Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение
высшего профессионального образования

«Тульский государственный университет»

ISSN 2071-6168

ИЗВЕСТИЯ ТУЛЬСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО УНИВЕРСИТЕТА

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

Выпуск 2

Тула
Издательство ТулГУ
2012

ISSN 2071-6168

УДК 621.86/87

Известия ТулГУ. Технические науки. Вып. 2. Тула: Изд-во ТулГУ, 2012. 511 с.

Рассматриваются научно-технические проблемы в области автоматизации производственных процессов и технологических систем, машиностроения и машиноведения, технологии и оборудования обработки металлов давлением, транспорта.

Материалы предназначены для научных работников, преподавателей вузов, студентов и аспирантов, специализирующихся в проблематике технических наук.

Редакционный совет

М.В. ГРЯЗЕВ – председатель, ***В.Д. КУХАРЬ*** – зам. председателя, ***В.В. ПРЕЙС*** – главный редактор, ***А.А. МАЛИКОВ*** – отв. секретарь, ***И.А. БАТАНИНА, О.И. БОРИСКИН, В.И. ИВАНОВ, Н.М. КАЧУРИН, Е.А. ФЕДОРОВА, А.К. ТАЛАЛАЕВ, В.А. АЛФЕРОВ, В.С. КАРПОВ, Р.А. КОВАЛЁВ, А.Н. ЧУКОВ***

Редакционная коллегия

О.И. Борискин (отв. редактор), А.Н. Карпов (зам. отв. редактора), Р.А. Ковалев (зам. отв. редактора), А.Н. Чуков (зам. отв. редактора), С.П. Судаков (выпускающий редактор), Б.С. Яковлев (отв. секретарь), И.Е. Агуреев, А.Н. Иноземцев, С.Н. Ларин, Е.П. Поляков, В.В. Прейс, А.Э. Соловьев

Подписной индекс 27851
по Объединённому каталогу «Пресса России»

«Известия ТулГУ» входят в Перечень ведущих научных журналов и изданий, выпускаемых в Российской Федерации, в которых должны быть опубликованы научные результаты диссертаций на соискание учёной степени доктора наук

© Авторы научных статей, 2012
© Издательство ТулГУ, 2012

АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПРОЦЕССОВ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ

УДК 621.311
В. С. Сальников, д–р техн. наук, проф., (4872) 35-18-87, stanki@uic.tula.ru
(Россия, Тула, ТулГУ),
О.А. Ерзин, канд. техн. наук, доц., (4872) 35-18-87, erzin79@mail.ru
(Россия, Тула, ТулГУ)

АВТОМАТИЗАЦИЯ УПРАВЛЕНИЯ МАТЕРИАЛЬНЫМ ПОТОКОМ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ ОПЕРАЦИИ

Представлена энергетическая модель технологической системы, являющаяся основой методики оценки эффективности технологических операций, позволяющей определять требуемое количество материальных и энергетических ресурсов, сравнивать приведенные их значения для различных условий функционирования и наметить пути снижения их потерь.

Ключевые слова: энергетическая модель, контур управления, передаточная функция ,входной и выходной потоки.

Известные методы оценки эффективности технологических операций, как правило, носят организационно-экономический характер, что влечет за собой чрезмерные обобщения и уход от физической сущности происходящих явлений. Они не позволяют вскрыть технические аспекты той или иной проблемы и наметить пути её решения [1, 2, 3].

В модели гибкого автоматизированного участка [4] сделана попытка учесть все особенности технологических процессов, материальных потоков и специфики производства в натуральных категориях. Полученное описание системы отличается громоздкостью, трудно подвергается анализу и не дает возможности сформировать единый подход к различным иерархическим уровням технологической системы (ТС). Известны методы моделирования, рассматривающие материальные и энергетические потоки через их расходы и наборы физико-химических и качественных показате-

лей [10]. В результате возрастает размерность моделей до 500…1500 переменных, каждая из которых может иметь свой критерий оценки. Хотя и отмечается, что наибольший удельный вес приходится на параметры и связи производственной структуры и технической системы, но не предусматривается возможность их вариации в процессе изменения условий функционирования и управления. Это ограничивает область возможных оптимальных стратегий. Модель многопродуктового производства [3] построена в классе непрерывных функций и в экономических категориях «стоимость», «доход», «спрос», «предложение» и т. д. Она позволяет сформировать оптимальные стратегии управления ТС при регулировании цены и объёмов производства, однако не вскрывает внутренних резервов системы, не дает возможности определить основные источники потерь и наметить структурные и параметрические изменения в системе, приводящие к адаптации ее к вариациям внешних условий.

Очевидно, для анализа функционирования ТС целесообразно представить её в виде взаимосвязанной многоконтурной системы, имеющей определённую иерархию [8]. Входами системы являются потоки основных и вспомогательных материалов, комплектующих и полуфабрикатов, потоки различных видов энергии. Выходы - это материальный поток готовой продукции, материальные отходы и потери энергии. Каждый поток имеет соответствующую интенсивность и качество. Под качеством будем понимать номенклатуру его составляющих и их параметры. ТС характеризуется некоторой структурой и параметрами. Структуру определяет совокупность взаимосвязанных контуров управления преобразованием потоков основных и вспомогательных материалов, инструмента, энергии и т. д. В качестве параметров такой системы выступают характеристики используемых технических средств и технологических процессов. Влияние элементов и контуров друг на друга задаётся функциями или операторами взаимных связей. Современные условия заставляют рассматривать ТС на различных иерархических уровнях как динамический объект. В течение длительных периодов времени она может функционировать в переходных режимах, сопровождаемых, например, колебаниями программы выпуска продукции.

Для решения поставленной задачи и обеспечения единого подхода к различным по физической сущности, динамике, а в некоторых случаях и целям управления контурам целесообразно использовать энергетические категории. Они позволяют сохранить своеобразие и технические особенности всех уровней системы: воздействие, процесс, машина, система машин [9]. Кроме этого, они позволяют перейти от системы с неформализованными и слабыми связями между контурами к стройному единому описанию ТС операции, а в дальнейшем, например при решении задач анализа динамики - к представлению ее виде одноконтурной системы.

Воспользуемся предложенным ранее методом представления со-

стояния ТС в некотором энергетическом пространстве [9]. В этом случае предметы производства, заготовки, детали и др. (материальный поток) должны быть представлены соответствующими энергетическими категориями - энергетическим содержанием элементов материального потока. Важно обеспечить идентичность подхода в определении энергетического содержания любого элемента на любой стадии технологического процесса.

Энергетическая модель, например, основного контура ТС операции, без учета перекрестных связей может быть представлена в виде системы, входом в которую является энергия заготовки $E_{заг}$, а выходом - энергия детали $E_{д}$:

$$E_{заг} = E_{д} + E_{отх}. \qquad (1)$$

Следует отметить, что пренебрежение перекрестными связями делает невозможным определение $E_{отх}$ на основании чисто кинематических и геометрических характеристик выполняемой операции и детали соответственно. В этом случае структурная схема ТС операции может быть представлена следующим образом (рис.1).

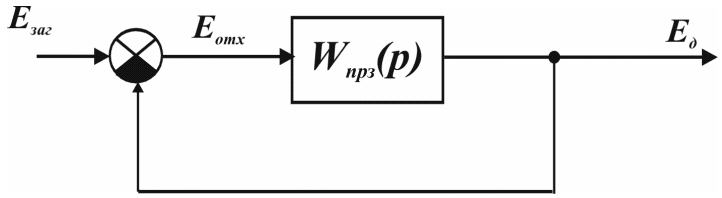


Рис. 1. Структурная схема основного контура энергетической модели технологической системы операции

В прямой цепи

$$W_{прз} = \frac{E_{д}}{E_{отх}} = \frac{1}{(E_{заг} / E_{д}) - 1}, \qquad (2)$$

где $E_{д} / E_{заг} = \Phi_{прз}(p)$ - передаточная функция замкнутой системы преобразования заготовки в деталь.

Передаточная функция $\Phi_{прз}(p)$ отражает динамику изменения снимаемого с заготовки припуска, а в установившемся режиме - коэффициент использования материала на конкретной операции.

К числу статических характеристик основного контура следует отнести коэффициент использования материала, который определяет его добротность. Инерционность контура зависит от длительности технологических операций и времени ожидания поступления следующей детали. При наличии в технологической цепочке межоперационных заделов формально длительность обработки конкретной детали возрастает на время ее пролеживания в заделах. С точки зрения управления заделы должны рассматриваться как элементарные звенья с запаздыванием. Величина запаздывания пропорциональна их ёмкости и длительности технологической

операции.

Добротность энергетического контура можно определить как отношение энергии, диссипируемой в ТС, к вводимой в неё. Она характеризует качество используемого оборудования, реализуемых технологических процессов и режимов работы. При такой постановке важное значение приобретает понятие полезной энергии. Под ней будем понимать энергию, идущую на преобразование свойств и формы заготовок, а также изменение пространственного расположения элементов материальных потоков.

Таким образом, полезной является вся вводимая в ТС энергия, за исключением энергии, выделяемой в виде тепла [9]. Инерционностью большинства элементов этого контура можно пренебречь по сравнению с основным контуром.

Добротность контура инструмента характеризует эффективность его использования. Если предположить, что каждый инструмент, прежде чем попасть в отходы, произвёл некую заданную полезную работу, то можно принять добротность этого контура равной единице. В этом случае такие характеристики, как число перезаточек, отношение числа инструментов, находящихся в работе, к общему числу инструментов в ТС и т.д., являются внутренними параметрами контура. Его инерционность можно определить через время, необходимое для доставки требуемого типа инструмента в начало заданного рабочего участка траектории его движения применительно к конкретному оборудованию [9].

В этом случае такие известные характеристики, как количество инструмента и энергии, необходимых для производства единицы продукции, выступают в виде коэффициентов перекрёстных связей.

На основании описания ТС в энергетическом пространстве [9] её декомпозиция на элементарные объекты становится достаточно очевидной. Это даёт возможность выделить главные и второстепенные входы и выходы и применить известное условное деление [8].

Энергетическая модель основного контура ТС операции с учетом перекрестных связей должна быть представлена в виде системы, входом в которую является полная вводимая энергия $E_{пол}$, а выходом – энергия детали $E_{Д}$:

$$E_{пол} = E_{затЭ} + E_{затМ}, \quad (3)$$

$$E_{затМ} = E_{заг} + E_{изн}, \quad (4)$$

где $E_{заг}$ – энергия заготовки; $E_{затЭ}$ – все виды энергии, затрачиваемой системой на преобразование заготовки в деталь в конкретных регламентированных условиях производства [9]; $E_{затМ}$ –энергия всех видов материальных ресурсов, используемых при выполнении операции.

При таком подходе энергетическая модель (ЭМ) технологической операции (ТО) может быть представлена следующей структурной схемой (рис. 2).

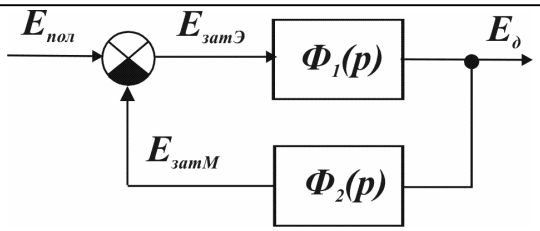


Рис. 2. Структурная схема энергетической модели технологической системы операции

Из схемы видно, что $\Phi_1(p) = \dfrac{E_д}{E_{затЭ}}$ - передаточная функция преобразования энергетических ресурсов в энергию заготовки, обратная ей функция отражает динамику изменения приведенных затрат энергии; $\Phi_2(p) = \dfrac{E_{затМ}}{E_д}$ - обратная передаточная функция преобразования энергии входных материальных ресурсов в энергию детали.

Очевидно, модель ТС операции должна быть преобразована таким образом, чтобы обеспечить сочленение моделей различных операций в общем ТП. Вероятно, объединение должно производиться в соответствии с принципами преобразования основного материального потока: т.е. входом должны быть $E_{заг}$, а выходом - $E_д$. Очевидно, модель ТС операции должна быть преобразована таким образом, чтобы обеспечить сочленение моделей различных операций в общем ТП. Вероятно, объединение должно производиться в соответствии с принципами преобразования основного материального потока, т.е. входом должны быть $E_{заг}$, а выходом - $E_д$ - (рис. 3).

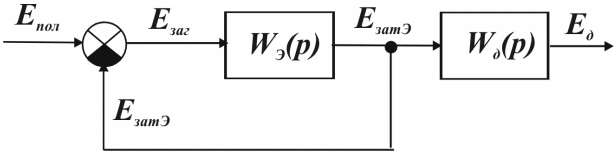


Рис. 3. Преобразованная структурная схема энергетической модели технологической системы операции

Для упрощения дальнейших выкладок пренебрежем затратами, связанными с износом инструмента. Они не соизмеримо меньше затрат энергии на формирование отходов основного материала. Тогда на основании закона сохранения энергии можно записать

$$E_{пол} = E_{затЭ} + E_{заг} = E_д + E_{отх} + E_{потЭ}, \qquad (5)$$

или

$$\frac{E_{пол}}{E_{заг}} = 1 + \frac{E_{затЭ}}{E_{заг}} = 1 + \frac{E_{затЭ}}{E_д}\frac{E_д}{E_{заг}} = 1 + \Phi_1^{-1}(p)\cdot\Phi_2^{-1}(p). \qquad (6)$$

В то же время в соответствии с законом сохранения энергии, используя равенство (5), можно записать

$$E_{д} + E_{отх} = E_{заг} + E_{затЭ} - E_{потЭ} = E_{заг} + E_{пр}, \qquad (7)$$

где $E_{пр}$ - энергия, которую необходимо затратить, чтобы диспергировать заготовку на деталь и отходы, характеризуемые так же, как и деталь, определенной геометрией и массой (F, m).

Это равенство позволяет сохранить адекватность модели при $\frac{E_{д}}{E_{заг}} \le 1$.

Очевидно, энергию преобразования условно можно представить в виде двух составляющих:

$$E_{пр} = E_{отх} + E_{пр3}, \qquad (8)$$

где $E_{пр3}$ - полезная составляющая энергии преобразования, характеризующая затраты энергии на формирования поверхностей детали. Она является функцией параметров оборудования и технологического процесса.

Вычисление $E_{потЭ}$ представляет собой определённую проблему, так как предполагается учет режимов обработки:

$$E_{потЭ} = \Delta E_{разр} + \Delta E_{стр} + \Delta E_{техн} + \Delta E_{ио}, \qquad (9)$$

где $\Delta E_{раз}$ - потери на нагрев и деформацию обрабатываемого материала; $\Delta E_{стр}$ - потери на образование поверхностей стружки; $\Delta E_{техн}$ - потери на образование лишних поверхностей, обусловленных необходимостью многопроходной обработки; $\Delta E_{ио}$ - потери в приводах технологической системы.

В этом случае структурную схему энергетической модели ТС операции можно представить следующим образом.

Из нее можно видеть, что

$$W_{Э}(p) = \Phi_1^{-1}(p) \cdot \Phi_2^{-1}(p); \quad W_{Э}(p) = \Phi_1(p), \qquad (10)$$

где $W_{Э}(p)$ - передаточная функция, определяющая необходимые энергетические ресурсы $E_{затЭ}$ для производства деталей с энергией $E_{д}$ из заготовок с энергией $E_{заг}$; $W_{д}(p)$ - передаточная функция, определяющая эффективность использования энергии в ТС операции.

Очевидно, в реальных условиях всегда существует расхождение Δ между требуемым значением энергии детали $E_{д0}$ и получаемым $E_{д}$ в количественном и качественном выражениях. Задача системы управления ТС операции заключается в минимизации этих отклонений. Передаточная функция регулятора системы $W_{P}(p)$ определяет материальные и энергетические ресурсы, необходимые для получения деталей с заданным значением $E_{д0}$. Можно предположить, что эта система статическая, то есть

функционирует всегда с некоторой ошибкой Δ. В определенном смысле Δ - это ошибка в свойствах получаемых деталей.

Очевидно, предложенный подход можно распространить на модель функционирования ТС при выполнении некоторой годовой программы N.

В этом случае учет программы выпуска равносилен пропорциональному увеличению энергии детали $E_{\partial 0}$, то есть $E_{\partial 0n} = NE_{\partial 0}$ представляет собой спрос на конкретные детали-операции. Тогда Δ - дефицит получаемых деталей в количественном и качественном выражениях.

Интересно отметить, что в общем случае $E_{\partial n} \neq NE_{\partial}$; $E_{полп} \neq NE_{пол}$; $E_{загп} \neq NE_{заг}$ и т. д. Это объясняется тем, что параметры соответствующих передаточных функций зависят от программы выпуска деталей.

Очевидно, $E_{полп} > 0$ всегда, она определяет необходимое количество ресурсов для получения заданного количества деталей заданного качества. Если предположить неограниченность материальных и энергетических ресурсов ТС, то можно считать регулятор $W_P(p)$ безынерционным звеном, то есть $W_P(p) = K_P$. Он определяет стратегию производства в смысле удовлетворения спроса и возможности ТС по покрытию этого спроса (вероятно, здесь следует говорить о части спроса, которую потенциально может удовлетворить конкретная ТС).

Предложенная энергетическая модель позволяет оценить эффективность ТС не только в комплексе, то есть по готовой продукции конкретного вида, но и по конкретной детали, входящей в готовую продукцию, так как спрос на конкретную деталь определяется спросом на готовое изделие.

Вероятно, Δ в энергетической модели однозначно определяется экономико-социальным запросом, так как в основу любой ТС положена цель удовлетворения потребностей, уменьшения или даже «ликвидации» дефицита.

Модель технологической системы операции может быть легко преобразована в модель, характеризующую динамику изменения энергетических потоков, поскольку

$$E_{\partial} = \int_0^{t_{шт}} P_{\partial} dt, \qquad (11)$$

где P_{∂} - поток энергии элемента материального потока (детали), формирующий за штучное время $t_{шт}$ заданное энергетическое содержание детали E_{∂}.

Разработанная энергетическая модель ТС операции является основой методики оценки эффективности технологических операций, позво-

ляющей определять требуемое количество материальных и энергетических ресурсов, сравнить приведенные их значения для различных условий функционирования и наметить пути снижения их потерь.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ проект № 10-08-97512-р_центр_а.

Список литературы

1. Автоматизация дискретного производства / под общей редакцией проф. Е. И. Семенова и проф. Л. И. Волчкевича. М.: Машиностроение; София: Техника, 1987. 520 с.

2. Имитационное моделирование в оперативном управлении производством / Н. А. Саломатин [и др.]. М.: Машиностроение, 1984. 208 с.

3. Левшин Л. В. Экономические связи между производством и потреблением. М.: Экономика, 1972. 256 с.

4. Основы автоматизации управления производством / под редакцией чл.–корр. АН СССР И. М. Макарова. М.: Высш. школа, 1983. 504 с.

5. Основы управления технологическими процессами / под редакцией Н. С. Райбмана. М.: Наука, 1978. 440 с.

6. Петров В. А., Масленников А. Н., Осипов Л. А. Планирование гибких производственных систем. Л.: Машиностроение, 1985.182 с.

7. Пуховский Е. С. Технологические основы гибкого автоматизированного производства. Киев: Выща шк. Головное изд–во, 1989. 240 с.

8. Растригин Л. А. Современные принципы управления сложными объектами. М.: Сов. Радио, 1980. 232 с.

9. Сальников В.С. Технологические основы эффективного энергопотребления производственных систем. Тула: Изд-во “Тульский полиграфист”, 2003. 187 с.

10. Справочник проектировщика АСУ ТП / под редакцией Г. Л. Смилянского. М.: Машиностроение, 1983. 527 с.

V.S. Salnikov, O.A. Yerzin

MANAGEMENT AUTOMATION BY THE MATERIAL STREAM IN TECHNOLOGICAL SYSTEM OF OPERATION

The power model of technological system which are a basis of a technique of an estimation of efficiency of production operations is presented, allowing to define demanded quantity material and power resources to compare their resulted values for various operating conditions and to plan ways of decrease in their losses.

Key words: power model, a control loop, a transfer function, entrance and target streams.

Получено 20.01.12

УДК 629.7.05:004
В.С. Карпов, д-р техн. наук, проф., декан, (4872) 33-25-20,
carcov@yandex.ru
(Россия, Тула, ТулГУ),
В.М. Панарин, д-р техн. наук, проф., нач. управления,
(4872) 35-35-50, panarin-tsu@mail.ru (Россия, Тула, ТулГУ),
Г.Ю. Царьков, нач. производственно-технического отдела,
(4872) 25-24-00, carcov@yandex.ru (Россия, Тула, ОАО «Тулаоблгаз»),
М.В. Панарин, канд. техн. наук, директор, (4872) 70-18-92,
Panarinmv@yandex.ru
(Россия, Тула, ООО «СервисСофт Инжиниринг ТулГУ»),
Н.А. Телегина, асп., (4872) 35-35-50, telegina.natasha@yandex.ru
(Россия, Тула, ТулГУ)

АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ ИНФОРМАЦИОННО-ИЗМЕРИТЕЛЬНАЯ СИСТЕМА НЕПРЕРЫВНОГО КОНТРОЛЯ КРАНОВЫХ УЗЛОВ ГАЗОПРОВОДОВ

Рассмотрены состав, функции и принцип действия информационно-измерительной системы непрерывного контроля параметров и условий работы крановых узлов магистральных газопроводов.

Ключевые слова: информационно-измерительная система, непрерывный контроль, крановый узел, телеметрия.

Московский кольцевой газопровод обеспечивает природным газом предприятия и жителей г. Москвы и Московской области. Это сложная система, включающая в себя газопроводы большого диаметра (Ду 1200 мм) и высокого давления (Ру 1,2 МПа), комплекс крановых узлов, газораспределительных станций, объектов электрохимической защиты.

В настоящее время контроль работы объектов Московского кольцевого газопровода проводится посредством осмотра и снятия технологических параметров в ручном режиме в процессе плановых осмотров объекта. При этом отсутствует оперативность реагирования на изменения технологических параметров, допускается их выход за допустимые пределы. Важной задачей обеспечения безопасного и надежного газоснабжения потребителей является непрерывный контроль параметров и условий работы газового оборудования. Решение задачи состоит в разработке информационно-измерительной системы московского кольцевого газопровода.

Разработанная информационно-измерительная система московского кольцевого газопровода предназначена [1,2], в первую очередь, для контроля работы крановых узлов и содержит в своем составе центральный диспетчерский пункт, на который поступает информация по каналам GSM со шкафов телеметрии, расположенных на крановых узлах Московского

кольцевого газопровода. От каждого оборудованного телеметрией кранового узла поступает следующая информация: давление газа в газопроводе до и после кранового узла; температура газа; температура грунта; информация о несанкционированном доступе на территорию кранового узла; уровень приема GSM станции и надежность канала; уровень заряда аккумуляторной батареи; напряжение питания солнечной батареи; данные самодиагностики оборудования.

Зарезервированы следующие функции: дистанционное закрытие и открытие задвижки кранового узла; контроль скорости коррозии оборудования кранового узла и прилегающих трубопроводов; контроль утечки газа в районе кранового узла; дистанционное видеонаблюдение за крановым узлом; дистанционное включение аварийной сирены и освещения кранового узла. Также зарезервирована возможность организации нескольких центров сбора, обработки и хранения информации с разграничением прав доступа.

Эти функции могут быть задействованы в процессе технического обслуживания и установки дополнительного оборудования на крановых узлах. Общий вид крановых узлов, оборудованных телеметрией с питанием от солнечных батарей, представлен на рис. 1.



Рис. 1. Общий вид крановых узлов, оборудованных телеметрией с питанием от солнечных батарей

Программное обеспечение информационно-измерительной системы непрерывного контроля параметров и условий работы крановых узлов (ИИС КУ) создано в соответствии с СП 42-101-2003 раздел АСУ и имеет несколько функционально законченных модулей с представлением информации в удобном для персонала виде с наглядным отображением параметров работы крановых узлов на географической карте, как показано на рис. 2.

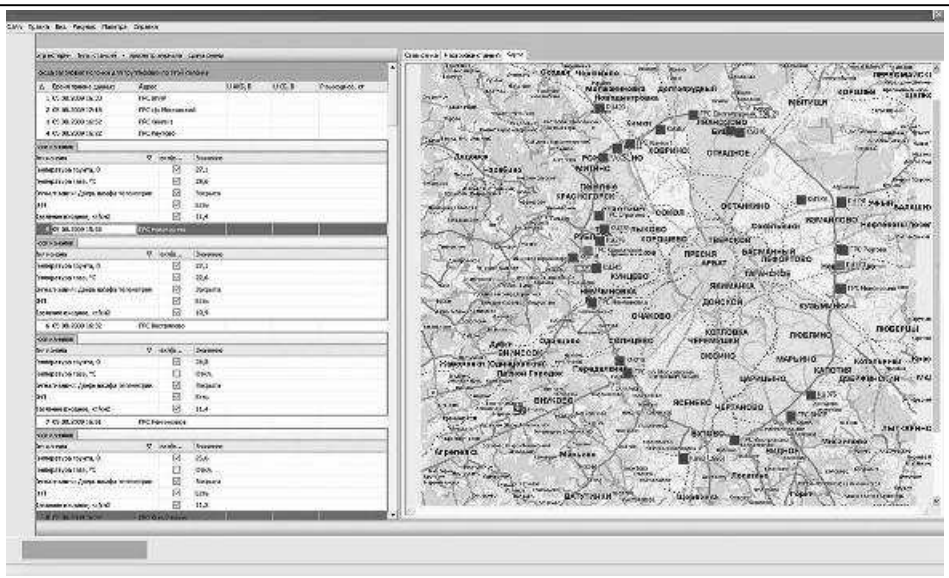


Рис. 2. Отображение крановых узлов и параметров их работы на географической карте

Работа крановых узлов в штатном режиме отображается синим цветом. В случае выхода каких-либо параметров за допустимые пределы, а также несанкционированного проникновения, отображение кранового узла на карте производится красным цветом, включается звуковой сигнал, предупреждающий о возникновении нештатной ситуации. Характер такой ситуации и все данные, поступающие с крановых узлов, отображаются диспетчерской программой в виде нескольких окон в табличном и графическом видах.

Программа центра сбора и обработки информации формирует списки нештатных ситуаций за любой промежуток времени, используя механизмы фильтрации, сортировки и группировки. Данные могут отображаться в виде таблиц и графиков за любые выбранные промежутки времени. Вся текущая и нештатная информация сохраняется в базе данных. В базе данных также хранятся все действия диспетчеров при работе с программой. Каждый диспетчер имеет свой код и уровень доступа при работе с программой. По базам данных формируются отчеты о работе крановых узлов с указанием начальной и конечной дат для выборки данных. Автоматически формируются суточные и месячные отчеты. Предусмотрена возможность передачи отчетов в офисные программы Microsoft Word и Excel, что удобно для их представления в печатной форме. Пример окна приведен на рис. 3.

Внедрение ИИС КУ позволило повысить надежность газоснабжения путем оперативного контроля состояния крановых узлов, которое ранее проверялось посредством периодических осмотров и снятия технологических параметров персоналом в ручном режиме. Задача усложнялась тем обстоятельством, что большинство крановых узлов Московского коль-

цевого газопровода не имеет сетевого энергоснабжения. Это потребовало разработки интеллектуального информационно-измерительного блока с малым энергоснабжением и питанием от солнечных батарей.

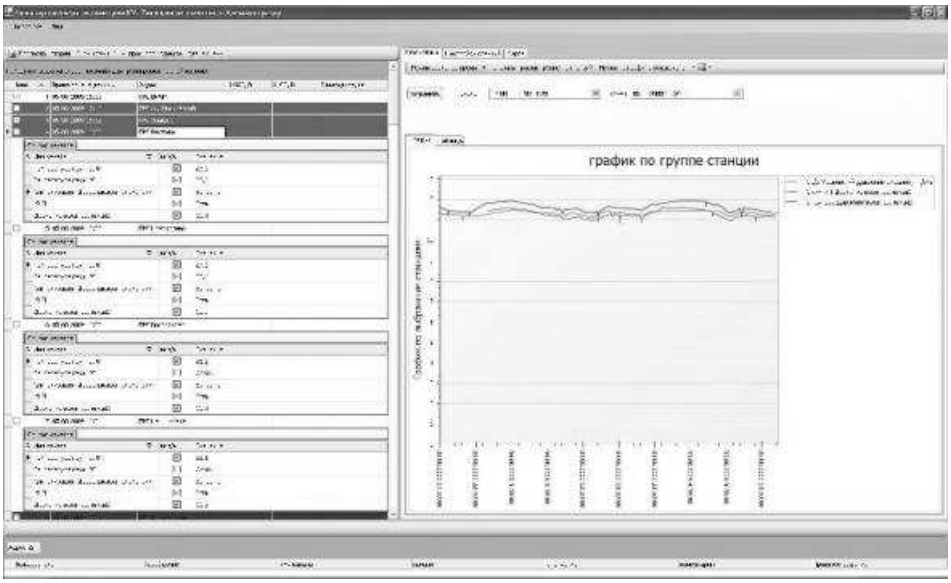


Рис. 3. Пример отображения информации параметров работы крановых узлов

Информационно-измерительный блок сертифицирован в системе Госстандарта РФ (Сертификат № РОСС RU.ME67.H00647).

Список литературы

1. Ларкин Е.В., Панарин М.В. Система сбора информации о состоянии станций катодной защиты газопроводов // Известия ТулГУ. Технические науки, 2010. Вып. 2. Ч 2.. С. 143- 147.

2. Панарин М.В., Драчен В.И. Системы телемеханики для мониторинга за удаленными объектами в газовой отрасли // Промышленное оборудование. 2010. № 1. С. 68-70.

3. Панарин М.В. Информационно-измерительная система мобильных объектов // Вестник ТулГУ. Сер. Проблемы управления электротехническими объектами, 2010. Вып. 5. С. 117-123.

V.S. Karpov, V.M. Panarin, G.U. Carcov, M.V. Panarin, N.A. Telegina

THE AUTOMATED INFORMATION-MEASURING SYSTEM FOR CONTINUOUS MONITORING OF GAS PIPELINES VALVE STATIONS

Composition, functions and operation of information-measuring system of continuous monitoring of parameters and conditions of GAS PIPELINES valve stations is considered.

Key words: information-measuring system, the continuous control, valve station, telemetry.

Получено 20.01.12

УДК 656.56:004
А.Л. Чеботарев, проректор, (4872) 33-45-48, alc@tsu.tula.ru
(Россия, Тула, ТулГУ),
В.М. Панарин, д-р техн. наук, проф., нач. Управления РИХОПД,
(4872) 35-35-50, panarin-tsu@mail.ru (Россия, Тула, ТулГУ),
Г.Ю. Царьков, нач. производственно-технического отдела,
(4872) 25-24-00, carcov@yandex.ru (Россия, Тула, ОАО «Тулаоблгаз»),
М.В. Панарин, канд. техн. наук, директор, (4872) 70-18-92,
Panarinmv@yandex.ru
(Россия, Тула, ООО «СервисСофт Инжиниринг ТулГУ»),
Н.А. Телегина, асп., (4872) 35-35-50, telegina.natasha@yandex.ru
(Россия, Тула, ТулГУ)

АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ ИНФОРМАЦИОННО-ИЗМЕРИТЕЛЬНАЯ И УПРАВЛЯЮЩАЯ СИСТЕМА ДЛЯ ТЕРРИТОРИАЛЬНО РАСПРЕДЕЛЕННЫХ СТАНЦИЙ КАТОДНОЙ ЗАЩИТЫ (СКЗ) С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СЕТИ GSM

Рассмотрены состав, функции и принцип действия автоматизированной информационно-измерительной и управляющей системы для территориально распределенных станций катодной защиты.

Ключевые слова: автоматизированная информационно-измерительная и управляющая система, станции катодной защиты, СКЗ, GSM.

Во многих отраслях промышленности, таких, как энергетика, газовая отрасль, построение автоматизированноизмерительных систем затруднено ввиду размещения объектов на значительных территориях, удаленных от центра управления или диспетчеризации. Так в газовой отрасли для электрохимической защиты газопроводов от коррозии используются станции катодной защиты (СКЗ), которые размещаются на всем протяжении газопроводов. Контроль работы станций катодной защиты в настоящее время производится путем периодических обходов обслуживающего персонала. Данный способ не обеспечивает своевременное выявление неисправностей и надежной защиты газопроводов от коррозии.

В настоящее время проблема защиты газопроводов от коррозии приобретает все большее значение. Это связано с тем, что основная часть газопроводов эксплуатируется более 30-50 лет. Применение СКЗ газопроводов замедляет процесс коррозии металла. Однако для обеспечения наилучшей защиты газопроводов, необходимо контролировать параметры работы СКЗ и при необходимости проводить коррекцию значений защитного потенциала, тока и напряжения в зависимости от состояния грунта, места пролегания газопровода. При этом параметры работы всех территориально-распределенных СКЗ, расположенных на значительных расстояниях

вдоль залегания газопроводов, должны синхронно корректироваться для обеспечения эффективной защиты.

Структура автоматизированной информационно-измерительной и управляющей системы для территориально распределенных СКЗ показана на рис. 1.

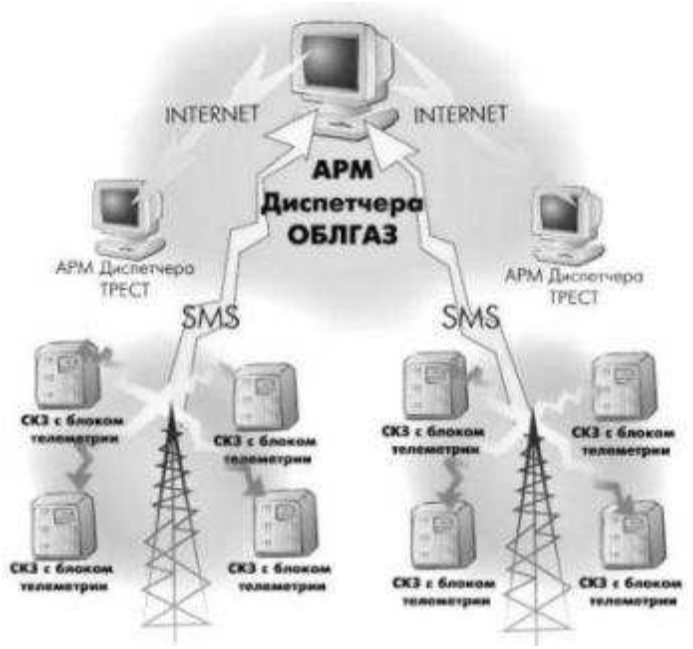


Рис. 1. Структура автоматизированной информационно-измерительной и управляющей системы для территориально распределенных СКЗ

Автоматизированная информационно-измерительная и управляющая система имеет три уровня. Нижний уровень представляет собой комплекс СКЗ, территориально распределенных и расположенных на значительных расстояниях между собой. На каждой СКЗ нижнего уровня устанавливается интеллектуальный блок, включающий в себя встроенное устройство связи с объектом, микропроцессор обработки данных и GSM-модуль для передачи информации по GSM-связи. Также блок включает в себя аккумуляторную батарею для обеспечения бесперебойной работы, в случае пропадания сетевого напряжения.

Информационно-управляющий блок через заданный интервал времени опрашивает параметры СКЗ: напряжение, ток и защитный потенциал. Кроме того, проводится проверка наличия напряжения питания, значения напряжения на аккумуляторе, уровня поля сотового оператора, контролируются попытки несанкционированного проникновения на СКЗ. В случае выхода контролируемых параметров за установленные значения или при несанкционированном проникновении, взломе СКЗ блок в автоматическом режиме через сотовую связь генерирует и передает информацию о воз-

никновении нестабильной (аварийной) ситуации на отдельные сотовые телефоны работников ответственных служб через SMS-сообщения.

Информация с информационно-управляющих блоков поступает на районные центры сбора информации (средний уровень) и на региональный центр сбора информации (верхний уровень). Причем на среднем уровне допуск к работе разрешен только с теми СКЗ, которые находятся непосредственно в данном районе, а на верхнем уровне – со всеми СКЗ региона.

Права доступа к СКЗ на среднем и верхних уровнях разграничены. Если на среднем уровне доступны функции сбора информации и управления СКЗ, то на верхнем возможен только сбор информации о параметрах коррозионной защиты. Этим достигается разграничение функции районных и региональных центров сбора информации в информационно-измерительной и управляющей системе для территориально распределенных СКЗ.

Для организации рабочих мест в центрах сбора информации среднего и верхнего уровней разработано единое программное обеспечение Station Dispatcher. Для разграничения применений на среднем или верхнем уровне в программе предусмотрена возможность ограничений уровня доступа к информации СКЗ.

Программное обеспечение устанавливается на персональном компьютере. Компьютер подключен через последовательный порт к внешнему модему сети GSM, который позволяет обмениваться SMS-сообщениями с СКЗ. Программа фиксирует все события, происходящие в системе, и действия оператора в журнале событий. Программа имеет главное окно (мониторинг), которое появляется при запуске программы и постоянно присутствует на экране монитора, и ряд вспомогательных окон, которые появляются на экране и закрываются при вызове определенных функций программы. Связь с терминалом поддерживается через драйвер – отдельный программный поток, который запускается из основной программы и обеспечивает прием и передачу информации, а также контроль подключения и исправности модема.

В процессе работы автоматизированной информационно-измерительной и управляющей системы для территориально распределенных СКЗ информация с приборов (амперметр, вольтметр, счетчик расхода электроэнергии) через блок сопряжения поступает на входные контакты информационно-измерительного блока со встроенным контроллером управления. В контроллере управления происходит обработка данных и формирование пакетов, для последующей передачи по GSM-каналу на средний и верхний уровни. Аппаратно-программный комплекс рабочего места диспетчера принимает поступившие пакеты данных с блоков станций катодной защиты и в автоматическом режиме производит обработку и анализ данных с последующим отображением их на экране компьютера

(рис. 2). Центр сбора и обработки информации оперативно получает информацию о величине защитного электрического тока, напряжения, уровень защитного потенциала, показания счетчика расхода электроэнергии.

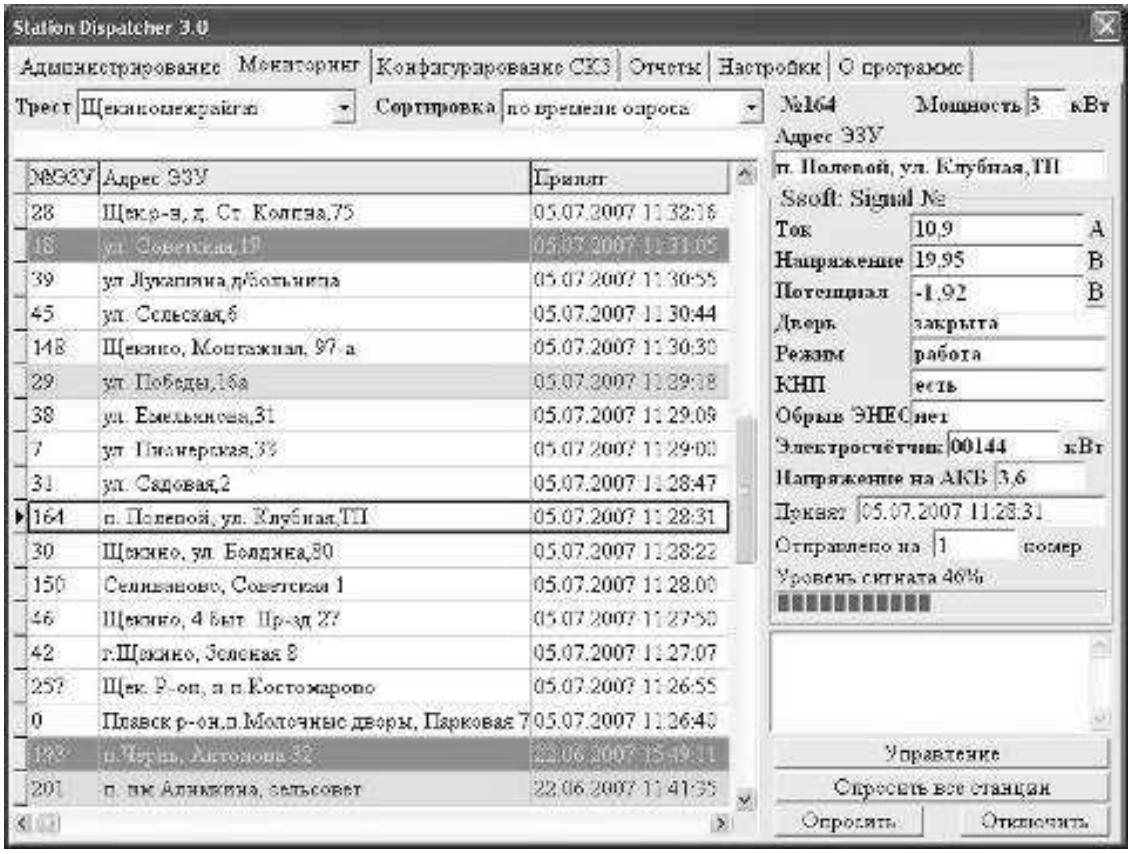


Рис. 2. Рабочее окно программы центра сбора и обработки информации

Вся полученная информация сохраняется и архивируется в базе данных, что позволяет формировать отчеты и строить графики за различные временные периоды по любым станциям катодной защиты. Обеспечивается экстренная звуковая и световая сигнализация при обрыве кабеля, потере питания а связи с несанкционированным доступа к СКЗ. Также в системе реализована функция управления, что позволяет диспетчеру удаленно регулировать текущие параметры работы СКЗ, тем самым поддерживать необходимый уровень защитного потенциала на всей территории пролегания подземных газопроводов.

В процессе технической реализации разработана единая система, структурно состоящая из множества интеллектуальных информационно-управляющих блоков, устанавливаемых на территориально удаленных объектах, и одного или нескольких центров сбора, обработки и хранения информации, включая мобильные центры.

Разработан интеллектуальный информационно-управляющий блок, общий вид которого приведен на рис. 3.



Рис. 3. Интеллектуальный информационно-управляющий блок

На основе разработанных принципиальных электрических схем на оборонном предприятии г. Зеленограда Московской области изготовлены печатные платы, общий вид которых приведен на рис. 4

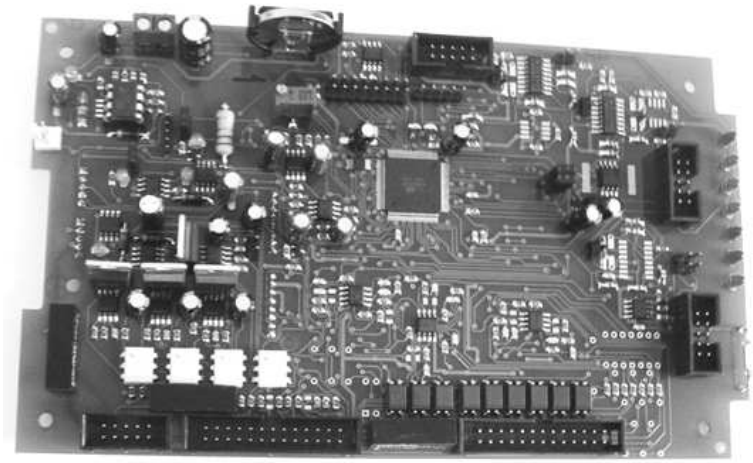


Рис. 4. Общий вид печатных плат с размещенными элементами

Информационно-управляющий блок состоит из микропроцессора, модуля GSM, устройств сопряжения с первичными датчиками и исполнительными элементами, устройства самодиагностики и таймера.

Информация с блоков поступает в один или несколько центров сбора, обработки и хранения в следующих режимах: по запросу, выходу за установленные пределы, таймеру и командам самодиагностики. Центры информации в зависимости от решаемых задач могут иметь иерархическую структуру.

В газовой отрасли автоматизированная информационно-измерительная и управляющая система реализованы применительно к территориально распределенным станциям катодной защиты.

Система позволяет повысить надежность защиты газопроводов от коррозии посредством непрерывного мониторинга и коррекции параметров работы станций катодной защиты (СКЗ), а именно величины защитно-

го потенциала, тока и напряжения в зависимости от состояния грунта, места пролегания газопровода. При этом параметры работы всех территориально-распределенных СКЗ, расположенных на значительных расстояниях вдоль залегания газопроводов, синхронно корректируются для обеспечения эффективной защиты.

Техническое решение защищено патентом РФ на изобретение [3], программное обеспечение зарегистрировано в Роспатенте РФ (свидетельство № 2011612128). Программа модуля управления интеллектуальной станцией катодной защиты внедрена в ОАО «Тулаоблгаз», ОАО «Мособлгаз», ОАО «Рязаньгоргаз», ОАО «Хабаровскккрайгаз».

Список литературы

1. Ларкин Е.В., Панарин М.В. Система сбора информации о состоянии станций катодной защиты газопроводов // Известия ТулГУ. Технические науки. Вып. 2. Ч 2. 2010. С. 143 – 147.

2. Панарин М.В., Драчен В.И. Системы телемеханики для мониторинга за удаленными объектами в газовой отрасли / Промышленное оборудование. 2010, № 1. С. 68-70.

3. Адаптивная система катодной защиты подземных сооружений: Пат. C23F13/02. Заявл. 26.02.2008. Опубл. 10.09.2009. Бюл. № 25.

A.L. Chebotarev, V.M. Panarin, G.U. Jsarcov, M.V. Panarin, N.A. Telegina

AUTOMATED INFORMATION AND DATA MEASURING CONTROLLING SYSTEM FOR GEOGRAPHICALLY-DISTRIBUTED CATHODIC PROTECTION STATIONS (CPS) WITH THE GSM NETWORK USAGE

Components, functions, operating principle of the automated information and data measuring controlling system for geographically-distributed cathodic protection stations are considered.

Key words: automated information and data measuring controlling system, cathodic protection stations, CPS, GSM.

Получено 20.01.12

УДК 67.05
А.Н. Иноземцев, д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой, (4872) 35-18-87, zem@tsu.tula.ru (Россия, Тула, ТулГУ),
Н.И. Пасько, д-р техн. наук, проф., (4872) 35-18-87 (Россия, Тула, ТулГУ),
А.В. Анцев, канд. техн. наук, доц., (4872) 35-18-87, antsev@tula.net (Россия, Тула, ТулГУ)

СИТУАЦИОННОЕ УПРАВЛЕНИЕ РЕСУРСОМ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА

Описан процесс ситуационного управления ресурсом режущего инструмента, рассмотрены вопросы оптимизации режимов резания для различных критериев оптимальности и приведены примеры различных производственных ситуаций.

Ключевые слова: режущий инструмент, ресурс, ситуационное управление, приведенная наработка, оптимизация.

В серийном производстве для предприятий машиностроения характерно большое многообразие производственных ситуаций, оказывающих влияние на качество и конкурентоспособность продукции, своевременный выпуск изделий и т. п. Для ведения успешной экономической деятельности требуется оперативное управление производственным процессом в зависимости от сложившихся обстоятельств. Это относится и к процессам обработки резанием, для эффективного управления которыми требуется вероятностный анализ ситуации с позиций теории надежности. При этом необходимо оперировать категорией ресурса режущего инструмента, который в различных условиях и обстоятельствах проявляет себя по-разному (в одних случаях достаточно знать среднюю наработку на отказ, в других – закон распределения периода стойкости, анализировать последствия отказа инструмента, учитывать ограничения на срок выполнения станочной работы и т. д.). Это приводит к многовариантности критериев оптимальности режимов резания, в то время как в действующих нормативах заложен единственный критерий – минимум себестоимости.

В условиях серийного, мелкосерийного и индивидуального производства инструмент эксплуатируется при переменных режимах резания: одним инструментом обрабатывается несколько переходов одной заготовки или различных заготовок. Возникают задачи: как оценить наработку инструмента в этом случае, каков израсходованный ресурс и сколько инструмент сможет еще обработать переходов, заготовок и т. п. Данные задачи приобретают особую значимость для станков с числовым программным управлением (ЧПУ), где отказ инструмента в процессе резания крайне нежелателен и зачастую приводит к браку детали или поломке станка.

Таким образом, актуальной является задача построения теоретически обоснованной методики, учитывающей данные о надежности режущего инструмента при оптимизации основных режимных параметров лезвий-

ной обработки с учетом сложившейся производственной ситуации. Такая методика должна предусматривать ее использование как на рабочем месте технолога, назначающего режимы резания, так и на станках с ЧПУ, оснащенных современными системами управления (класса PCNC).

Задача учета фактора надежности режущего инструмента относительно просто решается для массового и крупносерийного производства. Обработка ведется в больших объемах, и благодаря массовости выполняются условия для использования закона больших чисел. Если в известных формулах для расчета режимов резания, выведенных из детерминированных соображений, величины, являющиеся на самом деле случайными, заменить их средними значениями, то в большинстве случаев полученные формулы останутся корректными. Например, в формулах, полученных Темчиным Г.И. [1] для случая замены инструмента по отказу, достаточно под стойкостью инструмента понимать ее среднее значение.

Если применяется параллельная или профилактическая замена инструмента, то необходим учет функции надежности инструмента. Соответствующие формулы были получены в работах Пасько Н.И., Краплина М.А., Иноземцева А.Н. и некоторых других авторов [2]. В условиях серийного, мелкосерийного и единичного производства, когда период стойкости инструмента сравним со временем обработки партии, задача учета фактора надежности режущего инструмента значительно усложняется. Здесь уже прежний прием замены в детерминированных формулах соответствующих значений средними величинами невозможен.

При ситуационном управлении ресурсом режущего инструмента период стойкости инструмента рассматривается как случайная функция от режимов резания, свойств обрабатываемого материала, геометрии режущей части и т.п. При фиксированных значениях отмеченных параметров период стойкости является случайной величиной. Коэффициент вариации $v_T = \sqrt{D_T}\,/\,\overline{T}$ характеризует разброс периода стойкости и отражает как качество изготовления инструмента, так и условия его эксплуатации. Здесь $\overline{T}$ – среднее значение периода стойкости [3], D_T – дисперсия. По данным действующих нормативов коэффициент вариации стойкости не зависит от скорости резания, что в дальнейшем и предполагается. Этот факт подтверждается экспериментальными исследованиями различных авторов [3, 4].

Для разработки общего подхода к оценке наработки и показателей надежности инструмента при его эксплуатации на переменных режимах резания удобно использовать понятие приведенной наработки инструмента

$$\tau = \sum_{i=1}^{K} \frac{t_{\text{рез}i}}{\overline{T}_i}. \qquad (1)$$

Здесь работа, выполняемая инструментом, представлена K элемен-

тарными переходами – под элементарным переходом понимается часть технологической операции, при которой режимы резания (скорость, подача, глубина обработки) остаются постоянными. Каждый переход характеризируется временем резания $t_{\text{рез}i}$ и периодом стойкости $\overline{T_i}$, который имеет инструмент, если работает только на этом i-м переходе. Для оценки надежности инструмента, эксплуатируемого при переменных режимах резания, применяется понятие нормированной функции надежности

$$\hat{P}(\tau) = 1 - \hat{F}(\tau), \tag{2}$$

где

$$\hat{F}(\tau) = \hat{F}\left(\sum_{i=1}^{K} \frac{t_{\text{рез}i}}{\overline{T_i}}\right) - \tag{3}$$

нормированная функция распределения, описывающая случайную величину, с математическим ожиданием, равным единице и дисперсией равной коэффициенту вариации стойкости. Такая функция характеризует инструмент в целом и не зависит от конкретных режимов резания.

Модели процесса восстановления инструмента могут быть различными в зависимости от того, учитываются ли последствия отказа инструмента (приводит ли отказ к браку, какой это брак-исправимый или неисправимый) и как обнаруживается этот отказ (в процессе резания или по окончании обработки). Учет этих особенностей позволяет избежать существенных погрешностей при оптимизации режимов резания. В качестве примера можно привести операцию сверления глубокого отверстия в стволе охотничьего ружья ТОЗ-87 (или МЦ-21). Чрезмерный износ пластины вызывает увод оси сверла. Это обнаруживается после окончания процесса резания на операции контроля – заготовка уходит в неисправимый брак из-за разностенности. Вместо нее обрабатывается другая (новая) заготовка. В силу того, что основное время обработки достаточно велико (для рассматриваемого примера оно составляет 23 мин), имеется значительная потеря производительности станка, что не учитывается традиционной моделью. Во избежание этого для вычисления среднего числа восстановлений инструмента за время обработки партии целесообразно использовать следующую формулу:

$$H_{\text{g}} = \frac{F_{\text{g}} + \sum_{j=0}^{\text{g}-1} H_{\text{g}-j} \cdot \Delta F_j}{1 - \Delta F_0}, \tag{4}$$

где g – объем обрабатываемой партии заготовок; $F(t)$ – функция распределения периода стойкости; $F_g = F(t_{\text{рез}} i)$; $\Delta F_j = F(t_{\text{рез}} \cdot [j+1]) - F(t_{\text{рез}} \cdot j)$.

Оптимизация режимов резания может проводиться при различных

критериях оптимальности. При оптимизации скорости резания по критерию минимума себестоимости и максимума производительности процесс замены инструмента представлен процессом накопления

$$\hat{\Phi} = A' + Nt_{\text{рез}} / \Lambda + A'' H(t), \tag{5}$$

где $\hat{\Phi}$ – целевая функция; A' – затраты, не зависящие от режимов резания; N – объем обрабатываемой партии заготовок; A'' определяется по формуле $A'' = A_2 / A_1$, где A_1, A_2 – коэффициенты, значения которых определяются видом критерия оптимальности и зависят от конкретных условий обработки. Например, для критерия максимума производительности формула (5) приобретает вид

$$\bar{t}_N = C + Nt_{\text{рез}} / \Lambda + \overline{T}_{\text{в}} \hat{H}(\tau), \tag{6}$$

где $\overline{T}_{\text{в}}$ – среднее время восстановления инструмента; $\hat{H}(\tau)$ – нормированная функция восстановления, которая выражает среднее число восстановлений инструмента за время обработки партии.

Для серийного производства характерен случай, когда партия заготовок начинает обрабатываться новым или вновь заточенным инструментом. Среднее число восстановлений при этом определяется из интегрального уравнения восстановления

$$\hat{H}(\tau) = H(t) = F(t) + \int_0^t H(t-s) \cdot dF(s). \tag{7}$$

Оптимальный период стойкости находится путем решения уравнения $d\bar{t}_N / dv = 0$. После преобразований получаем

$$\overline{T} = -\left(\frac{d \ln \overline{T}}{d \ln v} + 1 \right) \overline{T}_{\text{в}} \Lambda \hat{h}(\tau), \tag{8}$$

где $\hat{h}(\tau)$ – нормированная плотность восстановления. Для массового производства при вычислении $\hat{H}(\tau)$ можно пользоваться асимптотической формулой

$$\hat{H}(\tau) = H(t) = t / \overline{T}. \tag{9}$$

В этом случае оптимальный период стойкости определяется из уравнения

$$\overline{T} = -\left(\frac{d \ln \overline{T}}{d \ln v} + 1 \right) \overline{T}_{\text{в}} \Lambda. \tag{10}$$

Однако в серийном производстве формула (10), заложенная в действующих нормативах, дает существенную погрешность (рис. 1). На приведенном числовом примере (рис. 2) производительность обработки, за счет использования аналитической формулы (8) повышается на 14 %.

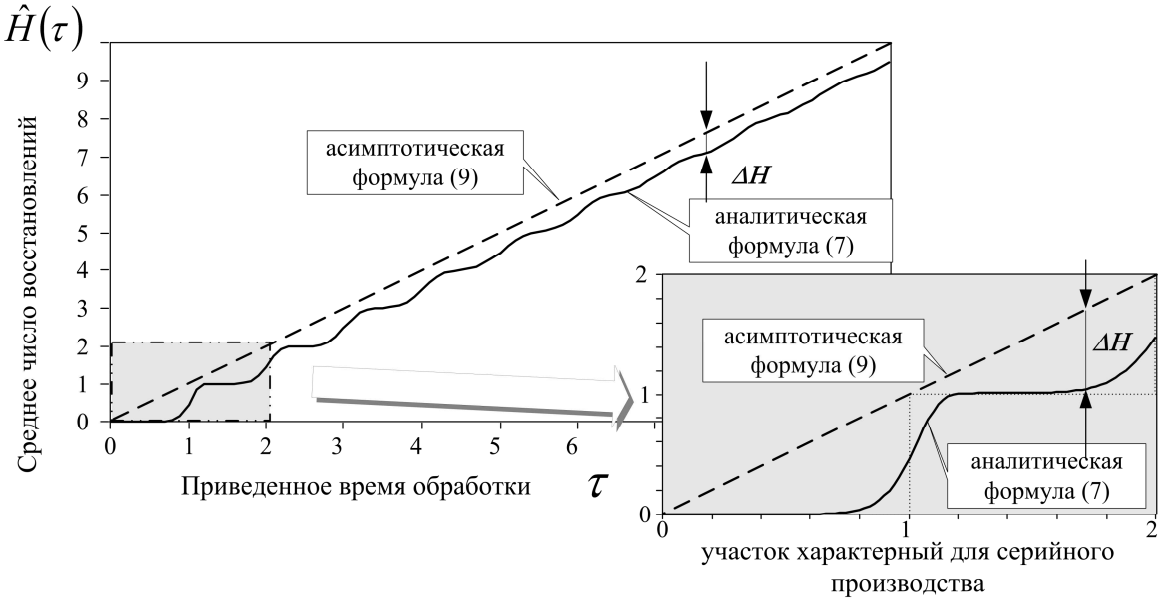


Рис. 1. График нормированной функции восстановления для распределения Вейбулла при коэффициенте вариации стойкости $v_T = 0{,}1$

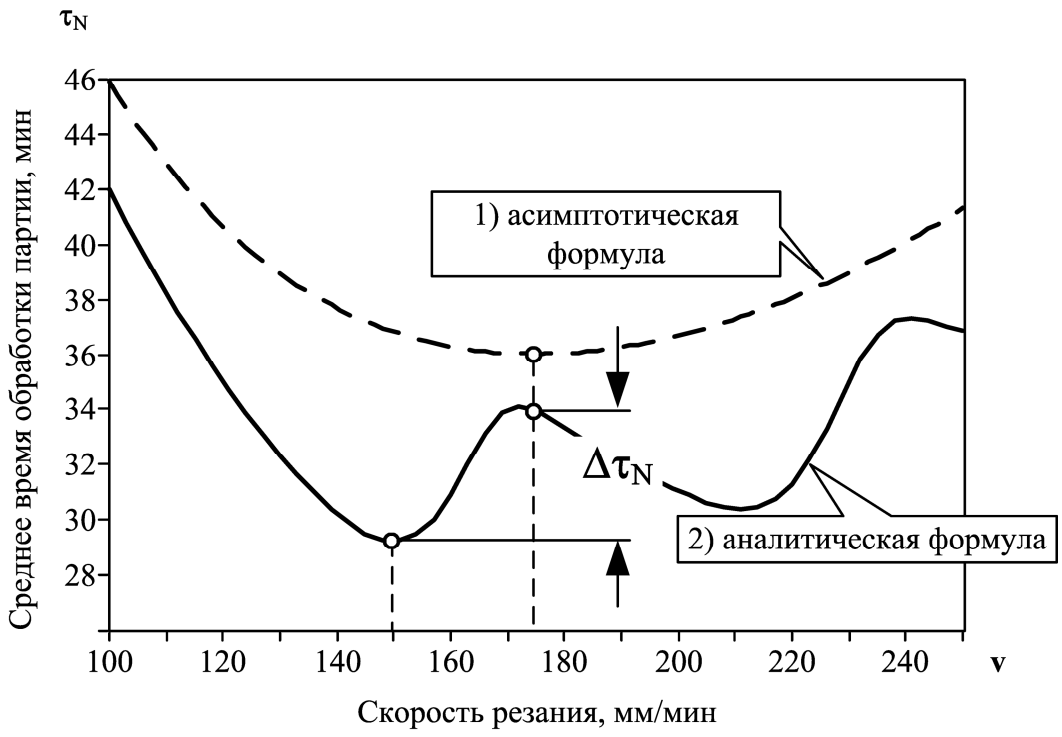


Рис.2. Иллюстрация, показывающая эффективность использования разработанной модели:
пунктирной линией показано решение, соответствующее нормативам – формула (10);
сплошной линией показано точное решение – формула (8)

Исследования показали, что при оптимизации режимов резания необходимо учитывать объем партии N и разброс стойкости инструмента v_T. При изменении размера партии необходимо пересчитывать оптимальные режимы обработки. Оптимальная скорость резания может быть как меньше нормативной, так и больше нее.

Оптимальный период стойкости и эффективность предлагаемой модели зависят от коэффициента вариации стойкости. Чем меньше разброс стойкости, тем существеннее расхождение между нормативной стойкостью и стойкостью, подсчитанной по предлагаемой формуле, и тем больше эффективность модели.

Получено решение для многопереходной обработки

$$\overline{T}_i = -\left(\frac{d\ln \overline{T}_i}{d\ln v_i} + 1\right)\overline{T}_{\text{в}}\Lambda_i \hat{h}(\tau),\ i = 1..K. \qquad (11)$$

Для случая, когда партия начинает обрабатываться новым инструментом, оптимизировать каждый переход независимо от других нельзя. Оптимальные периоды стойкости для каждого участка находятся путем решения предложенной системы уравнений.

Для механической обработки характерны случаи, когда крайне важно обеспечить безотказную работу инструмента от начала до завершения процесса резания. Сюда можно отнести, например, финишные операции, когда припуск на обработку мал. Остановка оборудования и замена инструмента до окончания процесса резания, как правило, вызывают брак и потерю заготовки. Для предотвращения неблагоприятных исходов обработки целесообразно проводить профилактическую (или принудительную) замену инструмента.

Для оптимизации периода профилактической замены удобно использовать понятие приведенной наработки инструмента и нормированную функцию надежности, поскольку инструмент в общем случае может эксплуатироваться на переменных режимах резания (например, обрабатывать несколько переходов).

Профилактическая замена инструмента проводится, если приведенная наработка соответствующего инструмента τ превысит плановое значение $\tau_{\text{пл}}$. В качестве критерия оптимальности для определения оптимального значения $\tau_{\text{пл}}$ используются удельные затраты на единицу приведенной наработки

$$\Theta = \{Э_{\text{во}}[1 - \hat{P}(\tau_{\text{пл}})] + Э_{\text{пв}}\hat{P}(\tau_{\text{пл}})\} / \overline{\tau}_{\text{пл}}, \qquad (12)$$

где $Э_{\text{во}}$ – средние затраты на одно восстановление по отказу; $Э_{\text{пв}}$ – средние затраты на одно профилактическое восстановление; $\overline{\tau}_{\text{пл}} = \int_0^{\tau_{\text{пл}}} \hat{P}(\tau)d\tau$ - средняя приведенная наработка инструмента до его замены (принудитель-

ной или по отказу). Оптимальное значение периода $\tau_{пл}$ определяется из условия $d\Theta / d\tau_{пл} = 0$, которое после проведения дифференцирования и необходимых преобразований приводится к следующему уравнению:

$$\hat{P}(\tau_{пл}) + \hat{\lambda}(\tau_{пл})\overline{\tau}_{пл} = \frac{1}{1-\gamma}. \qquad (13)$$

Здесь $\gamma = Э_{пв}/Э_{во}$; $\hat{\lambda}(\tau_{пл})$ – приведенная интенсивность (опасность) отказов, то есть $\hat{\lambda}(\tau) = -\frac{d\hat{P}(\tau)}{d\tau} / \hat{P}(\tau)$. Решение уравнения (13) в явном виде в общем случае получить не удается, поэтому приходится использовать численные методы. Для случая распределения Вейбулла [5], которое чаще всего используют для характеристики надежности инструмента, нормированная функция надежности имеет вид $\hat{P}(\tau) = \exp\{-[\tau\Gamma(1+1/\alpha)]^{\alpha}\}$. Параметр α связан с коэффициентом вариации стойкости v_T соотношением $\nu_T = \sqrt{\Gamma(1+2/\alpha)/\Gamma^2(1+1/\alpha) - 1}$.

Если отказ инструмента приводит к браку, то в затраты по отказу должны включаться затраты на исправление этого брака. При этом необходимо учитывать, что потери от брака увеличиваются от операции к операции, поскольку растет себестоимость обработки.

На выбор периода принудительной замены влияют производственные обстоятельства. При расчете следует учитывать, что брак детали может вызвать срыв поставки партии продукции в установленный срок. Поскольку взамен выбывшей детали придется проводить новую заготовку по всем операциям заново, необходимо менять график работ, проводить переналадку оборудования и т. д. Например, при обработке партии ружей для пробной продажи затраты по отказу могут расцениваться значительно выше, поскольку возврат партии или невыполнение ее в установленный срок приводит к ухудшению имиджа предприятия.

В случае оптимизации режимов резания в действующих нормативах гарантированный период стойкости берется от оптимального периода для случая замены по отказу, что некорректно, и приводит к существенным погрешностям. Во избежание этого оптимальный период стойкости целесообразно рассчитывать по формуле

$$\overline{T}_i = -\left(\frac{d\ln\overline{T}_i}{d\ln v_i} + 1\right) A\hat{h}_{пл}(\tau),\ i = 1..K, \qquad (14)$$

где A – коэффициент, не зависящий от режимов резания,

$$A = \frac{Э_{во}}{Э_t}\left[1 - \hat{P}(\tau_{пл})\right] + \frac{Э_{пв}}{Э_t}\hat{P}(\tau_{пл}),$$

где $\hat{h}_{пл}(\tau)$ – нормированная функция плотности восстановления для про-

филактической замены инструмента; $Э_t$ – стоимость станко-минуты. Из (14) следует, что скорости резания на каждом переходе необходимо оптимизировать совместно. Время обработки партии заготовок t_N в силу ряда случайных факторов имеет разброс. Это необходимо учитывать в тех производственных ситуациях, где имеет особое значение выполнение станочной работы в установленный срок.

Анализ затрат времени на обработку партии показал, что в условиях серийного производства надежность режущего инструмента оказывает существенной влияние на закон распределения времени обработки партии. Оптимизация режимов обработки с учетом закона распределения времени выполнения задания рассматривалась в работах Н.И. Пасько, А.Н. Иноземцева, где были предложены стохастические критерии оптимальности: минимум гамма-процентного времени обработки партии, минимум риска невыполнения задания в установленный срок, минимум экономического риска и получены решения для случая одноинструментной одноперходной обработки. Для случаев многопереходной и многоинструментной последовательной видов обработок, характерных для серийного производства, может быть получено более общее решение.

Например, для критерия минимума риска невыполнения задания в установленный срок $t_{\text{пл}}$ $R = \int\limits_{t_{\text{пл}}}^{\infty} \frac{1}{\sqrt{2\pi D_{t_N}}} e^{-\frac{(u-\bar{t}_N)^2}{2D_{t_N}}} du$ оптимальные периоды стойкости для каждого i-го перехода j-го инструмента рассчитываются по формуле

$$\overline{T}_{ji} = \Lambda_{ji}\left(\mu_j - 1\right)\overline{T}_{\text{в}j}\left(\hat{h}_j(\tau) + \frac{P_2 - P_0}{P_1}\frac{\overline{T}_{\text{в}j}\hat{\Psi}(\tau)}{2\sqrt{D_{t_N}}}\right),\ j = 1..Q,\ i = 1..K_j, \quad (15)$$

где $P_i = \int\limits_{z_{\text{пл}}}^{\infty} e^{-\frac{z^2}{2}} z^i dz$, $i = 0; 1; 2$, $z_{\text{пл}} = \frac{t_{\text{пл}} - \bar{t}_N}{\sqrt{D_{t_N}}}$; D_{t_N} – дисперсия времени обработки партии, $\hat{\Psi}(\tau) = 2\int\limits_0^{\tau} \hat{H}(\tau - u)d\hat{H}(u) + 2\hat{H}(t)$.

При оптимизации режимов резания необходимо учитывать различные ограничения. Детерминированные ограничения, учитывающие качество поверхностного слоя, жесткость инструмента и заготовки, наклеп и ряд других факторов рассмотрены в работах Г.И. Темчина, А.М. Гильмана, В.Ф. Боброва и др. В условиях серийного производства при оптимизации режимов резания целесообразно использовать ряд стохастических ограничений, учитывающих фактор надежности режущего инструмента.

В промышленности часто встречаются случаи обработки уникальных дорогостоящих заготовок на операциях где отказ инструмента в процессе резания крайне нежелателен и приводит к браку. Речь идет об обработке больших заготовок, для которых время резания соизмеримо с периодом стойкости. Примером может служить чистовая токарная обработка патрубка шарового крана большого диаметра (до 1,4 м), при этом стоимость одной заготовки составляет около 100 000 рублей. Оптимальные скорости резания для каждого перехода находятся из системы уравнений

$$\begin{cases} \lambda \cdot \hat{f}\left(\tau_{\text{рез}}\right) \cdot \dfrac{\Lambda_i}{\overline{T}_i} \cdot \left(1 + \dfrac{d \ln \overline{T}_i}{d \ln v_i}\right) + 1 = 0, \qquad i = 1 \ldots K, \\ \hat{F}\left(\tau_{\text{рез}}\right) - R = 0. \end{cases} \tag{16}$$

В случаях, когда лимитируется расход инструмента на обработку партии заготовок и невыполнение задания в установленный срок в результате преждевременного расходования инструмента крайне нежелательно, целесообразно применять стохастическое ограничение

$$F\left(N \cdot t_{\text{рез}}\right) \le R. \tag{17}$$

Как показано выше, для серийного производства характерна многовариантность критериев оптимальности. Вопрос выбора критерия оптимальности неоднозначен. Сложность заключается в том, что критерии зачастую нельзя сравнить между собой – оптимизируемые показатели выражаются в разной форме – экономические затраты, время, риск. Кроме этого существует недостаточная информация о конкретной ситуации. Выбирать критерий оптимальности и назначать режимы обработки приходится в условиях неопределенности.

На практике лицо, принимающее решение (технолог, оператор станка, рабочий и т.д.), делает свой выбор на основе личного опыта. На сегодняшний день на отечественных предприятиях не хватает квалифицированных специалистов, способных принимать подобные решения. Одним из возможных путей для преодоления таких трудностей является использование экспертных систем. Применение экспертной системы ситуационного управления ресурсом режущего инструмента позволит снизить затраты (времени, экономические) на обработку партии заготовок: для случая замены инструмента по отказу – на 5…10 %; для профилактической замены – на 10…20%, а также учесть множество факторов и особенностей, характерных для серийного производства.

Список литературы

1. Темчин Г.И. Многоинструментные наладки. Теория и расчет. М.: МАШГИЗ, 1963. 443 с.

2. Пасько Н.И. Надежность станков и автоматических линий. Тула: ТПИ, 1979. 106 с.

3. Башков В.М., Кацев П.Г. Испытания режущего инструмента на стойкость. М.: Машиностроение, 1985. 136 с.

4. Высоковский Е.С., Топчий А.М. Влияние скорости резания на надежность твердосплавных резцов // Надежность режущего инструмента. Киев: Техника, 1972. 268 с.

5. Кацев П.Г. Статистические методы исследования режущего инструмента. М.: Машиностроение, 1975. 166 с.

A.N. Inozemtsev, N.I. Pasko, A.V. Antsev

SITUATION MANAGEMENT OF CUTTING TOOL'S LIFE TIME

The process of situation management of cutting tool's life time is described in this article, the issues of optimization of the cutting conditions for a variety of optimality criterion and examples of various work situations are considered.

Key words: cutting tools, life time, situation management, reduced operating time, optimization.

Получено 20.01.12

УДК 621.311

В. С. Сальников, д–р техн. наук, проф., (4872) 35-18-87, stanki@uic.tula.ru (Россия, Тула, ТулГУ),
О.А. Ерзин, канд. техн. наук, доц., (4872) 35-18-87, erzin79@mail.ru (Россия, Тула, ТулГУ)

МОДЕЛЬ УПРАВЛЕНИЯ АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМОЙ ОПЕРАЦИИ

Представлена модель управления технологической системой операции, базирующаяся на энергетическом подходе, учитывающая параметры материального потока, характеристики обрабатывающей системы и условия ее функционирования.

Ключевые слова: модель управления, многоцелевой станок, передаточная функция, амплитудно-частотная характеристика.

Для решения задачи оценки эффективности использования многоцелевых станков (МЦС) предложено следующее энергетическое представление, в котором станок рассматривается как некая система, преобразующая входной поток заготовок в поток готовых деталей. При этом учитываются задействованные в системе энергоресурсы. В этом случае выходной

поток может быть выражен с помощью оператора преобразования через входной поток (рис.1).

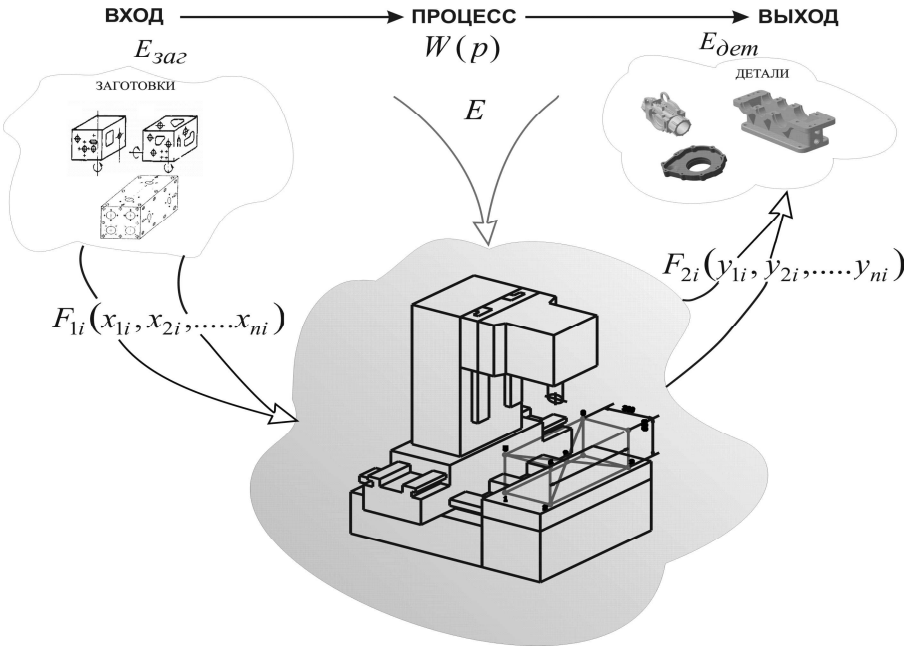


Рис.1. Энергетическое представление обрабатывающей системы

Оператор энергетических преобразований $W(p)$ представляет собой динамическое соотношение приведенных энергозатрат к исходному энергосодержанию заготовки.

Известно, что множество заготовок обрабатываемых на МЦС подчиняется известному закону распределения. Но распределение заготовок, поступающих на каждый конкретный типоразмер станка, может иметь отличный от этого распределения закон. Очевидно, для перехода из области характеристических размеров обрабатываемых заготовок в область временных и частотных характеристик можно воспользоваться известным соотношением для трудоемкости обрабатываемых деталей на МЦС. В этом случае распределение деталей по размерам может быть преобразовано в спектральную плотность энергии входного потока заготовок.

Для исследования выходных параметров системы в этом случае достаточно использовать передаточную функцию системы и её амплитудно-частотную характеристику (АЧХ).

Описание МЦС можно представить в виде взаимосвязанной многоконтурной системы. Входами системы являются потоки основных и вспомогательных материалов, а также потоки различных видов энергии. Выходы - это материальный поток готовой продукции, материальные отходы и потери энергии. Каждый поток имеет соответствующую интенсивность и качество.

Целью данной работы является рассмотрение основного контура.

Рассмотрим в качестве примера ТС операции МЦС и определим параметры соответствующих передаточных функций, входящих в структурную схему (рис. 2), будем искать в классе функций [2]:

$$W_P(p)=1;$$

$$W_Э(p)=\frac{K_Э(T_{Э1}p+1)}{(T_{Э2}p+1)}; \qquad (1)$$

$$W_д(p)=\frac{K_д(T_{д1}p+1)}{(T_{д2}p+1)},$$

где $W_Э(p)$ - передаточная функция, определяющая необходимые энергетические ресурсы $E_{затЭ}$ для производства деталей с энергией $E_д$ из заготовок с энергией $E_{заг}$; $W_д(p)$ - передаточная функция, определяющая эффективность использования энергии в ТС операции.

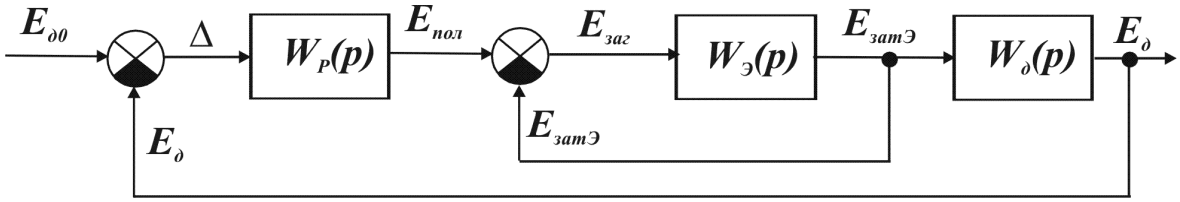


Рис. 2. Структурная схема энергетической модели технологической системы операции со звеном регулятора

Этот класс функций открывает широкие возможности моделирования различных процессов, протекающих в системах. На эти функции необходимо наложить ограничения, в частности, связанные с природой происходящих явлений. Например, вероятно, что первое энергетическое звено должно обладать дифференцирующими свойствами $T_{Э1} \geq T_{Э2}$. Это связано с тем, что материальный поток диспергируется, для того чтобы получить деталь заданного качества и выделить диссипативную составляющую энергетического потока. В то же время

$$\frac{E_д(p)}{E_{заг}(p)}=W_д(p)\cdot W_Э(p)=\frac{K_д K_Э(T_{д1}p+1)(T_{Э1}p+1)}{(T_{д2}p+1)(T_{Э2}p+1)}. \qquad (2)$$

Очевидно, что $K_M = K_д K_Э$ представляет собой коэффициент использования материала, то есть свойство заготовки. Для определенной выборки заготовок для МЦС его можно принять постоянным и равным 0,9. В то же время можно утверждать, что при любом изменении энергии заготовки одновременно изменяется и энергия детали. И, наоборот, любое изменение детали мгновенно приводит к изменению энергии заготовки в процессе обработки. Таким образом, при таком подходе можно предположить, что функция (2) представляет безынерционное звено, то есть

$$T_{Э1} = T_{д2} = T_1; \quad T_{Э2} = T_{д1} = T_2. \tag{3}$$

Это говорит, в частности, о том, что второе энергетическое звено с передаточной функции ТС $W_д(p)$ обладает интегрирующими свойствами, то есть накапливает энергию в обрабатываемой детали.

Передаточная функция замкнутой системы (см. рис. 2) примет вид

$$\Phi_{д0}(p) = \frac{E_д}{E_{д0}} = \frac{W_p(p)\cdot W_Э(p)\cdot W_д(p)}{(1+W_Э(p))+W_p(p)\cdot W_Э(p)\cdot W_д(p)} = \\ = \frac{K_P K_д K_Э^*(T_2 p+1)}{(T_2^* p+1)+K_P K_д K_Э^*(T_2 p+1)}, \tag{4}$$

где $K_Э^* = K_Э/(1+K_Э); \quad T_2^* = (T_2 + K_Э T_1)/(1+K_Э)$.

Таким образом, передаточная функция МЦС представляет собой звено аналогичное (1):

$$\Phi_{д0}(p) = \frac{K_0(T_2 p+1)}{(T_3 p+1)}, \tag{5}$$

где $K_0 = \frac{K_P K_д K_Э^*}{1+K_P K_д K_Э^*}; \qquad T_3 = \frac{(T_2^* + K_P K_д K_Э^* T_2)}{1+K_P K_д K_Э^*}.$

В случае описания элементов структуры (см. рис.2) апериодическими звеньями

$$K_Э^* = K_Э/(1+K_Э); \quad T_Э^* = T_Э/(1+K_Э);$$

$$\Phi_{д0}(p) = \frac{E_д}{E_{д0}} = \frac{W_p(p)\cdot W_Э(p)\cdot W_д(p)}{(1+W_Э(p))+W_p(p)\cdot W_Э(p)\cdot W_д(p)} = \frac{K}{(T^2 p^2 + 2eTp+1)};$$

$$K_0 = \frac{K_P K_д K_Э^*}{1+K_P K_д K_Э^*}; \qquad T = \sqrt{\frac{T_Э^* T_д}{1+K_Э^* K_д K_p}}; \qquad e = \frac{T_Э^* + T_д}{2\sqrt{T_Э^* T_д\left(1+K_Э^* K_д K_p\right)}}.$$

Передаточная функция по энергозатратам

$$\Phi_{затЭ}(p) = \frac{E_{затЭ}}{E_{д0}} = \frac{W_p(p)\cdot W_Э(p)}{(1+W_Э(p))+W_p(p)\cdot W_Э(p)\cdot W_д(p)}.$$

Для класса функций (1)

$$\Phi_{затЭ}(p) = \frac{K_p K_Э(T_1 p+1)}{1+K_Э(T_1 p+1)+K_p K_Э K_д(T_2 p+1)} = \frac{K_0(T_1 p+1)}{(T_3 p+1)}, \tag{6}$$

где $K_0 = \frac{K_P K_Э}{1+K_Э+K_P K_д K_Э}; \qquad T_3 = \frac{K_Э(T_1 + K_P K_д T_2)}{1+K_Э+K_P K_д K_Э}.$

Таким образом, звено остается такого же вида, что и (1).

Для случая двух апериодических звеньев

$$\Phi_{затЭ}(p) = \frac{K_p K_Э (T_д p + 1)}{(T_д p + 1)(T_Э p + 1) + K_Э (T_д p + 1) + K_p K_Э K_д} = \frac{K_0 (T_д p + 1)}{(T^2 p^2 + 2eTp + 1)} \quad (7)$$

где

$$K_0 = \frac{K_Р K_Э}{1 + K_Э + K_Р K_д K_Э};\ T = \sqrt{\frac{T_Э T_д}{1 + K_Э + K_Р K_д K_Э}};$$

$$e = \frac{(T_Э + (1 + K_Э) T_д)}{2\sqrt{T_Э T_д (1 + K_Э + K_Р K_д K_Э)}}.$$

Таким образом, вид передаточной функции изменился. При больших значениях $К_Э$ (что справедливо для большинства случаев $К_э >> К_д$) функция будет обладать свойствами избирательного фильтра.

Интересно отметить, что задержка в формировании выходного сигнала определяется в этом случае сложностью и размерами обрабатываемой заготовки или максимальным характеристическим размером станка, числом используемых инструментов, скоростью их быстрых перемещений и числом проходов каждого [1].

Длительность переходного процесса определяется максимальной постоянной времени системы. В данном случае будем исходить из того, что вспомогательное время, характеризующее какую либо операцию, выполняемую на МЦС, определяет тот минимум затрат временных ресурсов, который формально необходим, чтобы задать требуемые условия реализуемости этой операции. Поэтому в соответствии с оговоренными ранее ограничениями предположим, что

$$T_2 > T_{всп} \approx n_{сри} m_{српр} (2\alpha B) / V_{XX}, \quad (8)$$

где $n_{ср}$, $m_{српр}$ - среднее число соответственно инструментов и проходов каждого из них, используемых при обработке данного класса заготовок; α - коэффициент, учитывающий соотношение между размерами стола B и расстоянием от него до инструментального магазина; V_{XX} - средняя скорость быстрых перемещений инструмента во время выполнения вспомогательных операций с учетом участков разгона и торможения в циклах позиционирования.

Для однозначности расчетов примем следующие значения рассмотренных параметров: $n_{ср} = 12$, $m_{српр} = 2$, $\alpha = 1.5$, $V_{XX} = 6\,м/мин$. В этом случае $T_2 > (800...1000) \cdot B, с$. Поскольку при таком подходе энергетиче-

ская модель МЦС представляет собой звено с некоторой полосой пропускания, значение второй постоянной времени выберем из определения возможного диапазона изменения параметров заготовок, обеспечивающих высокоэффективное функционирование МЦС, например $T_1 \approx (5...10)T_2, c$. Для системы (1) и (6) амплитудно-частотная характеристика примет следующий вид (рис.3). Эта зависимость показывает, что при повышении частоты входного сигнала возрастают затраты энергоресурсов в системе.

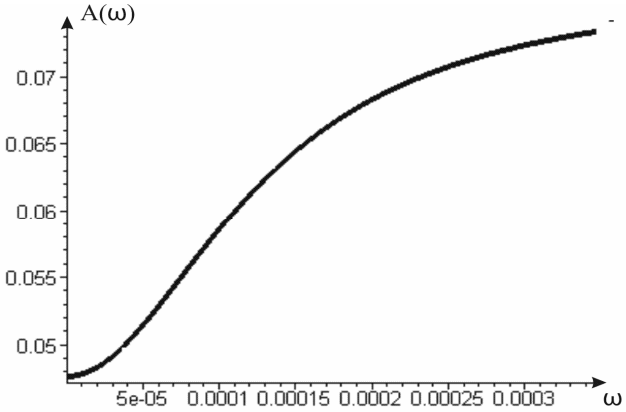


Рис. 3. Амплитудно-частотная характеристики системы

Предложенное энергетическое представление позволяет производить оценку эффективности использования МЦС в динамически изменяемых условиях их загрузки по номенклатуре и объему производства.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ проект № 10-08-97512-р_центр_а.

Список литературы

1. Сальников В.С. Энергоресурсы технологической системы // Автоматизация и информатизация в машиностроении (АИМ 2001): сб. науч.трудов Второй междунар. элекетронной науч.-техн. конф. Тула: Гриф и К, 2001. С. 168.

2. Сальников В.С., Ерзин О. А., Бутко Е.А., Энергетический подход к анализу эффективности технологических систем. // Известия ТулГУ. Сер. Технологическая системотехника. Тула: Изд-во ТулГУ, 2006. Вып. 7. С.13.

V.S. Salnikov, O.A. Yerzin

MODEL OF MANAGEMENT OF THE AUTOMATED TECHNOLOGICAL SYSTEM OF OPERATION

The model of management of technological system of the operation, based on the power approach, considering parametres of a material stream, the characteristic of processing system and a condition of its functioning is presented.

Key words: model of management, the multi-purpose rig, a transfer function, an amplitude-frequency characteristic.

Получено 20.01.12

УДК 621.9
Г.В. Шадский, д–р техн. наук, проф., (4872) 35-18-87, stanki@uic.tula.ru
(Россия, Тула, ТулГУ),
С.В. Сальников, студент, (4872) 35-18-87, stanki@uic.tula.ru
(Россия, Тула, ТулГУ)

УПРАВЛЕНИЕ КОЛЕБАТЕЛЬНЫМИ ПРОЦЕССАМИ В ЗОНЕ РЕЗАНИЯ

Разработана математическая модель процесса управления разрушением зоны резания, основанная на колебательном характере движения фрагментов срезаемого слоя и учитывающая интенсифицирующее электрическое воздействие.

Ключевые слова: математическая модель, зона резания, электрический ток, дислокационная теория, тело Максвелла.

Автоколебания, возникающие при резании, весьма распространенное явление. Им посвящено достаточно много исследований. Они наблюдаются практически на всех станках не зависимо от их функционального назначения и класса точности. Это сложный процесс, в котором участвуют вынужденные колебания и автоколебания практически всех элементов технологического оборудования. Вибрации, проявляющиеся во взаимных колебаниях инструмента и заготовки, снижают производительность, точность и надежность станков, хотя есть примеры полезного использования колебаний, которые искусственно создаются для обеспечения некоторых параметров технологических процессов.

Исследование вибраций в настоящее время проводится в двух аспектах: для их устранения и для того, чтобы управлять технологическим процессом, используя уровень вибраций как один из информационных сигналов и показатель его качества. Существует также гипотеза о возможности самоорганизации процесса вибраций в направлении полезного использования их энергетических ресурсов.

Процесс упругопластического деформирования материалов в зоне резания является одним из источников зарождения высокочастотных и среднечастотных колебаний в технологической системе. При исследовании этого явления можно воспользоваться одной из известных моделей: Максвелла, Фойгта или Кельвина. Например, модель тела Максвелла описывает твердое тело, обладающее свойствами жидкости (рис. 1).

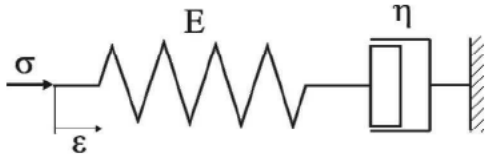


Рис. 1. Модель твердого тела Максвелла

Она нашла достаточно широкое применение и связывает величину деформаций упругого и вязкого звеньев с напряжением, действующим на систему [1]. Упругое звено определяется соотношением Гука, вязкое – соотношением ньютоновского типа:

$$\dot{\varepsilon} = \dot{\sigma} / E + \sigma / \eta, \qquad (1)$$

где E - модуль упругости Юнга; η - коэффициент вязкого трения σ - напряжение, действующее на систему; $\dot{\varepsilon}$ - скорость деформации; $\dot{\sigma}$ - скорость изменения напряжения.

Анализ этой модели при постоянной нагрузке показал, что скорость деформации также постоянна и деформирование ничем не ограничено:

$$\varepsilon = (\sigma / \eta)t + \varepsilon_0 .$$

Эта модель хорошо описывает ползучесть многих полимерных материалов. Тест этой модели на релаксацию предполагает, что система нагружена некоторым постоянным напряжением σ_0, а деформация зафиксирована. Интегрируя (1) при $\dot{\varepsilon}$=0, получаем

$$\sigma = \sigma_0 \cdot e^{-t/\tau}, \qquad (2)$$

где $\tau = \eta / E$ - время релаксации.

В реальных твердых телах напряжение до нуля не релаксирует. Для описания этого явления требуются более точные модели. Модель Фойгта предполагает параллельное соединение упругого и вязкого звеньев (рис.2).

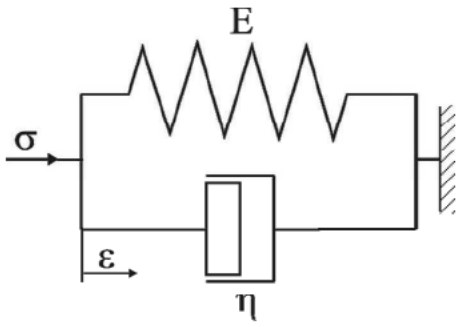


Рис. 2. Модель твердого тела Фойгта

При таком соединении элементов их деформация будет одна и та же, а напряжение равно сумме напряжений, действующих на них:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon + \eta \cdot \dot{\varepsilon}. \qquad (3)$$

Модель хорошо описывает ползучесть материала. В частности, ползучесть материала при постоянном напряжении в рамках этой модели подчиняется экспоненциальному закону:

$$\varepsilon = \sigma_0 \cdot (1 - e^{-t/\tau}) / E. \qquad (4)$$

Таким образом, эта модель так же, как и модель Максвелла, не совсем адекватно описывает явление релаксации.

Модель Кельвина отличается от модели Фойгта тем, что к последней добавлен еще один упругий элемент, подсоединенный последовательно. Она обладает теми же недостатками, что и две рассмотренные ранее.

Для исследования процесса резания с учетом колебательных явлений в этом аспекте предложена следующая физическая модель (рис. 3).

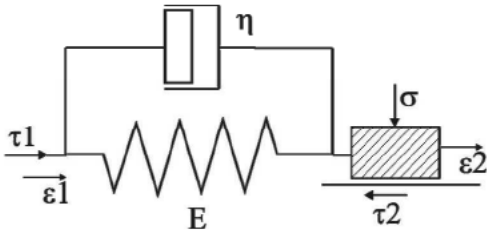


Рис. 3. Модель твердого тела с инерционной составляющей

Для описания явлений релаксации в модели учитываются сухое трение и масса перемещаемого в процессе деформации элемента среды. Модель может быть представлена следующей зависимостью:

$$\tau_1 - \tau_2 = E \cdot (\varepsilon 2 - \varepsilon 1) + \eta \cdot (\dot{\varepsilon} 2 - \dot{\varepsilon} 1) + m \cdot \ddot{\varepsilon} 2, \qquad (5)$$

где σ – результирующее напряжение, приложенное к элементу по нормали к плоскости скольжения; m – масса единичного элемента упруго-деформируемой среды, перемещаемого под действием напряжений; $\tau 1$ – возмущающее касательное напряжение, действующее на элемент среды; τ_2 – касательное напряжение, обусловленное наличием сухого трения при скольжении элементов среды относительно друг друга; $\varepsilon 1$, $\varepsilon 2$ – деформации соответственно на входе и выходе рассматриваемого звена.

В предлагаемой математической модели будем полагать, что сила трения пропорциональна нормальной нагрузке:

$$\tau 2 = \sigma \mu, \qquad (6)$$

где μ – коэффициент трения, действующий в плоскости скольжения.

Коэффициент трения μ в общем случае является функцией скорости, а в покое – и функцией продолжительности неподвижного контакта [1, 2]. При трогании с места коэффициент трения меняет свое значение от μ_n до μ_∂:

$$\mu = \mu_0 + f(\dot{\varepsilon}),$$

$$\mu_0 = \begin{cases} \mu_n \quad при \quad \left|\dot{\varepsilon}\right| \approx 0; \\ \mu_\partial \cdot sign\left(\dot{\varepsilon}\right) при \quad \left|\dot{\varepsilon}\right| > 0; \end{cases} \qquad f(\dot{\varepsilon}) = \begin{cases} f_1(\dot{\varepsilon}) \quad при \quad \ddot{\varepsilon} \geq 0; \\ f_2(\dot{\varepsilon}) \quad при \quad \ddot{\varepsilon} < 0; \end{cases} \qquad (7)$$

где μ_n, μ_∂ – коэффициенты трения в моменты покоя и движения соответственно; $f_1(\dot{\varepsilon})$, $f_2(\dot{\varepsilon})$ – составляющие коэффициента трения, зависящие от скорости взаимного движения элементов деформируемой среды.

Рассматриваемая модель отражает динамику развития напряженного состояния и последующего его проявления в характере изменения деформаций элементов рассматриваемого звена.

Ползучесть материала при постоянном напряжении в рамках этой модели подчиняется более сложному закону и не может быть выражена в явном виде. В зависимости от параметров модели ползучесть может описываться экспоненциальным, колебательным затухающим или прерывистым законами. Например, численное моделирование при малых значениях параметров вязкого трения, в предположении, что $\varepsilon_1 = V \cdot t$, и при малых скоростях приложения внешнего возмущения дало прерывистый характер динамики изменения деформации (рис. 4). Проведенные исследования позволяют утверждать, что в определенных условиях, действительно, возникает режим поэтапного или эстафетного механизма развития деформации в системе.

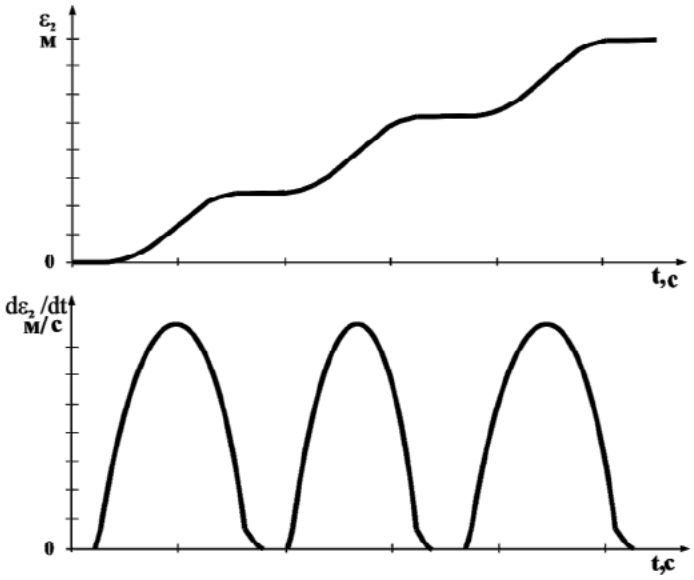


Рис. 4. Графики деформации и скорости ее изменения на конечном элементе звена

Рассмотренная модель дает возможность моделировать различные условия развития упругопластических деформаций в элементе объема при его разрушении. Однако она не дает возможности оценить энергетический и временной аспекты процессов разрушения, сопровождающих резание металлов. Для построения моделей, описывающих эти явления, необходимо рассмотреть поведение коллективов или цепочек аналогичных звеньев, образующих в каждый конкретный момент времени единую плоскость скольжения.

Она объясняет эстафетную передачу деформации в плоскости сдвига при резании, а также известное явление ослабления сопротивления при накоплении в системе разрушений. В данном случае это связано с моментами выхода отдельных элементов с плоскости сдвига наружу (выпадения их из общей системы, образующей упругопластически деформируемую среду, находящуюся в стадии предразрушения).

Проведенные исследования позволили получить определенные рекомендации по назначению режимов резания. Однако предложенная модифицированная модель твердого тела Максвелла не учитывает влияния дискретного электрического воздействия и выдает завышенные значения частот релаксационных процессов. Для устранения отмеченных недостатков предложено ввести в модель упругие элементы, отражающие опережающее движение упругой составляющей деформации, и формализовать связь коэффициента трения покоя и амплитудного значения дискретного электрического воздействия. Физическая модель такой системы, состоящей из n звеньев, представлена на рис. 5.

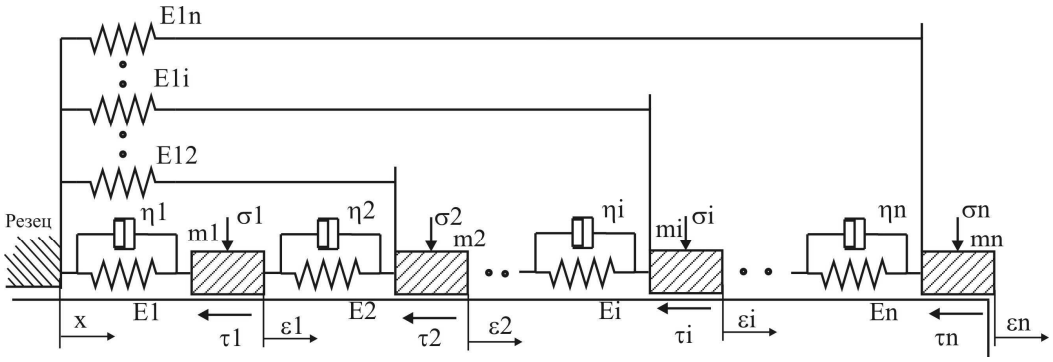


Рис. 5. Модель зоны предразрушения

Такая модель может быть описана системой уравнений

$$E_i\varepsilon_{(i-1)} + \eta_i\dot{\varepsilon}_{(i-1)} + E_{1i}\varepsilon_i = \tau_i + (E_i + E_{(i+1)})\varepsilon_i + (\eta_i + \eta_{(i+1)})\dot{\varepsilon}_i - \\ - E_{(i+1)}\varepsilon_{(i+1)} - \eta_{(i+1)}\dot{\varepsilon}_{(i+1)} + m_i \cdot \ddot{\varepsilon}_i \qquad (8)$$

где m_i –масса единичного i-го фрагмента упруго-деформируемой среды, перемещаемого под действием напряжений; τ_i –касательное напряжение, обусловленное наличием сухого трения при скольжении фрагментов среды относительно друг друга; $\varepsilon_{(i-1)}$ –деформация, возбуждающая напряженное состояние i-го фрагмента среды; $\varepsilon_{(i+1)}$– деформация, передаваемая последующему фрагменту зоны предразрушения вдоль мгновенной плоскости сдвига в направлении действия внешнего возмущения; E_i- модуль упругости Юнга i-го фрагмента среды; η_i- коэффициент вязкого трения; E_{1i}, ε_i- модуль упругости Юнга и величина относительной деформации

участка деформируемой среды от точки приложения возмущающего воздействия до i-го фрагмента среды.

Анализ приведенной зависимости показывает, что для повышения эффективности процесса разрушения материала в плоскости сдвига необходимо ускорить процесс старта нанофрагментов. Дискретное электрическое воздействии способно решить эту задачу одним из ранее рассмотренных механизмов: путем генерации отталкивающих электродинамических сил в местах стягивания тока в плоскости сдвига, электрического микровзрыва перемычек между микротрещинами; пластификации зоны резания за счет ее дополнительного нагрева электрическим током и снижения благодаря этому коэффициента трения.

Наиболее предпочтительными и менее энергоемкими являются первые два механизма. Они оказываю влияние только на коэффициент трения покоя. Учитывая характер влияния электрического тока на механические характеристики материала (опыты Г. Вертгейма), предложена следующая зависимость:

$$\mu_n = \mu_{n0} - A_{\mu 1} I^2,$$

где μ_{n0}, $A_{\mu 1}$- коэффициенты аппроксимации зависимости коэффициента трения от действующего тока I.

Учитывая, что и величина приложенного нормального напряжения на фрагменты срезаемого слоя существенно уменьшается при реализации первого механизма, следует ожидать достаточно высокой эффективности дискретного электрического воздействия с точки зрения управления процессом направленного разрушения зоны резания.

В качестве параметра, характеризующего механизмы интенсификации процесса резания, предложено использовать температуру в зоне резания. Её контроль целесообразно проводить с помощью измерения естественной термоЭДС пары материалов инструмент заготовка.

Решение рассмотренной системы (8) показало, что в процессе обработки в зоне предразрушения генерируется широкий спектр частот, который объясняется разным количеством нанофрагментов, одновременно участвующих в движении в различные моменты времени при образовании мгновенных плоскостей сдвига. Выделение соответствующей гармонической составляющей в спектре частот, генерируемых в зоне резания, позволяет контролировать характер протекания процесса упругопластического деформирования материала с целью определения оптимального момента для приложения интенсифицирующего воздействия.

Очевидно, что внешним проявлением этого процесса является периодическое изменение нагрузки на резец. В этом случае параметры движения резца являются средством оперативного контроля фазы упругопластического деформирования материала в зоне резания и согласования во времени момента введения в нее дополнительного интенсифицирующего воздействия. Резец является наименее инерционным звеном в технологи-

ческой системе и обладает избирательными свойствами в смысле воспроизведения колебательных явлений, сопровождающих процесс резания. Наибольший интерес представляет диапазон частот 2…4 кГц, который отвечает этапам образования сегментов стружки и достаточно достоверно воспроизводится инструментом, поскольку находится вблизи его собственной частоты. Эта модель может учитывать жесткость технологической системы, упругие деформации срезаемого слоя, массу элемента стружки m, срезаемого в момент образования плоскости сдвига, влияние электрического тока на интенсификацию процесса резания. В этом случае положение режущей кромки в системе координат, связанной с плоскостью сдвига, определяется координатой x. Движение элемента стружки задается координатой относительной деформации.

Таким образом, технологические возможности применения дискретного электрического воздействия для интенсификации процесса резания не ограничиваются какими-либо режимами обработки или материалами. Это говорит о широкой его универсальности. Однако к области наиболее рационального его применения следует отнести резание труднообрабатываемых материалов на черновых и получистовых режимах, поскольку именно в этом случае достигается наибольшее снижение сил резания и температуры, а, следовательно, и увеличение стойкости инструмента.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ проект
№ 10-08-97512-р_центр_а.

Список литературы

1. Брокли С.А., Дейвис Н. Временная зависимость статического трения // Пробл. трения и смазки, 1968. №1. С. 57 – 67.

2. Гуляев В.И. Прикладные задачи теории нелинейных колебаний механических систем. М.: Высшая школа, 1989. 383 с.

3. Зорев Н. Н. Вопросы механики процесса резания металлов. М.: Машгиз, 1956. 368 с.

4. Каллиопин В. В. Механика волны при резании (Исследование упругой поверхности технологической системы станок – инструмент – деталь). Минск: Наука и техника, 1969. 176 с.

5. Фельдбаум А. А., Бутковский А. Г. Методы теории автоматического управления. М.: Наука, 1971. 744 с.

G.V. Shadsky, S.V. Salnikov

MANAGEMENT OF OSCILLATORY PROCESSES IN THE CUTTING ZONE

The mathematical model of managerial process by destruction of a zone of the cutting, based on oscillatory character of traffic of fragments of a cut off layer is developed and considering intensifying electric affecting.

Key words: mathematical model, a cutting zone, an electric current, the dislocation theory, the Maxwell body.

Получено 20.01.12

УДК 621.74
К.В. Звягин, асп., 8-920-763-79-99, kirill-zv88@rambler.ru
(Россия, Тула, ТулГУ),
В.И. Золотухин, д-р техн. наук, проф., директор, (4872) 35-73-22,
info@vulkantm.com (Россия, Тула, ТулГУ; ООО «НПП «Вулкан-ТМ»)

АВТОМАТИЗАЦИЯ КОНТРОЛЯ КАЧЕСТВА ТИКСОТРОПНЫХ СМЕСЕЙ

Рассмотрены вопросы разработки системы автоматического контроля качества огнеупорной смеси.

Ключевые слова: огнеупорная смесь, качество, автоматический контроль.

Одна из самых прибыльных и перспективных отраслей промышленности – металлургия, важнейшую роль в которой занимают огнеупорные изделия. Потребность российского рынка в таких изделиях незамедлительно растет. Огнеупоры используются во многих областях, таких, как химическая и нефтехимическая промышленность, литейная промышленность, машиностроение, кораблестроение, экология и других (рис.1).

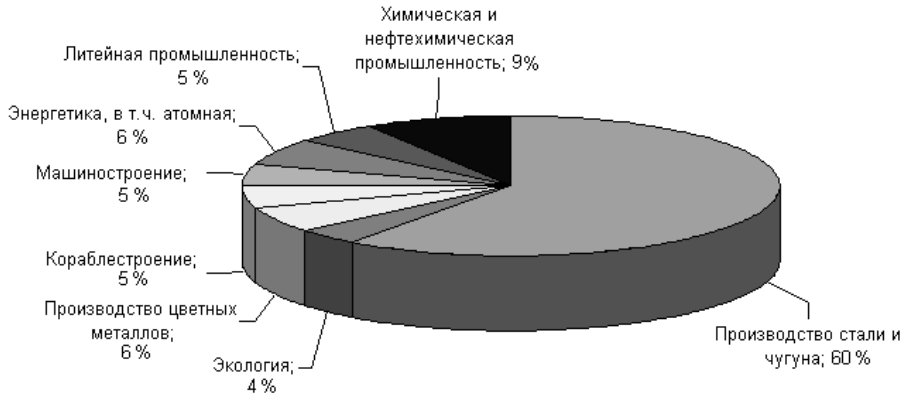


Рис.1. Потребление огнеупорных материалов по областям

В настоящее время наблюдается рост требований к надежности и эффективности функционирования оборудования, входящего в состав высокопроизводительных установок непрерывной разливки стали (УНРС) (рис. 2). Разумеется, в состав этого оборудования входят огнеупорные изделия, они стоят в самых ответственных узлах и работают в экстремальных условиях при температурах ~ 1600 °С, поэтому их надежность особенно важна. Используя современные технологии, огнеупоры получают вибролитьём или виброформованием. Например, в Китае 80 % подобных изделий получают именно таким способом. К сожалению, в России этот показатель значительно ниже, что делает это направление крайне перспективным.

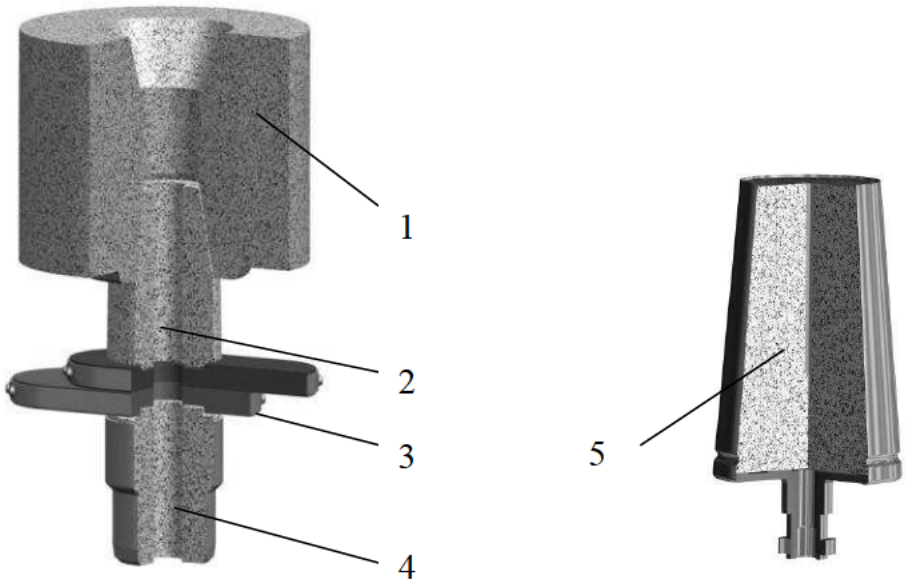


Рис. 2. Огнеупоры, входящие в состав узла разливки стали: 1 – гнездовой блок;2 – ковшевой стакан;3 – шиберная плита; 4 – стакан-коллектор; 5 – донная фурма

Изучив технологию производства огнеупоров [3], можно сделать вывод, что наиболее ответственным является процесс смешивания исходных компонентов смеси. Следовательно, от характеристик исходной смеси напрямую зависит качество готовой продукции.

Исходным условием получения качественных огнеупоров является качество исходной огнеупорной смеси и качество смешивания компонентов (корунд, вода, добавки).

Для получения надежных изделий предложен способ и разработана система автоматического контроля качества смеси, на которую оформляется патент. Принцип функционирования системы заключается в оптимизации времени смешивания, то есть автоматическом отключении смесителя посредством прибора, в состав которого входит амперметр. Он следит за показаниями силы тока в цепи и останавливает процесс в момент падения тока. Первые эксперименты были проведены на опытном образце смесителя интенсивного действия «СИД-50» ООО НПП «Вулкан-ТМ». Эксперименты показали, что такой момент, действительно, существует ориентировочно после 110…130 с интенсивного смешивания, что отличатся от наиболее распространенного 175…185 с (рис. 3). При использовании данной системы ожидается, что в этот момент смесь приобретает наилучшие показатели, например, тиксотропия достигает максимального значения. Хорошо разжиженная смесь наиболее технологична и готова к формованию.

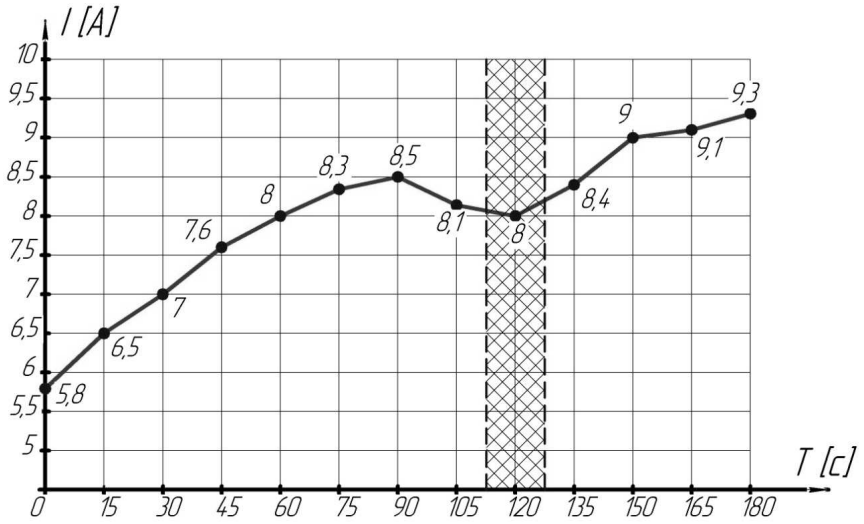


Рис. 3. Зависимость силы тока от времени смешивания

В настоящее время не существует какого-либо метода или устройства, способного производить мгновенную оценку качества смеси. На сегодняшний день при производстве тиксотропных смесей проверяются такие показатели качества, как растекаемость готовой смеси, исследование образца на открытую пористость, предел сжатия и т.д. Все показатели измеряются вручную, за время проведения этих опытов готовое изделие уже может попасть к потребителю.

Разработанная система автоматического контроля качества огнеупорной смеси позволяет существенно увеличить энергосбережение (ориентировочно на 40 %); за счет внедрения автоматики устранить человеческий фактор, значит, существенно уменьшить количество брака. В совокупности эти показатели позволят добиться повышения производительности практически в 1,5 раза, что ведет за собой увеличение прибыли.

Дальнейшие исследования должны проводиться в направлении более глубокого изучения момента падения тока в сети, т.е. необходимо окончательно подтвердить, что меньшее время смешивания придаёт смеси положительные качества. Как следствие необходимы проработка, изготовление прибора, автоматически останавливающего процесс смешивания, и внедрение его непосредственно в смеситель интенсивного действия.

Список литературы

1. Кащеев И.Д., Стрелов К.К., Мамыкин П.С. Химическая технология огнеупоров: учебное пособие. М.: Интермет Инжиниринг, 2007. 752 с.

2. Огнеупорные материалы. Структура, свойства, испытания: справочник / И. Алленштейн [и др.]; под ред. Г. Роучка, Х. Вутнау; пер. с нем. М.: Интермет Инжиниринг, 2010. 392 с.

3. Стрелов К.К., Мамыкин П.С. Технология огнеупоров: М.: Метал-

лургия, 1978. 370 с.

K.V. Zvyagin, V.I. Zolotukhin
AUTOMATION OF QUALITY CONTROL OF MIXES
Questions of system development of automatic control of quality of a fire-resistant mix are considered.
Key words: a fire-resistant mix, quality, automatic control.

Получено 20.01.12

УДК 621.746
В.И. Золотухин, д-р техн. наук, проф., директор (4872) 35-84-77, info@vulkantm.com (Россия, Тула, ТулГУ; ООО «НПП «Вулкан-ТМ»)

АВТОМАТИЗАЦИЯ УПРАВЛЕНИЯ ПОТОКОМ МЕТАЛЛА В МАШИНАХ НЕПРЕРЫВНОЙ РАЗЛИВКИ СТАЛИ

Рассмотрены вопросы применения современных технических решений для систем автоматизации управления потоком металла в системах непрерывной разливки стали, преимущества шиберных затворов и устройств для быстрой смены стаканов-дозаторов.
Ключевые слова: машины непрерывной разливки стали, шиберный затвор, шиберная керамика.

Широкое применение современных технологий разливки стали, использование высокостойких футеровок существенно повысили требования к оборачиваемости ковшей, сокращению времени их обслуживания и потребовали создания современных систем автоматизации управления потоком металла, позволяющих при этом снизить удельные затраты на его разливку.

Основные элементы современных систем автоматизации управления потоком металла, поставляемые НПП «Вулкан-ТМ» представлены на рис. 1. Это механические системы: двух- и трёхплитные затворы, устройства быстрой смены стаканов, формованные огнеупоры, бетонные массы, системы продувки и защиты металла от вторичного окисления, устройства привода и управления [1].

Современные установки непрерывной разливки стали оснащаются также системами раннего обнаружения шлака и системами автоматического поддержания уровня металла в кристаллизаторе. Последние задачи решаются НПП «Вулкан-ТМ» в контакте с фирмой «ТехноАп» (г. Москва).

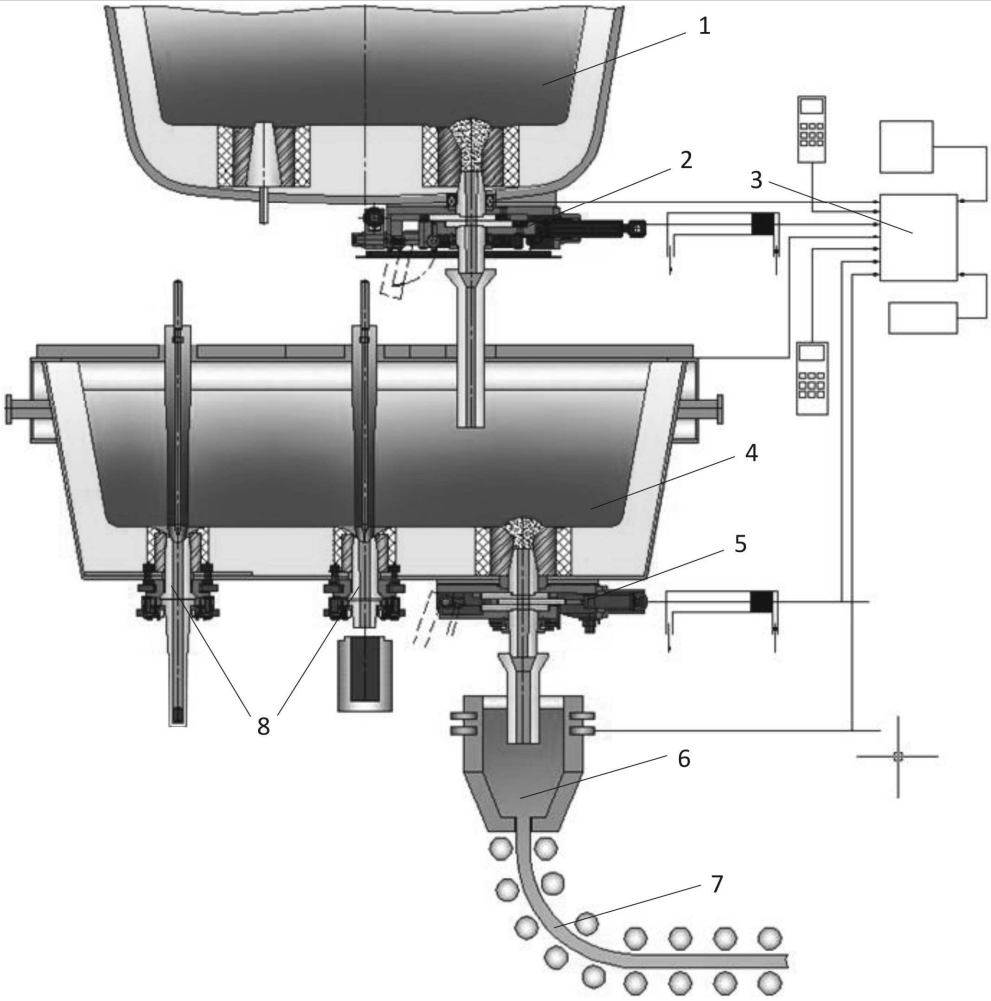


Рис. 1. Система управления потоком металла – оборудование и огнеупоры производства НПП «Вулкан-ТМ» 1 – сталеразливочный ковш; 2 – шиберный затвор; 3 – система автоматического регулирования МНЛЗ; 4 – промежуточный ковш; 5 – шиберный затвор промковша; 6 – кристаллизатор; 7 – вытяжные клети; 8 – устройство быстрой смены стаканов-дозаторов

Для решения поставленной задачи необходимы выбор рациональной конструкции шиберной системы и оптимальный подбор расходуемого огнеупорного комплекта. Анализ эволюции развития шиберных систем, позволяет сформулировать требования к шиберным системам нового поколения для высокопроизводительных УНРС:

- наличие многоточечного пружинного механизма равномерного прижатия огнеупорных плит;
- увеличенная долговечность узлов и деталей системы;
- наличие системы фиксации огнеупорных плит;
- минимизация человеческого фактора при эксплуатации системы;
- быстрота и удобство замены огнеупоров.

Применение современных технических решений даёт возможность обеспечить достаточную равномерность приложения прижимного усилия на огнеупорные плиты, обеспечить их самоустановку, компенсировать циклические температурные расширения и износ огнеупорных и металлических деталей затвора, снизить требования к точности изготовления деталей и узлов [2].

Определено, что требованиям, предъявляемым к шиберным системам последнего поколения, соответствует целый ряд современных моделей зарубежных производителей: «Metacon AG», «Vesuvius», «FloCon», «Interstop», «Knoellinger», «Uberzetta», «Sanac». В Украине совместную разработку устройств для дозированного перелива жидкого металла в условиях сталеплавильного производства ведут Донецкий национальный технический университет (ДонНТУ) и НПО «ДОНИКС» [3].

С целью оптимизации затрат НПП «Вулкан-ТМ» разработан типоразмерный ряд унифицированных двухплитных шиберных затворов серии ВТМ, отвечающих современным требованиям, и комплектов огнеупорных изделий в металлических обечайках и бандажах [4], которые серийно поставляются более чем на 15 предприятий РФ и СНГ. Технические характеристики шиберных затворов приведены в таблице.

Технические характеристики шиберных затворов серии ВТ

Марка затвора	Объем ковша, т	Диаметр канала, мм	Габаритные размеры, мм	Область применения
ВТМ-30	2…30	30…50	684×420×160	Мини-УНРС
ВТМ 40/60	30…150	35…60	1115×580×285	Изложницы, УНРС
ВТМ-50	30…150	до 70	984×700×245	УНРС
ВТМ-80	150…200	60…80	1400×580×266	УНРС

Оригинальным решением для мини-УНРС является двухплитный шиберный затвор ВТМ-30, отличающийся компактностью и простотой обслуживания, что позволяет использовать его на ковшах ёмкостью до 30 т (рис. 2). Оригинальная схема поджатия плит с опорными роликами обеспечивает постоянное усилие прижима плит в точках, равноудаленных от оси разливочного канала, восстановление усилия сжатия между разливками, самоустановку плит.

Наряду с вышеуказанными преимуществами к отличительным особенностям конструкции относятся:

- кассетная замена огнеупоров в металлических обечайках непосредственно на ковше;

- создания усилия прижатия плит при взведении одного упругого элемента пружинно-торсионного механизмах прижима плит;

- ручной привод перемещения подвижной каретки либо возможность установки гидро- или электропривода по требованию заказчика;
- простота в изготовлении, монтаже;
- пружинно-торсионный механизм прижима плит;
- контроль работоспособности затвора на ковше без разборки шибера.

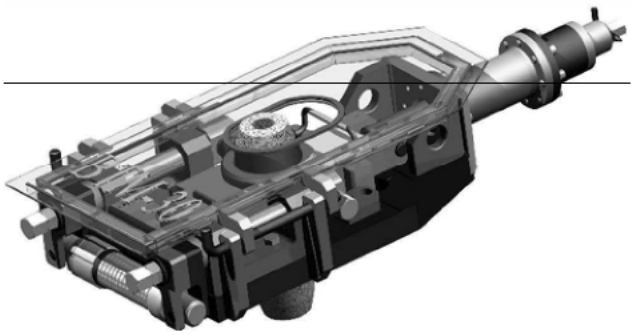


Рис. 2. Шиберный затвор ВТМ-30

Автовзведение прижимного механизма происходит при втягивании приводом направляющих подвижной каретки на опорные ролики независимых траверс.

Благодаря модульной конструкции затворы серии ВТМ-30 адаптированы по обслуживанию и могут применяться на металлургических предприятиях с различными условиями эксплуатации. Модульное исполнение шиберного затвора в сочетании с кассетным принципом использования огнеупоров позволяет производить замену огнеупорного комплекса без снятия затвора с ковша, при этом отпадает необходимость в шиберной мастерской.

Затворы серии ВТМ-30 прошли испытания и успешно эксплуатируются на ведущих мини-заводах России и стран ближнего зарубежья (ГУП «ЛПЗ» (Россия), «TSA-Steel Group» (Украина), «KSP Steel» (Казахстан) и др.).

Несомненно, шиберные затворы ведущих западных фирм («Vesuvius», «Interstop» и др.) обладают целым рядом достоинств, в т.ч. связанных с удобством в эксплуатации и качеством сервисного обслуживания, но стоимость современных западных затворов и особенно огнеупоров к ним значительно превышает стоимость отечественных аналогов, в то время как принципиальных конструктивных решений, отличных от отечественных аналогов, не предлагается.

Следует также отметить, что масса быстросменных расходных огнеупоров для затворов серии «ВТМ» значительно меньше соответствующей им керамики шиберных затворов инофирм, что обеспечивает лучшие эргономические показатели и заметно снижает затраты на огнеупорный припас.

Приведенные технико-экономические расчеты и накопленный за 15

лет опыт эксплуатации шиберных систем серии «ВТМ» показал, что уровень применяемых в них технических решений, соответствует требованиям современных сталеплавильных производств и позволяет снизить затраты на шиберные затворы и расходуемые огнеупоры к ним в 1,5-2 раза по сравнению с предложениями ведущих инофирм.

Благодаря запатентованной технологии изготовления шиберных плит в металлических обечайках и бандажах в затворах серии ВТМ возможно использование шиберных плит как отечественных, так и зарубежных производителей.

Накопленный опыт эксплуатации шиберных затворов серии ВТМ показал, что при использовании качественной шиберной керамики и достаточной подготовке обслуживающего персонала применение шиберных систем серии ВТМ обеспечивает точное управление потоком разливаемого металла, позволяет получить требуемую многоплавочность огнеупоров, повышает оборачиваемость ковшей и улучшает технико-экономическую эффективность производства в целом.

Наряду с виброформованными огнеупорами НПП «Вулкан-ТМ» производит широкий спектр неформованных огнеупоров, к которым относятся набивные массы и огнеупорные бетоны нового поколения с модифицирующими добавками шамотного, муллитокремнеземистого, муллитового, муллитокорундового, корундового составов с добавками шпинели, хрома, циркона, карбида кремния, углерода, бадделеита и других материалов. Неформованные огнеупоры содержат модификатор, позволяющий синтезировать вторичный муллит при температурах 800…900 ^{o}C, повышающий термостойкость, прочность, плотность, металло- и шлакоустойчивость набивных масс и огнеупорных бетонов в процессе эксплуатации.

Для внедрения современных методов внепечной обработки НПП «Вулкан-ТМ» разработана и апробирована технология производства щелевых донных продувочных фурм для гомогенизации и рафинирования металла инертным газом непосредственно в ковшах перед их разливкой.

Прошедшие успешную апробацию на ряде ведущих металлургических предприятий, таких, как ООО «Промтрактор-Промлит (г. Чебоксары), ЗАО «Группа ЧТПЗ» (г. Челябинск), ЗАО «Азовэлектросталь» (г. Мариуполь), ОАО «Армапром» (г. Миргород) и др., продувочные фурмы показали максимальную стойкость 65 плавок при времени продувки 10…15 мин за плавку, которая напрямую зависит от условий их эксплуатации и обслуживания на каждом конкретном предприятии.

К последним разработкам относится конструкция продувочного моноблока, представляющего собой монолитный гнездовой блок со сквозными щелевыми пазами для подачи газа. Достоинствами данного блока являются: отсутствие металлической оболочки и возможности прорыва газа; уменьшение износа; значительно большая рабочая поверхность и про-

странство для расположения щелей. В качестве дополнительного предложения НПП «Вулкан-ТМ» реализует оснащение шиберных затворов системами раннего обнаружения шлака фирмы «ТЕХНОАП» (г. Москва), прошедшими испытания и успешную апробацию на ОАО «Северсталь» и ОАО «ММК» (г. Магнитогорск).

В настоящее время «Вулкан-ТМ» продолжает развивать направление повышения непрерывности работы УНРС и создания конкурентоспособных импортозамещающих конструкций. Учитывая, что в основном остановы и перерывы в работе автоматизированных установок связаны с заменой отказавших элементов, новейшей разработкой фирмы являются системы быстрой смены калиброванных стаканов-дозаторов (марки УБС-30) и погружных стаканов (марки УБС-70) (рис. 3, 4), которые комплектуются отечественными узлами и огнеупорами и ориентированы на ведущих российских производителей огнеупорных изделий. По функциональным возможностям системы не уступают зарубежным аналогам (Interstop, Vesuvius, Flogates, Danieli).

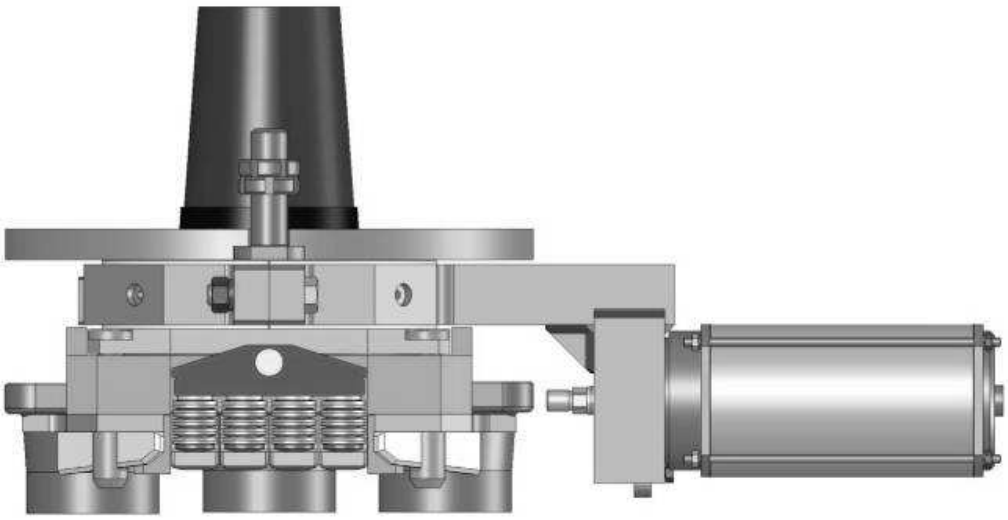


Рис. 3. Система быстрой смены калиброванных стаканов-дозаторов (марки УБС-30)

Основными преимуществами данных конструкций являются:

- полностью механизированная замена стакана;
- длительность замены стакана – не более 1 с;
- возможность использования гидро-, электро-, - пневмопривода;
- равномерность распределения нагрузки на перемещаемый стакан в течение всего времени его использования;
- увеличенный период планово-предупредительной замены упругих элементов за счет использования жаропрочных тарельчатых пружин;
- экономичность.

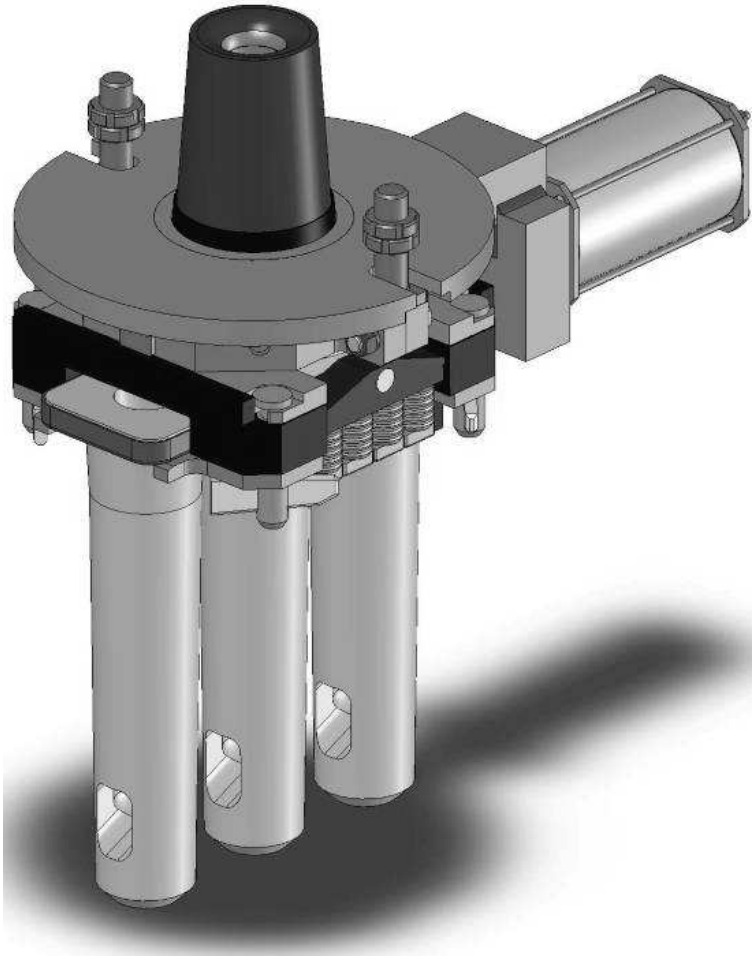


Рис. 4. Система быстрой смены погружных стаканов (марки УБС-70)

В настоящее время НПП «Вулкан-ТМ» ведётся работа по внедрению рассмотренных устройств на ведущих металлургических предприятиях России и ближнего зарубежья.

Новизна технических решений, рассмотренных в статье, защищена патентами РФ на изобретения (№ 2256531, 2333073, 2311260, 2309183), полезную модель (№ 56215) и свидетельствами РФ на промышленные модели (№ 7915; 8642; 12886).

Список литературы

1. Современные системы бесстопорной разливки стали для мини-металлургических заводов и литейных производств / В.И. Золотухин [и др.] // Металлургические процессы и оборудование. 2006 № 3. 2006. С.33-38.

2. Опыт эксплуатации сталеразливочных систем нового поколения и огнеупоров к ним / В.И. Золотухин [и др.] // Новые огнеупоры. № 1.

2009. С. 100-101.

3. Опыт разработки шиберных устройств для технологических переливов стали / С.П. Еронько [и др.] // Черметинформация. Бюл. «Черная металлургия». № 9.

2008. С. 81 – 87.

4. Шиберные сталеразливочные системы и комплекты огнеупоров к ним / В.И. Золотухин [и др.] // Новые огнеупоры. №. 3.

2008. С. 90-95.

V.I. Zolotukhin

AUTOMATION OF PROCESSES OF DISPENSING AND INCREASES OF THE CONTINUITY OF WORK THE MECHANISM OF A CONTINUOUS OF STEEL CASTING

Questions of application of modern technical solutions for systems of automation of management are considered by a stream of metal, advantage of slide gate and devices of fast change of glasses batchers

Key words: steel casting , slide gate, slide gate ceramics.

Получено 16.01.12

УДК 621.9

Г.В. Шадский, д–р техн. наук, проф., (4872) 35-18-87, stanki@uic.tula.ru
(Россия, Тула, ТулГУ),
С. В. Сальников, студент, (4872) 35-18-87, stanki@uic.tula.ru
(Россия, Тула, ТулГУ)

ВОЗМОЖНОСТИ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ РАЗРУШЕНИЕМ ЗОНЫ РЕЗАНИЯ

Предложена гипотеза о возможности возникновения туннельного эффекта при эволюции дислокационной структуры в результате упругопластического деформирования материала в зоне резания, объясняющая механизм управления направленным разрушением.

Ключевые слова: туннельный эффект, зона резания, электрический ток, дислокационная теория.

Для объяснения механизмов разрушения зоны резания широко используются известные положения дислокационной теории [1,2]. Они дают возможность описать механические и электрические процессы, протекающие в зоне предразрушения, с единых позиций, основанных на исследовании эволюции структуры локального объема обрабатываемого материала.

Плотность дислокаций служит мерой дефектности структуры. При движении дислокации скапливаются у барьеров и дефектов. Они создают

поле внутренних напряжений, обратное приложенному напряжению, и препятствуют дальнейшему их движению. Вероятность преодоления препятствия дислокацией, остановившейся около него[2]

$$W_n = W_0 e^{-\frac{U_0 - U(h)}{kT(h)}}, \qquad (1)$$

где U_0 - высота активационного барьера; $U(h)$ - работа приложенного напряжения $\sigma(h)$ на глубине h; $T(h)$ - температура на глубине h; W_0 - постоянный коэффициент, характеризующий свойства обрабатываемого материала.

Известно, что при достижении плотностью дислокации некоторого критического значения, зависящего от характеристик дислокации, типа кристаллической решетки и условий деформирования, дислокационная система приобретает новые физические свойства, отсутствующие у изолированных дислокаций. Такие свойства дислокационных систем, как образование жестко связанных ансамблей и коллективное преодоление препятствий, являются фундаментальными [1,2,3,4]. Они объясняются, в частности, тем, что при увеличении плотности дислокаций силы взаимодействия между ними становятся больше внешних сил, что делает невозможным независимые перемещения отдельных дислокации. В результате дислокации с меньшими значениями энергии активации становятся способными преодолевать высокий потенциальный барьер на дефекте. Одним из типовых проявлений такого коллективного дислокационного эффекта является образование в металлах микротрещин. Этот механизм позволил выдвинуть гипотезу о существовании «туннельного эффекта» при преодолении дислокациями препятствий.

О правомочности данной гипотезы говорят следующие моменты дислокационного подхода, позволяющие рассматривать деформацию как движение квазичастиц:

- пластическая деформация сопровождается вращением отдельных микрообъемов, выполняющих функции катков;

- для образования внутри решетки дислокационной трещины необходимо создать пустоту, т.е. переместить часть материала на расстояния, соизмеримые со значением вектора Бюргерса;

- при скоростях деформации, характерных для процесса резания, в энергетическом балансе зоны предразрушения значимую роль начинает играть кинетическая энергия квазичастиц;

- известное дискретно-континуальное описание основано на представлении большей части скоплений дислокаций в виде континуума.

Проблема такого подхода заключается в определении параметров этих псевдочастиц: размеров, массы и скорости.

При движении коллектива дислокаций происходит эволюция дислокационной структуры, изменение распределения плотности дислокаций

внутри некоторого объема в направлении этого движения [2].

Будем исходить из того, что изменение плотности дислокаций, особенно в зоне предразрушения на этапе образования микротрещин, связано с изменением локальной плотности материала. Тогда эволюцию дислокационной структуры можно представить как движение псевдочастиц, масса и размеры которых определяются дефектностью структуры, например, критическими размерами объема, в котором может зародиться и существовать трещина Гриффитса.

По определению туннельный эффект выражается в преодолении микрочастицей потенциального барьера, когда её полная энергия (остающаяся при туннелировании неизменной) меньше высоты барьера.

Дефект, у которого скапливаются дислокации, разделяет пространство на две области потенциальным барьером, $U_{pot} > E$, где E полная энергия квазичастицы; U_{pot} - потенциальная энергия барьера. Просачивание квазичастицы сквозь него в рамках классической теории оказывается невозможным, поскольку соответствует мнимому значению ее импульса. В квантовой механике этому соответствует экспоненциальная зависимость волновой функции от её координаты. Для иллюстрации возможности существования в рассматриваемом случае туннельного эффекта воспользуемся уравнением Шрёдингера с постоянным потенциалом [5]. Рассмотрим одномерный случай, соответствующий, в частности, образованию узкой трещины, когда в первом приближении можно считать, что все дислокации расположены на оси трещины:

$$\frac{d^2\psi}{dx^2} + \frac{2m}{\hbar^2}\left(E - U_{pot}\right)\Psi = 0, \qquad (2)$$

где x - координата; $\hbar$ - редуцированная постоянная Планка; m - масса частицы.

Задачу сформулируем следующим образом. Пусть на пути движущейся квазичастицы встречается дефект, создающий потенциальный барьер высотой $U_0 >> E$. Потенциал самой частицы до и после барьера $U_f < E$. Предположим также, что начало барьера совпадает с началом координат, а его «ширина» равна a.

Все пространство можно разбить на три области: I - до прохождения барьера (до дефекта); II - во время прохождения внутри потенциального барьера и III - после прохождения барьера (за дефектом).

Граничные условия между областями можно представить следующим образом:

$$\Psi_I\big|_{x=0} = \Psi_{II}\big|_{x=0}; \qquad \Psi_{II}\big|_{x=a} = \Psi_{III}\big|_{x=a};$$

$$\frac{d\psi_I}{dx}\Big|_{x=0} = \frac{d\psi_{II}}{dx}\Big|_{x=0}; \quad \frac{d\psi_{II}}{dx}\Big|_{x=a} = \frac{d\psi_{III}}{dx}\Big|_{x=a}. \qquad (3)$$

Решения приведенного уравнения для указанных областей имеют вид [5,6]

$$\begin{aligned} \Psi_I &= A_1 \exp(ikx) + B_1 \exp(-ikx), \\ \Psi_{II} &= A_2 \exp(-\chi x) + B_2 \exp(\chi x), \\ \psi_{III} &= A_3 \exp(ik(x-a)) + B_3 \exp(-ik(x-a)), \end{aligned} \tag{4}$$

где $k = \sqrt{\frac{2m}{\hbar^2}(E - U_f)}$, $\chi = \sqrt{\frac{2m}{\hbar^2}(U_0 - E)}$.

Слагаемое $B_3 \exp(-ik(x-a))$ характеризует отраженную волну, идущую из бесконечности. В данном случае будем полагать, что она отсутствует, то есть $B_3 = 0$. Для характеристики величины туннельного эффекта вводится коэффициент прозрачности барьера, равный модулю отношения плотности потока прошедших частиц j_{III} к плотности потока упавших j_I:

$$D = \frac{|j_{III}|}{|j_I|}. \tag{5}$$

Поток частиц определяется через волновую функцию:

$$j = \frac{i\hbar}{2m}\left(\frac{\partial \psi^*}{\partial x}\psi - \frac{\partial \psi}{\partial x}\psi^*\right), \tag{6}$$

где знак * обозначает комплексную сопряженную функцию.

Воспользовавшись граничными условиями, выразим сначала A_2 и B_2 через A_3 (будем полагать, что $\chi a >> 1$) [5,6]:

$$A_2 = \frac{1-in}{2} A_3 \, exp(\chi a), \qquad B_2 = \frac{1+in}{2} A_3 \, exp(-\chi a) \approx 0, \tag{7}$$

$$n = \frac{k}{\chi} = \sqrt{\frac{E - U_f}{U_0 - E}}, \tag{8}$$

а затем A_1 через A_3:

$$A_1 = i\frac{(1-in)^2}{4n} exp(\chi a) A_3. \tag{9}$$

Подставляя в формулу (4) соответствующие волновые функции, получим

$$D = \frac{|A_3|^2}{|A_1|^2}. \tag{10}$$

Практика показывает, что величина, характеризующая энергетические соотношения

$$D_0 = \frac{16n^2}{(1+n^2)^2} = 16\frac{(U_0 - E)(E - U_f)}{(U_0 - U_f)^2} \tag{11}$$

имеет порядок единицы [7]. Тогда

$$D \cong D_0 \exp\left(-\frac{2a\sqrt{2m(U_0 - E)}}{\hbar}\right). \qquad (12)$$

Из полученной зависимости можно сделать вывод, что для увеличения эффекта туннелирования следует уменьшить массу квазичастицы, то есть поднять плотность дислокаций, увеличить собственную энергию дислокаций или уменьшить потенциальный барьер. Одним из направлений решения этой задачи в первом случае является изменение режимов резания, во втором случае - приложение внешних воздействий, например электрического, в направлении компенсации напряжений, создаваемых дефектом.

Интенсификация процессов резания дополнительным дискретным электрическим воздействием сопровождается сложным взаимодействием механических, термодинамических, электрических и электродинамических явлений. Эти явления объединяют не только единое пространство, в качестве которого выступает зона предразрушения, но и время, в течение которого результат их взаимодействия проявляется в образовании мгновенной плоскости сдвига и направленном разрушении материала.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ проект № 10-08-97512-р_центр_а.

Список литературы

1. Старков В.К. Дислокационные представления о резании металлов. М.: Машиностроение, 1979. 159 с.

2. Владимиров В.И. Физическая природа разрушения металлов. М.: Металлургия, 1984. 280 с.

3. Коттрелл А.Х. Теория дислокаций. М.: Мир, 1969. 95 с.

4. Ландау А.И., Боржковская В.М., Торкатюк М.Т. Движение дислокаций в реальных кристаллах, содержащих крупные локальные дефекты (стопоры) //Металлофизика. Вып. 24. Киев: Наукова думка, 1968. С.47-62.

5. Давыдов А.С. Квантовая механика. М.: Наука, 1973, 704 с.

6. Флюгге З. Задачи по квантовой механике. М.: Мир. Т.1. 1974, 343 с.

7. Кунин С.В. Вычислительная физика. М.: Мир, 1992. 123 с.

G.V. Shadsky, S.V. Salnikov

POSSIBILITIES OF AUTOMATIC STEERING OF DESTRUCTION OF THE ZONE OF CUTTING

The hypothesis about possibility of origination of tunnel effect is offered at evolution dislocation structures as a result elastic-plastic material strainings in the cutting zone, explaining the control mechanism by the directed destruction.

Key words: tunnel effect, a cutting zone, an electric current, the dislocation theory.

Получено 20.01.12

УДК 004.891.2
Н.Н. Трушин, д-р техн. наук, проф., (4872) 35-18-87, trushin@tsu.tula.ru
(Россия, Тула, ТулГУ),
А.Г. Трошина, асп., (8920) 275-40-00, atroshina@mail.ru
(Россия, Тула, ТулГУ)

АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА ТЕХНИЧЕСКОЙ ПОДГОТОВКИ РЕМОНТА И МОДЕРНИЗАЦИИ ТЯЖЕЛЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Рассмотрены основные этапы процесса модернизации привода тяжелой технологической машины, осуществляемого в ходе ремонта горизонтальной шаровой мельницы. Приводятся логико-математические зависимости проекта модернизации и технические параметры программного обеспечения, разработанного с целью автоматизации процедур информационной поддержки данного проекта.

Ключевые слова: шаровая мельница, привод, модернизация, проектирование, компьютерная система.

Тяжелые технологические машины классифицируются в первую очередь по величине своей массы и мощности приводных двигателей. Масса таких машин превышает 10 тонн, а суммарная мощность приводных двигателей составляет десятки и тысячи кВт. К рассматриваемой группе технологического оборудования принадлежат прокатные станы, металлорежущие станки, кузнечно-прессовые машины. К группе тяжелых технологических машин относятся также различного рода мельницы и дробильные машины, предназначенные для получения мелких фракций материала. Так, например, шаровые мельницы широко используются на предприятиях цветной и черной металлургии, химической промышленности, глиноземного производства, в цементной промышленности, на кирпичных заводах, угольных тепловых электростанциях, предприятиях горнодобывающего профиля.

Наиболее широко применяется в отечественной промышленности барабанно-шаровая мельница, представляющая собой контейнер цилиндрической формы (барабан), ось вращения которого располагается горизонтально. В барабан помещаются стальные размольные (измельчающие) тела и размалываемый материал (пульпа). Размольные тела имеют, как правило, округлую форму (шары), но могут использоваться тела других форм (цилиндры, призмы).

Во многих случаях вращение барабана такой мельницы осуществляется от электродвигателя посредством планетарного редуктора. Мощность синхронного электродвигателя может достигать 1000…2000 кВт, а масса редуктора – 20…40 т. Аналогичную конструкцию привода рабочих органов имеют, например, прокатные станы, валковые дробилки и другие машины.

Срок непрерывной эксплуатации тяжелых приводов во многих случаях составляет от 20 до 50 лет. В отечественной промышленности в настоящее время осуществляется повсеместная реновация цементных мельниц, большинство из которых были введены в эксплуатацию до 1990 г. Основные фонды цементной промышленности России характеризуются высоким прогрессирующим износом, который достиг к 1996 г. 57 %, а в активной части оборудования износ превышает 70 %. При этом производственные мощности большинства цементных предприятий используются только на 35…40 % [1].

После выработки своего технического ресурса технологические машины и их приводы неизбежно подвергаются реновации. Анализ статистических данных предприятий цементной промышленности показывает, что наиболее изнашиваемым элементом привода горизонтальной шаровой мельницы является редуктор. В процессе реновации шаровой мельницы осуществляется также модернизация ее привода, в ходе которого производятся проектирование и изготовление нового редуктора, а также создается проект монтажа нового редуктора на существующей производственной площадке предприятия.

Проблемы сокращения времени проектирования новых изделий и технологических процессов актуальны в различных отраслях промышленности. В настоящее время процесс разработки и согласования проекта заказа на сложную техническую продукцию между клиентом и поставщиком занимает довольно много времени вследствие необходимости детализации проекта и подготовки рабочих чертежей. Сократить время проектирования сложного технического изделия возможно при помощи современных компьютерных средств и технологий [2].

С помощью разработанной системы компьютерного моделирования можно по исходным данным разработать эскизный проект, выбрать оптимальный способ модернизации привода и объем работ участников. Рассмотрим далее структурно-функциональную организацию компьютерной системы и методические аспекты ее практической реализации.

Уже при разработке эскизного проекта модернизации привода мельницы возникают трудности, обусловленные противоречиями между требованиями цементного предприятия и техническими возможностями изготовителя редуктора. В процессе модернизации привода принимают участие три стороны: клиент (или заказчик), производитель (или поставщик) и агент.

Клиент – это цементное предприятие, обладающее мельницей, привод которой израсходовал свой технический ресурс.

Производитель – фирма, занимающаяся производством и поставкой приводов цементных мельниц (в первую очередь, такого компонента, как редуктор).

Агент – представитель производителя, осуществляющий функции

посредника между двумя вышеуказанными сторонами в процессе совершения сделки и исполнения контракта на модернизацию привода.

С целью выявления трудностей компоновки нового привода на существующей производственной площадке необходимо определить, какие данные необходимо собрать от участников проекта.

Типовая компоновка привода горизонтальной цементной мельницы или иной технологической машины аналогичной компоновки содержит следующие узлы (рис. 1):

– приводной электродвигатель;
– быстроходную соединительную муфту;
– понижающий редуктор (как правило, планетарный);
– тихоходную соединительную муфту;
– вспомогательный привод;
– станцию централизованной смазки редуктора (маслостанцию).

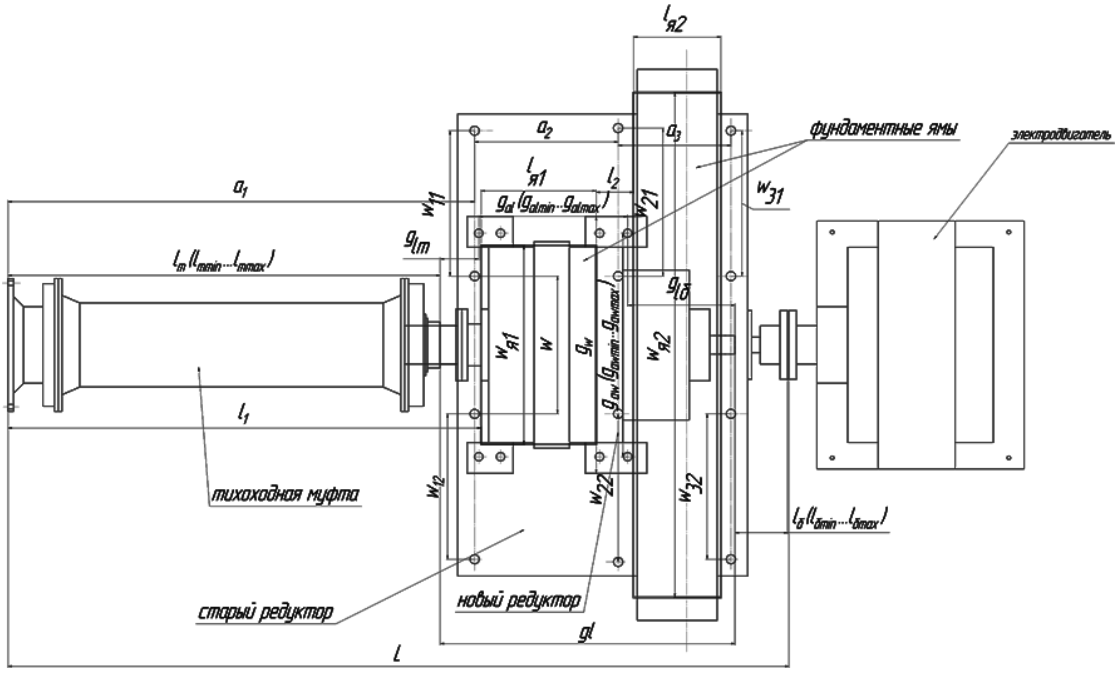


Рис. 1. Планировка привода с размерами

Данные, необходимые для разработки проекта модернизации, получаемые от клиента:

– параметры фундаментов и параметры старого привода (размеры ям: $l_{я1}$, $l_{я2}$ – длина каждой ямы и $w_{я1}$, $w_{я2}$ – ширина каждой ямы; расстояние от фланца мельницы до первой ямы l_1 и расстояние между ямами l_2; расстояние осей анкерных болтов от фланца мельницы a_1 и между собой a_2 и a_3, а также расстояния между анкерными болтами на одной оси w, w_{11}, w_{12}, w_{21}, w_{22}, w_{31} и w_{32});

– информация о том, будет ли перемещаться электродвигатель (если

да, то рассчитывается необходимая величина перемещения электродвигателя – разница между исходным L и после расчета, если нет, то клиент предоставляет данные о точном расстоянии между валом электродвигателя и фланцем мельницы);

– данные о заменяемых узлах привода (меняются ли муфты, меняется ли вспомогательный привод и, если да, то, будет ли он установлен за главным электродвигателем или же между ним и редуктором).

От производителя редуктора в зависимости от принятого типоразмера редуктора и рассчитанных параметров соединительных муфт для данного крутящего момента поступают следующие данные:

– габаритные ограничения на муфты (минимальные и максимальные размеры от $l_{б\min}$ до $l_{б\max}$ и от $l_{m\min}$ до $l_{m\max}$ для каждой из муфт соответственно – в случае их замены);

– параметры редуктора (габаритные размеры: длина g_l и ширина g_w; минимальные и максимальные размеры лап g_{al} и g_{aw}; длины выступающих за эти границы быстроходного $g_{lб}$ и тихоходного g_{lm} валов редуктора);

– параметры вспомогательного привода (в случае, если вспомогательный привод интегрирован с быстроходной муфтой, то его длина равна длине быстроходной муфты).

В результате совместного анализа перечисленных исходных данных необходимо получить следующе:

– тип (способ) модернизации привода (выбор одного из существующих типов модернизации, описывающий возможность установки на старые анкерные болты или необходимость проведения соответствующих фундаментных работ);

– параметры монтажа привода ($g_{al}, g_{aw}, l_m, l_б, L$).

Кроме этого, следует получить графическое отображение результатов работы компьютерной системы:

– эскизный проект модернизации привода;

– 3D-модель редуктора для визуализации принимаемого решения.

Выполнение всех расчетов и чертежей проекта модернизации привода мельницы только вручную является довольно трудоемким процессом, требующим большого опыта и объема знаний от проектировщика. Для автоматизации процесса проектирования формализуем данную задачу.

Основными типами (способами) модернизации горизонтальных шаровых мельниц с центральным или смещенным приводом, а также других технологических машин аналогичной компоновки являются следующие.

Тип 1 – приводной двигатель остается на прежнем месте, а редук-

тор устанавливается на существующие анкерные болты имеющегося фундамента.

Тип 2 – двигатель также остается на прежнем месте, а редуктор устанавливается на новые анкерные болты, закрепленные на вновь изготавливаемой переходной раме, которая, в свою очередь, монтируется на существующие анкерные болты.

Тип 3 – двигатель переносится на новое место, редуктор устанавливается на существующие анкерные болты, меняется кинематическая схема передаточных валов.

Тип 4 – двигатель переносится на новое место, редуктор устанавливается на вновь изготавливаемую переходную раму, которая монтируется на существующие анкерные болты.

Тип 5 – предполагается модернизация фундаментов элементов технологической машины и ее привода, в ходе которой может удаляться часть существующего фундамента для прокладки новых коммуникаций. При этом в существующем фундаменте сверлятся отверстия, в которые с помощью специального эпоксидно-цементного раствора устанавливаются новые анкерные болты.

Математическое обеспечение решения поставленной задачи включает в себя определение выходных данных через входные и промежуточные данные. Для выбора оптимального типа модернизации необходимо учитывать как качественные, так и количественные параметры. К качественным параметрам относится комплектность поставки нового привода.

Рассмотрим в качестве пример выбор способа модернизации привода, основанный на качественных критериях. Имеется объект "привод" с атомами, определяющими состояния объекта:

C(i) – центральный привод *i*;

H(i) – меняется компонент *i*;

M(i) – изменяется местоположение компонента *i*;

T(i) – производится попытка установить на старый фундамент привод *i*;

x – привод;

y – вспомогательный привод;

z – приводной двигатель;

k – фундаментные ямы;

p – соединительные муфты.

Логические условия, определяющие состояние объекта:

$$\begin{aligned} &C(x) \wedge \neg M(z) \wedge T(x) \wedge (H(y) \vee \neg H(y)) \wedge ((H(p) \wedge x > k_i)) \vee \\ &\vee (\neg H(p) \wedge x > k_1)) \supset \text{Тип1} \\ &C(x) \wedge \neg M(z) \wedge (H(y) \vee \neg H(y)) \wedge (\neg T(x) \vee (T(x) \wedge ((H(p) \wedge \\ &\wedge x < k_i) \vee \neg H(p))) \supset \text{Тип2} \end{aligned} \quad (1)$$

$$
\begin{aligned}
&(\neg C(x) \vee C(x)) \wedge M(z) \wedge T(x) \wedge (H(y) \vee \neg H(y)) \wedge ((H(p) \wedge x > k_i) \vee \\
&\vee (\neg H(p) \wedge x > k_1)) \supset \text{Тип3} \\
&(\neg C(x) \vee C(x)) \ \wedge M(z) \wedge (H(y) \vee \neg H(y)) \wedge (\neg T(x) \vee (T(x) \wedge ((H(p) \wedge \\
&\wedge x < k_i) \vee \neg H(p))) \supset \text{Тип4} \\
&\neg(\text{Тип1} \vee \text{Тип2} \vee \text{Тип3} \vee \text{Тип4}) \supset \text{Тип5}
\end{aligned} \qquad (1)
$$

Несмотря на то, что по законам математической логики некоторые конструкции в вышеуказанных формулах взаимно уничтожаются (например, $H(y) \vee \neg H(y)$), их упоминание необходимо для выбора комплектности поставки и для работы с проектом на следующих стадиях его разработки.

Кроме критериев качественных, необходимо учитывать и количественные критерии. Для установки редуктора на старые анкерные болты должны выполняться условия:

$$
\begin{cases} l_б + l_m + g_l = L; \\ a_1 + a_2 = l_m + g_{lm} + g_{al}; \\ a_1 = l_m + g_{lm}; \\ w > w_{я1}; \end{cases} \text{ или } \begin{cases} l_б + l_m + g_l = L; \\ a_1 + a_2 + a_3 = l_m + g_{lm} + g_{al}; \\ a_1 + a_2 = l_m + g_{lm}; \\ w > w_{я2}. \end{cases} \qquad (2)
$$

Если эти условия не выполняются, то идет проверка выполняемости следующего условия (3) для установки редуктора на переходную раму, которая, в свою очередь, устанавливается на старые анкерные болты:

$$
\begin{cases} l_б + l_m + g_l = L; \\ a_1 + a_2 = l_m + g_{lm} + g_{al}; \\ a_1 = l_m + g_{lm}; \end{cases} \text{ или } \begin{cases} l_б + l_m + g_l = L; \\ a_1 + a_2 + a_3 = l_m + g_{lm} + g_{al}; \\ a_1 + a_2 = l_m + g_{lm}; \end{cases} \qquad (3)
$$

При этом следует отметить, что при выполнении условий (2) и (3) необходимо выполнение следующих неравенств:

$$
\begin{cases} g_{aw\min} \le w \le g_{aw\max}; \\ g_{al\min} \le g_{al} \le g_{al\max}; \\ l_{m\min} \le l_m \le l_{m\max}; \\ l_{б\min} \le l_б \le l_{б\max} \end{cases} \qquad (4)
$$

На основе построенной математической модели необходимо разработать программное обеспечение для решения указанной задачи. Выше уже были определены входные и выходные данные программы, а также основные задачи, решаемые компьютерной системой. Рассмотрим создание необходимого программного обеспечения по этапам.

Основным инструментом для создания нового программного обеспечения является система автоматизированного проектирования (САПР) КОМПАС. Данная САПР предоставляет своим пользователям возможность расширения ее функциональных возможностей путем создания новых программных модулей посредством различных сред программирования. Для решения рассматриваемой задачи использовалась система программирования *Delphi*.

Работа рассматриваемой компьютерной системы осуществляется на основе базы данных для хранения параметров редуктора и других компонентов привода, полученных от их изготовителей. База данных параметров редуктора должна включать все необходимые для выбора типа модернизации данные о типовых или теоретически возможных проектах, полученные от производителя. Решение выбирается в зависимости от типоразмера редуктора, который оценивается по передаваемой мощности и скорости вращения редуктора на входе и выходе. Организация базы данных выполнена на основе реляционных моделей. Учитывая, что с компьютерной системой должны работать и клиент, и агент, и производитель, система управления базой данных предусматривает следующие операции:

– для клиента – поиск по базе в соответствии с его кинематическими и динамическими параметрами;

– для производителя – редактирование базы данных (как добавление новых записей, так и редактирование уже имеющихся);

– для агента – обе указанные операции.

Разработка модуля расчета основных параметров и выбора типа модернизации производится на основе вышеизложенной математической модели. Следует также отметить, что данный модуль передает входные данные в модуль выбора оптимального варианта типа модернизации и модуль расчета трехмерной модели редуктора, а также объединяет их и передает рассчитанные параметры далее в модули работы с САПР. Модульная структура разработанного программного обеспечения представлена на рис. 2.

Как показано на рис. 2, модуль подключения к САПР и передачи данных из расчетного модуля в САПР объединяет процедуры и функции, необходимые для подключения к системе КОМПАС по API-интерфейсу, а также для передачи данных в САПР. Кроме того, он объединяет данные от модуля генерации двумерного чертежа и модуля перестроения 3D-модели по рассчитанным параметрам.

КОМПАС предоставляет большие возможности работы с его внутренними функциями по созданию как сторонних приложений, подключаемых к САПР, так и для создания встраиваемых библиотек сторонними разработчиками. Для этого используются средства разработки приложений КОМПАС-Мастер – набор динамически подключаемых библиотек (DLL), которые можно использовать из любой стандартной системы программи-

рования для операционной системы *Windows* на языках программирования *C/C++*, *Delphi*, *Visual Basic*.

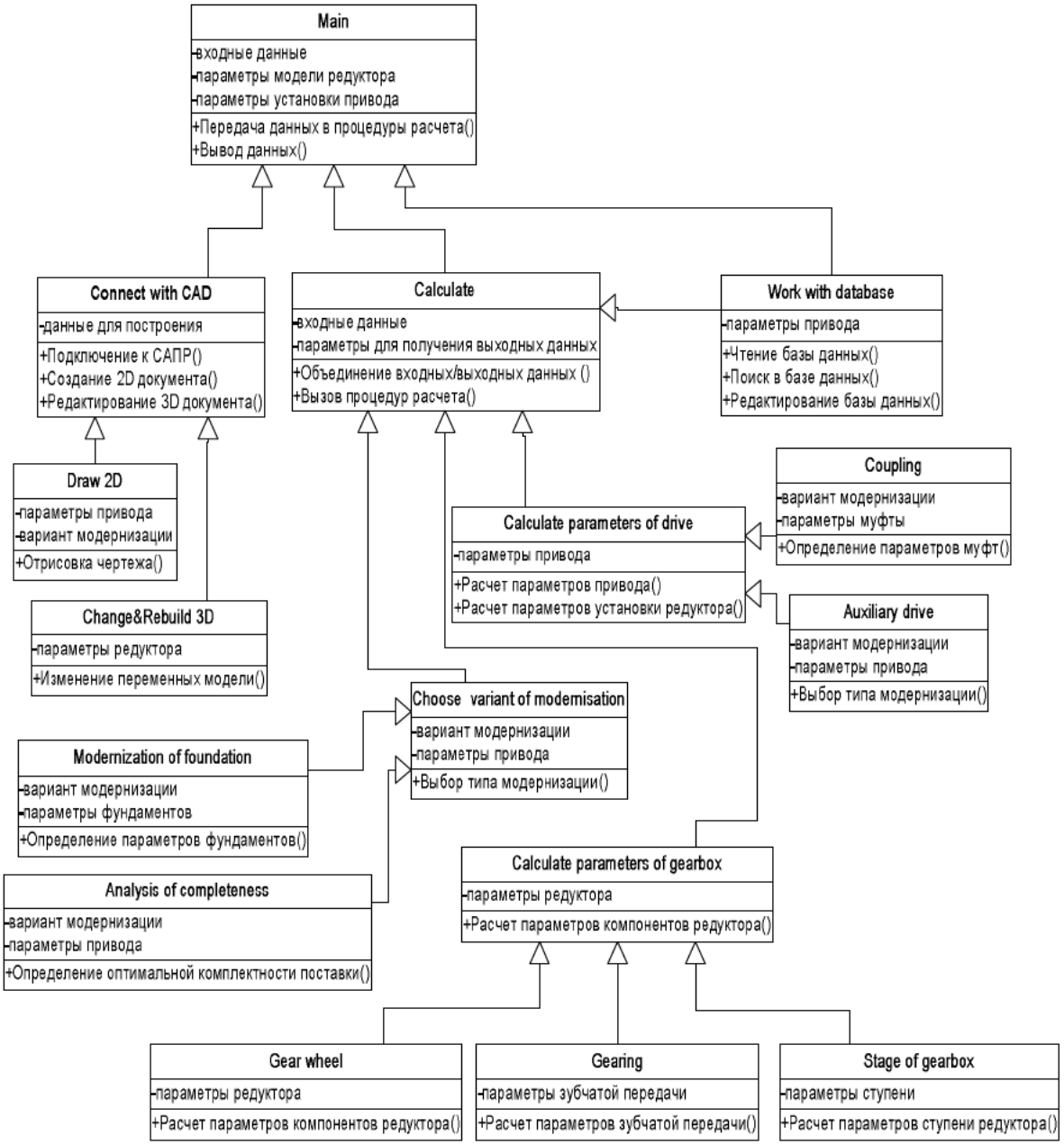


Рис. 2. Укрупненная модульная схема компьютерной системы

Отметим, что для работы с трехмерной сборкой редуктора из программного модуля предварительно была создана его параметрическая модель, часть параметров которой выражаются одна через другую уже внутри нее. Итоговые внешние переменные и будут меняться уже из программы. Ввиду большого количества (более 90) их расчет производится в отдельном модуле. К таким переменным относятся размеры корпусов, подшипников, числа зубьев всех зубчатых компонентов, длины валов и т.д.

При создании планетарного редуктора разработаны отдельные программные модули для расчета зубчатых колес, отдельно для расчета зацеплений и корпусов. Отдельные модули разработаны также и для расчета параметров соединительных муфт, вспомогательного привода, установочных фундаментов. С целью упрощения схемы (см. рис. 2) перечисленные вспомогательные модули на ней не отражены.

Интерфейс взаимодействия пользователя с компьютерной системой спроектирован по традиционной схеме в виде главного окна, содержащего меню выбора функций с несколькими вкладками (рис. 3). С помощью первой из них осуществляется выбор комплектности поставки привода. На второй вкладке вводятся параметры существующего фундамента. Далее идут выбор типа редуктора (для клиента) и редактирование базы данных (для агента и производителя). На последней вкладке осуществляется выбор представления результатов работы программы:

– вывод в текстовой файл;

– вывод в виде двумерного (2D) чертежа;

– генерация трехмерной (3D) модели редуктора.

В текстовый файл выводятся исходные данные и рассчитанные параметры привода. Если пользователь задал вывод данных в 2D-чертеж, то с такого чертежа он может считать только размеры и уже сам для себя определить необходимый тип модернизации. Данный чертеж аналогичен рис.1 с проставлением конкретных размеров указанного проекта. Такой чертеж является уже разработанным эскизным проектом, а, следовательно, достаточным результатом для согласования проекта между клиентом и агентом и для дальнейшей проработки проекта производителем. В случае осуществления генерации 3D-модели изменяются параметры редуктора в соответствии со значениями, заданными производителем и рассчитанными в процессе работы программы.

После построения чертежа проекта можно сохранить его в файл или распечатать для последующего обсуждения и построения технического проекта, опираясь на него.

Тип модернизации описывает как необходимые компоненты для замены привода (иногда возникают ситуации, когда выбранных компонентов для замены недостаточно для нормального функционирования нового привода), так и способы установки редуктора – на промежуточную раму, с изменением фундамента, на старые или новые анкерные болты. Параметры установки привода детализируют эти данные, указывает не только, как будет установлен редуктор, но и точные размеры крепежа. Обычный чертеж и трехмерная модель элементов служат для визуализации и более простого понимания полученных результатов. Кроме того, чертеж можно рассматривать как эскизный проект модернизации привода. С трехмерной модели пользователь может делать любые необходимые чертежи, а также дает представление о том, что будет ему поставлено в случае заказа (для клиента).

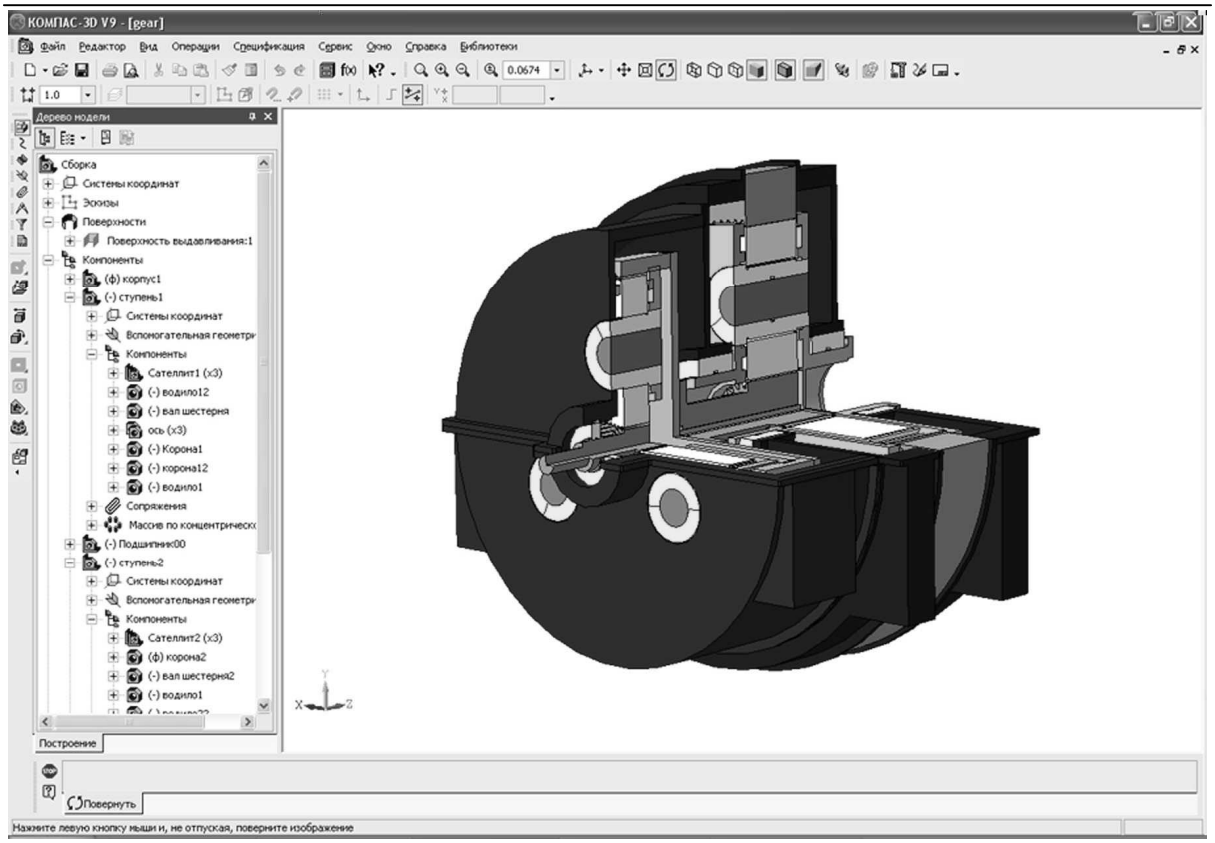


Рис. 3. Трехмерный эскизный проект редуктора

Разработанное методическое и программное обеспечение применяется в проектной деятельности предприятий, осуществляющих проекты модернизации приводов стационарных технологических машин на российских предприятиях. Эксплуатация данной компьютерной системы позволяет значительно сократить затраты времени на разработку эскизного проекта монтажа нового привода: с одного – двух дней до одного – двух часов. С учетом затрат времени на внесение исправлений в проект при необходимости уточнения требований клиента экономия времени также оказывается значительной. Кроме этого, если до внедрения компьютерной системы для разработки проекта требовался коллектив высококвалифицированных специалистов-проектировщиков, то в новых условиях технической подготовки ремонтного производства рассматриваемых машин требования к кадровому обеспечению проекта становятся менее жесткими. При этом в ряде случаев разработка проекта может идти параллельно с переговорами с заказчиком относительно согласования проекта.

Список литературы

1. Трошина А.Г. Модернизация приводов горизонтальных шаровых мельниц // Цемент и его применение. 2009. № 3. С. 4 – 8.

2. Трушин Н.Н. Организационно-технологическая структура производственного процесса на машиностроительном предприятии. Тула: Изд-во ТулГУ, 2003. 230 с.

N.N. Trushin, A.G. Troshina

THE AUTOMATED SYSTEM OF TECHNICAL TRAINING OF REPAIR AND MODERNIZATION OF HEAVY TECHNOLOGICAL MACHINES

The basic stages of process of modernization of a drive of the heavy technological machine which are carried out during repair of a horizontal spherical mill are considered. Logical-mathematical dependences of the project of modernization and technical parameters of the software developed for the purpose of automation of procedures of information support of the given project are resulted.

Key words: a spherical mill, a drive, modernization, designing, computer system.

Получено 20.01.12

УДК 004.942

Н.Н. Трушин, д-р техн. наук, проф., (4872) 35-18-87, trushin@tsu.tula.ru
(Россия, Тула, ТулГУ),
А.Г. Трошина, асп., 920-275-40-00, atroshina@mail.ru
(Россия, Тула, ТулГУ)

АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ УПРАВЛЕНИЕ ПРОЦЕССОМ РЕНОВАЦИИ ТЯЖЕЛОЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ МАШИНЫ

Рассматривается методика применения принципов морфологического анализа при автоматизации технической подготовки ремонта и модернизации приводов горизонтальных шаровых мельниц.

Ключевые слова: автоматизация, модернизация, морфология, планетарный редуктор, привод, технологическая машина.

Разработка сложных проектов требует больших затрат труда и времени квалифицированных специалистов, большая часть которых уходит на выбор наилучшего решения из имеющихся вариантов. Для сокращения сроков подготовки проекта требуется автоматизация определенных этапов проектирования. Проблемы сокращения времени проектирования актуальны в различных отраслях промышленности.

Во многих отраслях промышленности для обеспечения заданного режима работы тяжелой машины используются редукторные приводы. Часто они используются в цементной промышленности. По состоянию на 2011 год в России расположены 50 предприятий, производящих цемент, из них 47 с полным циклом производства и 3 помольные установки общей мощностью 76,3 млн т цемента в год. Производство цемента в 2010 году составило 50,4 млн т. Средний коэффициент использования мощностей в

цементной отрасли России достиг 66 %. Продолжительность эксплуатации 75 технологических линий составляет 50 и более лет. 95 технологических линий общей мощностью 65,8 млн т/год находятся в эксплуатации более 30 лет. Анализ ввода мощностей по годам убедительно свидетельствует об очень слабом и явно недостаточном обновлении основных фондов, что делает актуальной задачу разработки проектов модернизации производства путем полной или частичной реконструкции линии [2].

Начатое в 2007-2008 годах строительство большого количества новых линий столкнулось из-за глобального финансово-экономического кризиса с рядом взаимосвязанных тормозящих причин. Естественно, в данной ситуации очень актуальным является вопрос сохранения имеющегося производственно-технического потенциала предприятия, надежности работы оборудования, особенно в сезон максимального спроса на цемент.

При модернизации приводов цементных мельниц довольно сложным является этап эскизного проектирования, где решается, какие компоненты привода будут заменяться, какие будут проводиться фундаментные работы, а также определяется положение привода на существующей производственной площадке.

Рассмотреть варианты и осуществить поиск оптимального решения возможно, используя методы морфологического анализа и синтеза. Эти методы предназначены для поиска новых решений на основе разделения рассматриваемой системы на подсистемы и элементы, формирования подмножеств альтернативных вариантов реализации каждой подсистемы, комбинирования различных вариантов решения системы из альтернативных вариантов реализации подсистем, выбора наилучших вариантов решения системы. Под морфологией здесь понимается структурная форма системы, организованная в соответствии с ее функциями.

Метод морфологического исследования реализуется в два качественно различных этапа. Первый этап предполагает получение описания всех систем, принадлежащих к исследуемому классу, т.е. классифицирование множества систем. Этот этап решения задачи называется морфологическим анализом. На втором этапе проводятся оценка описаний различных систем исследуемого класса и выбор тех из них, которые в том или ином приближении соответствуют условиям задачи. Этот этап решения называется морфологическим синтезом, так как в итоге получается целостное описание всей исследуемой системы из частей описания подсистем и отношений между ними.

Прежде всего, проводится выявление альтернатив и основных параметров их оценки и составляется морфологическая таблица. Проведем формирование морфологической таблицы способом функционально-элементного анализа систем. В результате формируется морфологическая таблица, включающая функции или обобщенные функциональные

подсистемы и альтернативы, реализующие соответствующие функции. Значения значимости влияния каждого критерия получены методом экспертных оценок.

Поскольку замена идет уже имеющегося привода, то для старого привода нецелесообразно выделять критерии качества и оценивать их. Для последующего синтеза рациональных целостных вариантов систем в морфологическую таблицу заносятся векторы приоритетов альтернатив по интересующим исследователя критериям качества [1].

Для данной задачи некоторые варианты невыполнимы, поэтому далее будут рассматриваться не 6912 вариантов, а 369. Это происходит потому, что при замене приводов не на аналогичный зачастую не остается выбора относительно замены определенных компонентов и из-за конструктивных отличий приводов необходима их замена или первый заказ. Значения эффективности синтезируемых систем представляются в таблице, в результате анализа которой можно сделать вывод о наиболее перспективных направлениях реновации приводов.

Таблица морфологического анализа приводов цементных мельниц

Функция	Альтернатива (A_{ij})		Критерий	
			Вес	Наименование
Тип старого привода	Венцовый (A_{11})	-	-	-
	Безредукторный (A_{12})	-		
	С муфтами (A_{13})	-		
	С карданным валом (A_{14})	-		
	С планетарным редуктором (A_{15})	-		
	С редуктором типа «Симметро» (A_{16})	-		
Тип нового привода	Венцовый (A_{21})	$W_{k1}\ W_{k2}\ W_{k3}\ W_{k0}$ 0,05 0,09 0,09 0,076	0,35	K_1 – экономическая эффективность K_2 –эффективность замены K_3 – надежность K_0 – интегральный критерий
	Безредукторный (A_{22})	$W_{k1}\ W_{k2}\ W_{k3}\ W_{k0}$ 0,14 0,19 0,17 0,168	0,40	
	С муфтами (A_{23})	$W_{k1}\ W_{k2}\ W_{k3}\ W_{k0}$ 0,14 0,15 0,14 0,144	0,25	
	С карданным валом (A_{24})	$W_{k1}\ W_{k2}\ W_{k3}\ W_{k0}$ 0,14 0,09 0,14 0,120		
	С планетаным редуктором (A_{25})	$W_{k1}\ W_{k2}\ W_{k3}\ W_{k0}$ 0,29 0,29 0,29 0,29		
	С редуктором типа «Симметро» (A_{26})	$W_{k1}\ W_{k2}\ W_{k3}\ W_{k0}$ 0,24 0,19 0,17 0,202		

Окончание

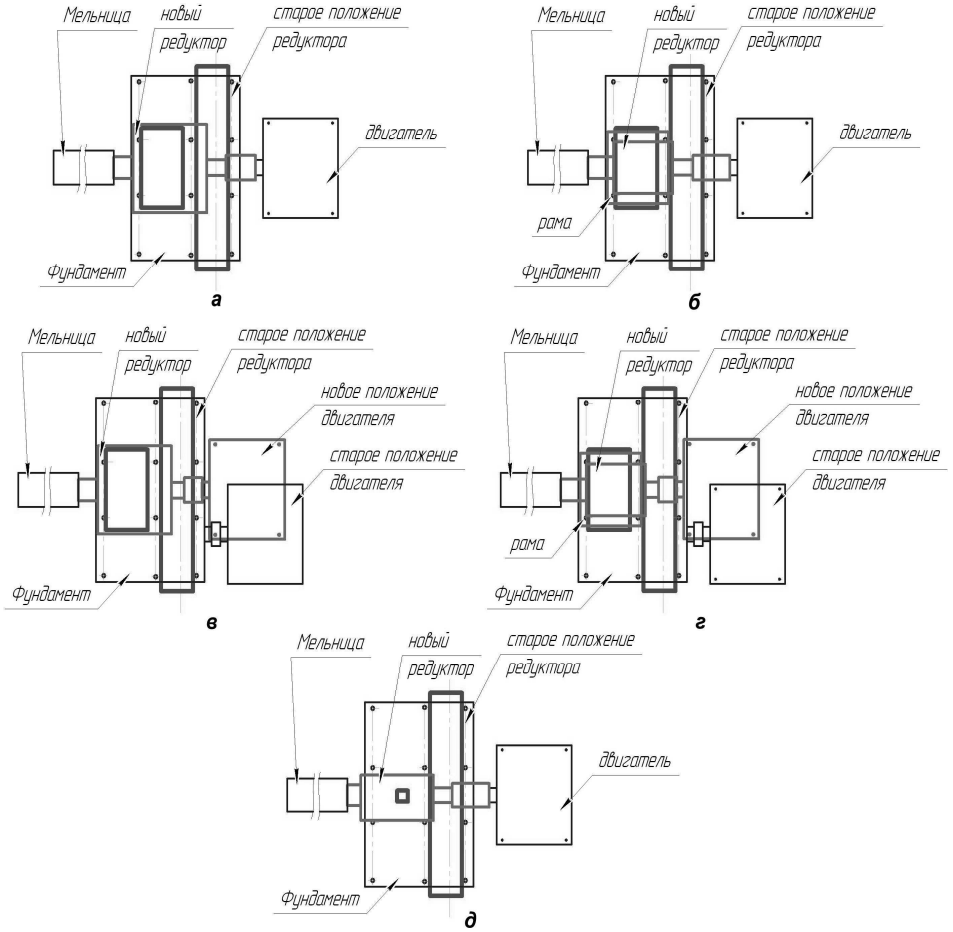
Функция	Альтернатива (A_{ij})		Критерий	
			Вес	Наименование
Тихоходная муфта	Остается прежней (A_{31})	$W_{k1}\ W_{k2}\ W_{k0}$ 0,3 0,7 0,44	0,65	K_1 – надежность K_2 – экономическая эффективность K_0 – интегральный критерий
	Заменяется (A_{32})	$W_{k1}\ W_{k2}\ W_{k0}$ 0,7 0,3 0,56	0,35	
Быстроходная муфта	Остается прежней (A_{41})	$W_{k1}\ W_{k2}\ W_{k3}\ W_{k0}$ 0,2 0,3 0,2 0,23	0,45	K_1 – надежность K_2 – экономическая эффективность K_3 – использование пространства
	Заменяется (A_{42})	$W_{k1}\ W_{k2}\ W_{k3}\ W_{k0}$ 0,3 0,2 0,2 0,245	0,30	
	Заменяется на карданный вал (A_{43})	$W_{k1}\ W_{k2}\ W_{k3}\ W_{k0}$ 0,2 0,2 0,2 0,2	0,35	
	С интегрирован-ным вспом. приводом (A_{44})	$W_{k1}\ W_{k2}\ W_{k3}\ W_{k0}$ 0,3 0,3 0,4 0,325		K_0 – интегральный критерий
Вспомогательный привод	Остается прежним (A_{51})	$W_{k1}\ W_{k2}\ W_{k3}\ W_{k0}$ 0,16 0,42 0,25 0,283	0,2 0,3	K_1 – надежность K_2 – экономическая эффективность
	Заменяется (A_{52})	$W_{k1}\ W_{k2}\ W_{k3}\ W_{k0}$ 0,42 0,25 0,25 0,284	0,5	K_3 – использование пространства K_0 – интегральный критерий
	Интегрирован-ный с быстро-ходной муфтой (A_{53})	$W_{k1}\ W_{k2}\ W_{k3}\ W_{k0}$ 0,42 0,33 0,50 0,433		
Местоположение двигателя	Остается прежним (A_{61})	$W_{k1}\ W_{k2}\ W_{k0}$ 0,7 0,3 0,58	0,7 0,3	K_1 – надежность K_2 – экономическая эффективность K_0 – интегральный критерий
	Изменяется (A_{62})	$W_{k1}\ W_{k2}\ W_{k0}$ 0,3 0,7 0,42		
Использование имеющегося фундамента	На существующие болты (A_{71})	$W_{k1}\ W_{k2}\ W_{k3}\ W_{k0}$ 0,40 0,27 0,20 0,334	0,6 0,2 0,2	K_1 – затраты на работу K_2 – надежность K_3 – легкость адаптации K_0 – интегральный критерий
	Через переход-ную раму (A_{72})	$W_{k1}\ W_{k2}\ W_{k3}\ W_{k0}$ 0,30 0,27 0,40 0,314		
	Модернизация фундамента (A_{73})	$W_{k1}\ W_{k2}\ W_{k3}\ W_{k0}$ 0,20 0,19 0,20 0,191		
	На новый фундамент (A_{74})	$W_{k1}\ W_{k2}\ W_{k3}\ W_{k0}$ 0,20 0,27 0,20 0,214		

Наиболее простым решением является замена имеющегося привода на привод аналогичный, но во многих случаях это уже невозможно по ряду объективных причин. Таким образом, наиболее распространенные и эффективные варианты модернизации, из которых в дальнейшем на основании проведенного анализа автоматизированная система будет выбирать наилучший именно для данного задания, следующие (рисунок):

1) модернизация, при которой двигатель остается на месте и редуктор устанавливается на существующие анкерные болты. Данный тип модернизации привода (рисунок, а) применим в том случае, если новый редуктор больше по размеру фундаментной ямы. Необходимо отметить, что новый редуктор обычно в среднем в 3 раза меньше старого цилиндрического, и в 1,5 раза меньше старого планетарного;

2) модернизация, при которой двигатель остается на месте и редуктор устанавливается на новые анкерные болты на переходную раму, которая, в свою очередь, устанавливается на старые анкерные болты (рисунок, б);

3) модернизация, при которой двигатель переносится и редуктор устанавливается на существующие анкерные болты. Вариант (рисунок, в), аналогичный первому с отличием в том, что перемещается двигатель. Обычно он применяется при замене смещенного привода;



Варианты модернизации привода

4) модернизация, при которой двигатель переносится и редуктор устанавливается на новые анкерные болты на переходную раму, которая, в свою очередь, устанавливается на старые анкерные болты. Вариант (рисунок, г), аналогичный первому с отличием в том, что перемещается двигатель. Обычно он применяется при замене смещенного привода;

5) модернизация фундаментов, при которой может удаляться часть фундаментов для прокладки новых коммуникаций. В существующем фундаменте сверлятся отверстия, в которые с помощью специального эпоксидно-цементного раствора устанавливаются новые анкерные болты. Данный тип модернизации привода (рисунок, д) применяется обычно при замене центрального привода и при сохранении положения двигателя.

Таким образом при рассмотрении процесса модернизации привода выявлено, что в автоматизации нуждается этап эскизного проектирования, где происходит выбор расположения нового привода на существующей производственной площадке. Поскольку наибольшее число имеющихся приводов либо центральные, либо смещенные и замена на центральный привод с планетарным редуктором обладает большей эффективностью, то следует в дальнейшем исследовать именно пять типов, описанных выше.

Список литературы

1. Андрейчиков А. В., Андрейчикова О. Н. Анализ, синтез, планирование решений в экономике. М. : Финансы и статистика, 2000. 205 с.

2. Цементная промышленность Российской Федерации в 2010 году / В.А. Гузь [и др.] // Цемент и его применение. № 1.

2011. С. 38 – 48.

N.N. Trushin, A.G. Troshina

AUTOMATED CONTROL OF RENOVATION OF HEAVY TECHNOLOGICAL MACHINES

A technique of application of principles morphological analyze-for at automation of technical training of repair and modernization of drives horizontally spherical mills.

Key words: automation, modernization, morphology, a planetary reducer, a drive, the technological machine.

Получено 20.01.12

УДК 504.064
В.С. Карпов, д-р техн. наук, проф., (4872)33-25-20 (Россия, Тула, ТулГУ),
В.М. Панарин, д-р техн. наук, проф., (4872)35-37-60, panarin-tsu@mail.ru (Россия, Тула, ТулГУ),
А.А. Горюнкова, канд. техн. наук, доц., (4872) 35-37-60, anna_zuykova@rambler.ru (Россия, Тула, ТулГУ)

ИНФОРМАЦИОННО-ИЗМЕРИТЕЛЬНАЯ СИСТЕМА МОНИТОРИНГА ЗАГРЯЗНЕНИЯ ПРИЗЕМНОГО СЛОЯ АТМОСФЕРЫ ПРОМЫШЛЕННО РАЗВИТЫХ РЕГИОНОВ

Приводится описание информационно-измерительной системы мониторинга загрязнения приземного слоя атмосферы промышленно развитого региона, которая позволяет непрерывно и оперативно собирать информацию о загрязнении воздуха промышленными предприятиями, а также выдавать рекомендации по снижению выбросов лицу, управляющему технологическим процессом.

Ключевые слова: информационно-измерительная система, экологический мониторинг, загрязнение атмосферы, автоматизированная система, вредные вещества.

В результате различных процессов, происходящих на современных производствах, в атмосферу выбрасывается огромное количество загрязняющих веществ, оказывающих вредное воздействие на человека. Со стороны экологических служб предприятий все большее внимание уделяется проблеме оценки степени воздействия производственных процессов на окружающую среду. Так, на предприятиях внедряются различные информационные системы мониторинга атмосферного воздуха, в том числе и автоматизированные, которые позволяют определить картину загрязнения прилежащих территорий [1].

Для регулирования выбросов вредных веществ на основании информации о распределении их концентраций необходимо, чтобы полученная информация о распределении концентрации была достоверной. Достоверность полученной информации обеспечивается использованием высокоточных датчиков на постах измерения, методикой расположения этих постов, а также моделями, позволяющими определять поля распространения загрязнения по точечным замерам при различных метеорологических параметрах.

Согласно [2] автоматизированная информационно-измерительная система мониторинга воздуха должна накапливать, систематизировать и анализировать информацию:

- о состоянии окружающей среды;
- о причинах наблюдаемых и вероятных изменений состояния (т.е. об источниках и факторах воздействия);
- о допустимости изменений и нагрузок на среду в целом;
- о существующих резервах биосферы.

Таким образом, в систему экологического мониторинга входят наблюдения за состоянием элементов биосферы и наблюдения за источниками и факторами антропогенного воздействия.

В соответствии с приведенными определениями и возложенными на систему функциями мониторинг включает три основных направления деятельности:

- наблюдения за факторами воздействия и состоянием среды;
- оценку фактического состояния среды;
- прогноз состояния окружающей природной среды и оценку прогнозируемого состояния [3-4].

Исходя из основных задач экологического мониторинга в структуре автоматизированной системы мониторинга можно выделить несколько частей:

- программно-аппаратный пост сбора экологической информации, который включает группу датчиков для осуществления измерений и компьютер со специальным программным обеспечением (ПО) управляющим постом;
- подсистема передачи и хранения информации на центральном сервере (подсистема сбора и передачи), которая представляет компьютер, на котором установлен сервер баз данных (БД) и специализированное ПО;
- подсистема обработки, анализа и отображения информации, представляющая из себя компьютер, на котором установлено специализированное ПО для обработки и анализа информации (рис. 1).



Рис.1. Автоматизированная система мониторинга

Система разработана с помощью современных технологий (платформа .NET). Для хранения данных система использует два вида СУБД: Microsoft SQL Server или Oracle.

На стационарных постах происходит сбор информации посредством считывания данных, посылаемых датчиками на порт персонального компьютера. На компьютере происходят разбор данных и первичная обработка, после чего они записываются в локальную БД. Датчики, входя-

щие в аппаратную часть данной системы, позволяют осуществлять замеры концентрации таких веществ, как оксид углерода (CO), диоксид серы (SO_2), оксиды азота (NO_2), пыли и других газов. Посты мониторинга должны располагаться как вблизи источников выбросов (заводов, ТЭЦ, автомобильных и железных дорог), так и вблизи социально-значимых объектов региона – детских садов, школ, больниц.

Подсистема передачи и хранения информации в виде специальной службы через определенный интервал времени осуществляет опрос постов и записывает данные из локальной БД на сервер, после чего удаляет данные из локальной БД.

Сервер представляет собой мощный компьютер со специальным ПО, может располагаться на предприятии, в администрации области, в природоохранных службах и является центром сбора и первичной обработки экологической информации. На нем ведется база данных содержащая информацию о действии различных вредных веществ на здоровье человека и данные о заболеваемости в конкретных районах области. функциям центра мониторинга относятся: сбор и накопление информации, поступающей из информационно-измерительной сети. Таким образом, обрабатывается информация, поступающая со всех экологических постов. С аппаратной точки зрения передача информации происходит по различным каналам связи и с помощью различного оборудования.

Подсистема обработки и анализа информации состоит из “толстого” и “тонкого” клиента. “Толстый” клиент представляет собой программу, которая устанавливается на рабочее место оператора и отображает информацию о состоянии атмосферного воздуха в городе в более наглядном виде. На мониторе оператора отображается электронная карта или схема с точками мониторинга, расположение которых соответствует расположению стационарных экологических постов, находящихся в различных местах.

Основная часть “тонкого” клиента расположена на центральном сервере и позволяет через Интернет-браузер получать ту же экологическую информацию, которую предоставляет “толстый” клиент, но из любой точки мира, где есть доступ в Интернет. Отличие клиентов заключается в том, что у “толстого” клиента алгоритмы обработки и основная часть расположены на стороне клиента, а у “тонкого” – на стороне сервера.

Подсистема строится на базе персонального компьютера, укомплектованного современным программным обеспечением, позволяющим в режиме реального времени получать экологическую информацию о картине загрязнения атмосферного воздуха, моделировать процессы загрязнения и отображать результаты моделирования на электронной карте или схеме, а также в виде диаграмм, графиков и таблиц.

Датчик в системе представлен в виде таблицы из четырех колонок. В первом столбце таблицы приводится список вредных веществ соответст-

вующей точки мониторинга на электронной карте области. Во втором столбце приводятся численные значения концентраций соответствующих вредных веществ и метеорологических параметров окружающей среды в реальный момент времени. В третьем столбце представлена шкала, показывающая отношение значения фактической концентрации вредного вещества к его ПДК. Четвертый столбец таблицы содержит информацию о ПДК для каждого из измеряемых параметров.

Для удобства анализа информации пользователем при отображении данных введена зависимость концентрации вредных веществ от цвета. Зеленый цвет свидетельствует о том, что концентрация веществ в месте расположения поста находится ниже уровня ПДК. Желтый цвет свидетельствует о том, что концентрация какого-либо вещества или группы веществ приближается к значению ПДК для этого (этих) веществ. Красный цвет сигнализирует о превышении ПДК. Кроме датчиков, подсистемой отображаются метеорологические параметры, такие, как температура воздуха, скорость ветра и направление, давление, точка росы.

К функциям подсистемы обработки и анализа информации относятся оперативный анализ текущей экологической обстановки; накопление и архивирование данных измерений и наблюдений, информационный поиск и доступ к архивной информации; математическое моделирование экологических процессов, анализ и прогноз динамики загрязнений; управление режимами работы системы мониторинга [3].

Подсистема сбора информации предназначена для снятия информации с датчиков, осуществляющих замеры концентрации веществ. Данная подсистема должна располагаться на рабочей станции (компьютере пользователя) и сохранять показания датчиков с учетом времени и даты. Схема подсистемы представлена на рис.2.

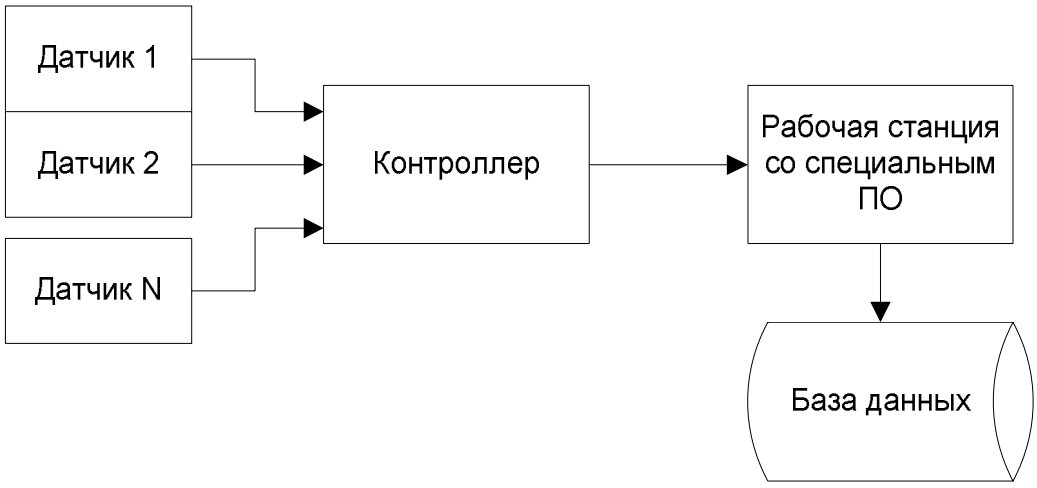


Рис.2. Подсистема сбора информации

Каждый датчик имеет свой идентификатор: Датчик 1, Датчик 2 и т.д. Кроме того, каждый пункт сбора информации имеет свой уникальный идентификатор, который позволяет различить информацию, поступающую на сервер по пунктам.

На основании анализа объектов, составляющих подсистему сбора, была разработана UML-диаграмма классов [10], которая включает в себя следующие классы: менеджер; журнал регистрации; замер; вещество; последовательный порт.

Подсистема сбора является средством накопления локальных данных на стационарных постах. Для осуществления передачи данных на центральный сервер данная подсистема тесно взаимодействует с подсистемой передачи и хранения информации.

При реализации подсистемы операции алгоритма разделены между её элементами. Класс менеджера обработки информации взаимодействует с классом экологической информации, классом журнала регистрации, классом замера и вещества, классом работы с последовательным портом.

Подсистема передачи и хранения информации предназначена для передачи информации с поста на сервер, на котором она записывается в серверную БД.

В настоящее время распространено несколько разновидностей коммуникационных каналов, поэтому работа подсистемы может осуществляться в различных режимах.

При модемном соединении соединение между сервером и рабочей станцией осуществляется с помощью модема. Затем с рабочей станции считываются новые данные и записываются на сервер. После того, как данные будут считаны, соединение разрывается. Схема такого соединения представлена на рис. 3.

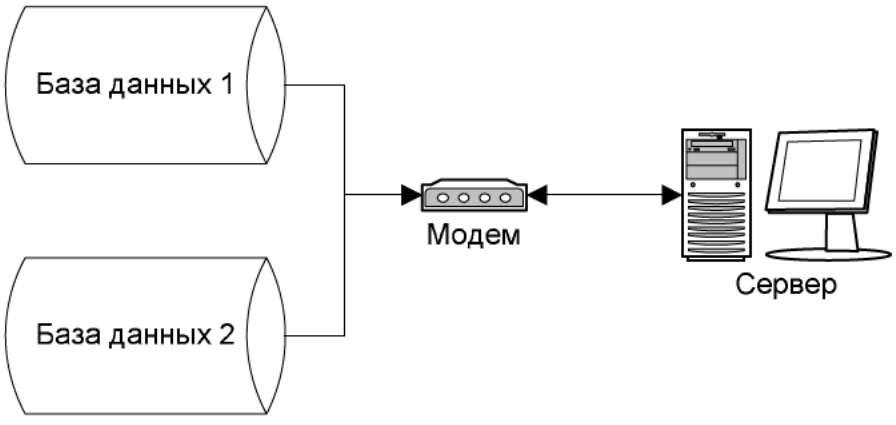


Рис. 3. Схема модемного соединения

При соединении по локальной сети соединение между сервером и рабочей станции осуществляется посредством специальных сетевых карт.

Сервер делает запрос к рабочей станции с указанием её IP-адреса. Затем с рабочей станции считываются новые данные и записываются на сервер, после чего считываются новые данные. Схема такого соединения представлена на рис. 4.

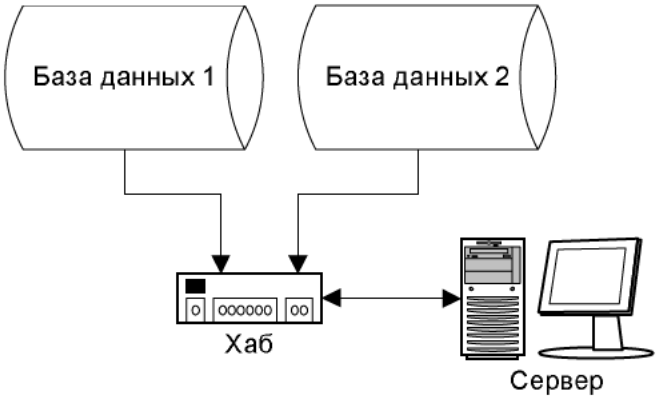


Рис. 4. Схема сетевого соединения

Соединение по сети Интернет осуществляется аналогично соединению по локальной сети. Причем сервер должен иметь постоянный IP-адрес.

Соединение с помощью GSM/GPRS-модема осуществляется аналогично обычному модемному соединению с одной лишь разницей, что рабочая станция связывается с сервером по радиоканалу.

Алгоритм работы подсистемы следующий:

- агент проходит по списку постов и определяет, не настал ли момент опроса данного поста;
- если настал, то определяет, какой тип соединения у каждого поста, иначе переходит к анализу информации со следующего поста;
- обращается к классу соединения и выбирает необходимый механизм соединения, после чего соединяется с постом;
- путем взаимодействия с менеджером поста забирает с него данные;
- если данные успешно получены, то определяет тип БД;
- после определения типа БД пытается записать данные в серверную БД;
- если запись прошла успешно, то посылает команду менеджера поста на стирание локального журнала;
- переход к п.1 алгоритма.

Подсистемы сбора, передачи и хранения информации являются важными звеньями для получения, накопления и централизации экологической информации. Для эффективного использования полученной информации необходимо реализовать механизм ее анализа и обработки. Дан-

ный механизм реализован в подсистеме анализа и отображения экологической информации.

Подсистема анализа и отображения информации должна обеспечивать наглядное представление данных, полученных с постов, давать возможность прогнозировать распространение вредных веществ с учетом произведенных замеров, метеопараметров и городской застройки.

Первая часть подсистемы (“толстый” клиент) представлена Windows-приложением. Это полнофункциональная версия, которая устанавливается на компьютер оператора и предоставляет возможность предоставления отчетов различной степени детализации, а также оборудована модулем отображения зон распространения вредных веществ. Схема работы “толстого” клиента представлена на рис. 5.

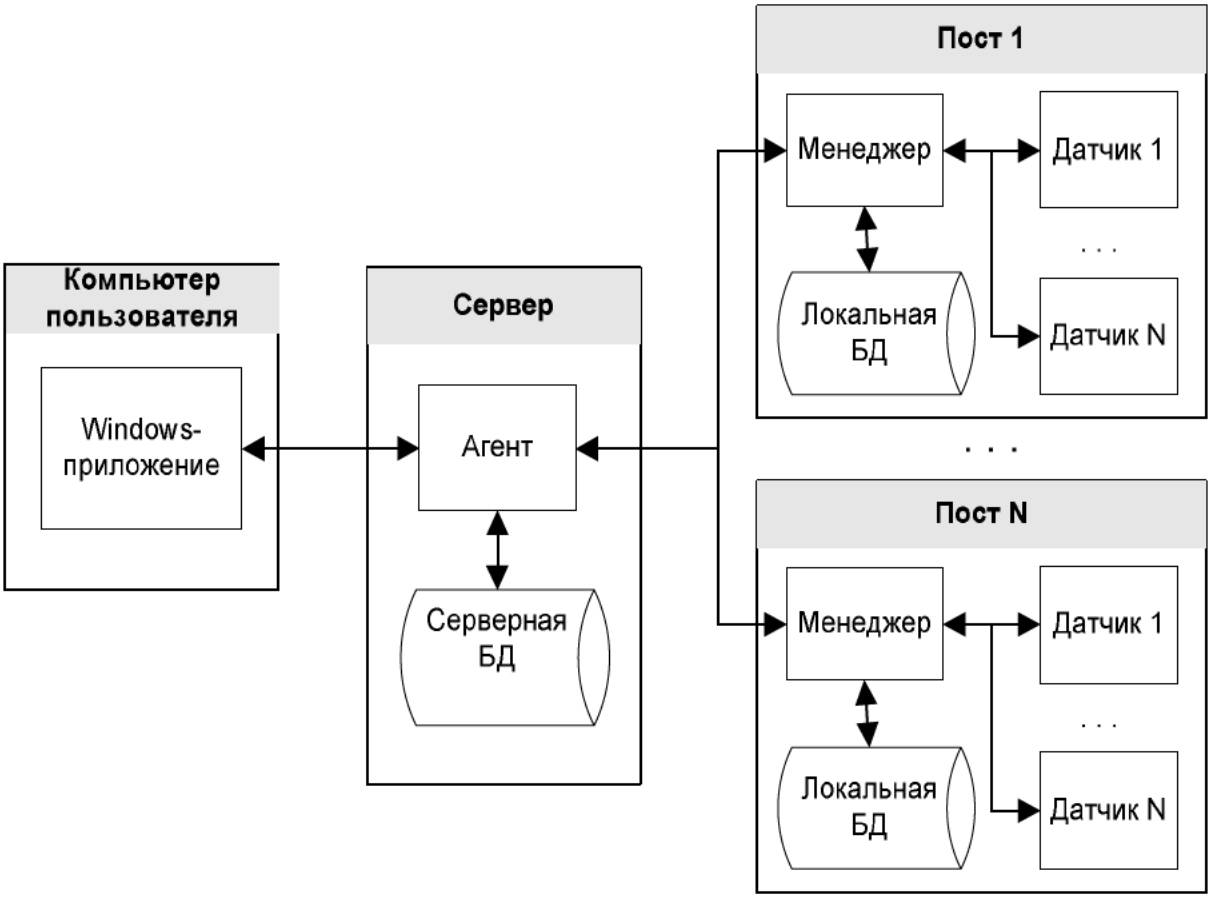


Рис. 5. Схема работы “толстого” клиента

Вторая часть подсистемы (“тонкий” клиент) сделана в виде Интернет-сайта и представляет собой облегченную версию, предназначенную для доступа к информации с неукомплектованных Windows-приложениями компьютеров из любой точки мира оборудованной Интернетом. Схема работы “тонкого” клиента представлена на рис. 6.

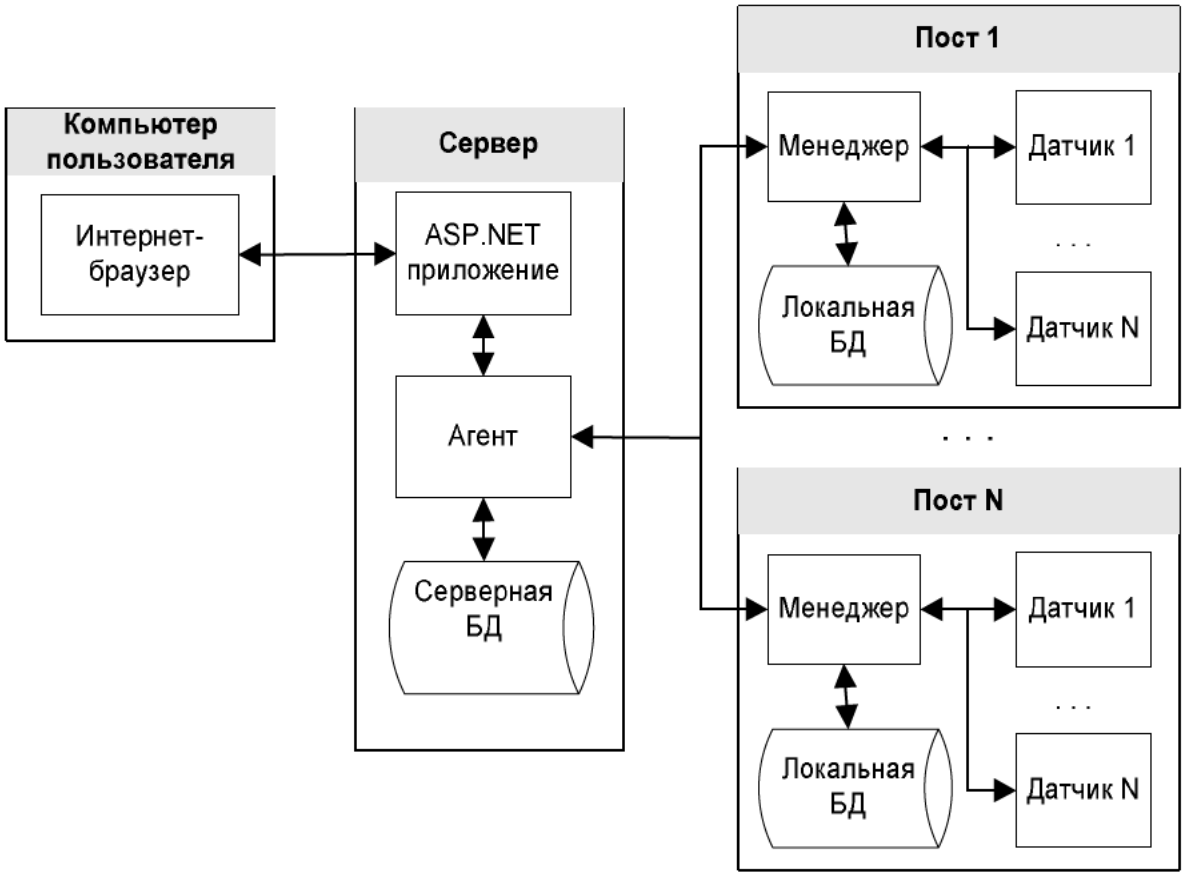


Рис. 6. Схема работы "тонкого" клиента

Как видно из схемы, реализация двух систем имеет определенные различия. Первая посылает на сервер только команды для получения данных с датчиков, в то время как все механизмы обработки информации, карты местности и формы отчетов находятся на стороне клиента. Во второй реализации на компьютере клиента установлен только Интернет-браузер и вся информация, такая, как информация с датчиков, карты местности, расположение зон распространения приходит, с сервера, т.е. вся логика и все механизмы обработки находятся на серверной стороне, используется механизм активных серверных страниц (ASP.NET).

Подсистемы анализа и отображения информации являются важными инструментами для эффективного и оперативного анализа полученной информации, позволяют на электронной карте или схеме отображать экологическую обстановку и по полученным подсистемой сбора данных строить зоны распространения вредных веществ.

Для измерения концентрации вредных веществ в газоанализаторе используется фотохимический датчик с внутренней поляризацией. К датчику подключен фотоэлемент, который анализирует степень затемнения порошка в специальном барабане. Он отделен от внешней среды газодиффузионной мембраной, проницаемой для кислорода и не проницаемой для жидкости.

Барабан подключен к электромотору, который периодически включается и перемешивает порошок. Кислород из анализируемой газовой среды диффундирует через мембрану к поверхности катода и вступает в химическую реакцию с порошком. После чего фотоэлемент определяет цвет порошка, затемнение которого при постоянной температуре и давлении пропорционален объёмной доле вещества в анализируемой среде.

Чувствительность датчика возрастает при повышении температуры анализируемой среды. Для учета этой зависимости в газоанализаторе применяется автоматическая температурная компенсация с использованием преобразователя температуры, размещенного в корпусе датчика.

Сигналы датчиков подаются на микропроцессор, который выполняет следующие функции: вычисление измеряемой величины; вывод информации на цифровой индикатор и на интерфейс подключения внешних устройств; управление тревожной световой и звуковой сигнализацией; калибровка газоанализатора.

Информационно-измерительная система мониторинга загрязнения приземного слоя атмосферы промышленно развитого региона позволяет непрерывно и оперативно собирать информацию о загрязнении воздуха промышленными предприятиями, а также выдавать рекомендации по снижению выбросов лицу, управляющему технологическим процессом.

Список литературы

1. Анализ современных систем мониторинга воздушной среды промышленных регионов / А.А. Горюнкова, [и др.]// Материалы VI Межд. конф. по проблемам горной промышленности, строительства и энергетики «Социально-экономические и экологические проблемы горной промышленности, строительства и энергетики». Тула:Изд-во ТулГУ. 2010. Т2. С.245-250.

2. Федеральный Закон "Об охране окружающей природной среды". 1991 г.

3. Постановление Правительства Российской Федерации от 3.08.92 г. N 545 "Об утверждении Порядка разработки и утверждения экологических нормативов выбросов и сбросов загрязняющих веществ в окружающую природную среду, лимитов использования природных ресурсов, размещения отходов".

4. Принципы построения автоматизированной системы экологического мониторинга при выбросах вредных веществ/ В.М. Панарин [и др.] // Экологически устойчивое развитие Центрального федерального округа: докл. науч.-практ. форума / под общ. ред. проф. В.М. Панарина.

Тула:Изд-во ТулГУ, 2008. С.173-182.

V.S. Karpov, V.M. Panarin, A.A. Gorjunkova

INFORMATION AND MEASURING SYSTEM MONITORING OF POLLUTION ATMOSPHERIC BOUNDARY LAYER DEVELOPED REGIONS

The current data collection of environmental information indicating the deficiencies, and proposes a new system of environmental monitoring in the automated mode allows to collect and analyze information on air pollution are described.

Key words: information and measuring system, environmental monitoring, air pollution, the automated system, hazardous substances.

Получено 20.01.12

УДК 504.064

В.С. Карпов, д-р техн. наук, проф., (4872)33-25-20 panarin-tsu@mail.ru (Россия, Тула, ТулГУ),
В.М. Панарин, д-р техн.наук, проф., (4872)35-37-60, panarin-tsu@mail.ru (Россия, Тула, ТулГУ),
А.А. Горюнкова, канд. техн. наук, доц., (4872) 35-37-60, anna_zuykova@rambler.ru (Россия, Тула, ТулГУ)

ИНФОРМАЦИОННО-ИЗМЕРИТЕЛЬНАЯ СИСТЕМА ОЦЕНКИ ЗАГРЯЗНЕНИЙ АТМОСФЕРНОГО ВОЗДУХА

Приводится описание информационно-измерительной системы оценки загрязнения атмосферного воздуха, которая позволяет проводить сбор информации различными типами датчиков, использовать всевозможные технические средства, вести сравнительный анализ полученных данных, а также решать важнейшие задачи, например, определять вклад отдельных предприятий в загрязнение атмосферного воздуха в настоящий момент времени.

Ключевые слова: информационно-измерительная система, экологический мониторинг, загрязнение атмосферы, концентрация, вредные вещества.

Результаты геоэкологических исследований однозначно свидетельствуют о том, что загрязнение приземного слоя атмосферы – самый мощный, постоянно действующий фактор влияния на человека, пищевую цепь и окружающую среду.

В числе важнейших функций управляющих структур в настоящее время является организация мероприятий по снижению загрязнения атмосферного воздуха, предупреждению аварийных выбросов, а также прогно-

зирование и моделирование возможной экологической обстановки. Решение этих задач требует обеспечения органов управления оперативной и надежной информацией. Основным источником данной информации являются промышленные предприятия. Полная и своевременная информация о промышленных предприятиях и выбросах является основой для решения задач по снижению загрязнения атмосферы.

Разработанная информационно-измерительная система оценки загрязнений атмосферного воздуха является составной частью системы экологического мониторинга, в которую входят следующие основные процедуры [1]:

- выделение объекта наблюдения;
- обследование выделенного объекта наблюдения;
- составление информационной модели для объекта наблюдения;
- планирования и проведение измерений;
- оценка состояния объекта наблюдения и идентификация его информационной модели;
- прогнозирование изменения состояния объекта наблюдения;
- представление информации в удобной для использования форме и доведение ее до потребителя.

Общая структура автоматизированной системы мониторинга загрязнения атмосферы представлена на рис. 1.

Следует принять во внимание, что сама информационно-измерительная система мониторинга не включает деятельность по управлению качеством среды, но является источником необходимой для принятия экологически значимых решений информации.

Перспективные информационно-измерительные и автоматизированные системы экологического мониторинга создаются как интегрирующая надстройка уже существующих систем наблюдения.

В структуре информационно-измерительной системы мониторинга можно выделить несколько составных частей:

- информационно-измерительная система сбора экологической информации, которая представляет собой группу датчиков для осуществления измерений и компьютер со специальным программным обеспечением (ПО), управляющим постом;
- подсистема передачи и хранения информации на центральном сервере, которая представляет собой компьютер, на котором установлен сервер баз данных (БД) и специализированное ПО;
- подсистема обработки, анализа и отображения информации, представляющая собой компьютер, на котором установлено специализированное ПО для обработки и анализа информации.

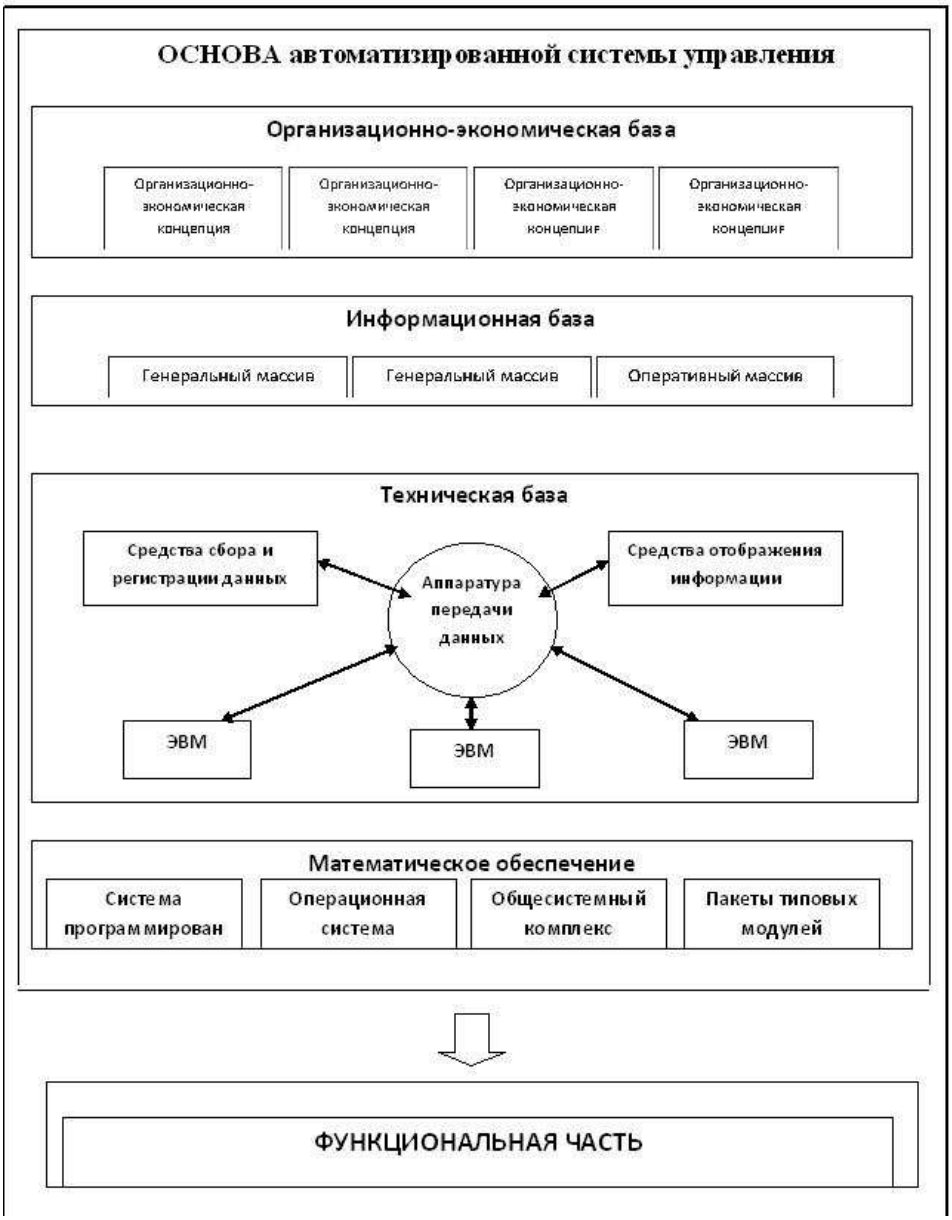


Рис. 1. Структурная схема автоматизированной системы управления

Схема информационно-измерительной системы мониторинга атмосферного воздуха представлена на рис. 2 [2].

На постах мониторинга происходит сбор информации посредством считывания данных, посылаемых датчиками на порт персонального компьютера. На компьютере происходят разбор данных и первичная обработка, после чего они записываются в локальную БД. Датчики, входящие в аппаратную часть данной системы, позволяют осуществлять замеры концентрации таких веществ, как оксид углерода (CO), диоксид серы (SO_2), оксид азота (NO_2), пыли и других газов. Посты мониторинга должны располагаться как вблизи источников выбросов, так и вблизи социально-значимых объектов региона.

Подсистема передачи и хранения информации через определенный интервал времени осуществляет опрос постов и записывает данные из локальной БД на сервер, после чего удаляет данные из локальной БД.

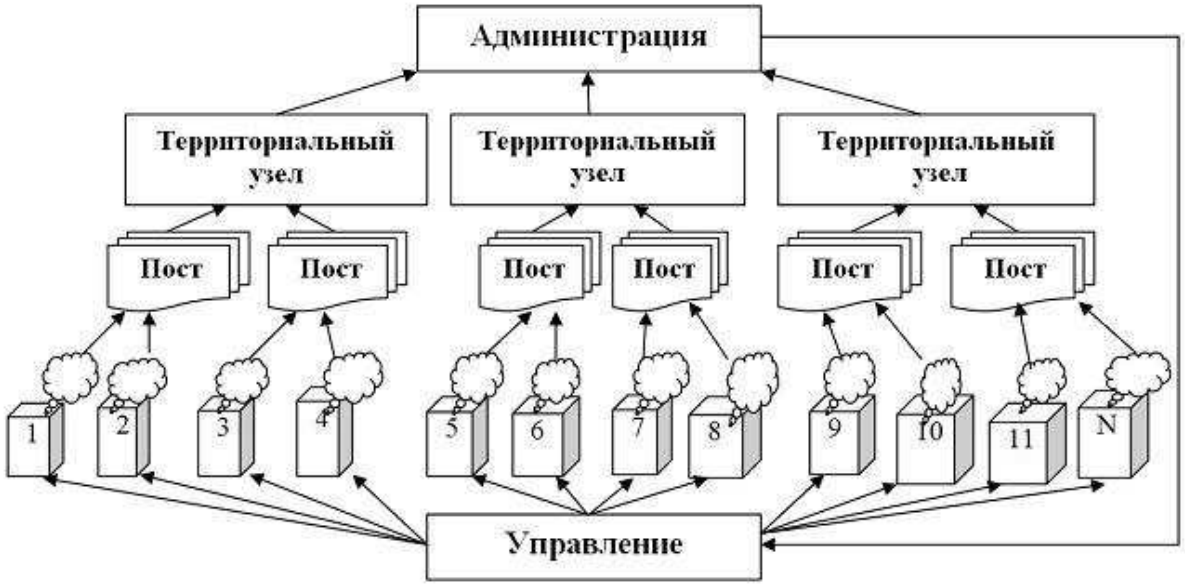


Рис. 2. Структура информационно-измерительной системы мониторинга атмосферного воздуха

Подсистема обработки и анализа информации представляет собой программу, которая устанавливается на рабочее место оператора и отображает информацию о состоянии атмосферного воздуха в городской среде в более наглядном виде.

Подсистема обработки и анализа строится на базе персонального компьютера с современным программным обеспечением, позволяющим в режиме реального времени получать экологическую информацию о картине загрязнения атмосферного воздуха, моделировать процессы загрязнения и отображать результаты моделирования на электронной карте или схеме, а также в виде диаграмм, графиков и таблиц.

Подсистема обработки и анализа информации выполняет следующие функции:

- оперативный анализ текущей экологической обстановки;
- накопление и архивирование данных измерений и наблюдений,
- информационный поиск и доступ к архивной информации;
- математическое моделирование экологических процессов,
- анализ и прогноз динамики загрязнений;
- управление режимами работы системы мониторинга.

Разработанные алгоритмы позволили создать информационно-измерительную систему, позволяющую осуществлять сбор посредством измерения концентраций загрязняющих веществ, обработку и отображение

экологической информации о загрязнении атмосферы.

Система состоит из программы настройки, серверной части и программы сбора на локальном пост.

1. Программа «Wingasan». В окне программы отображаются название веществ и их значения и имеется возможность отображения данных, снимаемых с метеостанции, таких, как направление ветра, температура и т.п.

2. Программа «GasanAdmin». Используется для настройки поста.

3. Программа «Monitor». Используется для отображения экологической информации.

Подсистема сбора информации предназначена для снятия информации с датчиков, осуществляющих замеры концентрации веществ (рис. 3) [3].

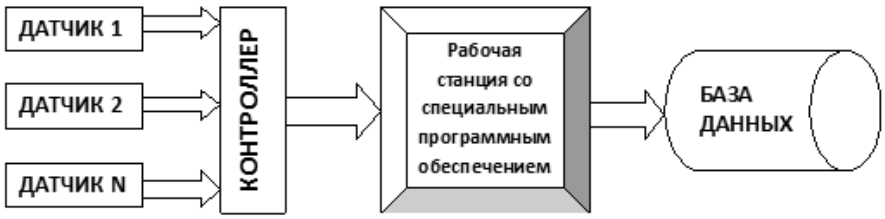


Рис. 3. Подсистема сбора информации

Подсистема сбора информации является средством накопления локальных данных на стационарных постах мониторинга. Для осуществления передачи данных на центральный сервер данная подсистема тесно взаимодействует с подсистемой передачи и хранения информации.

Подсистема передачи и хранения информации предназначена для передачи информации с компьютера пользователя на сервер, на котором в дальнейшем она будет обрабатываться. В настоящее время распространено несколько разновидностей коммуникационных каналов, что предусматривает работу подсистемы в разных режимах соединения с сервером: модемное соединение, соединение по локальной сети, соединение по сети Интернет, соединение с помощью GSM-модема.

Подсистема анализа и отображения информации обеспечивает наглядное представление данных, полученных с постов мониторинга, дает возможность прогнозировать распространение вредных веществ с учетом инвентаризации источников выбросов, метеопараметров и городской застройки [1].

Данные, необходимые для проведения моделирования, поступают непосредственно с сервера и после обработки отображаются в графическом виде на картах с возможностью импортировать их в среду AutoCAD Map.

Полученные в результате моделирования значения (в долях ПДК) загрязняющих веществ сравниваются со значениями, поступающими с

датчиков, осуществляющих замеры концентрации веществ (подсистема сравнения данных), что составляет полное, комплексное представление об экологической ситуации в реальном масштабе времени.

На рис. 4 предложена функциональная схема автоматизированная системой контроля и экологического мониторинга состояния атмосферного воздуха. Эта система относится к экологическим системам сбора информации, диагностики состояния атмосферы горнопромышленного региона и предназначена для использования в системе атмосфероохранных мероприятий для оперативного выявления источников загрязнения атмосферы с текущим нормативно-несанкционированным уровнем выбросов вредных веществ [4].



Рис. 4. Система экологического мониторинга атмосферного воздуха горнопромышленного региона

Задачей предложенной системы является повышение эффективности получения объективной информации об экологической обстановке.

Для решения поставленной задачи в информационно-измерительную систему экологического мониторинга атмосферного воздуха, содержащую первую группу датчиков экологического контроля состояния среды, вторую группу датчиков состояния среды, средства радиосвязи датчиков второй группы с аппаратурой городской телефонной сети, центральный диспетчерский пункт, введена электротранспортная единица, снабженная быстродействующими газовыми датчиками экологического контроля состояния атмосферы, система GPS, мобильная телефонная система, соединенная по средствам мобильной телефонной связи с центром обработки и сравнения данных, группа датчиков замеров концентраций загрязняющих веществ непосредственно с источников загрязнения, соединенная через одноименные проводные каналы связи с центром моделирования, выходы которого соединены с входом центра обработки и сравнения данных.

Благодаря установке быстродействующих газовых датчиков экологического контроля состояния атмосферы, системы GPS и мобильной телефонной станции на электротранспортных единицах расширяются функциональные возможности системы наблюдения за изменением состояния атмосферы региона и контроля движения транспорта в любой точке региона.

Поступление информации в Интернет позволяет следить за изменением состояния атмосферы из любой точки региона, а также контролироваться подразделениями Гидрометеоцентра, Комитета по охране природы, Центра по санэпиднадзору с направляющей и координирующей ролью администрации города.

Установка в центре моделирования соответствующего программно-технического комплекса позволяет сформировать карту распределения загрязнений атмосферы в соответствии с полученными от групп датчиков, установленных непосредственно на источниках загрязнения атмосферы, (трубах) данными об экологической ситуации в горнопромышленном регионе. Полученные значения ПДК сравниваются со значениями, полученными от групп наземных датчиков разного действия и датчиков электротранспортных единиц, что составляет полное, комплексное представление об экологической ситуации в реальный момент времени.

Информационно-измерительная система работает следующим образом.

Газовые датчики контроля состояния атмосферы измеряют концентрации загрязняющих веществ непосредственно у источников (труб) и вместе с метеорологическими данными, полученными с метеостанции, отправляются в центр моделирования, где с помощью специального программно-технического комплекса, например программного комплекса «Призма», разработанного НПП «Логус» (г. Красногорск Московской области), строятся карты полей концентрации загрязняющих веществ. Полученные данные моделирования процессов поступают в центр сравнения данных. Быстродействующие газовые датчики экологического контроля состояния атмосферы устанавливаются в верхней части снаружи каждой электротранспортной единицы, там же устанавливается система GPS, связанная со спутниками, что позволяет отслеживать координаты движения электротранспортной единицы с точностью до нескольких метров. Мобильная телефонная станция, имеющая выход в Интернет, устанавливается внутри электротранспортной единицы в любом удобном месте. Информация о состоянии атмосферы от быстродействующих датчиков и координаты движения от системы GPS передаются по средствам мобильной связи в центр сравнения данных. Параллельно для мониторинга атмосферы датчики 1-й группы для дистанционного и датчики 2-й группы непосредственного экологического мониторинга воздушной среды измеряют концентрацию вредных веществ, пространственные, временные и вероятностные

параметры зон загрязнения, характеристики источников загрязнения и формируют типовое сообщение.

Типовое сообщение датчиков 1-й группы непосредственного и датчиков 2-й группы дистанционного экологического мониторинга передается по проводным (кабельным) линиям связи в центр обработки данных. При удалении места расположения датчиков 2-й группы в месте дислокации центра сравнения данных на наличие абонементского пункта городской (региональной) телефонной сети в месте расположения датчиков 2-й группы позволяет передать типовое сообщение с использованием модема по городской телефонной сети и радиомодема в центр сравнения данных.

При мониторинге мест, удаленных от городской (региональной) телефонной сети, с помощью датчиков 2-й группы непосредственного экологического мониторинга атмосферы передача типового сообщения от этих датчиков осуществляется по маломощным средствам радиосвязи (радиомодем).

Центральный диспетчерский пункт собирает информацию об экологическом состоянии города (региона), регистрирует ее и представляет с помощью технических средств как в автоматическом, так и в диалоговом режимах, а также передает информацию об экологическом состоянии региона (города) в вышестоящие и смежные системы экологического мониторинга.

Конструкция предложенной системы экологического мониторинга атмосферного воздуха горнопромышленного региона основана на использовании известных элементов и технических трудностей для реализации не представляет.

Таким образом, система позволяет проводить сбор информации различными типами датчиков, использовать всевозможные технические средства, вести сравнительный анализ полученных данных, а также решать важнейшие задачи, например, определять вклад отдельных предприятий в загрязнение атмосферного воздуха в настоящий момент времени [4].

Список литературы

1. Агапов А.А Принципы построения автоматизированной информационно-управляющей системы регулирования промышленной безопасности // Безопасность труда в промышленности. 2000. № 6. С. 15-19.

2. Автоматизированная система поддержки принятия решений по ликвидации чрезвычайных ситуаций на химически опасных объектах / Ю.Н. Пушилина [и др.]// Интернет-журнал «Технологии техносферной безопасности». Вып. № 1 (35) - февраль 2011 г.

3. Бизикин А.В. Автоматизированная система экологического мониторинга воздуха: дис. … канд. техн. наук. Тула, 2008. 147с.

4. Пат. 2780023 Система экологического мониторинга атмосферно-

го воздуха промышленного региона, Патентообладатель: Тульский государственный университет: Рос. Федерация.

V.S. Karpov, V.M. Panarin, A.A. Gorjunkova

INFORMATION AND MEASURING SYSTEM CALCULATION OF AIR POLLUTION

The article describes the information-measurement system evaluation of air pollution, which allows the collection of information by various types of sensors, using various technical means, to conduct a comparative analysis of the data and solve critical problems, for example, to determine the contribution of individual plants to air pollution in at the time.

Key words: information-measuring system, environmental monitoring, air pollution, the concentration of harmful substances.

Получено 20.01.12

УДК 004.7

В.С. Карпов, д-р техн. наук, проф., декан, (4872)-33-25-20, xru2003@list.ru (Россия, Тула, ТулГУ),
Ю.В. Седельников, нач/ сектора, xru2003@list.ru
(Россия, Тула, ТРО МОО «Академия информатизации образования»),
А.А. Сычугов, канд. техн. наук, доц., xru2003@list.ru (4872)-33-24-45
(Россия, Тула, ТулГУ)

ЗАДАЧА МОНИТОРИНГА СОСТОЯНИЯ ИНФРАСТРУКТУРНЫХ ПРОЕКТОВ

Рассмотрены особенности современных инфраструктурных проектов и вытекающие из этого сложности мониторинга их состояния. Ставится задача разработки методик построения систем мониторинга, которые позволят повысить актуальность получаемой информации.

Ключевые слова: инфраструктурный проект, система мониторинга, центр управления в кризисных ситуациях, динамическая система.

Характерной чертой современного общества является всё большее усложнение инфраструктуры и, как следствие, инфраструктурных проектов в целом и отдельных объектов инфраструктуры в частности, которые характеризуются сложностью и комплексностью технологических процессов, а также пространственным разнесением отдельных функциональных блоков и систем по отношению к центру (центрам) управления. Особенностью является их комплексность: множество существенно разнотипных

параметров при их отдельном группировании по отдельным системам блоков и процессам. Такая комплексность, как правило, сочетается с широким спектром частотно-временных характеристик телеметрируемых параметров инфраструктурных проектов. Такие объекты имеют явное доминирование к пространственной распределенности при достаточной ограниченности типов телеметрируемых процессов и оборудования [1].

На основании понятия инфраструктурного проекта, определяемого как совокупность действий и их последовательность по созданию и (или) реконструкции конкретного объекта или технологического комплекса инфраструктуры, их последующему использованию (эксплуатации), реализуемых на основании проектного соглашения, можно выделить особенности мониторинга состояния проекта при его реализации.

В первую очередь к ним относится необходимость мониторинга состояния на недостроенных, незавершенных объектах, для которых отсутствуютпаспорта безопасности. Высокая значимость объекта, значительные человеческие ресурсы, непосредственно задействованные при реализации проекта, обуславливают необходимость мониторинга состояния и обеспечения безопасности в процессе строительства. Постоянные конструктивное расширение и видоизменение объекта вплоть до завершения реализации проекта ставят задачу модификации системы мониторинга.

Еще одной особенностью современных зданий, сооруженийявляется оснащение их сложными техническими системами, которые повышают ихтехнологичность, позволяют более эффективно решать свои задачи.

Каждая техническая система обладает ненулевой (пусть и весьма малой) вероятностью сбоя в своей работе либо полного выхода из строя: $p_i^o > 0$.

Учитывая то, что все системы прямо или косвенно влияют на работоспособность друг друга и всего здания (объекта) в целом, то это непременно влечет за собой рост вероятности возникновения нештатной или чрезвычайной ситуации(ЧС) или множества ЧС (Ξ)на объекте в целом

$$p_{\Xi} = \prod_{i=1}^{N} p_i^o ,$$

где *N*–количество технических систем на объекте.

В таких условиях невозможно обойтись без надежных средств мониторинга состояния объекта.

Большое число контролируемых параметров отдельных технических систем и их сложность требуют сокращения времени контроля состояния каждой системы. Сокращение времени контроля непременно приводит к тому, что контролируемая система может находиться в переходном режиме и контролируемые процессы претерпевают значительные изменения. Таким образом, система мониторинга состояния должна выдать информацию о состоянии технической системы на основании измерения

изменяющихся процессов. Всё это является предметом динамического контроля, под которым подразумевается ряд действий, направленных на определение технического состояния системы по результатам измерения существенно переменных во времени сигналов.

Инфраструктурный проектможно рассматривать как динамическую систему[2], математическая модель которой может быть представлена следующим образом:

$$(T, X, Y, S, C, \varphi, D),$$

где T – множество моментов времени;X–множество мгновенных значений входных сигналов;Y–множество выходных сигналов;S–множество состояний системы;C – множество параметров системы;φ, D - отображения, позволяющие определить зависимость состояний системы и выходных переменных от входных переменных, текущего состояния и параметров системы:

$$S = \varphi(T, X, S, C)$$
$$Y = D(T, X, S, C)$$

При анализе состояния инфраструктурных объектов множеством X являются внешние физические факторы, действия персонала, людей, находящихся на объекте и т.д. в конкретный момент времени.

Множеством C являются параметры, характеризующие состояние объекта: реальные значения температуры воздуха в помещении, уровень жидкости и т.д.

Множеством выходных сигналов Yявляются значения показаний датчиков, измеряющих отдельные параметры.

Следует отметить, что между множествамиC и Y имеется непосредственная связь, но нет соответствия «один к одному». А именно, несколькоэлементов $y_i \in Y$ могутхарактеризовать один элемент $c_i \in C$. Например, температура воздуха в помещении может измеряться несколькими датчиками.

На основании множества Yможет быть сформировано множество информационных параметров, характеризующих объект в целом:

$$I = \{I_1, I_2, ..., I_n\},$$

где $I_i \in I$ - информационный параметр.

Отдельный элемент $I_i \in I$ может быть сформирован на основании нескольких элементов $y_i \in Y$.

Множество I определяет информацию об объекте, которая естественным образом подвержена изменениям во времени, однако, в зависимости от интервала наблюденияT эта информация может претерпеть существенные изменения (показания датчиков, характеризующих тот или иной физический процесс: температура в помещении, уровень жидкости, загазованность и т.д.), а может претерпеть и несущественные изменения, кото-

рыми, в общем случае, можно пренебречь (планы объектов, географические координаты, планы размещения оборудования, средств ликвидации ЧС и т.д.). Таким образом, вся совокупность характеризующей объект информации может быть разделена на два класса: динамическая информация: $\tilde{I} \subset I$ и статическая информация $\xi \subset I$.

В настоящее время статическая информация об объекте хранится в базе данных, которая территориально располагается в Центре управления в кризисных ситуациях (ЦУКС) либо в ином структурном подразделении МЧС (в зависимости от организационной структуры). Динамическая информация также сводится в ЦУКС. На основании совокупности статической и динамической информации регистрируется факт возникновения ЧС. Формально это можно представить функционалом:

$$\Psi(I) = \tilde{\Xi},$$

где I–множество характеризующей объект информации, $\tilde{\Xi} = \left\{ \tilde{\xi}_1, \tilde{\xi}_2, \ldots \tilde{\xi}_m \right\}$ –множество чрезвычайных ситуаций, определенных (но не возникших) на объекте, $\tilde{\Xi} \subseteq \Xi$, где Ξ –множество всех возможных чрезвычайных ситуаций, характерных для данного объекта. В частном случае m=1.

Следует отметить, что на практике нередки случаи, когда по совокупности имеющейся информации не удается определить всё множество возникших на объекте ЧС. Например, показания температурных датчиков позволяют зафиксировать факт возникновения на объекте пожара, но не позволяют определить степень разрушения объекта, если таковое имеется.

Помножеству $\tilde{\Xi}$ и совокупности имеющейся информации определяется множество возможных алгоритмов действий сил и средств, направляемых на ликвидацию ЧС:

$$F\left(\tilde{\Xi}, I\right) = \tilde{A},$$

где $\tilde{A} = \left\{ \tilde{a}_1, \tilde{a}_2, \ldots \tilde{a}_k \right\}$ – множество алгоритмов действий, $\tilde{A} \subseteq A$, где A–множество всех возможных алгоритмов действий, характерных для данного объекта при возникновении определенных ЧС. В частном случае k=1.

Конкретный вид функционалов Ψ и F зависит от совокупности анализируемой информации и может быть как аналитическим, так и формироваться с использованием экспертов.

Вышесказанное позволяет ставить вопрос о вероятности определе-

ния множества $\tilde{A}$, адекватного реальной ситуации на объекте, то есть адекватного текущему состоянию объекта $S_i \in S$, где $S = \{S_1, S_2, ..., S_n\}$:

$$p(\tilde{A}) \equiv S_i .$$

Очевидно, что значение $p(\tilde{A})$ тем ближе к 1, чем актуальнее состояние множества *I*.

В практических случаях, с учетом особенностей инфраструктурных объектов, статическая информация $\tilde{I} \subset I$ об объектеможет полностью или частично измениться, а изменения своевременно не поступят в ЦУКС.В связи с этим актуальной становится задача разработки методик построения систем мониторинга, которые позволили бы повысить актуальность получаемой в ЦУКС информации, тем самым повысить значение $p(\tilde{A})$.

Один из подходов к решению поставленной задачи – использование распределённой базы данных (РБД), которая будет содержать статистическую информацию, актуальность которой обеспечивается непосредственно на объекте мониторинга, кроме того в базе данных будет накапливаться и динамическая информация. Узлы, на которых хранится РБД, располагаются непосредственно на объектах мониторинга.

В промежуточных узлах системы совокупность информации, характеризующей состояние объекта должна проходить предварительную обработку для дальнейшего поступления в ЦУКС. Это позволит ускорить процесс получения информации, снизить влияние человеческого фактора на получаемую информацию, уменьшит объем передаваемой информации, что в совокупности повысит актуальность получаемой в ЦУКС информации.

Список литературы

1. Современная телеметрия в теории и на практике. / А.В. Назаров [и др.] СПб: Наука и техника, 2007. 672 с.

2. Дятлов В.А., Кабанов А.Н., Милов Л.Т. Контроль динамических систем. Л.: Энергия, 1978. 88 с.: ил.

V.S. Karpov, Y.V. Sedelnikov, A.A. Sychugov

PROBLEM OF MONITORING OF THE CONDITION OF INFRASTRUCTURAL PROJECTS

Features of modern infrastructural projects and complexities of monitoring of their condition following from it are considered. The problem of working out of techniques of construction of systems of monitoring which will allow to raise an urgency of the received information is put.

Key words: the infrastructural project, monitoring system, control center in crisis situations, dynamic system.

Получено 20.01.12

УДК 621.38 (62 – 52)
Д.П. Лимаренко, канд. техн. наук, доц., (4872) 35-02-19, robot@tsu.tula.ru
(Россия, Тула, ТулГУ)

ИДЕНТИФИКАЦИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРОМЫШЛЕННОГО РОБОТА ДУГОВОЙ СВАРКИ

Рассматривается возможность использования методов факторного анализа при индетификации математической модели промышленного робота дуговой сварки с целью определения величины вкладов факторов математической модели на погрешность слежения за линией сварного шва.

Ключевые слова: промышленный робот, дуговая сварка, математическая модель, факторный анализ.

Для построения идентифицированной математической модели, то есть модели, адекватно описывающей реальный объект в изучаемом диапазоне изменения его входных переменных (факторов), в конечном счете становится необходимым выполнение планирования эксперимента [1,2]. Это необходимо для достижения максимума подобия при достаточной простоте математического описания. Решение этой задачи в реальных условиях обычно связано с серьезными трудностями, вызванными большим количеством входных переменных, в той или иной степени влияющих на объект.

Параллельно возникает задача по определению степени влияния переменных (факторов) на функцию отклика с целью выяснения роли отдельных составляющих.

В качестве объекта для исследования рассматривается адаптивный промышленный робот дуговой сварки и его комплексная математическая модель [3,4]. Задача заключалась в определении вклада факторов в функцию отклика (погрешность слежения за линией сварного шва деталей) и ранжировании факторов (переменных математической модели) по величине их вкладов.

Для решения поставленной задачи был применен метод Саттерзвайта (или метод случайного баланса) [1]. Основная идея метода заключается в том, что вместо дробных реплик, которые представляют собой систематические ортогональные выборки из полного факторного эксперимента, берутся случайные выборки. Тогда вектор- столбцы матрицы планирования можно считать не коррелированными или слабо коррелированными друг с другом. Совместные оценки являются смешанными случайным образом. Появляется возможность с высокой степенью надежности и независимо оценить все доминирующие переменные. Это особенно важно, если число исследуемых переменных (факторов) велико (табл. 1).

Таблица 1

Факторы математической модели

Наименование фактора	Фактор
Амплитуда колебаний электрода	X_1
Частота колебаний электрода	X_2
Величина зазора между деталями	X_3
Скорость сварки	X_4
Величина отклонения линии шва	X_5
Величина разделки	X_6
Коэффициент жесткости 6-го звена манипулятора	X_7
Коэффициент жесткости 5-го звена манипулятора	X_8
Коэффициент жесткости 4-го звена манипулятора	X_9
Коэффициент жесткости 3-го звена манипулятора	X_{10}
Коэффициент жесткости 2-го звена манипулятора	X_{11}
Коэффициент жесткости 1-го звена манипулятора	X_{12}
Величина люфта 6-го звена манипулятора	X_{13}
Величина люфта 5-го звена манипулятора	X_{14}
Величина люфта 4-го звена манипулятора	X_{15}
Величина люфта 3-го звена манипулятора	X_{16}
Величина люфта 2-го звена манипулятора	X_{17}
Величина люфта 1-го звена манипулятора	X_{18}
К-т вязкого трения привода 6-го звена манипулятора	X_{19}
К-т вязкого трения привода 5-го звена манипулятора	X_{20}
К-т вязкого трения привода 4-го звена манипулятора	X_{21}
К-т вязкого трения привода 3-го звена манипулятора	X_{22}
К-т вязкого трения привода 2-го звена манипулятора	X_{23}
К-т вязкого трения привода 1-го звена манипулятора	X_{24}

Все факторы варьировались на двух уровнях: нижнему уровню соответствовало меньшее значение фактора X_{min} , верхнему - большее значение X_{max}.

Эти значения выбирались по возможности наибольшими.

Нормирование факторов осуществлялось по формуле

$$X_i = (X^*_i - X^*_{io}) / L_i ,$$

где X^*_i - фактор в натуральном масштабе; X^*_{io} - основной (нулевой уровень для фактора в натуральном масштабе); L_i - интервал варьирования, $L_i = (X^*_{i\,max} - X^*_{i\,min}) / 2$. При этом получаем, что $X^*_{i\,min} = -1$; $X^*_{i\,max} = +1$.

Для построения плана эксперимента применялся метод смешивания случайных выборок из дробных факторных планов.

Факторы (см. табл. 1) были разбиты на следующие группы

1. $X_1, X_2, X_3, X_4, X_5, X_6$;
2. $X_7, X_8, X_9, X_{10}, X_{11}, X_{12}$;
3. $X_{13}, X_{14}, X_{15}, X_{16}, X_{17}, X_{18}$;

4. $X_{19}, X_{20}, X_{21}, X_{22}, X_{23}, X_{24}$.

Матрица плана для всех четырех групп была составлена на основе матриц плана для дробного факторного эксперимента типа 2^{6-2}.

В табл. 2 приведена матрица планирования 2^{6-2} с генерирующими соотношениями:

$$X_5 = X_1 X_2 X_3 X_4;$$
$$X_6 = X_1 X_2 X_3.$$

Таблица 2

Матрица планирования

Номер опыта	X_0	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5	X_6
1	+	–	–	–	–	+	–
2	+	+	–	–	–	–	+
3	+	–	+	–	–	–	+
4	+	+	+	–	–	+	–
5	+	–	–	+	–	–	+
6	+	+	–	+	–	+	–
7	+	–	+	+	–	+	–
8	+	+	+	+	–	–	+
9	+	–	–	–	+	–	–
10	+	+	–	–	+	+	+
11	+	–	+	–	+	+	+
12	+	+	+	–	+	–	–
13	+	–	–	+	+	+	+
14	+	+	–	+	+	–	–
15	+	–	+	+	+	–	–
16	+	+	+	+	+	+	+

С помощью генератора случайных чисел из каждой матрицы плана 2^{6-2} для каждой группы факторов случайным образом были выбраны строки:

группа 1: 11,12,4,16,6,10,3,15,7,1,9,2,8,5,14,13;
группа 2: 7,6,9,10,12,13,11,8,15,5,16,1,4,2,14,3;
группа 3: 15,14,11,4,1,8,2,12,7,5,3,13,10,9,6,16;
группа 4: 7,13,6,16,15,3,10,5,14,11,12,1,9,4,8,2.

Для функции отклика – погрешность слежения за линией сварного стыка, идентификатор обозначен как *Y*.

Для выполнения расчетов была написана программа, реализующая эксперимент. После проведения вычислений согласно матрицы планирования были построена диаграмма рассеяния. Для этого на графике над отдельными факторами, варьируемыми на двух уровнях -1 и +1, были нанесены значения целевой величины и определены медианы для обоих уров-

ней каждого фактора. Чем больше разность между медианами, тем больше воздействие соответствующего фактора. Планирование эксперимента было проведено для выявления вкладов факторов математической модели промышленного робота дуговой сварки на погрешность слежения системой адаптации за отклонением линии сварного шва

Выделение наиболее существенных факторов и их ранжирование было осуществлено посредством последовательных корректировок функций отклика по строкам (путем вычета максимального вклада, вносимого отдельным фактором, из функций отклика в тех строках матрицы планирования, в которых данный фактор находился на верхнем уровне варьирования для каждого из этапов корректировки).

Процесс выделения существенных переменных был прекращен, когда на очередном этапе построения диаграммы рассеяния все вклады оказались примерно одинаковыми и сравнимыми по *t*-критерию Стъюдента с удвоенной ошибкой коэффициентов нормированного уравнения регрессии. А именно, после нахождения оценок (вкладов) для 6 факторов с помощью *t*-критерия была проверена значимость коэффициентов. Условие значимости оценки записывается в виде

$$a_i < t_{kp}\, s\{ a_i \}\ ; \qquad s^2\{ a_i \} = (1 / Nm)\ s^2_{вос}\{ Y \},$$

где t_{kp} - табулированное значение t - распределения для определенного уровня значимости; N - общее число исходной матрицы планирования; m - число параллельных опытов в ней; $s^2_{вос}$ - усредненная оценка дисперсии воспроизводимости.

Последовательный расчет с учетом [3] позволил выполнить ранжирование параметров (табл. 3) и выделить факторы (переменные в математической модели), наиболее существенным образом влияющие на погрешность слежения за линией сварного шва деталей.

Таблица 3

Ранжирование факторов математической модели

Наименование фактора	Вклад в процентах
1. Частота колебаний электрода	43
2. Величина отклонения линии шва	12,6
3. Коэффициент жесткости 2-го звена манипулятора	6,4
4. Коэффициент жесткости 3-го звена манипулятора	6,12
5. Амплитуда колебаний электрода	6
6. Величина разделки	4,8
7. Скорость сварки	4,2
8. К-т вязкого трения привода 2-го звена манипулятора	3,6
9. Величина зазора между деталями	3
10. Коэффициент жесткости 1-го звена манипулятора	1,92
11. К-т вязкого трения привода 3-го звена манипулятора	1,71

Окончание

Наименование фактора	Вклад в процентах
12. Величина люфта 5-го звена манипулятора	1,6
13. К-т вязкого трения привода 1-го звена манипулятора	1,54
14. Величина люфта 4-го звена манипулятора	1,5
15. Величина люфта 3-го звена манипулятора	1,2
16. Величина люфта 6-го звена манипулятора	0,3
17. К-т вязкого трения привода 4-го звена манипулятора	0,27
18. К-т вязкого трения привода 5-го звена манипулятора	0,26
19. К-т вязкого трения привода 6-го звена манипулятора	0,25
20. Величина люфта 1-го звена манипулятора	0,2
21. Величина люфта 2-го звена манипулятора	0,18
22. Коэффициент жесткости 5-го звена манипулятора	0,065
23. Коэффициент жесткости 6-го звена манипулятора	0,064
Коэффициент жесткости 4-го звена манипулятора	0,063

Указанный подход к составлению математической модели был реализован на практике и показал высокую сходимость с экспериментальными данными.

Список литературы

1. Асатурян В.И. Теория планирования эксперимента: учеб. пособие для вузов. М.: Радио и связь, 1983. 248 с.

2. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента. М.: Высшая школа, 1974. 273 с.

3. Разработка модели процесса дуговой сварки для системы адаптации промышленного робота // Автоматизация и современные технологии. 1999. № 3. С. 17-20.

4. Моделирование функционирования адаптивного промышленного робота при дуговой сварке // Сварочное производство. 1999. № 7. С. 21-25.

D.P. Limarenko

INDETIFICATION OF ARC WELDING INDUSTRIAL ROBOT MATHEMATICAL MODEL

The opportunity of use of the factor analysis methods at indetification of arc welding industrial robot mathematical model with the purpose of size definition of the contributions of the mathematical model factors on an error of tracking behind a line of a weld seam is considered.

Key words: the industrial robot, arc welding, mathematical model, the factorial analysis.

Получено 20.01.12

УДК 629.3
Е.В. Филиппова, асп., (4872) 35-02-19, kisskin@bk.ru
(Россия, Тула, ТулГУ)

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ МОБИЛЬНОГО РОБОТА С УЧЕТОМ РЕЛЬЕФА МЕСТНОСТИ

Рассматриваются вопросы программного моделирования движения робота с учетом рельефа местности.

Ключевые слова: робот, рельеф местности, движение робота, компьютерное моделирование.

Подвижные безрельсовые роботы известны и используются достаточно давно в различных областях человеческой деятельности. Приспособленные к самостоятельному перемещению в рабочем пространстве, предназначаются для автоматической транспортировки разнообразных предметов, экологического мониторинга, предотвращения чрезвычайных ситуаций, разведки, сбора информации об объектах различного назначения.

Автономный подвижный робот является сложной управляемой электромеханической системой, состоящей из ходовой части и многоуровневой системы управления движением. В нем одновременно протекают механические процессы - движение робота - и информационные процессы - обработка сигналов измерительных устройств и формирование управляющих сигналов. Моделью механической части робота является система абсолютно твердых тел, соединенных цилиндрическими шарнирами.

Ходовая часть робота может быть колесной, гусеничной или сменной (быстро заменяемой с колесной на гусеничную и обратно) (рис. 1).

Выбор типа ходовой части определяется характером местности, на которой преимущественно будет использоваться робот. Классификация может быть произведена по значению измеренной корреляционной функции в разных точках. Первый параметр корреляционной функции, который может быть положен в основу классификации - значение функции - $K_{\uparrow m}$ при $m = 0$. В этой точке $K_{\uparrow m}$ дает дисперсию микронеровностей дороги. Однако, дисперсия имеет размерность квадрата расстояния, поэтому дороги принято различать по среднеквадратичному отклонению, т.е. по значению $\sqrt{K_{\uparrow 0}}$.

Согласно существующим источникам дороги различаются следующим образом:

дороги первого класса, у которых $\sqrt{K_{\uparrow 0}} \le 0{,}1$ м;

дороги второго класса, у которых $0{,}1 \le \sqrt{K_{\uparrow 0}} \le 0{,}2$ м;

дороги третьего класса, у которых $\sqrt{K_{\uparrow 0}} > 0{,}2$ м.

В существующих источниках отмечается, что дороги, у которых $\sqrt{K_{\uparrow 0}} > 0{,}2$ м, встречаются редко, в городских условиях большинство дорог можно отнести к первому классу, а в полевых условиях - ко второму.

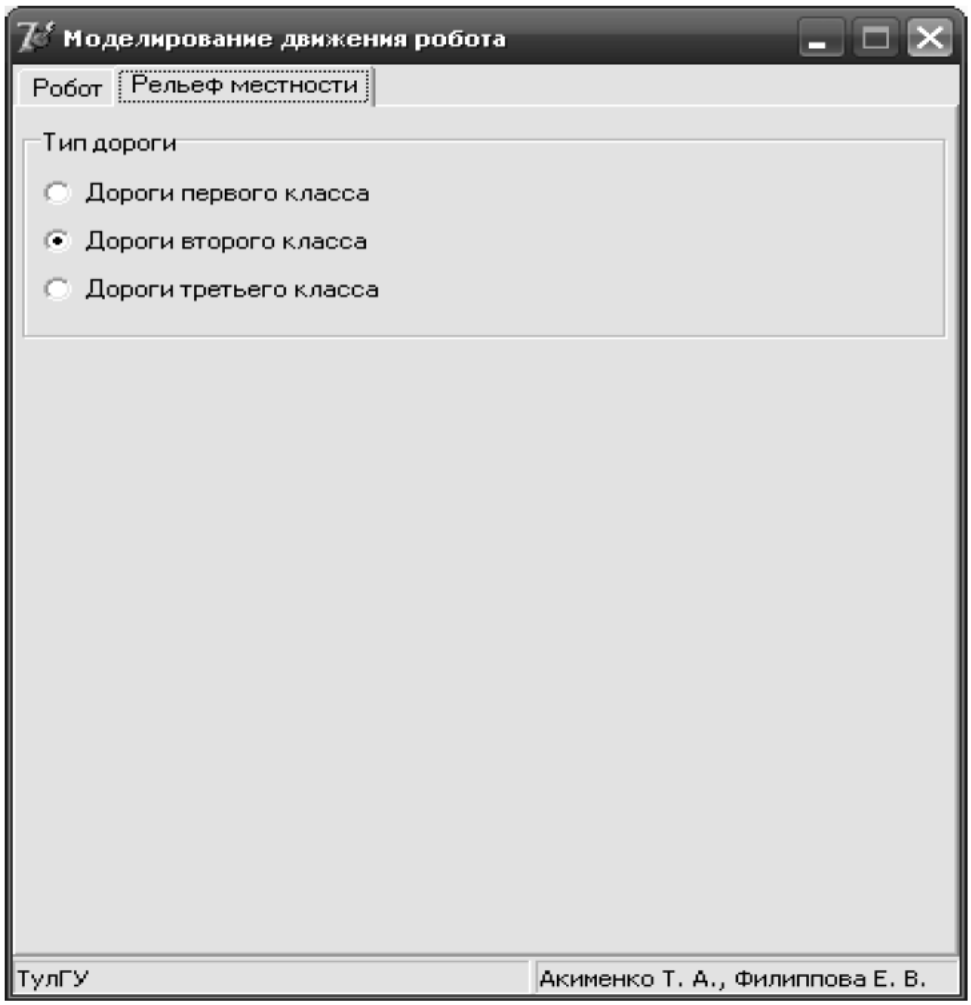


Рис. 1. Окно - рельеф местности

Мобильный робот, предназначенный для работы на труднопроходимой местности, имеет гусеничную ходовую часть. При преимущественном использовании робота на ровной поверхности (улицы, дороги) более предпочтительным является колесный вариант транспортного средства.

Основные свойства колесного транспортного средства мобильного робота (проходимость, экономичность, плавность хода и устойчивость движения) в первую очередь зависят от общего числа колес и числа приводных колес.

Наиболее распространенной конструктивной схемой мобильных

колесных роботов является четырехколесная. Такие транспортные системы обладают высокими эксплуатационными качествами на ровных твердых поверхностях (например, в городских условиях). Увеличение проходимости робота достигается при помощи систем с индивидуальным приводом на каждое колесо.

Наряду с достоинствами такие колесные транспортные системы имеют существенные недостатки: преодоление незначительных по высоте препятствий, отсутствие возможности передвижения по лестнице и ограниченность движения по уклонам, значительные колебания передающих телекамер при движении. Эти недостатки существенно сужают диапазон применения четырехколесных мобильных роботов.

Увеличение числа колес приводит к усложнению конструкции, в тоже время увеличивается профильная проходимость, улучшается маневренность при использовании бортовой схемы поворота. Для повышения адаптации многоколесных машин к поверхности сложного профиля их корпуса выполняют в виде секций, соединенных специальным шарниром, имеющим одну или несколько степеней свободы. При этом все колеса являются ведущими.

Гусеничная ходовая часть конструктивно более сложна, тяжела и менее надежна по сравнению с колесной, но обладает целым рядом существенных преимуществ, например, лучшей опорно-тяговой и профильной проходимостью, большей прочностью и т. д.

Гусеничный робот обладает более высокой проходимостью за счет надежного сцепления с поверхностью движения, может преодолевать препятствия в виде выступов и провалов, а также передвигаться по лестницам. Достоинством также является простота и отработанность схемы двухгусеничного движителя для традиционных транспортно-тяговых машин. К недостаткам следует отнести большие динамические нагрузки при преодолении препятствий с резким нарастанием крутизны (отдельные камни, выступы).

Высокую профильную проходимость обеспечивают четырех- и шестигусеничные транспортные средства. Так, например, передвижение робота осуществляется за счет трех пар гусеничных лент, установленных с правой и левой сторон корпуса (рис. 2). Причем главная (центральная) пара осуществляет перемещение по ровной поверхности, а две вспомогательные пары (наклоняющиеся) служат для преодоления препятствий. При необходимости машина может передвигаться в режиме шагания. Привод ходовой части машины и рабочего оборудования обычно электромеханический.

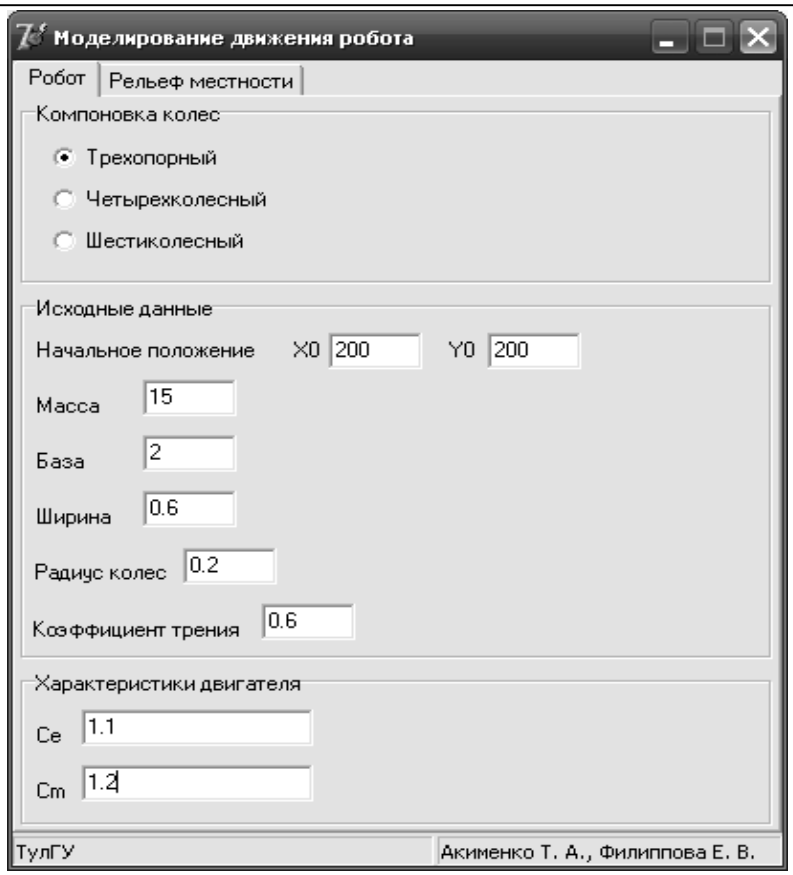


Рис. 2. Окно – выбор типа робота

Для того чтобы решить задачу синтеза системы управления, требуется знание всех текущих переменных состояний робота, которые впоследствии обрабатываются и на основе этого делаются выводы соответствующие поставленной задаче. Моделирование и вычислительные эксперименты позволяют повысить эффективность исследований динамических свойств колесных роботов и проанализировать различные варианты стратегий и схем управления (рис. 3).

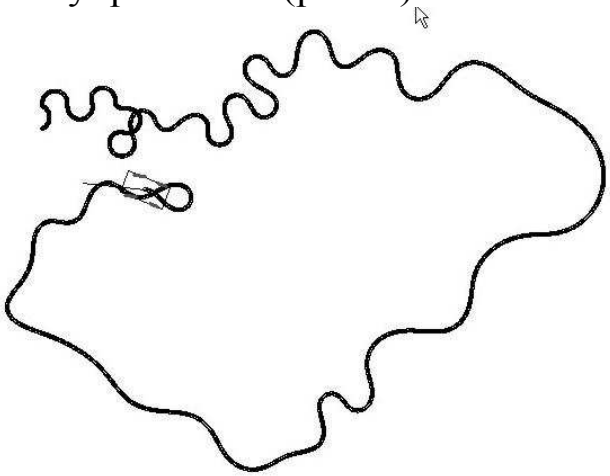


Рис. 2. Окно – моделирование движения робота

Моделирование является основой построения макета системы управления и его усовершенствования по результатам натурных испытаний робота в реальных условиях. Особое значение имеет точность и быстродействие в оценке различных характеристик, таким образом, система управления должна строго обеспечивать вышеуказанные требования.

Список литературы

1. Ларкин Е. В., Акименко Т. А., Лучанский О. А. Моделирование движения автономных колесных транспортных средств: монография. Тула: Изд-во ТулГУ, 2011. 160 с.

2. Мартыненко Ю. Г. Управление движением мобильных колесных роботов// Фундаментальная и прикладная математика. М.: Центр новых информационных технологии МГУ. 2005. С. 29 – 80.

E.V. Filippova
MODELING TRAFFIC MOBILE ROBOT BASED terrain
The issues of software simulation of the robot, taking into account the terrain.
Key words: robot, terrain, the robot, and computer modeling.

Получено 20.01.12

УДК629.7.06 (082): 629.018.2.001.2
И.К. Хапкина, канд. техн. наук., доц., (4872)35-02-19
(Россия, Тула, ТулГУ)

ПОЗИЦИОННЫЙ СКОРОСТНОЙ АЛГОРИТМ УПРАВЛЕНИЯ МАНИПУЛЯЦИОННЫМИ РОБОТАМИ

Исследуется проблема управления манипуляционным роботом, работающим с подвижными деталями или оборудованием. Предлагается кинематический позиционный алгоритм управления с элементами управления по вектору скорости.

Ключевые слова: алгоритм, управление, сигналы скорость, Якобиан.

При выполнении технологических операций довольно часто манипуляционный робот на определенном отрезке должен сопровождать движущийся с постоянной скоростью конвейер, робокар или какую-либо другую подвижную цель и при этом выполнять определенные действия. Например, снимать или укладывать на конвейер или робокар детали, устанавливать на подвижную цель датчики или метки.

Целью движения робота при этом является перемещение объектов манипулирования с заданным быстродействием и требуемой точностью. Достижение этой цели связано с разработкой для управляющего устройства алгоритмов движения манипулятора, совершающего перемещения объекта манипулирования в трехмерном пространстве. При наличии такого алгоритма система управления роботом получает целеполагающие задания от устройства управления, а от информационной системы информацию о текущем состоянии робота и внешней среды. На основе полученной информации она формирует и подает на входы приводов сигналы $q_1^*, q_2^* \ldots q_n^*$, определяющие желаемое положение n звеньев манипулятора для заданного положения объекта.

Если скорости движения конвейера и рабочего органа манипулятора не превышают 0.5 м/с допустимо использовать кинематическое управление. В основе кинематического управления роботами лежат прямая и обратная задачи кинематики. Решение прямой задачи кинематики алгоритмических и расчетных трудностей не представляет. Оно единственно и сводится к линейным операциям перемножения матриц и векторов. Нахождение решения обратной задачи кинематики для многозвенных манипуляторов является сложной проблемой. Обратная задача состоит в определении по заданному положения объекта манипулирования $\bar{r}(x_0,y_0,z_0)$ в абсолютной системе координат обобщенных координат манипулятора q_i, определяющих взаимное расположение n звеньев при позиционировании рабочего органа с объектом в заданной точке $A0(x_0,y_0,z_0)$ с радиус-вектором $\bar{r}$. Обратная задача является нелинейной, имеющей от 0 до множества решений. При ее решении зачастую не удается получить анали-

тические зависимости для обобщенных координат $q_1(\bar{r}),q_2(\bar{r}),...,q_n(\bar{r}),$ связывающих конфигурацию звеньев манипулятора с положением объекта манипулирования в абсолютной системе координат. Для роботов с жесткой программой алгоритм управления может быть тщательно подготовлен заранее, на основе численного решения обратной задачи кинематики. Поисковые процедуры, реализуемые при численном решении обратной задачи кинематики методами нелинейного программирования, требуют большого, многократно повторяющегося объема вычислений и не пригодны для оперативного синтеза управляющих воздействий [1].

В устройствах управлении современными роботами сигналы управления вырабатываются в процессе работы в реальном масштабе времени, дискретно, через промежутки времени, необходимые для обработки информации с датчиков и вычислений в соответствии с алгоритмом управления. Время цикла выработки новой команды определятся объемом вычислений и складывается из суммы интервалов времён, необходимых для работы программ планирования операций и распределения управляющих сигналов по степеням подвижности. Чем больше объем вычислений, тем хуже динамика робототехнической системы.

Для выработки управляющих сигналов в реальном масштабе времени необходимы эффективные и экономичные алгоритмы. Это требует разработки способов вычисления управляющих воздействий, не связанных со значительными затратами времени, гарантирующих быстродействие робота.

В настоящей работе с целью экономии времени работы вычислителя предлагается для позиционного управления роботами использовать скоростной алгоритм управления, основанный на том, что скорость, умноженная на приращение времени, представляет собой дифференциальное перемещение. Следует отметить, что чаще всего управление по вектору скорости используется в системах полуавтоматического управления. Вектор скорости движения рабочего органа робота (схвата) в этих системах формирует человек-оператор. Однако при работе робота совместно с подвижным оборудованием скорость движения объекта манипулирования может быть измерена датчиком скорости, сигнал которого может быть преобразован в устройстве управления в сигнал управления роботом. Система управления рабочим органом робота, работающего с подвижными деталями, должна быть астатической. То есть должна быть наделена способностью отслеживать как управляющий сигнал, так и его скорость. При таком управлении на верхнем уровне управления следует сформировать линейную и угловую скорости схвата в абсолютной системе координат и рассчитать дифференциальное перемещение схвата.

Суть алгоритма – в следующем.

Запишем решение прямой задачи о позиционировании в форме

$$\bar{r} = f(\bar{q}), \quad \bar{r}_{abs} = B \cdot \bar{r}_{cx.}, \quad B = \psi(\bar{q}),$$

здесь $\bar{r}$ - вектор абсолютных координат центра схвата; $\bar{r}_{cx}$ - вектор координат конечного звена робота в системе координат объекта манипулирования; *B*-матрица перехода от системы координат объекта манипулирования к абсолютной; $f(\bar{q}(t))$ - вектор-функция.

Эта функция определяет положение объекта манипулирования $\bar{r}$ по вектору обобщенных координат $\bar{q}$. Для получения вектора абсолютной скорости продифференцируем первое уравнение:

$$\dot{\bar{r}} = \frac{\partial f(\bar{q})}{\partial \bar{q}} \cdot \dot{\bar{q}},$$

где $\dot{\bar{r}} = J(\bar{q}) \cdot \dot{\bar{q}}$, где $\frac{\partial f(\bar{q})}{\partial \bar{q}} = J(q)$ – матрица Якоби (Якобиан) размерностью [3xn]. зависящая от текущей конфигурации манипулятора.

Разрешим полученное уравнение относительно скоростей обобщенных координат $\dot{\bar{q}} = J^{-1}(q) \cdot \dot{\bar{r}}$, и, используя рассчитанное с помощью обращенного Якобиана дифференциальное перемещение, запишем зависимость для расчета управляющих воздействий приводов звеньев на некотором *к* шаге управления: $\bar{q}_к = \bar{q}_{к-1} + J^{-1}(\bar{q}) \cdot (\bar{r_к} - \bar{r}_{к-1})$. Далее для полученных вновь значений обобщенных координат $q_{к,i}$, $i = 1,n$ решим прямую задачу позиционирования, определим расчетный вектор $\bar{r}(\bar{q}_к)$ и сравним его с целевым значением этого вектора $\bar{r}^*$. Составим функцию невязки этих векторов в форме $\Phi(\bar{q}_к) = \left| \bar{r}^* - \bar{r}(\bar{q}_к) \right|^2$ и найдем вектор градиента $g(q) = \left\{ \frac{\partial \Phi}{\partial q_1}, \frac{\partial \Phi}{\partial q_2} \ldots \frac{\partial \Phi}{\partial q_n} \right\}_к$. Теперь осуществим коррекцию управляющих воздействий относительно точки $\bar{q_к}$ вдоль антиградиента: $\bar{q}^* = q_к - h \cdot \bar{g}(\bar{q_к})$ для обеспечения движения манипулятора в направлении цели. Величина *h* – шага коррекции – выбирается пропорционально значению функцию невязки $\Phi(\bar{q}_к) = \left| \bar{r}^* - \bar{r}(\bar{q}_к) \right|^2$:

$$h = \alpha \cdot \left| \bar{r}^* - \bar{r}(\bar{q}_к) \right|^2,$$

где α – постоянный коэффициент шага, величина которого подбирается исходя из кинематической схемы манипуляционной системы.

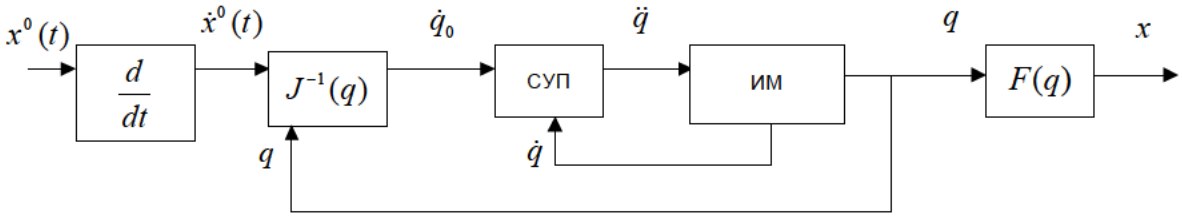
В результате расчета получим значения управляющих сигналов $u_1, u_2 \ldots u_n$, соответствующих целевым (желаемым) значениям положений $q_1^*, q_2^* \ldots q_n^*$ и скоростей $\dot{q}_1^*, \dot{q}_2^* \ldots \dot{q}_n^*$ для каждого звена манипуляционной системы робота.

Следует отметить, что при управлении на кинематическом уровне в ряде случаев могут возникать ошибки слежения из-за не учета эффекта взаимовлияния звеньев. Чтобы избежать ошибок, вызванных взаимовлиянием звеньев, следует контролировать значения управляющих сигналов $u_1, u_2 \ldots u_n$. Управляющие сигналы $u_1, u_2 \ldots u_n$ должны быть такими, чтобы скорости приводов $\dot{q}_1^*, \dot{q}_2^* \ldots \dot{q}_n^*$ на каждом шаге h были пропорциональны требуемым перемещениям $q_1^*, q_2^* \ldots q_n^*$.

При этом для выполнения манипуляций с деталями с движущегося конвейера скорость движения рабочего органа манипулятора сначала должна быть синхронизирована со скоростью движения конвейера $\bar{v}_0 = \dot{x}_0$, а затем увеличена для выполнения манипуляций с деталью.

То есть скорость слежения $\bar{v}_0 = \dot{x}^0$ за конвейером определяется зависимостью $\bar{v}_0 = J(\bar{q}) \cdot \dot{\bar{q}}$, а скорость манипуляций с деталью – зависимостями $\dot{\bar{r}} = J(\bar{q}) \cdot \dot{\bar{q}}$ или $\bar{v}_0 + \delta\dot{\bar{r}} = J(\bar{q}) \cdot \dot{\bar{q}}$.

Структурная схема позиционно-скоростного управления роботом, реализующая предлагаемый алгоритм в режиме слежения за конвейером, приведена на рисунке.



Структурная схема позиционно-скоростного управления роботом

Таким образом, рассмотрена задача синтеза алгоритма управления многозвенным манипуляционным роботом, работающего с подвижными объектами, для которого не удается найти аналитическое решение обратной задачи кинематики. Предложена методика разработки позиционного скоростного алгоритма управления сложным многозвенным манипулятором, легко реализуемого в реальном масштабе времени, на основе скоростной кинематической модели, позволяющей поэтапно использовать аналитические подходы к формированию управляющих сигналов.

Предлагаемый алгоритм легко реализуем на микропроцессорных устройствах управления и может быть рекомендован для манипуляцион-

ных систем, для которых не удается найти аналитическое решение обратной задачи о положении.

Список литературы

1. Хапкина И.К. Разработка алгоритмов управления роботами на основе численного решения обратной задачи кинематики // Известия ТулГУ. Проблемы специального машиностроения. Вып. 6. Т. 1. 2003. С. 356 - 360.

2. Сингх Н., Ши А.А. Жесткое контурное управление робототехническими системами //Конструирование и технология машиностроения. 1986. №1. С. 136-147.

I.K. Xapkina

POSITION SPEED CONTROL ALGORITHMS HANDLING ROBOT

The problem of controlling a robot manipulation, working with moving parts or equipment is study. It is proposed kinematic position control algorithm with the controls on the velocity vector.

Key words: algorithm, control, signals, speed, Jacobian.

Получено 20.01.12

УДК 517.8

В.А. Фатуев, д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой, (4872) 36-97-83, aius@tsu.tula.ru (Россия, Тула, ТулГУ),
В.А. Ковешников, канд. техн. наук, доц., 8-903-697-15-36, kow1953@yandex.ru (Россия, Тула, ТулГУ)

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ УНИВЕРСАЛЬНОГО СЛУЧАЙНО-ГЕНЕТИЧЕСКОГО АЛГОРИТМА НАКОПИТЕЛЬНОГО ТИПА

Решается задача разработки нового подхода, позволяющего обеспечить высокое качество решения задач параметрической оптимизации.

Ключевые слова: генетический алгоритм, кластеризация, Паретоанализ, параметрическая оптимизация, неопределенность.

Подавляющее большинство исследовательских технико-экономических задач связано с улучшением качества функционирования систем, разрешением неопределенностей. Как известно, именно оптимизация является механизмом разрешения неопределенностей за счет многова-

риантного анализа соответствующих математических моделей. Многообразие языка математики и особенности объекта исследования приводят к построению сложных специфических моделей и, как следствие, проблемам управления по этим моделями, проблемам оптимизации.

Существует много оптимизационных методов, каждый из которых предназначен для решения определенного класса задач, имеет свои достоинства и недостатки. Поэтому идея разработки **универсального** высокоэффективного оптимизационного метода всегда привлекательна, хотя, может быть, и не совсем корректна.

В связи с этим была поставлена задача разработки нового подхода и соответствующего программного обеспечения, позволяющего обеспечить:

1**) Универсальность** - принципиальная возможность решения широкого класса задач:

- гладкие **непрерывные** оптимизационные задачи;
- **целочисленные** оптимизационные задачи;
- **дискретные** оптимизационные задачи;
- **смешанные** оптимизационные задачи (сочетание эффектов первых трех типов);
- в условиях **частичной определенности** модели;
- приемлемое решение ***NP*- полных задач** (переборных задач).

2) Возможность отыскания **глобального решения**.

3) Максимально возможное **количество оптимизируемых переменных**.

4) Минимальное **количество обращений к модели** (целевой функции).

5) Высокую **точность** оптимизации по параметрам и цели.

6) Малую **вычислительную трудоемкость** непосредственно оптимизационного алгоритма (временные затраты на реализацию вычислительных процедур).

Основная идея метода заключается в построении множества решений в соответствии с топологией задачи, учетом пространства поиска и значений целевой функции. Анализ этого множества позволяет выявить наиболее перспективные решения, отсекая менее перспективные. В дальнейшем на основе специальных процедур смешивания выполняется генерация новых эффективных решений, пополняющих уже имеющийся массив решений с учетом сходимости процедуры.

Рассмотрим сначала процедуру статистического анализа модели, исследование процедуры пространства поиска по целевому назначению.

Формирование исходного множества решений рассматривается отдельно для непрерывных, целочисленных и дискретных переменных.

Непрерывные оптимизируемые величины образуются по уравнению

$$x_i = x_i^{min} + \xi_i (x_i^{max} - x_i^{min}),\ i=n_1,\ n_2,\ \ldots,n_{k1}, \qquad (1)$$

где n_k – номер непрерывной в заданно диапазоне оптимизируемой переменной; k_1 – количество непрерывных оптимизируемых величин;

ξ_i - псевдослучайная величина, измеряющаяся в диапазоне [0-1].

Для целочисленных переменных задачи

$$x_i=[x_i]+1,\ \ i=m_1, m_2,\ldots, m_{k2}, \tag{2}$$

где m_k – номер целочисленной оптимизируемой переменной;
k_2 – количество целочисленных оптимизируемых переменных.

Разумеется, $m \neq n$, то есть переменная входит только в один блок, причем $n_{k1}+m_{k2}=n$, где n – общее количество оптимизируемых переменных.

Оптимизация дискретных переменных $x_i \in \{u_i^{(1)}, u_i^{(2)},\ldots, u_i^{(s)},\}$ выполняется на основе переменных по правилу $i \to u_i$, где i- целочисленное значение, u_i – дискретное значение i переменной по порядку в блоке дискретных переменных, s – количество дискретных значений переменной.

Далее необходимы анализ полученных решений $\bar{x}_i$, расчет модели, подсчет ограничений:

$$R_\alpha = R_\alpha(\bar{x}),\ \alpha = \overline{1,\alpha_0}, \tag{3}$$

где α_0 - количество ограничений модели.

Формирование показателя нарушения ограничений

$$S= \sum_{\alpha=1}^{\alpha_0} \left| R_\alpha * \delta_\alpha \right|, \tag{4}$$

где δ_α=0, если $R_\alpha \geq 0$ (ограничение не нарушено);
δ_α=1, если R_α<0 (ограничение нарушено).

При оптимизации в допустимой области, когда δ_α=1, решение $\bar{x}$ исключается из анализа, то есть $\bar{x} \to \bar{x}(-)$.

Решения, участвующие в дальнейшем анализе, образуют двухмерный массив-накопитель

$$V_x(i_1, i_2)= V_x(i_1, (\bar{x}, f_x, s))= V_x(i_1, (x_1, x_2,\ldots, x_n, f_x, s)), \tag{5}$$

причем $i_2= \{\bar{x}, f_x, s\}$, $i_1=1,N_{pop}$,
где N_{pop} – объем накопителя решений, ориентировочно N_{pap}=[10-100];
n – количество оптимизируемых переменных;
f_x, s – значение целевой функции и показателя нарушения ограничений, соответствующих $\bar{x}$.

Таким образом, подготовлены затравочный массив – накопитель, где сосредоточены характеристики множества решений, которые следует оценить на предмет привлекательности и которые, в сущности несут информацию необходимую для продолжения поиска, для генерации лучших решений.

Формально процедуру поиска можно представить как цепочку взаимно связанных событий типа

$$(V_x^{(0)} \rightarrow P_a^{(0)} \rightarrow RV_x^{(0)}) \rightarrow (V_x^{(1)} \rightarrow P_a^{(1)} \rightarrow RV_x^{(1)}) \rightarrow (V_x^{(i)} \rightarrow P_a^{(i)} \rightarrow RV_x^{(i)}), \quad (6)$$

где i – количество итераций процедуры, индекс ноль в записи (например, $V_x^{(0)}$) соответствует исходному множеству решений, что напоминает разгон. Символ RV_x указывает на множество решений, полученных в результате паретоанализа P_a.

В состоянии процесса оптимизации целесообразно оценить среднее (x_i^{cp}), максимальное (x_i^{max}) и минимальное (x_i^{min}) значения переменных и использовать эту информацию для генерации следующих решений.

Основная проблема оптимизации с ограничениями заключается в том, что выявление перспективных решений следует выполнять одновременно по двум показателям $f_x \rightarrow min$, $s \rightarrow min$. Как известно, это проблема многокритериальности, не имеющая строгих решений и обычно в оптимизации переходящая в метод штрафных функций, основанный на линейной свертке критерия и показателя нарушенности ограничений. Компромиссы Паретто – один из подходов к разрешению этой проблемы. Смысл подхода заключается в исключении решений перекрываемых (лучших) по этим двум показателям и исключении тех решений, которые в этом смысле рассматривать не предоставляется возможным.

Паретоанализ при оптимизации с ограничениями выполняется на основе массива – накопителя решений $V(i_1, (\bar{x}, f_x, s))$ по показателям f_x (целевая функция) и S (мера нарушения ограничений).

Будем считать $W=W(f(\bar{x}), s(\bar{x}))=V(i_1, (\bar{x}, f(\bar{x}), s(\bar{x})))$,
$W_i=W_i(f(x_i), s(x_i))=W(f_i,s_i)$.

Основная задача паретоанализа заключается в построении упорядоченного множества, разбиении его на кластеры (подмножества) по правилу. Решение $\bar{x}_i$ считается паретооптимальным, если не существует такого $x_k \in w$, что

$$\begin{cases} f_i \le f(\overline{x_k}) \\ s_i \le s(\overline{x_k}) \end{cases}, \quad (7)$$

причем одно из неравенств (7) является строгим.

Все решения $x_i \in w$, не перекрываемые в смысле (7), образуют кластер – подмножество w_1^+, которое может содержать от 1 до N_{pop} кортежей (f_i,s_i). В результате получаем два подмножества w_1^+ и w_1^-, первое из которых является паретооптимальным, а второе – не паретооптимальным. Тогда исходное множество w следует понимать как объединение этих множеств, то есть

$$w = w_1^+ \cup w_1^-.$$

Повторяя процедуру уже для множества w_1^-, получаем

$$w_1^- = w_2^+ \cup w_2^-,$$

и так далее

$$w_{m\text{-}1}^{-} = w_m^{+} \cup w_m^{-},$$

$$w_m^{-} = w_{m+1}^{+}.$$

При этом все элементы подмножества w_m^{-} паретооптимальны либо подмножество состоит из одного элемента; в этом случае процедура заканчивается.

Таким образом исходное множество w является объединением "m" отдельных кластеров-парето решений разного уровня, то есть

$$w = w_1^{+} \cup w_2^{+} \cup \ldots \cup w_m^{+}. \quad (8)$$

Решения первого кластера w_1^{+} перекрывают все решения нижеследующих кластеров и, следовательно, их можно в последующем не учитывать – отбросить. Это утверждение справедливо, когда число элементов первого кластера достаточно велико, чтобы процедура множественной генерации решений не выродилась вплоть до одного единственного решения. Поэтому целесообразно рассматривать процесс оптимизации на фоне первого кластера и на основе совокупности кластеров, предполагая возможность вырождения.

После решения задачи кластеризации необходимо обосновать эффективность решения в пределах кластера, здесь паретоанализ уже не применим. В связи с этим, можно предположить следующую процедуру построения обобщенной целевой функции или фитнесс-функции. Она должна учитывать как необходимость улучшения цели, так и ограничений поочередно, отдавая предпочтение оптимизации в одном, либо другом направлении. В перспективе, настроив процедуру, должна обеспечиваться сходимость в этих двух направлениях, иначе говоря, переход в допустимую область и нахождение там оптимума по цели.

Определяется минимальное значение целевой функции $f(x)$ в массиве W среди всех допустимых решений ($S_i(x) \geq 0$), то есть

$$a_{min} = \min_i f(x_i) \mid S_i \geq 0. \quad (9)$$

При наличии допустимых решений в массиве w для решений не лучших по цели, чем a_{min} строится фитнесс-функция вида:

$$F(x_i) = [(f(x_i) - a_{min}) + \delta(\xi)] * M_{bar} + S(x_i) + \frac{f(x_i)}{f_{\text{bar}}}; \quad (10)$$

$$\delta(\xi) = \begin{cases} 0, \text{если } \xi \leq \xi_0 \ (= 0{,}57) \\ 1, \text{если } \xi > \xi_0 \end{cases},$$

$$M_{bar} = M_{bar}^{(0)} \ (=10^4),$$

где M_{bar} – некоторая достаточно большая величина, являющееся барьером и отодвигающая вниз решения, худшие, чем a_{min}.

$\delta(\xi)$ - случайная величина сигнатурного типа, переводящая при δ=1 лучшее допустимое решение в нижестоящий по значимости блок до-

пустимых решений w_2. При этом лучшим по цели недопустимым решениям отдается предпочтение, они занимают в вышестоящем блоке w_1 самое высокое место под номером 1 и объявляются лучшими (это обеспечивает движение к оптимуму через недопустимую область). При $\delta=0$ и тех же прочих условиях отдается предпочтение лучшему допустимому решению и оно попадает в блок w_1 под номером 1 и объявляется лучшим (это дает продвижение к оптимуму в допустимой области).

При отсутствии допустимых решений оптимизация по цели временно не представляет интереса; необходимо приблизиться к допустимой области. Фитнесс-функция строится следующим образом

$$F(x_i)=S(x_i)+\frac{f(x_i)}{f_{\text{bar}}}, \tag{11}$$

где f_{bar} $(=10^2)$ – барьер, дающий превосходство ограничениям и определяющий направление оптимизационного случайного процесса; в случае равного отношения решений по ограничениям преимущество отдается решениям с лучшим значениям цели.

Определяется лучшее решение по фитнесс-функции $F(x)$ согласно

$$\min_{1\le i\le N_{pop}} F(x_i)\to i_0,\quad F(x_{i_0})=F^*,\quad \overline{x}^*=\overline{x_{i_0}}, \tag{12}$$

в результате сортировки

$$\text{E}(\text{F}_{\text{i+1}}>\text{F}_\text{i}),\ \text{то}\ (\text{S}_\text{i}=\text{S}_{\text{i+1}},\ \text{S}_{\text{i+1}}=\text{S}_\text{i},\ \overline{x_{i+1}}=\overline{x_i},\ \overline{x_i}=\overline{x_{i+1}}) \tag{13}$$

Исходный массив w меняет порядок, поэтому $\text{w}\to w'$. В массиве w' решения расположены по убыванию привлекательности сформированной на текущий момент согласно (10) или (11), при этом лучшему решению соответствует номер 1. Некоторую часть решений (худшую) w'_2 целесообразно отсечь. Естественно, что

$$w'=w'_1\cup w'_2. \tag{14}$$

Решение $\overline{x_1}\in w'_1$ является лучшим, базовым, а другие также используются при генерации новых решений на очередной итерации.

Так как решения, входящие в массив w'_1 являются наиболее перспективными, то они несут полезную информацию о соответствующем подпространстве поиска. То есть по решениям, входящим в w'_1 можно судить о сходимости метода и диапазоне изменения переменных на очередной итерации для повышения эффективности оптимизации

$$\Delta_i=x_i^{\max}-x_i^{\min}, \tag{15}$$

$$\min_{\overline{x}\in w_1^1} x_i\to x_i^{\min},\quad \max_{\overline{x}\in w_1^1} x_i\to x_i^{\max},\quad \text{i}=\overline{1,n}, \tag{16}$$

где n – количество оптимизируемых переменных.

Для включения новых перспективных решений в массив-накопитель целесообразно выстроить систему барьеров, отсечений, препятствующих вхождению сгенерированных решений в процедуру дальнейшего анализа.

Максимальный штраф S^{max} в поколении определяется в результате решения задачи:

$$\max_{\bar{x}\in w_1^1} S_i \to S^{\max}, \tag{17}$$

Худшая цель:

$$\max_{\bar{x}\in w_1^1} f_i \to f^{\max}, \tag{18}$$

Минимальный динамический штраф среди максимальных с учетом "k" итераций:

$$\min_{k=1,2,\ldots} \max_{\bar{x}\in w_1^1} f_i^{(k)} \to f_{\min}^{\max}, \tag{19}$$

Худшая и лучшая цель в накопителе среди допустимых решений:

$$\max_{x_{i\partial\partial o}\in w_1^1} f_i \to f_{\partial on}^{\max}, \tag{20}$$

$$\min_{x_{i\partial on}\in w_1^1} f_i \to f_{\partial on}^{\min}. \tag{21}$$

Таким образом, на основе исходного множества решений w строится усеченное множество w_1', где элементы расположены в порядке ухудшения сверху-вниз по фитнесс-функции, а лучшим является решение под номером 1. Именно оно является базой для генерации новых решений в результате некоторого покоординатного объединения с нижестоящими решениями.

Сравнительный анализ с известными оптимизационными алгоритмами свидетельствует о явном преимуществе данного случайно-генетического алгоритма. Он эффективно решает все типы оптимизационных задач размерностью до 500-та переменных, обеспечивает высокий уровень качества **единовременно** по всем перечисленным показателям, решает все перечисленные типы задач.

Характерно еще и то, что он дает устойчивые оптимальные решения в условиях частичной определенности модели (когда при некоторых значениях параметров модель объекта не существует, либо процесс в этом состоянии еще не описан, либо модель не реализуема с вычислительной точки зрения – деление на ноль, отрицательное подкоренное выражение, не определенные тригонометрические функции типа arccos, arctg и т.п.)

К настоящему времени подготовлены три тематических сайта на русском и английском языках [1], где подробно рассмотрены все типы за-

дач, приводятся модели (тесты), соответствующие тексты программ, решения, дается сравнительный анализ, представлен раздел самостоятельного решения задач пользователей в различных технология и языках программирования: Рассмотрено около 70-ти тестов, хорошо известных в теории параметрической оптимизации, это задачи: Griewangk, Schwefel, Askley, Helix, Леви, Растригина, Rosenbrock, Powel, Wood, Kowalik и др. [1,2,4,5,6]. При этом они рассматривались на разных уровнях по числу управляемых переменных:

1 – 5 переменных;
2 – 15 переменных;
3 – 50 переменных;
4 – 100 переменных;
5 – 500 переменных;

Каждый уровень это, по существу, целая эпоха в оптимизации.

Список литературы

1. Комплекс оптимизационных программ [Электронный ресурс] / В.А. Ковешников [и др.] Режим доступа: http://www.genoptim.narod.ru/, http://www.genoptim.narod.ru/RUS, http://www.genoptim.narod.ru/ENG.

2. Батищев Д.И., Исаев С.А. Оптимизация многоэкстремальных функций с помощью генетических алгоритмов // Высокие технологии в технике, медицине и образовании. Воронеж: Изд-во ВГТУ, 1997. Ч. 3. С. 23-34.

3. Симанков В.С., Частикова В.А. Генетические алгоритмы и поиск оптимальных решений // Автоматизация и современные технологии. 2003. № 6. С. 39–45.

4. Baeck T. Evolutionary Algorithms in Theory and Practice // New York: Oxford University Press. 1996. P. 138-159.

5. Clement R.P. Genetic Algorithms and Bus-Driver Scheduling // Presented at the 6th International Conference for Computer-Aided Transport Scheduling, Lisbon, Portugal. 1993. P. 25-37.

6. More J.J. Testing Unconstrained Optimization Software // ACM Trans. Meth. Software. 1981. P. 17-41.

V.A. Fatuev, V.A. Kovehnikov

MATHEMATICAL MODEL UNIVERSAL SLUCHAYNO-GENETICHESKOGO ALGORITHM OF ACCUMULATIVE TYPE

In article the problem of development of the new approach, allowing to provide high quality of the solution of problems of parametrical optimization is solved.

Key words: genetic algorithm, clustering, paretoanaliz, parametrical optimization, uncertainty.

Получено 20.01.12

УДК 681.511
В.А.Фатуев, д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой, (4872) 36-97-83, aius@tsu.tula.ru (Россия, Тула, ТулГУ),
М.А.Сафронова, канд.техн. наук, доц., (4872) 33-05-08, aius@tsu.tula.ru (Россия, Тула, ТулГУ)

УПРАВЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИМИ СИСТЕМАМИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СИТУАЦИОННЫХ И РЕГРЕССИОННЫХ МОДЕЛЕЙ

Рассмотрены задачи идентификации и оптимального по быстродействию управления динамическими системами, основанные на объединении ситуационных и регрессионных моделей.

Ключевые слова: динамические системы, идентификация, ситуационные и регрессионные модели, оптимальное управление.

Традиционно управление сложными динамическими системами осуществляется детерминированными способами с применением математических моделей и методов, относящихся к теории оптимизации. Такой подход достаточно хорошо отработан и применим в случае эксплуатации систем в стационарной среде при наличии точных математических моделей.

Задача о быстродействии является одной из актуальных задач оптимального управления. Её решение представляет значительный теоретический и практический интерес для многих технических динамических систем. Она возникает, например, при выводе потенциально опасных объектов из предаварийных состояний.

Сказанное объясняет актуальность разработки и применения методологии формирования целесообразных управленческих решений, основанных на объединении ситуационных моделей и регрессионных моделей. Причем, процесс управления динамическими системами состоит в разработке, принятии и реализации как стратегических, так и тактических управленческих решений.

Суть стратегического управления, основанного на ситуационных моделях, заключается в определении отклонений фактических значений наиболее важных параметров управления от нормативных значений этих параметров. Ситуационное управление динамическими системами начинается с системного анализа, в котором часто выделяют информационный, целевой, ситуационный, организационно-функциональный и функционально-стоимостной анализы [1]. Все эти разновидности анализа тесно взаимосвязаны. Рассмотрим реализацию основных видов анализа более подробно.

Информационный анализ. Ситуационный анализ объекта управления (ОУ) начинается с определения множества ситуаций. Целью инфор-

мационного анализа является описание ОУ с помощью модели "черный ящик", выявление механизмов, с помощью которых возможно влиять на его функционирование. Входными управляемыми параметрами являются те параметры $X = \{x_1, x_2, ..., x_n, ..., x_N\}$, которые могут целенаправленно изменяться с помощью определенных регулирующих органов. Входными неуправляемыми параметрами - параметры $Z = \{z_1, z_2, ..., z_q, ..., z_Q\}$, характеризующие состояние и отражающие воздействие окружающей среды на функционирование управляемого объекта (процесса). Множество выходных характеристик (показателей) обозначим как $Y = \{y_1, y_2, ..., y_m, ...y_M\}$.

Для реальных объектов и процессов характерно наличие ограничений на предельные значения выходных характеристик $y_m \in Y$ объекта управления. Обозначим их соответственно $y_{m\ min}$, $y_{m\ max}$ и $y_{m\ nom}$ – минимальное, максимальное и номинальное значения. Амплитуды допустимых размахов отклонений выходных показателей в сторону увеличения обозначим как Δiy_m (инкрементное отклонение), а в сторону уменьшения - Δdy_m. Нарушение допустимого диапазона выходных характеристик в результате эксплуатации ОУ грозит гибелью системы и воспринимается как аварийный режим, а приближение их значений к границам допустимого диапазона – предаварийный режим. При дискретном управлении процедура принятия решения инициируется в определенные дискретные моменты времени *t*.

Используя инкрементно-декрементный подход, входным воздействием u_n (например, одной из возможных альтернатив по переводу объекта их предаварийного состояния в штатное) будем считать дискретное изменение значения параметра $x_n \in X$ в сторону увеличения $ix_n = x_n + u_n$, либо уменьшения $dx_n = x_n - u_n$. Причем $U = \{u_1, u_2, ..., u_n, ...u_N\}$ – множество возможных входных воздействий на объект управления.

Целевой анализ. Основной задачей целевого анализа является определение приоритетности или весовых коэффициентов целей управления $g_d \in G$ на различных этапах жизненного цикла динамической системы.

Ситуационный анализ. Для идентификации и двоичного кодирования ситуаций, характеризующих состояние ОУ, с каждым параметром $y_m \in Y$ свяжем две тенденции T_j и T_{j+1}. Индекс *j* отражает разряд кода ситуации, используемый для указания на то, что *j*-ая тенденция присутствует в описании ситуации, когда он принимает значение «1» (истина), или отсутствует, если *j*-й разряд кода имеет значение «0» (ложь). Для определенности системы кодирования ситуаций примем, что все тенденции с нечетными *j* отражают уменьшение значения *i* -ого параметра, а с четными $j+1$ отражают увеличение значения этого же параметра.

Обозначим множество возможных тенденций через

$T = \{T_1, T_2, ..., T_j, T_{j+1}, ..., T_{2M+2Q}\}$ и осуществим кодирование полного множества ситуаций в пространстве тенденций T.

Следующим этапом ситуационного анализа является формирование матрицы кодов ситуаций $|C|$ размерностью $(2^{2M+2Q}, 2M+2Q)$, которая составляется с применением двоичного кодирования подобно тому, как кодируется в двоичной системе натуральный ряд целых чисел.

Для оценки предпочтительности ситуаций, характеризующих состояние ОУ, предполагается их ранжирование. Для этого, в соответствии с определенной целью управления g_d, множество T разделяется на подмножества T^+, T^-, T^H - позитивные, негативные, нейтральные тенденции соответственно в отношении достижения цели g_d при управлении объектом (процессом).

Далее определяется ранг r_l l-той ситуации, характеризующей состояние ОУ, по степени предпочтения для достижения цели управления g_d.

При разработке моделей «возмущение в среде – девиации» и «входное воздействие – девиации» определяется множество регулируемых параметров $X = \{x_1, x_2, ..., x_n, ..., x_N\}$ и на их основе формируется кортеж входных действий $U = \{u_1, u_2, ..., u_n, ..u_N\}$ на ОУ.

Процедура генерации и анализа альтернативных воздействий на ОУ осуществляется в режиме реального времени. Из множества допустимых альтернативных воздействий $U_l^+ = \{u_{1l}^+, u_{2l}^+, ..., u_{nl}^+\}$, $U_l^+ \in U$, в каждой l-ой ситуации на ОУ формируется подмножество допустимых $U_l^{g_d} \in U_l^+$ в соответствие с целью управления g_d и выбирается наилучшая альтернатива, обеспечивающая перевод ОУ в состояние, с максимальным рейтингом $r_{l\max}$. Обозначим ее через U_l^0, где $U_l^0 \in U_l^{g_d}$. Если окажется несколько переходов к ситуациям с одинаковым рангом, то предпочтение отдается переходу, которое требует наименьшего воздействия на ОУ.

Итерационное повторение процедуры анализа переходов позволяет сформировать стратегию для достижения цели как множество наилучших альтернатив для каждой возможной ситуации c_l, в виде множества рекомендаций типа: «В ситуации c_l на ОУ, характеризующейся тенденциями T_j, наилучшими входными воздействиями являются U_l^0».

Таким образом, по результатам ситуационного анализа определяются параметры $X = \{x_1, x_2, ..., x_n, ..., x_N\}$ ОУ, которые необходимо будет изменить в сложившейся ситуации для перевода объекта управления в наилучшее (штатное) состояние, а также определяются необходимые входные воздействия на него $U = \{u_1, u_2, ..., u_n, ..., u_N\}$ по отношению к его текущему со-

стоянию $Y = \{y_1, y_2, ..., y_m, ...y_M\}$.

При тактическом управлении динамическими системами определяется направление и интенсивность входных воздействий на ОУ. Для решения этих задач используется принцип максимума Л.С. Понтрягина [2]. Поскольку получение аналитического решения задачи оптимального по быстродействию управления является труднореализуемым, в большинстве случаев используют численное решение. Обзор методов приближенного решения задачи оптимального по быстродействию управления показал, что наиболее эффективным для решения поставленной задачи является метод, предложенный Я.М. Берщанским [3]. Он позволяет обходиться без достаточно точного начального приближения.

Рассмотрим дискретную модель управляемой и наблюдаемой системы n-го порядка без внутреннего шума [4]:

$$\begin{cases} \vec{x}(k+1) = \hat{F}\vec{x}(k) + \hat{\Gamma}u(k); \\ Y(k) = \vec{h}^T \vec{x}(k) + e(k), \end{cases} \quad (1)$$

где k – дискретное с шагом Δt - время;

$\vec{x}(k)$ - n-мерный вектор состояния;

$u(k)$ - входное воздействие (управление);

$T = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & 1 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \dots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 1 \\ \hat{\alpha}_1 & \hat{\alpha}_2 & \hat{\alpha}_3 & \dots & \hat{\alpha}_n \end{bmatrix}$ - коагулированная матричная форма, определяемая вектором оценок неизвестных параметров $\hat{\alpha}$;

$\hat{\Gamma}$ - вектор оценок неизвестных параметров;

$Y(k)$ - выходно й сигнал;

$$\vec{h}^T = [1,0,\dots,0];$$

$e(k)$ - вектор внешнего шума.

Данная модель при нулевых начальных условиях и конечной памяти сводится к динамической регрессионной модели вида:

$$y(k) = \sum_{i=1}^{k} w_i(\vec{C})u(k-i) + e(k), \quad (2)$$

где $w_i(\vec{C})$ - i-я ордината импульсной переходной функции;

$$w_i(\vec{C}) = \vec{h}^T T^{(i-1)} \vec{\Gamma}, i = \overline{1,k};$$

$\vec{C}^T = (\vec{a}^T, \vec{\Gamma}^T)$ - вектор неизвестных параметров;

$$\vec{u}^T = (u(k-1), u(k-2), ..., u(k-l)).$$

Оценивание вектора $\vec{C}$ возможно с помощью нелинейных методов наименьших квадратов [5,6].

При управлении потенциально опасными динамическими системами от качества построенной модели зависит, например, возможность перевода объекта из предаварийного состояния в штатное. Анализ точности полученных оценок неизвестных параметров модели возможен путем построения доверительных областей [7]. Доверительную область можно построить следующим способом: доверительная область, накрывающая вектор истинных значений параметров $\vec{C}$ определяется неравенством:

$$D(\vec{C}) = \left\{ \left(\vec{C} - \hat{\vec{C}} \right)^T \operatorname{cov}\left(\hat{\vec{C}} \right) \left(\vec{C} - \hat{\vec{C}} \right) \le 2nF_\alpha(2n, N-2n) \right\} \qquad (3)$$

где $D(\vec{C})$ - доверительная область; $F_\alpha(2n, N-2n)$ - значение F-критерия соответствующее уровню значимости $\alpha = 1 - P$ при числах степеней свободы $2n$ и N-$2n$.

Для построения доверительной области используется следующий способ: вместо построения границы эллипсоида определяется положение его осей и их длины. Направление осей эллипсоида $D(\vec{C})$ совпадает с характеристическими векторами матрицы $\operatorname{cov}(\hat{\vec{C}})$. Длина i-ой полуоси эллипсоида равна

$$L_i = \sqrt{\frac{\frac{2n}{N-2n} F_\alpha(2n, N-2n) \sum_{i=1}^{N} (Y_i - \vec{W}^T(\hat{\vec{C}}) \vec{u}_i(k-1))^2}{\lambda_i}}, \qquad (4)$$

где λ_i - характеристическое число матрицы $\operatorname{cov}(\hat{\vec{C}})$,

Y_i - дискретное значение выхода.

Для того, чтобы найти точки пересечения границы и полуосей гиперэллипсоида необходимо решить систему уравнений, которая для $n = 2$ имеет вид:

$$\begin{cases} \dfrac{x - x_1}{a} = \dfrac{y - y_1}{b} = \dfrac{z - z_1}{c} = \dfrac{s - s_1}{d}, \\ (x - x_1)^2 + (y - y_1)^2 + (z - z_1)^2 + (s - s_1)^2 = L_i^2, \end{cases}$$

где (x_1, y_1, z_1, s_1) - центр гиперэллипсоида, a, b, c, d - координаты собственного вектора.

На основе полученных значений $\hat{\vec{C}}$, принадлежащих доверительной области определяемой выражением (3) формируется множество возмож-

ных значений C^q, которые может принимать вектор $\vec{C}$. Для каждого элемента $\overset{\in}{C}_i$ множества C^q вычисляется значения критерия $\min\limits_{u(t)} J(\overset{\in}{C}_i)$.

Критерий оптимальности задается в виде:

$$J = \int\limits_{t_0}^{t_k} 1dt = t_k - t_0, \tag{5}$$

где t_0 - начальный момент времени.

t_k - конечный момент времени.

Задача анализа сводится к исследованию неразличимости значений критерия $\min\limits_{u(t)} J(\overset{\in}{C}_i)$ для множества C^q.

Один из возможных подходов задания отношения неразличимости состоит в том, чтобы ввести некоторый порог Δ_c и считать решения $\overset{\in}{C}_1, \overset{\in}{C}_2 \in C^q$ неразличимыми, если квадрат разности значения $\min\limits_{u(t)} J(\overset{\in}{C}_1) - \min\limits_{u(t)} J(\overset{\in}{C}_2)$ не превышает этого порога.

Это приводит к отношению неразличимости вида:

$$\overset{\in}{C}_1 \approx \overset{\in}{C}_2 \leftrightarrow (\min_{u(t)} J(\overset{\in}{C}_1) - \min_{u(t)} J(\overset{\in}{C}_2))^2 \le \Delta_c, \quad \overset{\in}{C}_1, \overset{\in}{C}_2 \in C^q. \tag{6}$$

Таким образом, если множество значений $\min\limits_{u(t)} J(\overset{\in}{C}_i)$ для $\overset{\in}{C}_i \in C^q$ удовлетворяет отношению неразличимости, то анализируемая модель пригодна для решения задачи оптимального по быстродействию управления [5, 7, 8].

Рассмотрим пример идентификации и определения модели управления динамической системой. Предположим, объект управления характеризуется входными управляемыми параметрами $X = \{x_1, x_2\}$ и выходными характеристиками Y.

В соответствии с целью определяются исходные данные для задачи, такие, как:

- множество управляемых параметров X;
- множество управляющих воздействий U;
- множество выходных параметров системы Y.

Определим полное множество ситуаций. Для этого целесообразно разбить множество ситуаций на 2 группы:

- допустим, ситуация положительная $S^+ = \{S_0, S_2\}, \quad S^+ \in S$,
- допустим, ситуация негативная $S^- = \{S_1\} \quad S^- \in S$.

Ситуация S_0 характеризуется стабильным состоянием ОУ. Ситуация S_1 характеризуется положительным изменением параметра y_1. Ситуация S_2 характеризуется отрицательным изменением параметра y_1.Любые переходы из множества S^- в S^+ - целесообразные переходы; из S^+ в S^- - нецелесообразные переходы.

На следующем этапе совместно с экспертом составим таблицу реакций объекта управления на регулирующее воздействие. При управлении переходами ситуаций из одной в другую может выть выполнено некоторое множество управляющих действий $U = \{u_1, u_2, ..., u_N\}$. Тогда воздействия можно интерпретировать следующим образом:

$u_1 = x_1(\uparrow)$ - увеличение x_1.

$u_2 = x_1(\downarrow)$ - уменьшение x_1.

$u_3 = x_2(\downarrow)$ - уменьшение x_2.

$u_4 = x_2(\uparrow)$ - увеличение x_2.

С учетом принятых обозначений может быть построена таблица реакций (табл. 1).

Таблица 1

Матрица реакций объекта управления

Действие	y_1	
	положительное изменение параметра	отрицательное изменение параметра
$u_1(x_1 \downarrow)$	0	0
$u_2(x_1 \uparrow)$	0	0
$u_3(x_2 \downarrow)$	1	0
$u_4(x_2 \uparrow)$	0	1

В результате, по результатам ситуационного анализа определяются параметры $X = \{x_1, x_2, ..., x_n, ..., x_N\}$ ОУ, которые необходимо будет изменить в сложившейся ситуации для перевода объекта управления в наилучшее (штатное) состояние, а также определяются необходимые входные воздействия на него $U = \{u_1, u_2, ..., u_n, ..., u_N\}$ по отношению к его текущему состоянию $Y = \{y_1, y_2, ..., y_m, ... y_M\}$.

Применяя описанные выше подходы и методы, определим неизвестные параметры линейной динамической системы 2-ого порядка для оптимального по быстродействию управления, используя специальное разработанное программное обеспечение.

Входными параметрами являются:

- постоянная времени T_1=2,0 с;

- постоянная времени T_2 =4,0 с;
- среднее квадратичное отклонение случайной помехи σ_e = 0,5;
- длина тестирующего сигнала = 15;
- значение порога неразличимости = 0,05;
- передаточный коэффициент = 1;
- доверительная вероятность = 97%.

Подадим на вход модели сигнал, вид которого представлен на рис. 1.

После проведения имитации получим выходной сигнал. Импульсная переходная функция имеет вид, представленный на рис. 1.

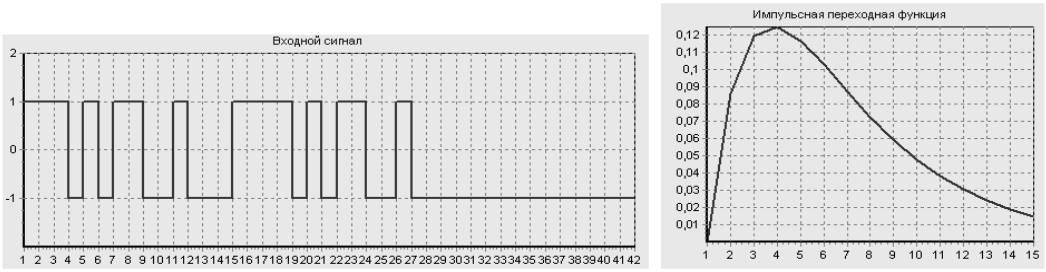


Рис. 1. Графики входного сигнала и импульсной переходной функции

В результате идентификации получены следующие оценки вектора неизвестных параметров модели:

$$\hat{a}_1 = -0{,}474629736461234;$$
$$\hat{a}_2 = 1{,}38874526520944;$$
$$\hat{\gamma}_1 = 1{,}00000000002659E-8;$$
$$\hat{\gamma}_2 = 0{,}0857675768283603.$$

Уточнение оценок неизвестных параметров модели представлено на рис. 2.

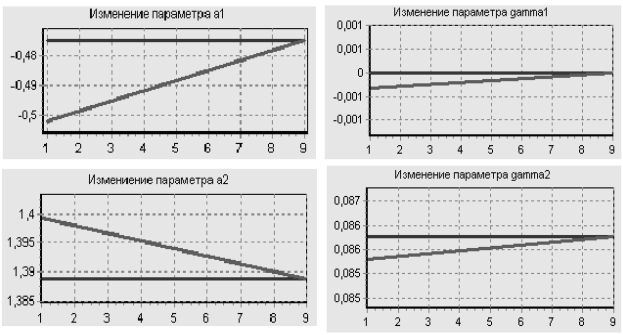


Рис. 2. Графики изменения оценок неизвестных параметров модели за время T

На основе полученных данных можно сделать вывод о корректно проведенной процедуре идентификации, а также о достоверности выда-

ваемых ею результатов.

Вычислим значения критерия $\min\limits_{u(t)} J(\overset{\in}{C}_i)$ для каждого элемента $\overset{\in}{C}_i$, $i = \overline{1,8}.$ (табл.2).

Таблица 2.

Значения критерия $\min\limits_{u(t)} J(\overset{\in}{C}_i)$ ***для разных точек*** $\overset{\in}{C}_i$

$\overset{\in}{C}_i$	$\min\limits_{u(t)} J(\overset{\in}{C}_i)$
(-0,64365239; 0,32839987; 0,10966718; 0,13346262)	2,0778
(-0,64365161; 0,32840144; 0,00940308; 0,01144535)	2,0754
(-0,64365231; 0,32840003; 0,10594133; 0,12892865)	2,0778
(-0,64365169; 0,32840127; 0,01312893; 0,01597931)	2,0762
(-0,64365229; 0,32840006; 0,10467349; 0,12738581)	2,0778
(-0,64365171; 0,32840123; 0,01439677; 0,01752214)	2,0763
(-0,64365233; 0,32839999; 0,10665352; 0,12979531)	2,0763
(-0,64365167; 0,32840131; 0,01241675; 0,01511265)	2,0761

Для всех точек $\overset{\in}{C}_i$, $i = \overline{1,8}$ строится отношения неразличимости следующего вида:

$$\overset{\in}{C}_i \approx \overset{\in}{C}_j \leftrightarrow (\min_{u(t)} J(\overset{\in}{C}_i) - \min_{u(t)} J(\overset{\in}{C}_j))^2 \le \Delta_c, i \ne j$$

Задается порог неразличимости $\Delta_c = 0{,}05$.

На основе полученных данных можно сделать вывод о пригодности модели для синтеза оптимального по быстродействию управления на основе неразличимости значений критерия $\min\limits_{u(t)} J(\overset{\in}{C}_i)$.

Список литературы

1. Годынский Э.Г., Мартынова М.А. Разработка и использование сигнатурных ситуационных моделей при формировании стратегий управления в чрезвычайных ситуациях // Мониторинг и прогнозирование чрезвычайных ситуаций: тезисы докладов научно-технической конференции/ СПб, 1999. С.17-19.

2. Понтрягин Л.С. Математическая теория оптимальных процессов. М.: Наука, 1976. 392 с.

3. Берщанский Я.М. Об одном методе решения задач линейного и выпуклого программирования //ЖВМ и МФ. 1970. Т. 10. №3. С.621-629.

4. Фатуев В А., Лазукин А.А. Построение моделей линейных динамических систем, ориентированных на оптимальное по быстродействию

управление.// Известия ТулГУ. Серия “Вычислительная техника. Информатика.” Вып.5. 1999. С. 146-153.

5. Фатуев В.А. Построение оптимальных моделей динамики по экспериментальным данным: учеб. пособие. Тула: ТулГУ, 1993. 104 с.

6. Фатуев В.А., Маркова Т.Н. Математические модели объектов управления: учебное пособие. Тула: ТулГУ, 2002. 119 с.

7. Фатуев В.А.. Лазукин А.А. Анализ пригодности моделей линейных динамических систем для оптимального по быстродействию управления. // Известия ТулГУ. Серия “Вычислительная техника. Информатика.” Вып.5. Тула 1999. С. 169-175.

8. Фатуев В.А., Лазукин А.А. Оптимальное по быстродействию управление на основе неточных моделей динамики // 12-я Международная науч. конф.: тезисы докл. Новгород: Новгород, гос. ун-т, 1999. С.139-141.

V.A. Fatuev, M.A. Safronova

MANAGEMENT OF DYNAMIC SYSTEMS WITH USE SITUATIONAL AND REGRESSION MODELS

Problems of identification and optimum management on speed by the dynamic systems, based on association situational and regression models are considered.

Key words: dynamic systems, identification, situational and regression models, optimum control.

Получено 20.01.12

УДК 517.8

В.А. Фатуев, д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой, (4872) 36-97-83,
aius@tsu.tula.ru (Россия, Тула, ТулГУ),
В.А. Ковешников, канд. техн. наук, доц., 8-903-697-15-36,
kow1953@yandex.ru (Россия, Тула, ТулГУ)

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ УНИВЕРСАЛЬНОГО АЛГОРИТМА СЛУЧАЙНО-ГЕНЕТИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ

Рассматриваются результаты экспериментальных исследований случайно-генетического алгоритма. В качества теста используются известные задачи коммивояжера со случайными точками, расположенными на прямой окружности и плоскости.

Ключевые слова: генетический алгоритм, задача коммивояжера, параметрическая оптимизация, неопределенность, тестовые функции.

В работе [1] формализован универсальный алгоритм случайно-генетической оптимизации. При этом достигается высокая точность, схо-

димость, устойчивость решения непрерывных, целочисленных, дискретных и смешанных задач в рамках одного алгоритма.

Сравнительный анализ с известными оптимизационными алгоритмами свидетельствует о явном преимуществе данного случайно-генетического алгоритма. Он эффективно решает все типы оптимизационных задач размерностью до 500-та переменных.

Разработанный алгоритм обеспечивает высокий уровень качества **единовременно** по всем перечисленным показателям; выигрывает практически по каждому из них, причем значительно, в сравнении с известными оптимизационными методами, решает все перечисленные типы задач.

Характерно еще и то, что он дает устойчивые оптимальные решения в условиях частичной определенности модели (когда при некоторых значениях параметров модель объекта не существует, либо процесс в этом состоянии еще не описан, либо модель не реализуема с вычислительной точки зрения – деление на ноль, отрицательное подкоренное выражение, не определенные тригонометрические функции типа arccos, arctg и т.п.)

К настоящему времени подготовлены три тематических сайта на русском и английском языках [1], где подробно рассмотрены все типы задач, приводятся модели (тесты), соответствующие тексты программ, решения, дается сравнительный анализ, представлен раздел самостоятельного решения задач пользователей в различных технология и языках программирования:

Рассмотрено около 70-ти тестов, хорошо известных в теории параметрической оптимизации, это задачи: Griewangk, Schwefel, Askley, Helix, Леви, Растригина, Rosenbrock, Powel, Wood, Kowalik и др. [1, 2, 3, 4, 5, 6]. При этом они рассматривались на разных уровнях по числу управляемых переменных:

1 – 5 переменных;

2 – 15 переменных;

3 – 50 переменных;

4 – 100 переменных;

5 – 500 переменных;

Каждый уровень это, по существу, целая эпоха в оптимизации.

Одним из лучших тестов в классе дискретных оптимизационных задачи является **задача коммивояжера**.

Задача коммивояжера относится к классу трудно решаемых задач (NP- полные задачи), причем никакой алгоритм не гарантирует поиск оптимального решения, разве что полный перебор [7]. Как известно, количество вариантов составляет *n!* (для 40 пунктов это число равно $1{,}121576252666462*10^{76}$, для 100 пунктов – $9{,}332621544394418*10^{157}$). Вполне понятно, даже суперкомпьютер не способен просчитать эти варианты за сколько-нибудь обозримое время и даже100-1000 лет здесь ничтожно мало.

Некоторые авторы утверждают, что задача коммивояжера является *лучшей для тестирования генетических алгоритмов* [3,8]. Мы придерживаемся другой точки зрения – оптимизация (математическая) предполагает некоторую упорядоченность, взаимосвязь цели и принимаемых решений; задача коммивояжера с позиций оптимизации это состояние хаоса, где перебор неизбежен. Только специальные алгоритмы, эвристики в какой то мере эффективны. Так, например, модифицированный метод «ближайшего соседа» при равномерном расположении объектов является чрезвычайно эффективным [7,9].

В качестве тестов можно взять *прямую, окружность, плоскость* со случайно расположенными точками. В первых двух случаях ответ известен (расчет сводится к определению расстояния между двумя точками и определению длины окружности), для третьего теста можно получить оценку по методу «ближайшего соседа». Если визуализировать оптимальный маршрут, и он в действительности будет таковым, то полученные фигуры должны напоминать *прямую* и *окружность* соответственно, а *плоскость* можно контролировать по плотности и длине отдельных линий – составляющих маршрута движения. Впрочем, подобные суждения ассоциируются уже с элементами искусственного интеллекта.

Задача коммивояжера на плоскости. Объекты маршрута в количестве 100 штук расположены случайно в квадрате с границами в диапазоне -50÷50. Задача решалась методом «ближайшего соседа» (БС), который специально разработан под данную задачу и универсальным оптимизационным методом – случайно-генетическим алгоритмом (СГА). Решение выполнялось как на максимум, так и на минимум, что позволило оценить диапазон качества принимаемых решений. Максимум по СГА составил 7802.255 единиц, по БС - 8004.537 единиц. При решении на минимум 957.954 единиц и 866.610 соответственно. То есть диапазон составил 8004.537 - 866.610 единиц в абсолютной шкале измерений и 823,7% в относительной шкале измерений ((8004.537 - 866.610)/ 866.610 = 8.237). Вполне понятно, что точное решение при такой размерности не известно, получить его просто не представляется возможным! Оценка отклонения по цели (на min) составило 10,54% ((957.954 - 866.610)/ 866.610 * 100%).

Координаты объектов, полученные датчиком равномерных случайных чисел в диапазоне -50 ÷ 50, представлены на рис.1.

Исходная ситуация (***S*=4681.997)** при оптимизации **на минимум** данным алгоритмом представлена на рис.2. Данное состояние является исходным в работе случайно-генетического алгоритма. Оно определялось перебором 1000 случайных вариантов, среди которых были и явно худшие, например, соответствующие ***S*=6152.381.**

Лучшему варианту **по максимуму**, найденному случайно-

генетическим алгоритмом, соответствует ***S*= 7802.255.** Соответствующий маршрут движения представлен на рис.3.

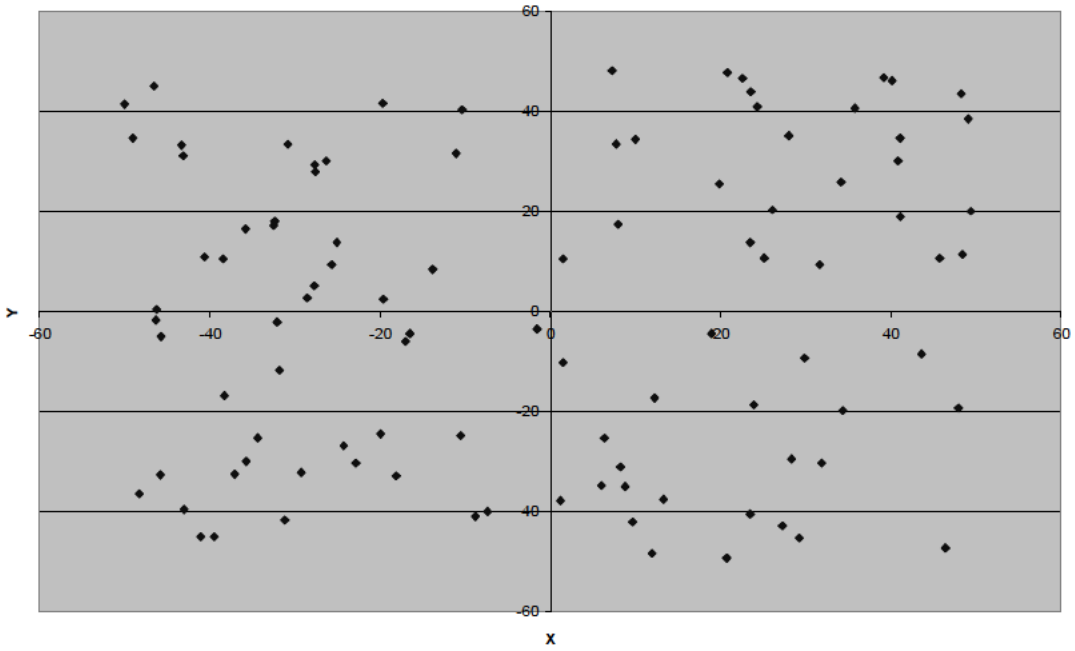


Рис. 1. Визуализация координат объектов

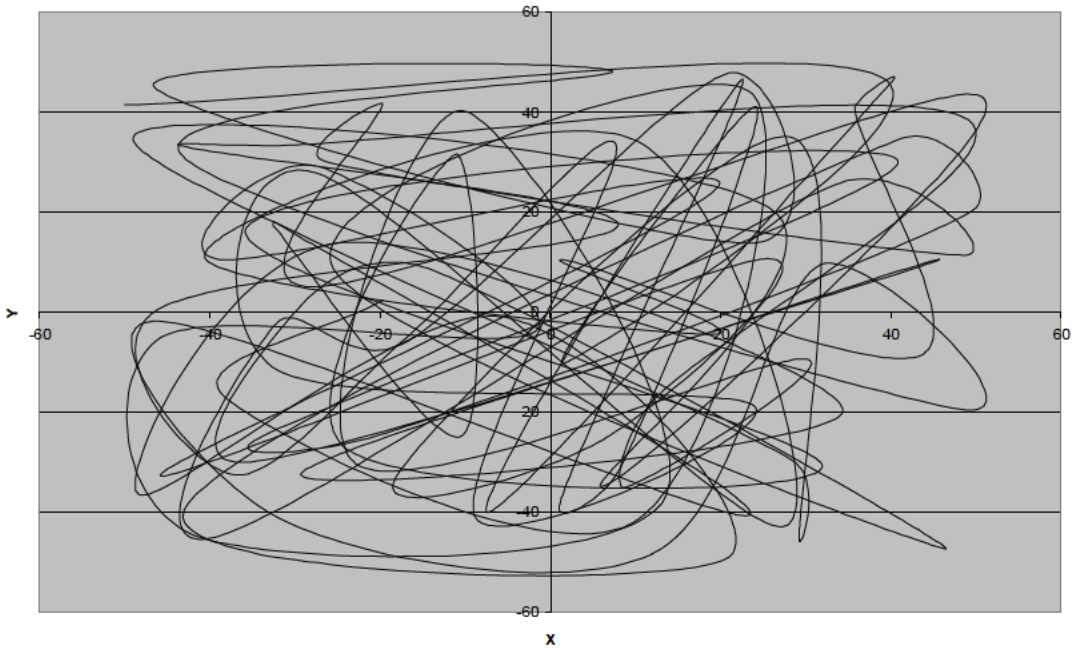


Рис. 2. Исходная ситуация при оптимизации на минимум генетическим алгоритмом: S=4681.997 единиц (это значение получено методом случайного поиска на первом этапе оптимизации)

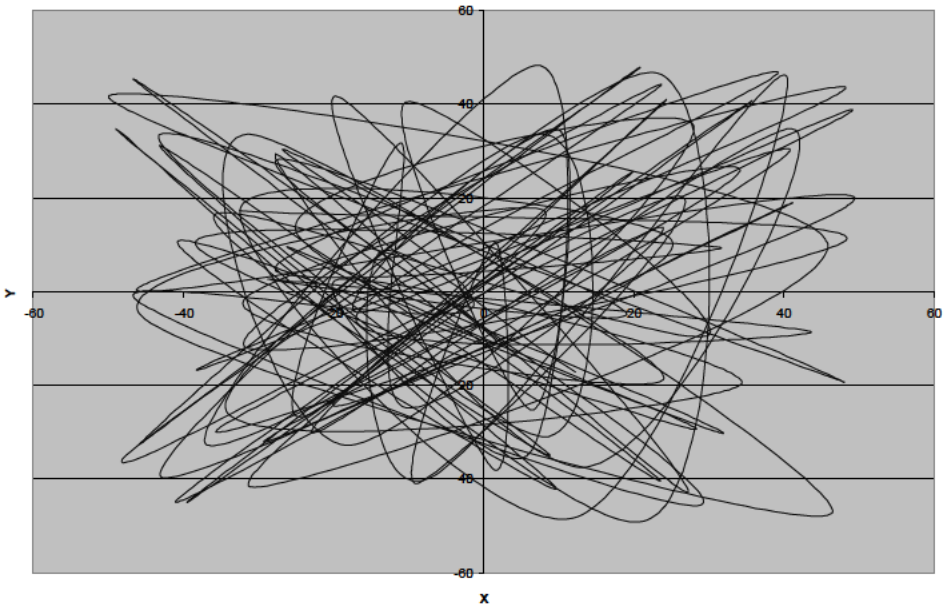


Рис. 3. Лучший вариант по максимуму, найденный случайно-генетическим алгоритмом: длина пути S= 7802.255 единиц

Абсолютно лучший вариант **по максимуму**, найденный методом «ближайшего соседа», представлен на рис.4.

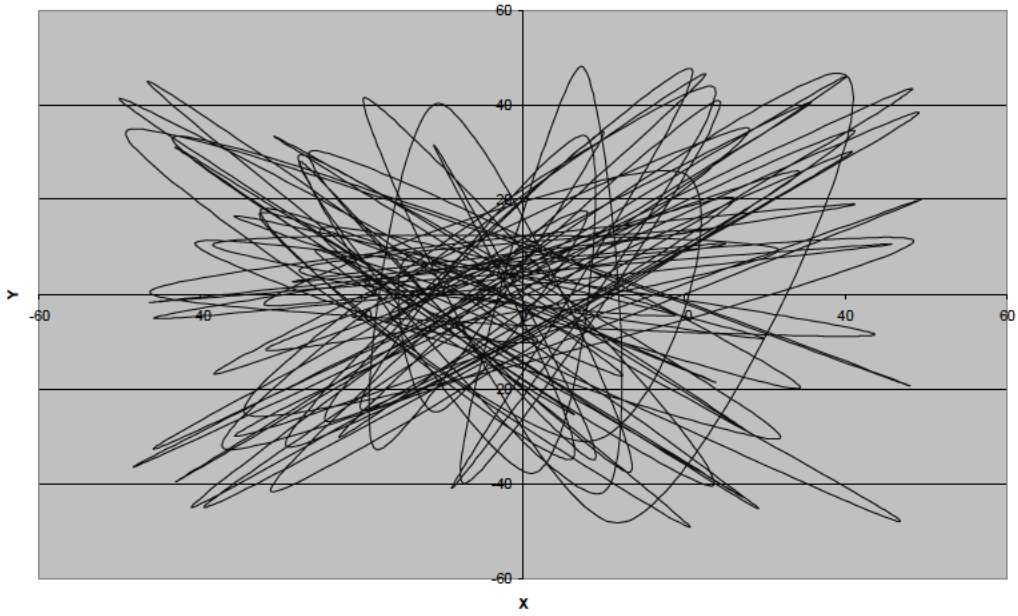


Рис.4. Абсолютно лучший вариант по максимуму, найденный методом «ближайшего соседа»: длина пути S= 8004.537 единиц

Один из лучших вариантов **по минимуму**, найденный случайно-генетическим алгоритмом, представлен на рис. 5.

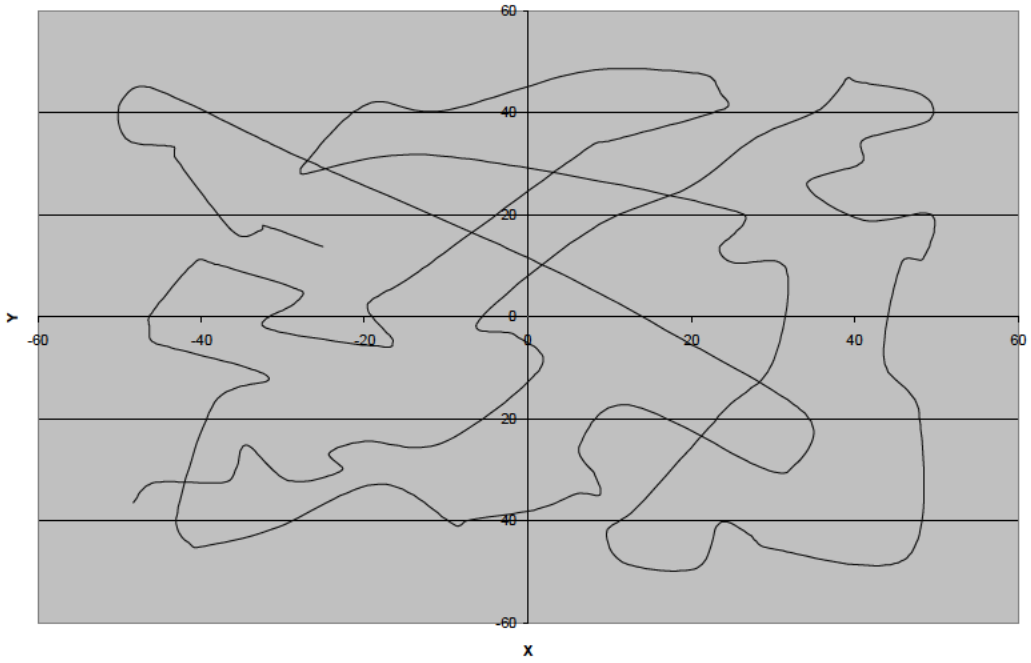


Рис. 5. Один из лучших вариантов, найденный случайно-генетическим алгоритмом: длина пути S=970.171 (лучшему варианту соответствует S=957.954 единиц)

Абсолютно лучший вариант **по минимуму**, найденный методом «ближайшего соседа», представлен на рис.6.

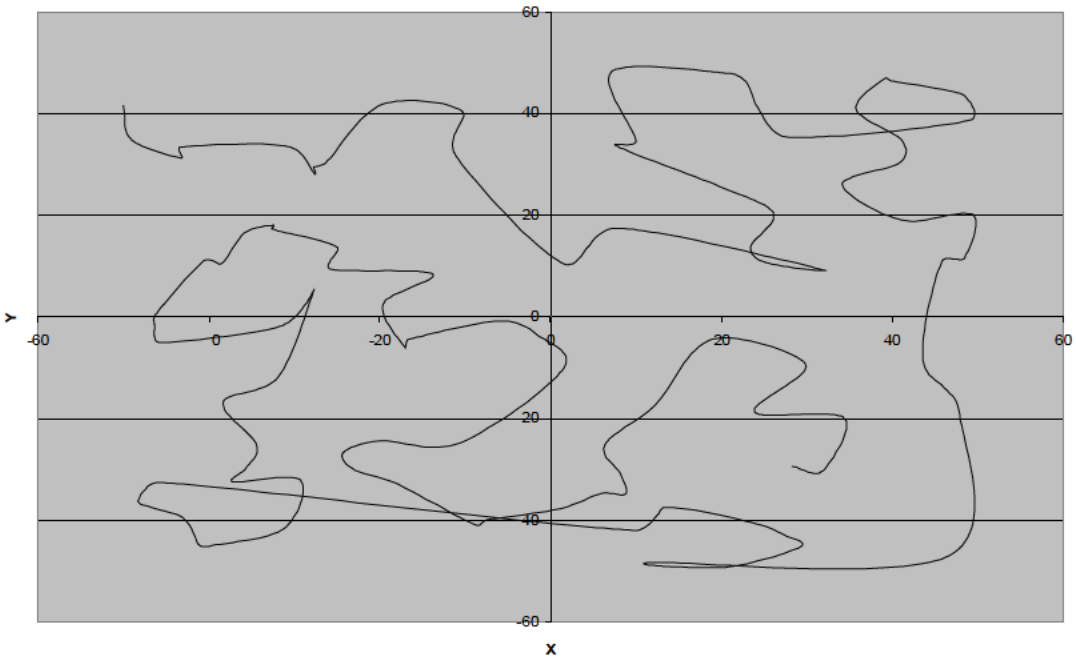


Рис.6. Абсолютно лучший вариант, найденный методом «ближайшего соседа»: длина пути S=866.610 единиц

Задача коммивояжера на окружности. Объекты маршрута расположены случайно с центром в точке с координатами (0,0) на окружности радиуса 50 единиц. Вполне понятно, что оптимальный маршрут не превосходит 314,159 единиц. Многократные запуски исследуемого алгоритма дали следующие результаты: 448, 487, 514, 537, 568, 591 … Оптимизация **на максимум** приводит к результатам близким к числу 9340. Время счета каждого варианта занимало от 0,5 часа до 2 часов. Увы, оптимальный вариант найти не удалось. Большее время счета привело бы только к улучшению результата, но, по всей видимости, это существенно не изменило бы общей картины. Эксперименты на данной задаче при 40 точках в шести случаях из 10 привели к точному оптимальному решению.

Если оптимизацию не выполнять, то маршрут движения подобен тому, что изображено на рис.7 (длина пути составляет 5322.8 единиц).

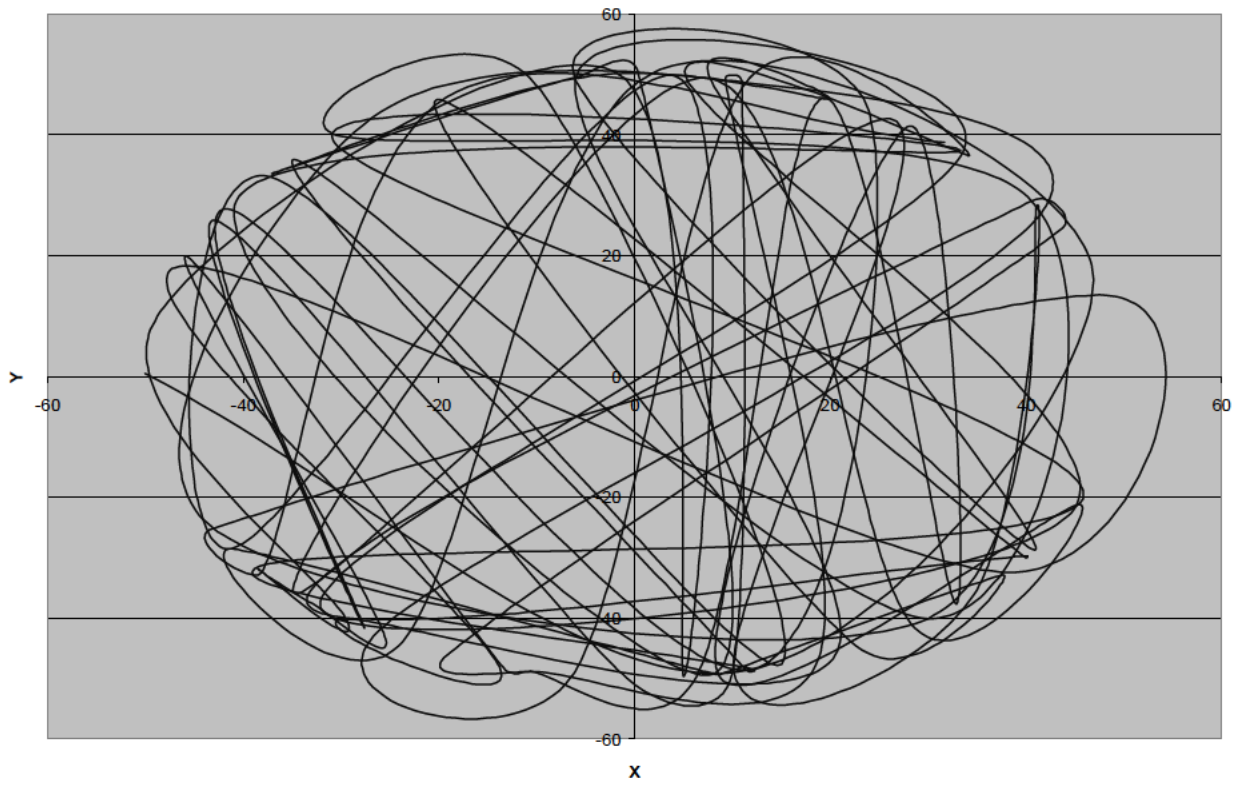


Рис. 7. Беспорядочные движения, которые происходят не по окружности, («компьютер не видит окружности»)

Далее приводится визуализация решений данной задачи при 100 точках, соответствующих результату 448, 487 и 514 единиц (рис. 8, 9, 10 соответственно). Результату около 314 единиц соответствовала бы окружность (на дисплее компьютера – эллипс).

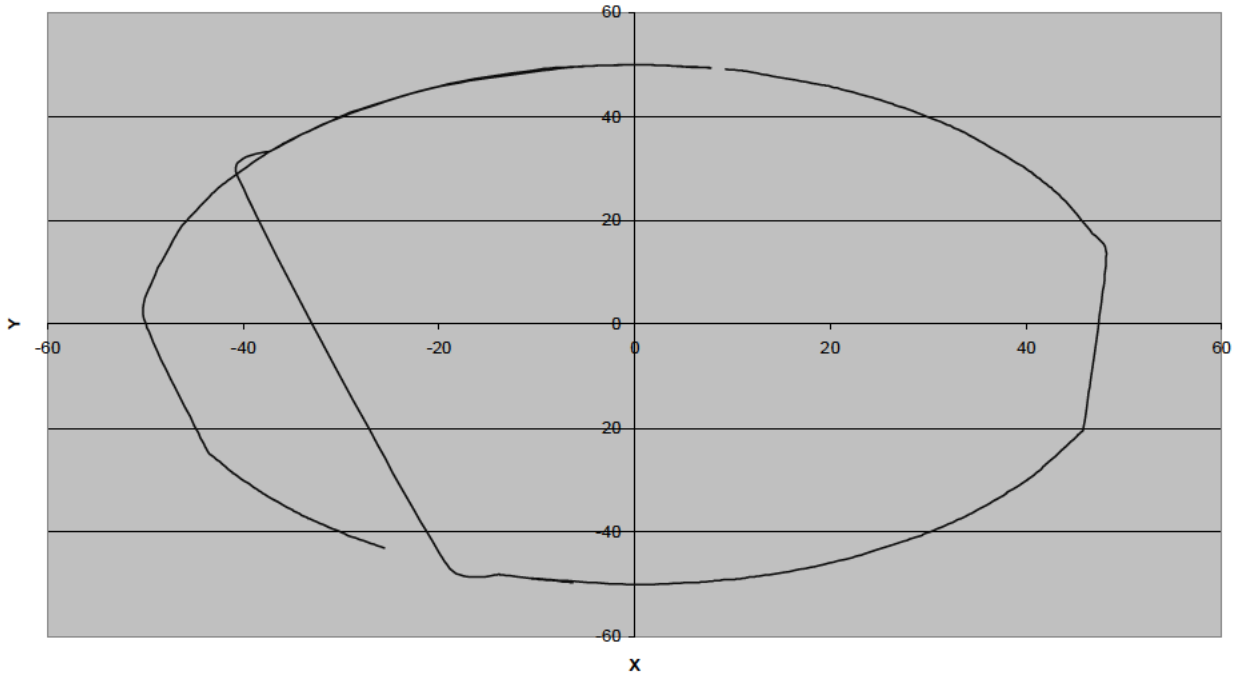


Рис.8. Данному маршруту соответствует путь S = 448 единиц

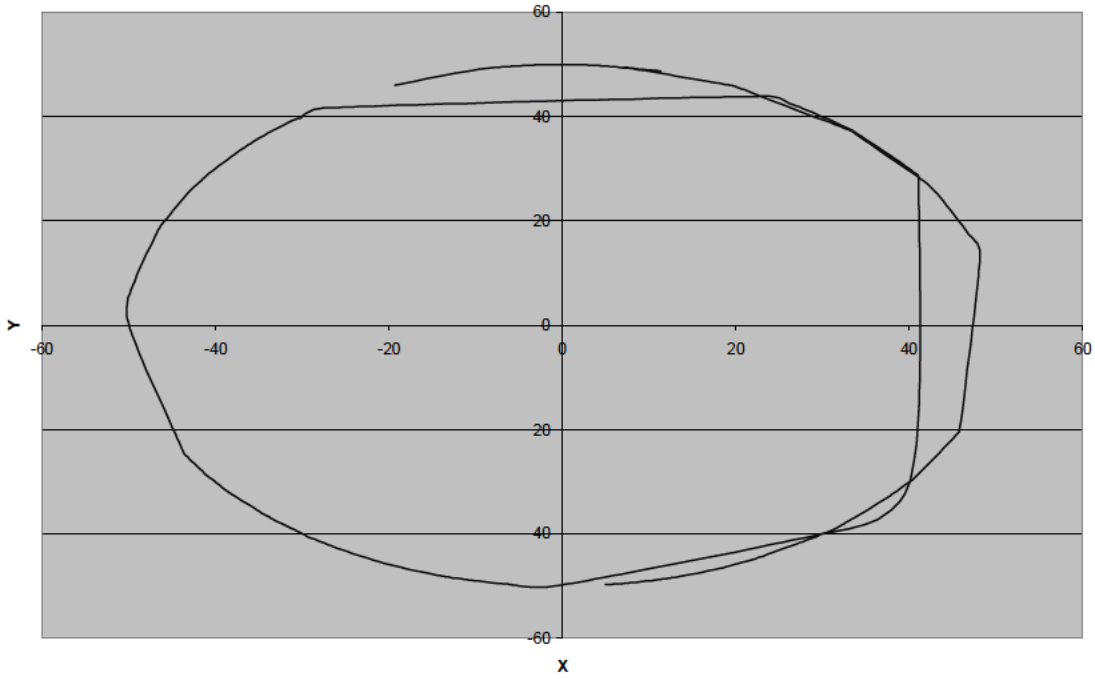


Рис.9. Данному маршруту соответствует путь S = 487 единиц

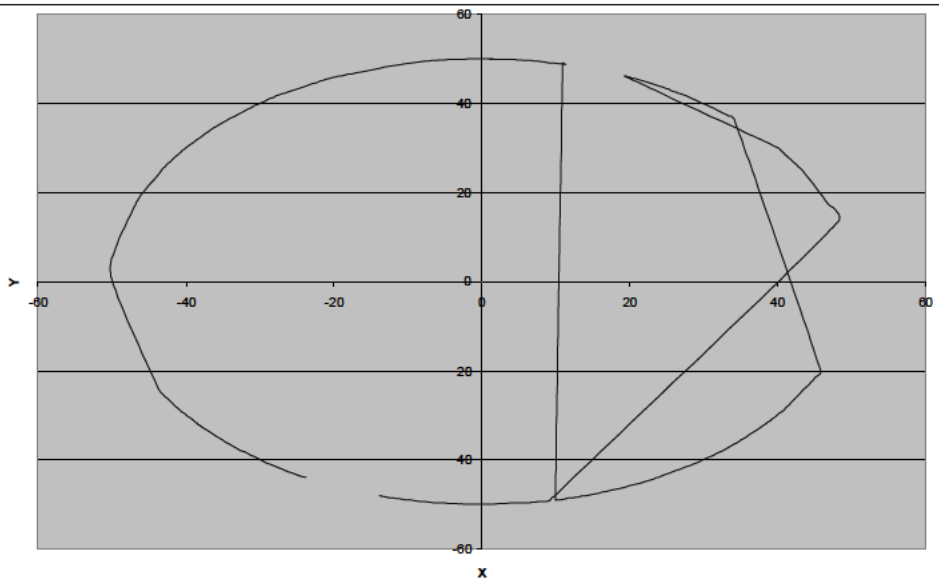


Рис.10. Данному маршруту соответствует путь S = 514 единиц

Как показали исследования, решение задачи коммивояжера для различных схем расположения объектов и большой вариантности процесса перемещения свидетельствует о возможности получения устойчивых решений, отличающихся от оптимального на 10-15 процентов в пределах 0,5-2 часов работы компьютера. Данное обстоятельство позволяет утверждать, что данный подход является также эффективным и в классе дискретных оптимизационных задач.

Список литературы

1. Комплекс оптимизационных программ [Электронный ресурс] / В.А. Ковешников, Д.И. Троицкий. [и др.] Режим доступа: http://www.genoptim.narod.ru/, http://www.genoptim.narod.ru/RUS, http://www.genoptim.narod.ru/ENG.

2. Абакаров А.Ш. Статистическое исследование одного алгоритма глобальной оптимизации // Труды ФОРА. 2004. №9. С. 56-68.

3. Батищев Д.И. Оптимизация многоэкстремальных функций с помощью генетических алгоритмов // Высокие технологии в технике, медицине и образовании. Воронеж: Изд-во ВГТУ, 1997. Ч. 3. С. 23-34.

4. Baeck T. Evolutionary Algorithms in Theory and Practice // New York: Oxford University Press. 1996. P. 138-159.

5. Clement R.P. Genetic Algorithms and Bus-Driver Scheduling // Presented at the 6th International Conference for Computer-Aided Transport Scheduling, Lisbon, Portugal. 1993. P. 25-37.

6. More J.J. Testing Unconstrained Optimization Software // ACM Trans. Meth. Software. 1981. P. 17-41.

7. Гэри М. Вычислительные машины и труднорешаемые задачи. М.: Мир, 1982. 304 с.

8. Симанков В.С. Генетические алгоритмы и поиск оптимальных решений // Автоматизация и современные технологии. 2003. № 6. С. 39–45.

9. Новиков Ф.А. Дискретная математика для программистов. СПб: Питер, 2001. 304 с.

10. Романовский И.В. Дискретный анализ. СПб.: Невский диалект, 1999. 254 с.

V.A. Fatuev, V.A. Kovehnikov

PILOT STUDIES OF UNIVERSAL ALGORITHM SLUCHAYNO-GENETICHESKOY OF OPTIMIZATION

Results of pilot studies casually - genetic algorithm are considered. In qualities of dough known tasks of the direct-sales representative with the casual points located on a direct circle and the plane are used.

Key words: genetic algorithm, task of the direct-sales representative, parametrical optimization, uncertainty, test functions.

Получено 20.01.12

УДК 681.513

В.И. Ловчаков, д-р техн. наук, проф., 8(909)262-05-82, lovvi50@mail.ru
(Россия, Тула, ТулГУ),
А.М. Сапожников, асп., 8(920) 270-94-28, cpandemonium@gmail.com
(Россия, Тула, ТулГУ)

СИНТЕЗ КВАЗИОПТИМАЛЬНЫХ ПО БЫСТРОДЕЙСТВИЮ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ВЫСОКОГО ПОРЯДКА

Для линейных объектов высокого (n) порядка разрабатывается метод синтеза замкнутых систем управления, квазиоптимальных по критерию быстродействия. Данный метод основан на замене решения задачи быстродействия решением соответствующей задачи аналитического конструирования оптимального регулятора для рассматриваемого объекта по заданному определенным образом критерию качества, являющимся аналогом функционала обобщенной работы А.А. Красовского. Решение последней задачи найдено аналитически методом прогнозирующей модели.

Ключевые слова: система управления, фазовое пространство, критерий быстродействия, задача аналитического конструирования оптимального регулятора (АКОР), функция Беллмана-Ляпунова.

1. Постановка задачи исследования

Определение оптимального по быстродействию управления в форме обратной связи для объектов высокого порядка представляет собой сложную и далеко не решенную в проблему [1]. Для этих задач оптимального управления характерно, что их аналитическое решение с помощью класси-

ческих методов (принципа максимума Л.С. Понтрягина, динамического программирования Р. Беллмана) удается получить лишь в редких случаях. В связи с этим в современной теории управления разработаны различные способы нахождения аппроксимационного решения задачи оптимального быстродействия, результат которых называют *квазиоптимальным управлением*.

В работе предлагается новый метод конструирования квазиоптимальных по быстродействию регуляторов для линейных объектов высокого *(n ≥ 3)* порядка

$$\dot{X}(t) = A \cdot X(t) + B \cdot u(t), \quad \left|u(t)\right| \le U_{\max}, \tag{1}$$

где $\mathbf{X}(t) = \left(x_1(t), ..., x_n(t)\right)^{\mathrm{T}}$ – вектор фазовых координат объекта (фазовые координаты имеют физический смысл отклонений от заданного желаемого состояния объекта), $u(t)$ – управляющее воздействие, ограниченное значением $U_{\max}$, A, B – матрицы параметров объекта размерности $n \times n$ и $n \times 1$.

Метод основан на использовании результатов теории аналитического конструирования оптимальных регуляторов (АКОР) по функционалу обобщенной работы (ФОР) А.А. Красовского [2] и результатов решения так называемой задачи быстродействия одной координаты (БОК) [3].

Задача БОК формулируется следующим образом: *найти управление в форме обратной связи u(X), переводящее объект (1) из начального состояния X(0) = X_0 в целевую область*

$$\left|x_1(T)\right| \le \varepsilon_1, \tag{2}$$

за минимальное время T, причем при t > T синтезируемая замкнутая система управления остается в области (2).

Подчеркнем, что данная задача, в которой значения координат $x_2(T), x_3(T), ..., x_n(T)$ непосредственно не ограничиваются, имеет большое инженерное значение. Действительно, при $\varepsilon_1 = 0.05$ введенное время T совпадает с определением времени переходного процесса системы в классической теории автоматического управления [4]. В связи с этим задачу БОК можно рассматривать как задачу конструирования системы управления с минимальным инженерно определяемым (через параметр точности ε_1) временем регулирования.

Для решения задачи БОК в работе [3] предложен подход сведения этой задачи управления к решению задачи АКОР для рассматриваемых объектов (1) по следующему функционалу качества:

$$J_1 = \int_0^{\infty} \left[\left(x_1(t) / \varepsilon_1 \right)^{2q} + \gamma[X(t), u(t)] \right] dt \to \min \tag{3}$$

со значением целочисленного параметра q = 1,2,3,… достаточно большим (в пределе $q \to \infty$), причем специальным образом выбираемая функция $\gamma(X,u)$ является положительно определенной и гарантирует устойчивость

синтезируемой замкнутой системы и, соответственно, невыход ее из области $|x_1(t)| \le \varepsilon_1$ при $t \ge T$.

В указанных работах данный подход синтеза обоснован только геометрическими и физическими аргументами, что не является строгим доказательством подхода. Настоящая работа посвящена аналитическому обоснованию перехода от сформулированной задачи БОК к задаче АКОР с критерием качества, являющимся аналогом ФОР А.А. Красовского:

$$J_2 = \int_0^T \left[\left(x_1(t)/\varepsilon_1 \right)^{2q} + ru^2(t) + ru_{opt}^2(t) \right] dt \to \min, \qquad (4)$$

где $r > 0$ – весовой коэффициент критерия.

2. Взаимосвязь задач быстродействия, БОК и АКОР

Воспользуемся результатом работ Красовского Н.Н., Кирилловой Ф.М. и Петрова Ю.П. [4], в которых доказана возможность замены ограничения $|x(t)| \le 1$ ограничением $\int_0^T x^{2q}(t)dt \le T$ с последующим переходом к пределу $q \to \infty$. Для подтверждения эквивалентности указанной замены ограничений вслед за Петровым Ю.П., заметим, что условие

$$|x(t)| = 1 \qquad (5)$$

эквивалентно условию

$$\lim_{q\to\infty} \int_0^T x^{2q}(t)dt = T. \qquad (6)$$

Действительно, если $|x(t)| > 1$, то $x^{2q}(t) \to \infty$ при $q \to \infty$ и интеграл стремится к бесконечности; если же наоборот, хотя бы на небольшом интервале времени $|x(t)| < 1$, то $x^{2q}(t) \to 0$ и значение интеграла будет меньше T. Отсюда следует, что условие (1.6) будет выполняться только при $|x(t)| = 1$.

Отметим, что в задаче БОК конечное условие $|x_1(T)| \le \varepsilon_1$ с учетом положительности константы ε_1 равносильно условию $|x_1(t)/\varepsilon_1| \le 1$**,** причем строгое равенство

$$|x_1(t)/\varepsilon_1| = 1, \quad t \ge T \qquad (7)$$

не противоречит граничным условиям задачи БОК. Также подчеркнем, что синтезируемая система управления за счет обратных связей должна обеспечивать уменьшение начального отклонения сначала до единицы $x(t) \to 1$, а в дальнейшем и до нуля. На этом основании заменяя условие (7) в соответствии с эквивалентными равенствами (5) и (6) условием

$$\lim_{q\to\infty} \int_0^T \left(x_1(t)/\varepsilon_1 \right)^{2q} dt = T,$$

приходим к выводу, что в задаче БОК функционал качества

$$J_3 = \int_0^T \left(x_1(t) / \varepsilon_1 \right)^{2q} dt \to \min \qquad (8)$$

при $q \to \infty$ приближается к критерию быстродействия $T \to \min$. Таким образом, сформулированной задаче БОК можно поставить в соответствие следующую вариационную **задачу 1:** найти для объекта (1) управление в форме обратной связи, переводящее его из начального состояния $X(0) = X_0$ в конечное нулевое $X(T) = 0$ с минимальным значением функционала (8).

Данная задача известна в литературе [5] как аналог задачи Фуллера. Подчеркнем, что задача Фуллера была сформулирована и аналитически решена для объекта, представляющего собой двойной интегратор. Ее решение для объектов более высокого порядка, как и решение задачи быстродействия, представляет серьезные сложности и в настоящее время неизвестно. В связи с этим обстоятельством указанная задача была переформулирована в вариационную **задачу 2:** найти для объекта (1) управление в форме обратной связи, переводящее его из начального состояния $X(0) = X_0$ в конечное $X(T) = 0$ с минимальным значением функционала (4) вида А.А. Красовского.

Целесообразность применения ФОР (4) определяется тем, что применение функционала обобщённой работы, оптимизация по которому практически не изменяет существо технических требований, предъявляемых к движению оптимальной системы по сравнению, например, с квадратичным интегральным функционалом, существенным образом упрощает нахождение оптимальных управлений вследствие линейности дифференциального уравнения в частных производных, определяющего функцию Беллмана-Ляпунова и, соответственно, оптимальное управление. Действительно, согласно с основной теоремой А. А. Красовского [2], оптимальное управление, доставляющее минимум ФОР (4) на решениях уравнений объекта (1), определяется выражением

$$u(X) = -U_{\max} sat\left[\frac{1}{2rU_{\max}} \sum_{i=1}^{n} \frac{\partial S(X)}{\partial x_i} \cdot b_i \right], \qquad (9)$$

в котором функция $S(\mathbf{X})$ является вынужденным решением уравнения

$$\sum_{i=1}^{n} \frac{\partial S(X)}{\partial x_i} A_i(X) = -\left(x_1 / \varepsilon_1 \right)^{2q}, \quad A_i(X) = \sum_{j=1}^{n} a_{ij} x_j . \qquad (10)$$

Уравнение в частных производных (10) (уравнение Ляпунова) является линейным, что для нас при синтезе оптимального управления имеет принципиальное значение: для устойчивых линейных объектов (1) решение уравнения (10) может быть найдено аналитически методом прогнозирующей модели [2].

3. Решение задачи БОК

Метод прогнозирующей модели основан на использовании соотношения

$$S(X_0)=\int_0^{\infty}\left(x_1(t,X_0)/\varepsilon_1\right)^{2q}dt, \qquad (11)$$

где $x_1(t,X_0)$ – решение системы дифференциальных уравнений (1) относительно координаты $x_1(t)$ с начальным условием $X(0)=X_0$ и нулевым сигналом управления (движение прогнозирующей модели объекта). Для объектов (1) с вещественными корнями это решение представляется в виде

$$x_1(t,X_0)=\sum_{i=1}^{n}C_i e^{-t/T_i}, \qquad (12)$$

где T_i – постоянные времени объекта, C_i – постоянные интегрирования, определяемые исходя из заданных начальных условий объекта X_0. Если используется канонический вектор состояния $X(t)=\left(x_1(t),x_1^{(1)}(t),x_1^{(2)}(t),...,x_1^{(n-1)}(t)\right)^T$, то вектор постоянных интегрирования определяется выражением

$$C(X_0)=\begin{pmatrix}1 & 1 & 1 & \cdots & 1\\ -1/T_1 & -1/T_2 & -1/T_3 & \cdots & -1/T_n\\ 1/T_1^2 & 1/T_2^2 & 1/T_3^2 & \cdots & 1/T_n^2\\ \vdots & \vdots & \vdots & \cdots & \vdots\\ (-1/T_1)^{n-1} & (-1/T_2)^{n-1} & (-1/T_3)^{n-1} & \cdots & (-1/T_n)^{n-1}\end{pmatrix}^{-1}\cdot X_0\equiv D\cdot X_0. \qquad (13)$$

Для объекта (1), рассматриваемого в каноническом фазовом пространстве, согласно (11) - (13) находим

$$\frac{\partial S(X)}{\partial x_n}=\frac{1}{\varepsilon_1^{2q}}\frac{\partial}{\partial x_n}\int_0^{\infty}\left(\sum_{i=1}^{n}C_i e^{-t/T_i}\right)^{2q}dt=\frac{2q}{\varepsilon_1^{2q}}\frac{\partial}{\partial x_n}\int_0^{\infty}\left(\sum_{i=1}^{n}C_i(X)e^{-t/T_i}\right)^{2q-1}\left(\sum_{i=1}^{n}d_{in}e^{-t/T_i}\right)dt. \qquad (14)$$

Воспользовавшись обобщенной формулой бинома Ньютона, рассмотрим сомножитель

$$\left[C_1e^{-t/T_1}+\cdots+C_ne^{-t/T_n}\right]^{2q-1}\equiv\left(\overline{C}_1+\cdots+\overline{C}_n\right)^m=\sum_{q_1,q_2,\ldots,q_n=0}^{m=q_1+q_2+\cdots+q_n}\frac{m!}{q_1!q_2!\cdots q_n!}\overline{C}_1^{q_1}\overline{C}_2^{q_2}\cdots\overline{C}_n^{q_n} \qquad (15)$$

где $q_1, q_2,..., q_n$ – произвольные целые числа, сумма которых равна m.

Введем в рассмотрение коэффициенты

$$A(q_1,q_2,\cdots,q_n)=\frac{(m+1)!}{q_1!q_2!\cdots q_n!}\int_0^{\infty}e^{-q_1t/T_1}e^{-q_2t/T_2}\cdots e^{-r_nt/T_3}\left(\sum_{i=1}^{n}d_{in}e^{-t/T_i}\right)dt. \qquad (16)$$

С их использованием на основе выражений (14), (15) получаем

$$\frac{\partial S}{\partial x_4}=\frac{1}{\varepsilon_1^{2q}}\sum_{q_1,q_2,\ldots,q_n=0}^{2q-1=q_1+q_2+\cdots+q_n}A(q_1,q_2,\cdots q_n)C_1^{q_1}(X)C_2^{q_2}(X)\cdots C_n^{q_n}(X)$$

и соответственно общий вид оптимального управления (9) для рассматриваемых объектов:

$$u(X)=-U_{\max}sat\left[\frac{b}{2rU_{\max}\varepsilon_1^{2q}}\sum_{q_1,q_2,\ldots,q_n=0}^{2q-1=q_1+q_2+\cdots+q_n}A(q_1,q_2,\cdots q_n)C_1^{q_1}(X)C_2^{q_2}(X)\cdots C_n^{q_n}(X)\right]. \quad (17)$$

На основании изложенного можно предложить следующий метод решения задачи 2, а соответственно и задачи БОК:

1) находится движение заданного объекта (1) согласно выражениям (12), (13);
2) рассчитываются значения коэффициентов (16) производной функции Беллмана-Ляпунова;
3) находится оптимальное управление (17) задачи 2;
4) предельным при $r\to 0$ переходом в данном управлении определяется решение задачи 1 – квазиоптимальный по быстродействию закон обратной связи

$$u(X)=-U_{\max}sign\left[\sum_{q_1,q_2,\ldots,q_n=0}^{2q-1=q_1+q_2+\cdots+q_n}A(q_1,q_2,\cdots q_n)C_1^{q_1}(X)C_2^{q_2}(X)\cdots C_n^{q_n}(X)\right]. \quad (18)$$

Исследуем особенности предложенного метода синтеза на примерах.

3.1. Решение задачи БОК для объекта первого порядка

Рассмотрим устойчивый апериодический объект, описываемый дифференциальным уравнением

$$\dot{x}(t)=ax(t)+bu(t),\quad a=1/T_1,\quad b=K/T_1,$$

где T_1 – постоянная времени объекта, K – его коэффициент передачи.

Для данного объекта $x_1(t,X_0)\equiv x(t)=x_0e^{-t/T_1}$ и соответственно функция Беллмана-Ляпунова определяется соотношением

$$S(x_0)=\int_0^\infty\left(x_1(t,X_0)/\varepsilon_1\right)^{2q}dt=\int_0^\infty\left(x_0e^{-t/T_1}/\varepsilon_1\right)^{2q}dt=\frac{T_1}{2q}\cdot\left(x_0/\varepsilon_1\right)^{2q},$$

а управление выражением

$$u(x)=-U_{\max}sat\left[\frac{1}{2rU_{\max}}\frac{\partial S}{\partial x}\cdot b\right]=-U_{\max}sat\left[\frac{K}{2rU_{\max}}\cdot\left(x/\varepsilon_1\right)^{2q-1}\right].$$

Осуществляя в данном выражении предельный при $r\to 0$ переход, с учетом положительности величин $\varepsilon_1>0$, $(x)^{2q}\ge 0$ окончательно получаем

известное оптимальное по быстродействию управление $u(x) = -U_{\max} sign[x]$, что свидетельствует о работоспособности предложенного метода синтеза.

3.2. Решение задачи БОК для объекта второго порядка

3.2.1. Случай различных вещественных корней

Рассмотрим устойчивый объект, представляющий последовательное соединение двух апериодических звеньев $T_1T_2\ddot{x}(t) + (T_1 + T_2)\dot{x}(t) + x(t) = Ku(t)$, модель которого в каноническом фазовом пространстве задается дифференциальными уравнениями

$$\begin{cases} \dot{x}_1(t) = x_2(t), \\ \dot{x}_2(t) = a_1x_1(t) + a_2x_2(t) + bu(t), \quad |u(t)| \le U_{\max} \end{cases} \tag{19}$$

с параметрами $a_1 = -1/T_1T_2, \quad a_2 = -(1/T_1 + 1/T_2), \quad b = K/T_1T_2$.

Свободное движение объекта (19) *(u(t)=0)* описывается уравнениями

$$x_1(t) = C_1e^{-t/T_1} + C_2e^{-t/T_2}, \quad x_2(t) = \dot{x}_1(t) = \frac{-C_1}{T_1}e^{-t/T_1} - \frac{C_2}{T_2}e^{-t/T_2}, \tag{20}$$

в которых постоянные интегрирования определяются выражениями

$$C_1(X_0) = T_1(x_{10} + T_2x_{20})/(T_1 - T_2), \quad C_2(X_0) = T_2(x_{10} + T_1x_{20})/(T_2 - T_1). \tag{21}$$

Найдем производную функции Беллмана-Ляпунова (11):

$$\begin{aligned} \frac{\partial S(X)}{\partial x_2} &= \frac{\partial}{\partial x_2}\int_0^\infty \left(x_1(t,X)/\varepsilon_1\right)^{2q} dt = \frac{\partial}{\partial x_2}\int_0^\infty \left(C_1(X)e^{-t/T_1} + C_2(X)e^{-t/T_2}\right)^{2q} dt = \\ &= \frac{2qT_1T_2}{\varepsilon_1^{2q}(T_1 - T_2)}\int_0^\infty \left(C_1(X)e^{-t/T_1} + C_2(X)e^{-t/T_2}\right)^{2q-1}\left(e^{-t/T_1} - e^{-t/T_2}\right)dt. \end{aligned} \tag{22}$$

При вычислении интеграла (22) воспользуемся формулой бинома Ньютона

$$\left(C_1e^{-t/T_1} + C_2e^{-t/T_2}\right)^m = \sum_{i=0}^m K_m^i\left(C_1e^{-t/T_1}\right)^{m-i}\left(C_2e^{-t/T_2}\right)^i = \sum_{i=0}^m K_m^i C_1^{m-i}C_2^i e^{-t(m-i)/T_1 - ti/T_2}, \tag{23}$$

где $K_m^i = m!/i!(m-i)!$ - биномиальные коэффициенты.

Подставив соотношение (23) в интеграл (22), получим

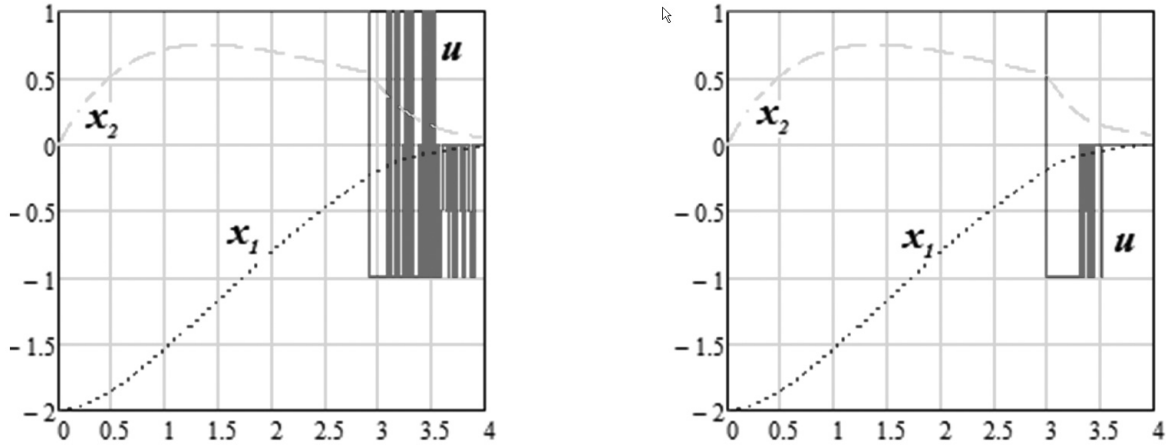
$$\frac{\partial S(X)}{\partial x_2} = \frac{2qT_1T_2}{\varepsilon_1^{2q}(T_1 - T_2)}\sum_{i=0}^{2q-1} \bar{K}_{2q}^i C_1(X)^{2q-1-i}C_2(X)^i \tag{24}$$

с коэффициентами

$$\bar{K}_{2q}^i = K_{2q}^i/[2q + i(T_1/T_2 - 1)][(2q-1)T_2/T_1 + 1 + i(1 - T_2/T_1)].$$

В этом случае закон управления (9) принимает вид

$$u(X) = -U_{\max} sat\left[\frac{qK}{rU_{\max}\varepsilon_1^{2q}}\sum_{i=0}^{2q-1} \bar{K}_{2q}^i C_1(X)^{2q-1-i}C_2(X)^i\right]. \tag{25}$$



а ***б***

Рис. 1. Переходные процессы квазиоптимальной по быстродействию САУ (время $t_{пп}$ определялось по моменту вхождения в зону ε_1): а - q=4, $t_{пп}$=3.508; б - q=8, $t_{пп}$=3.42

На рис. 1 представлены результаты моделирования системы с законом управления (24) объектом с параметрами $T_1=1$, $T_2=2$, $K=1$, $U_{max}=1$, $\varepsilon_1=0.06$, $d=0.001$ (зона нечувствительности реле) при изменении показателя степени q. Анализируя процессы рис.1, легко заметить, что они приближаются к переходному процессу строго оптимальной системы, имеющей моменты переключения управления $t_1=3.109$, $t_2=3.732$ (они найдены с использованием пакета TAU 2.5).

3.2.2. Случай комплексных корней

Рассмотрим колебательное звено $T^2\ddot{x}(t)+2\xi T\dot{x}(t)+x(t)=Ku(t)$ с постоянной времени $T_0=T$ и коэффициентом затухания ξ, модель которого в каноническом фазовом пространстве представляется дифференциальными уравнениями (18) с параметрами $a_1=-1/T^2$, $a_2=-2\xi/T$, $b=K/T^2$.

Свободное движение этого объекта описывается уравнениями [4]

$$\begin{aligned} x_1(t) &= C_1 e^{-t/T_0} Sin\omega t + C_2 e^{-t/T_0} Cos\omega t, \quad \omega = 2\pi T_1 = 2\pi T \Big/ \sqrt{1-\xi^2}, \\ x_2(t) &= \dot{x}_1(t) = \frac{-1}{T_0} e^{-t/T_0}\left(C_1 Sin\omega t + C_2 Cos\omega t\right) + e^{-t/T_0}\left(C_1\omega Cos\omega t - C_2\omega Sin\omega t\right), \end{aligned} \tag{26}$$

в которых постоянные интегрирования определяются выражениями

$$C_1(X_0) = T_1(x_{10}+T_0x_{20})/2\pi T_0, \quad C_2(X_0) = x_{10}. \tag{27}$$

Определим производную функции Беллмана-Ляпунова (11):

$$\frac{\partial S(X)}{\partial x_2}=\frac{\partial}{\partial x_2}\int_0^{\infty}\left(x_1(t,X)/\varepsilon_1\right)^{2q}dt=\frac{1}{\varepsilon_1^{2q}}\frac{\partial}{\partial x_2}\int_0^{\infty}\left(C_1(X)e^{-t/T_0}Sin\omega t+C_2(X)e^{-t/T_0}Cos\omega t\right)^{2q}dt=$$

$$=\frac{qT_1}{\pi\varepsilon_1^{2q}}\int_0^{\infty}\left(C_1(X)e^{-t/T_0}Sin\omega t+C_2(X)e^{-t/T_0}Cos\omega t\right)^{2q-1}e^{-t/T_0}Sin\omega t dt.$$

Воспользовавшись формулой бинома Ньютона (23), получаем

$$\frac{\partial S(X)}{\partial x_2}=\frac{qT_1}{\pi\varepsilon_1^{2q}}\sum_{i=0}^{2q-1}C_1(X)^{2q-1-i}C_2(X)^i K_{2q-1}^i\int_0^{\infty}e^{-2qt/T_0}\left(Sin\omega t\right)^{2q-i}\left(Cos\omega t\right)^i dt. \quad (28)$$

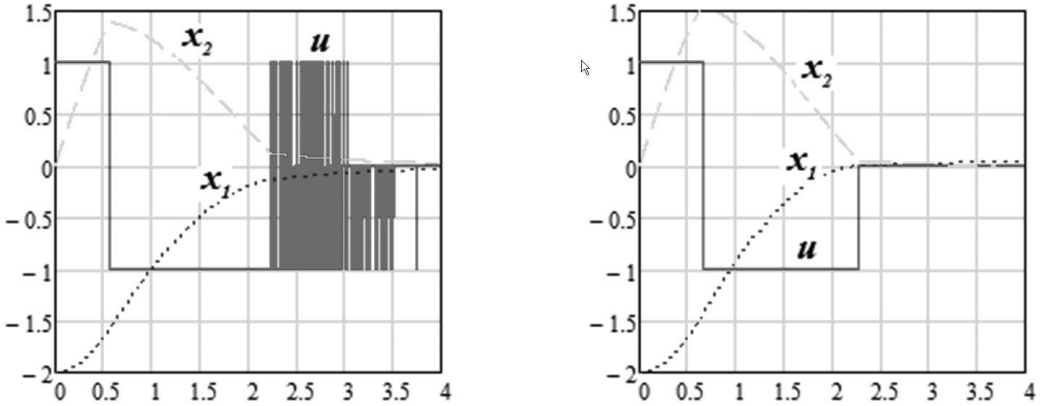
Введя в рассмотрение коэффициенты

$$\bar{K}_{2q-1}^i=K_{2q-1}^i\int_0^{\infty}e^{-2qt/T_0}\left(Sin\omega t\right)^{2q-i}\left(Cos\omega t\right)^i dt,$$

на основе соотношения (9) записываем оптимальный закон управления

$$u(X)=-U_{\max}sat\left[\frac{qKT_1}{2\pi rT_0^2U_{\max}\varepsilon_1^{2q}}\sum_{i=0}^{2q-1}\bar{K}_{2q}^i C_1(X)^{2q-1-i}C_2(X)^i\right]. \quad (29)$$

На рис. 2 представлены результаты моделирования системы с законом управления (28) объектом с параметрами $T=1$, $\zeta=0.25$, $K=1$, $U_{max}=1$, $\varepsilon_1=0.06$, $d=0.001$ при изменении показателя степени q. Анализ процессов рис.2 показывает, что они также приближаются к переходному процессу строго оптимальной системы, имеющей моменты переключения управления $t_1=0.657$, $t_2=2.312$, причем скорость приближения несколько выше, чем для апериодического объекта (сравни с рис. 1). При этом подчеркнем, что, несмотря на колебательный характер объекта управления, переходные процессы в квазиоптимальных системах имеют апериодический вид, т.е. колебательность объекта практически не влияет на работоспособность метода.



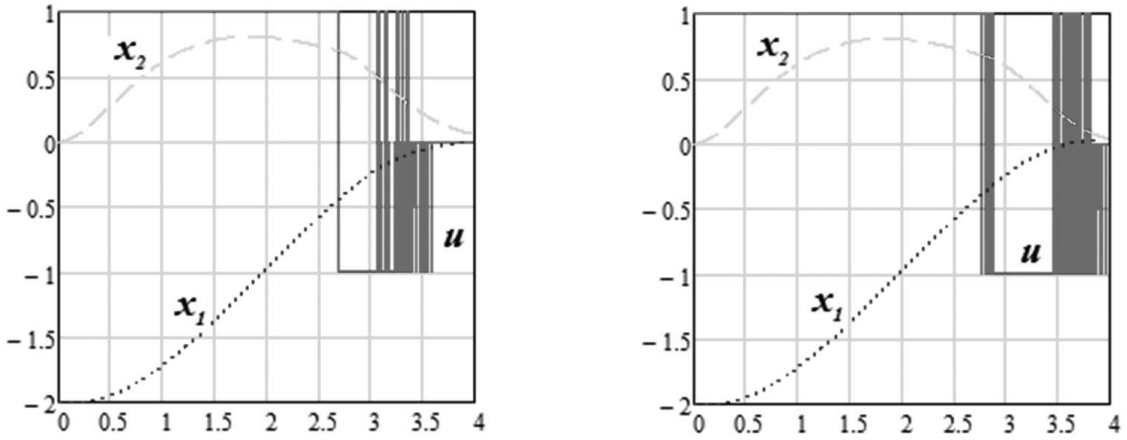
а *б*

Рис. 2. Переходные процессы квазиоптимальной по быстродействию САУ с колебательным объектом: а - q=4, $t_{пп}$=3.16; б - q=8, $t_{пп}$=1.964

3.3. Решение задачи БОК для объектов третьего и более высоких порядков

Аналогичного характера получены результаты моделирования квазиоптимальных по быстродействию систем управления объектами третьего и четвертого порядков (см. рис. 3 и 4).

Результаты моделирования системы для объекта, представляющего последовательное соединение трех апериодических звеньев с параметрами $T_1=0.5,\ T_2=1,\ T_3=2,\ K=1,\ U_{max}=1,\ \varepsilon_1=0.06,\ d=0.001$ представлены на рис. 3. Анализ процессов рис. 3 показывает, что они также приближаются к переходному процессу строго оптимальной системы, имеющей моменты переключения управления $t_1=2.773,\ t_2=3.735,\ t_3=4.003$.

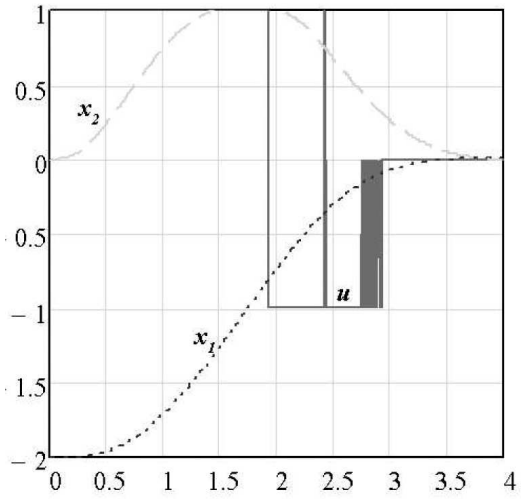


а *б*

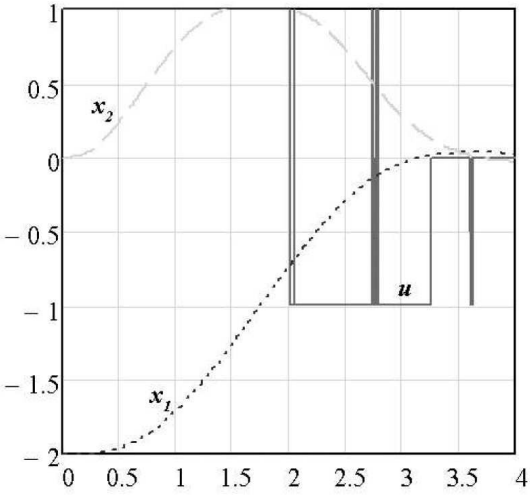
Рис. 3. Переходные процессы квазиоптимальной по быстродействию САУ с апериодическим объектом третьего порядка: а - q=4, $t_{пп}$=3.496; б - q=7, $t_{пп}$=3.372

На рис. 4 приведены результаты моделирования системы управления объектом, представляющего последовательное соединение четырех апериодических звеньев с параметрами $T_1=0.25,\ T_2=0.5,\ T_3=0.75,\ T_4=1,\ K=1,\ U_{max}=1,\ \varepsilon_1=0.06,\ d=0.001$.

Они также свидетельствуют о приближении процессов квазиоптимальных систем при увеличении степени q критерия (4) к процессу строго оптимальной системы, имеющей следующие моменты переключения управления $t_1=2.092,\ t_2=2.960,\ t_3=3.374,\ t_4=3.496$. Необходимо отметить, что с повышением порядка объекта скорость приближения решения к переходному процессу строго оптимальной системы уменьшается.



а



б

Рис. 4. Переходные процессы квазиоптимальной по быстродействию САУ с апериодическим объектом четвертого порядка: а - q=2, $t_{пп}$=3.036; б - q=4, $t_{пп}$=2.928

В целом результаты моделирования подтверждают хорошую работоспособность метода синтеза оптимальных систем управления.

Список литературы

1. Нейдорф Р.А., Чан Н.Н. Рекуррентно-диффеоморфный синтез квазиоптимальных по быстродействию ограниченных законов управления. // Информатика и системы управления. 2006. № 2(12). С. 119-128.

2. Красовский А. А., Буков В. Н., Шендрик В. С. Универсальные ал-

горитмы оптимального управления непрерывными процессами. М.: Наука, 1977.

3. Ловчаков В.И. К проблеме быстродействия систем управления по одной (нескольким) координатам // Системы управления электротехническими объектами: труды 3-й Всероссийской науч.-прак. конф. Тула: Изд-во ТулГУ, 2005. С. 111-113.

4. Абдулаев Н.Д., Петров Ю.П. Теория и методы проектирования оптимальных регуляторов. Л.: Энергоатомиздат, 1985. 240 с.

5. Зеликин М.И., Борисов В.Ф. В Режимы учащающихся переключений в задачах оптимального управления // Труды Математического института АН СССР. 1991. Т. 197. С. 85-166.

V.I. Lovchakov, A.M. Sapozhnikov

SYNTHESIS OF QUASIOPTIMAL PERFORMANCE CONTROL FOR HIGH ORDER SYSTEMS

Method of synthesis of quasioptimal performance closed-loop control system for high-order linear objects. It is based on the replacement of solving performance-related problem by the respective analytical construction of optimal regulator. The performance criterion is chosen in a special way and it is similar to the A.A. Krasovskiy functional of generalized operation. The solution of the latter problem was found analytically using the method of predictive model.

Key words: control system, phase space, criterion of optimal performance, problem of analytical construction of optimal regulator, Bellman-Lyapunov function.

Получено 20.01.12

ТЕХНОЛОГИИ И ОБОРУДОВАНИЕ ОБРАБОТКИ МЕТАЛЛОВ ДАВЛЕНИЕМ

УДК 621.983; 539.374
С.С. Яковлев, д-р техн. наук, проф., (4872) 35-14-82,
mpf-tula@rambler.ru (Россия, Тула, ТулГУ),
В.Д. Кухарь, д-р техн. наук, проф., (4872) 35-14-82,
mpf-tula@rambler.ru (Россия, Тула, ТулГУ),
К.С. Ремнев, канд. техн. наук, доц., (4872) 35-14-82,
mpf-tula@rambler.ru (Россия, Тула, ТулГУ),
А.К. Талалаев, д-р техн. наук, проф., (4872) 35-14-82,
mpf-tula@rambler.ru (Россия, Тула, ТулГУ)

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС ИЗГОТОВЛЕНИЯ ПОЛУТОРОВЫХ ДНИЩ

Приведен технологический процесс изготовления полуторовых днищ методами вытяжки и реверсивной вытяжки из алюминиевого сплава АМг6.

Ключевые слова: технологический процесс, механические свойства, вытяжка, реверсивная вытяжка, заготовка, напряжение, разрушение, полутор, днище.

В ракетно-космической технике широко используются торовые днища, изготавливаемые из двух отштампованных полуторов. Основными критериями при выборе материала для бака являются запас прочности, долговечность и малая масса.

Качественная штамповка тонкостенных полуторовых днищ с минимальным утонением и отсутствием гофр представляет весьма сложную технологическую задачу. Для изготовления тонкостенных торовых днищ, как правило, применяют реверсивный метод штамповки [1-5].

Высокие требования надежности при низкой массе конструкций обусловили необходимость поиска и разработки новых методов штамповки торовых днищ. Внедрен и апробирован в производстве метод штампов-

ки тонкостенных (1...4 мм) полуторовых днищ с применением ступенчатого набора металла, осуществляемый на универсальных гидравлических прессах.

Сущность метода ступенчатого набора состоит в следующем:

1. Для устранения утонения стенок применяется предварительный набор металла, осуществляемый в штампах, выполняемых с обязательным обеспечением степеней вытяжки (коэффициента вытяжки), свойственных штампуемому металлу.

2 Устранение радиального гофрообразования осуществляется путем применения каскада цилиндрических ступеней набора металла, по геометрии близкого к контуру вписанного радиуса днища.

3. В предварительных операциях набор металла для торовых днищ осуществляется не полностью (около 90 % расчетной заготовки). Недостающее количество металла в наборе восполняется в процессе окончательной вытяжки дотяжкой из фланца. Для набора разработаны универсальные сборные переналаживаемые штампы (УСПШ). Придание штампам универсальности, для набора металла по переходам, достигается путем расчета и выбора размеров диаметров ступеней по минимальным степеням вытяжки, марок материалов, подлежащих штамповке. Зазоры между матрицей и пуансоном устанавливаются по максимальным толщинам днищ, подлежащих изготовлению. Колебание возможных зазоров в диапазоне 1...3 мм сверх штампуемых толщин для предварительных операций существенного влияния на качество штамповки не оказывает.

Располагая достаточным комплектом универсальных переналаживаемых штампов, при запуске в производство новых типоразмеров днищ необходимо в каждом конкретном случае изготовление только одного штампа для окончательной вытяжки, а при применении методов беспрессовой окончательной формовки и калибровки, например, взрывом, - только одной матрицы с прижимом.

Разработка технологических процессов и параметров инструмента для изготовления полуторовых днищ методами вытяжки и реверсивной вытяжки включает в себя ряд основных элементов.

Приведем последовательность расчетов технологического процесса изготовления полуторовых днищ.

1. Расчет диаметра исходной заготовки производится по известным формулам [1-5].

2. Построение переходов ступенчатого набора для торовых днищ производятся графоаналитическим способом.

Для этой цели в масштабе наносится сетка универсальных вытяжных штампов и на этой сетке в том же масштабе вычерчивается контур торового днища.

Количество переходов (ступеней) будет зависеть от

а) степени вытяжки, принятой для универсальных штампов;

б) размеров полуторовых днищ.

Как было выше сказано, площадь набора металла должна быть несколько меньше расчетной площади для образования днища, а именно: $F_1 = 0{,}95F$ - для сферического днища; $F_1 = 0{,}90F$ - для торового днища, где F - расчетная площадь днища с фланцем, ограниченная диаметром A.

На рис. 1 изображено сечение контура матрицы окончательного штампа и контур ступенчатого набора для крупногабаритного торового днища. Однако полностью выгладить кольцевые гофры (следы ступенчатого набора металла) обтяжкой по пуансону в средней части тора не представляется возможным. Поэтому конструктивно матрицу членят на две части: наружное торовое кольцо и внутренний торовый вкладыш с разъемом по среднему диаметру A.

Такая конструкция матрицы позволяет вначале оформить внутреннюю часть торового днища, для чего под вкладыш накладываются мерные бруски высотой 100...120 мм и, давая нормальное давление на фланец, обжимают среднюю часть тора, затем бруски удаляют и формуют наружную часть тора с подтяжкой с фланца.

Кроме того, конструкция разъемной матрицы облегчает решение вопроса выталкивания днища из матрицы.

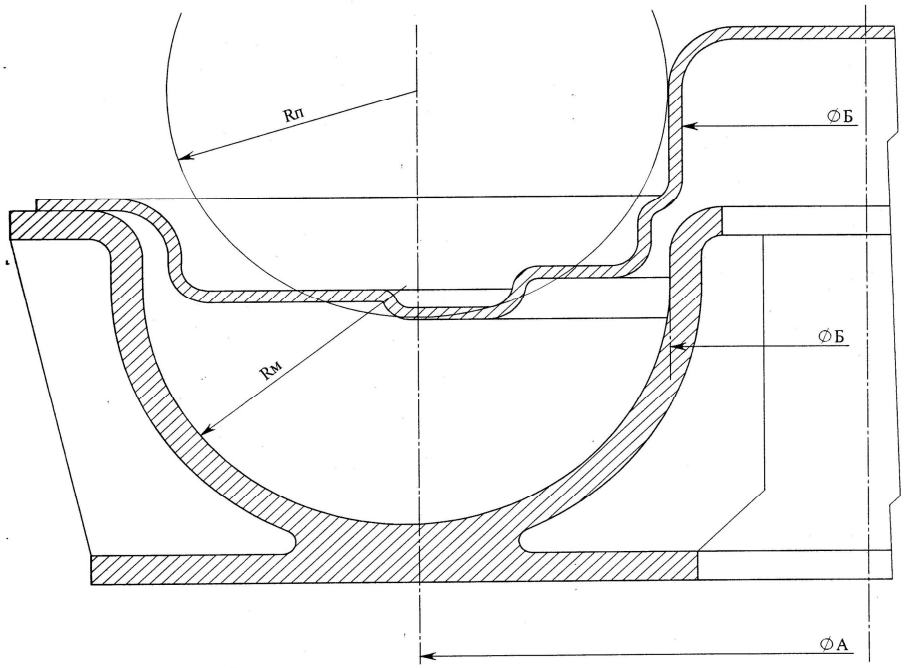


Рис. 1. Сечение контура матрицы окончательного штампа и контур ступенчатого набора для крупногабаритного торового днища

3. При построении ступенчатого набора для торового днища с примененном УСПШ следует иметь в виду последнюю ступень внутренней части выполнять диаметром, равным внутреннему диаметру тора $Б$, а набор металла для внутренней части должен быть равен площади внутренней

части торового днища, ограниченной диаметром A (рис. 1).

Для повышения точности обводов торового днища применяют калибровку взрывом в специальном штампе или прессовую калибровку в специальной оправе, в нагретом состоянии, совмещенным с операцией отжига.

Прессовая калибровка с обтяжкой по оправке предпочтительней. Заслуживает внимания также метод ступенчатого набора с использованием конструкции штамповой оснастки дополненной электрообогревом путем монтажа ТЭНов в прижимах и кольцах матриц. Нагрев заготовки осуществляется теплом рабочих элементов штампов (с регламентированной выдержкой) контактным способом.

4. Силовые режимы и предельные возможности формоизменения первой операции вытяжки без утонения стенки осесимметричных деталей из анизотропных материалов определяются по рекомендациям, приведенным в работе [5].

Замечание: при назначении величины коэффициентов вытяжки необходимо учитывать рекомендации по степени использования запаса пластичности В.Л. Колмогорова и А.А. Богатова [6, 7].

5. Силовые режимы и предельные возможности формоизменения операции реверсивной вытяжки осесимметричных деталей из анизотропных материалов определяются по методике, приведенной в работе [5].

6. Определение величины разнотолщинности осесимметричных полуфабрикатов производится по рекомендациям, приведенным в работе [5].

7. Корректировка пооперационных коэффициентов вытяжки и силы прижима осуществляется для обеспечения минимальной величины разностенности изготавливаемых осесимметричных полуфабрикатов.

Применение метода ступенчатого набора металла для изготовления полусферических и полуторовых днищ дает основание сделать следующие заключение.

1. Ступенчатый набор металла является универсальным методом, имеющим значительные преимущества перед другими, и применим в широком диапазоне технических требований.

2. Ступенчатый набор устраняет радиальное гофрообразование при относительных толщинах 0,003...0,001 и менее, неизбежное при иных, известных методах штамповки.

3. Применение ступенчатого набора значительно уменьшает утонение исходной толщины заготовки.

4. Применение универсальных переналаживаемых штампов для предварительного набора, с перепадом диаметров по минимальным степеням вытяжки, позволяет:

а) штамповать в холодном состоянии тонколистовые, высокопрочные и труднодеформируемые сплавы, в том числе титановые;

б) в ряде случаев сократить количество межоперационных отжигов;

в) производить операции по набору металла в значительном диапазоне типоразмеров сферических и эллиптических днищ, конических и цилиндрических деталей;

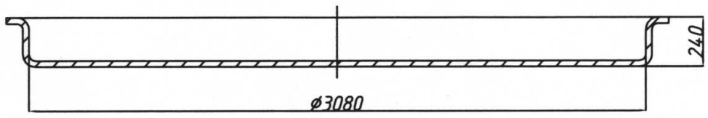
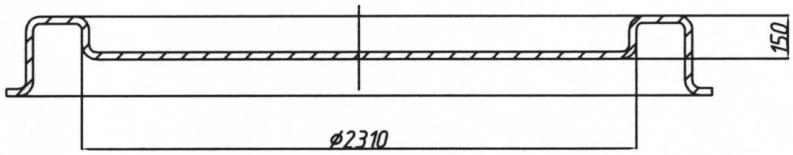
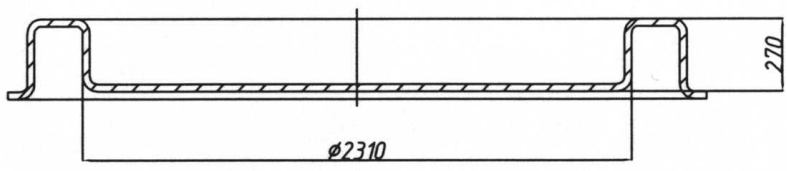
г) значительно сократить сроки технической подготовки производства при запуске новых изделий, так как при этом необходимо изготовление только одного окончательно формующего штампа;

д) качественно изготовлять тонкостенные цельноштампованные днища с относительной толщиной до 0,001...0,0005.

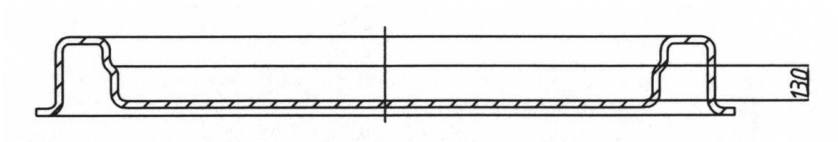
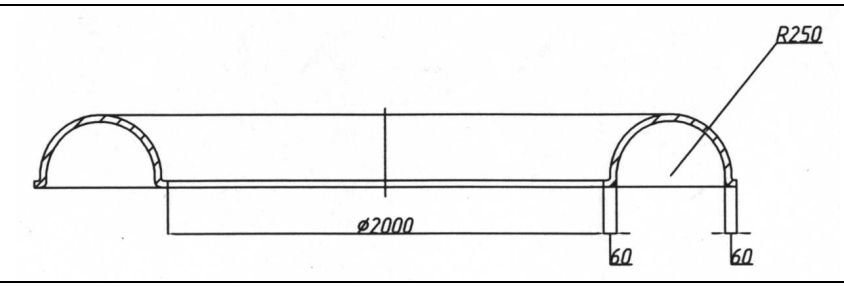
5. Изложенный метод штамповки днищ с применением универсальных переналаживаемых штампов в значительной мере отвечает возросшим требованиям надежности конструкции при малой массе, а также снижению трудозатрат на изготовление командных узлов изделий.

Разработанные рекомендации по проектированию технологических процессов изготовления полуторовых днищ использованы при усовершенствовании технологического процесса изготовления заготовок детали «Полутор» из алюминиевого сплава АМг6 толщиной 3,5 мм. Последовательность формообразующих операций технологического процесса изготовления заготовок детали «Полутор» из алюминиевого сплава АМг6 приведены в таблице.

Технологический процесс изготовления заготовок детали «Полутор»

Перечень операций	Эскизы полуфабрикатов
1. Термообработка (отжиг) 2. Вытяжка первая. (Пресс гидравлический силой 10 МН)	
3. Термообработка (отжиг) 4. Вытяжка реверсивная (Пресс гидравлический силой 10 МН)	
5. Термообработка (отжиг) 6. Вытяжка реверсивная (Пресс гидравлический силой 10 МН)	

Окончание

Перечень операций	Эскизы полуфабрикатов
7. Термообработка (отжиг) 8. Вытяжка реверсивная (Пресс гидравлический силой 10 МН)	
9. Термообработка (отжиг) 10. Калибровка (Пресс гидравлический силой 10 МН)	

На рис. 2 представлена деталь «Полутор» из алюминиевого сплава АМг6.



Рис. 2. Полуторовое днище из алюминиевого сплава АМг6

Технологический процесс обеспечивает изготовление крупногабаритных тонкостенных заготовок полуторовых деталей с минимальной величиной разностенности (до 8 %), заданную величину степени использо-

вания ресурса пластичности, эксплуатационные требования и снижение трудоемкости их изготовления, сокращение сроков подготовки производства. При холодной штамповке в универсальных штампах (матричных кольцах) нет необходимости в дорогостоящих штампах с обогревом.

Работа выполнена по государственным контрактам в рамках федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 - 2013 годы и грантам РФФИ.

Список литературы

1. Попов Е.А. Основы теории листовой штамповки. М.: Машиностроение, 1968. 283 с.

2. Мельников Э.Л. Холодная штамповка днищ. 2-е изд., пераб. и доп. М.: Машиностроение, 1986. 192 с.

3. Яковлев С.П., Яковлев С.С., Андрейченко В.А. Обработка давлением анизотропных материалов. Кишинев: Квант. 1997. 331 с.

4. Романовский В.П. Справочник по холодной штамповке. Л.: Машиностроение, 1979. 520 с.

5. Яковлев С.С., Трегубов В.И. Теория и технология изготовления крупногабаритных осесимметричных деталей ответственного назначения из высокопрочных анизотропных материалов / под ред. С.С. Яковлева. Тула: Изд-во ТулГУ, 2011. 232с.

6. Колмогоров В.Л. Механика обработки металлов давлением. Екатеринбург: Уральский государственный технический университет (УПИ), 2001. 836 с.

7. Богатов А.А. Механические свойства и модели разрушения металлов. Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2002. 329 с.

S.S. Yakovlev, V.D. Kuhar, K.S. Remnev, A.K. Talalaev

TECHNOLOGICAL PROCESS OF MANUFACTURING OF POLUTOROVS OF THE BOTTOMS

Technological process of manufacturing of the polutorovy bottoms by methods of an extract and reversive extract of aluminum alloy AMg6 is given.

Key words: technological process, mechanical properties, extract, reversive extract, preparation, tension, destruction, half-notch, bottom.

Получено 20.01.12

УДК 621.98.073.
Г.В. Панфилов, д-р техн. наук, проф., +7910-557-33-41,
tulpan.2000@yandex.ru (Россия, Тула, ТулГУ),
П.В. Судаков, асп., +7960-614-88-91, sudakov-mpf@mail.ru
(Россия, Тула, ТулГУ)

АНАЛИЗ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СООТНОШЕНИЙ МЕХАНИЗМА ПОДАЧИ ПЛОСКИХ КРУГЛЫХ ЗАГОТОВОК РАЗЛИЧНОГО ДИАМЕТРА В ШТАМП ВЫРУБКИ-ПРОБИВКИ

Приведены результаты расчета кинематических параметров механизма подачи заготовок в универсальном штампе для вырубки и пробивки трехслойных кольцевых уплотнителей с центральным металлическим слоем. Конструкции перенастраиваемых узлов штампа предусматривают автоматизированную подачу плоских круглых заготовок различного диаметра.

Ключевые слова: штамп, вырубка, пробивка, кинематика, механизм подачи.

Расчет кинематических параметров любого механизма является важным этапом проектирования, обеспечивающим его надежную работу. Питание штампа производится с помощью регулируемого на различные диаметры заготовок вертикального магазина загрузки. Подача заготовок на линию обработки осуществляется с помощью шиберного устройства, позволяющего регулировать величину перемещения заготовок различного диаметра при их движении от оси подачи до оси обработки (рис. 1). Привод шиберного устройства подачи производится от пневмоцилиндра, работающего под действием сжатого воздуха.

На первой операции выполняют пробивку на провал, а полуфабрикат выталкивается из зоны обработки и сбрасывается в тару, расположенную сбоку пресса, последующим рабочим ходом шибера, т.е. следующей заготовкой, передвигающейся в зону обработки. После изготовления партии указанных выше полуфабрикатов производят смену инструмента с установкой вырубных пуансона и матрицы, затем осуществляют вырубку (обрезку внешнего отхода) изделий всей партии [1, 2]. Здесь на провал удаляется готовая деталь, а отход выталкивается движением последующего полуфабриката. Ориентированное перемещение заготовки от магазина загрузки осуществляется с помощью направляющего узла, регулируемого как на диаметр перемещаемой заготовки, так и на её толщину. Для реализации выше указанных операций необходимо произвести расчет величины хода шибера и его исходного положения относительно оси загрузки, а также получить графические зависимости для облегчения нахождения данных параметров [3, 4].

Универсальность проектируемого механизма подачи заготовок, связанная с необходимостью вырубки-пробивки деталей с различными значениями наружного и внутреннего диаметров, приводит к изменяемой вели-

чине хода шибера в зависимости от наружного диаметра заготовки. При этом целесообразно не изменять расстояние между осями загрузки заготовок и вырубки-пробивки колец. На рис. 1 приведена схема расположения заготовок различного диаметра на участке от оси загрузки заготовок до оси вырубки-пробивки, позволяющая определить соответствующую величину хода шибера, передвигающего заготовки в зону обработки.

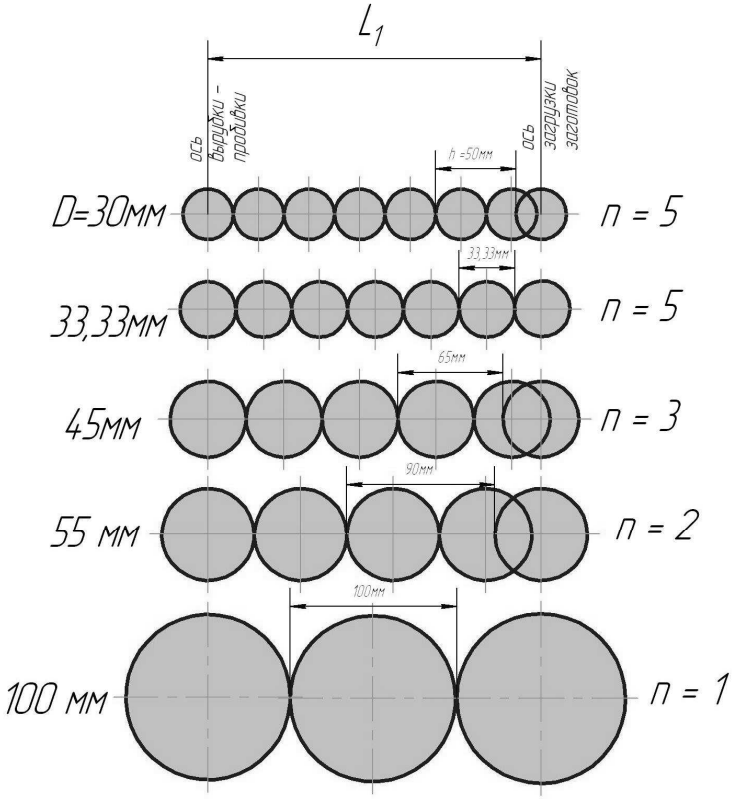


Рис. 1. Схема для расчета величины хода шибера в зависимости от диаметра заготовки

Важнейшим показателем при расчете величин хода h и регулировки хода Δh шибера, при заданном расстоянии $L = 200$ мм между вертикальными осями загрузки заготовок в магазин и вырубки деталей в штампе, является число n заготовок, размещающихся на линии подачи L без учета заготовок, зафиксированных на оси загрузки заготовок и оси вырубки (т.е. двух, попадающих в размер L лишь на половину). Диапазон заготовок, из которых вырубаются детали в данном штампе, соответствует изменению их диаметра от 30 до 100 мм. Величина хода h шибера, необходимая для подачи очередной заготовки диаметром D на ось вырубки, определяется зависимостью $h = L - n \cdot D$. При заданной длине линии подачи $L = 200$ мм, зависимость для определения величины хода шибера с перемещаемой заготовкой примет вид

$$h = L - n - D = 200 - n - D. \qquad (1)$$

Если значения диаметра D попадает на границу интервала, то в формулу (1) подставляют и, соответствующее нижней границе интервала,

т.е. меньшее из двух возможных n. На рис. 2 приведена графическая зависимость величины h хода шибера от диаметра D заготовки, установлен диапазон изменения хода шибера $\Delta h = 100$ мм, минимальное $h_{\min} = 33,35$ мм и максимальное $h_{\max} = 133,33$ мм значения величин этого хода для заготовок диаметром от 30 до 100 мм.

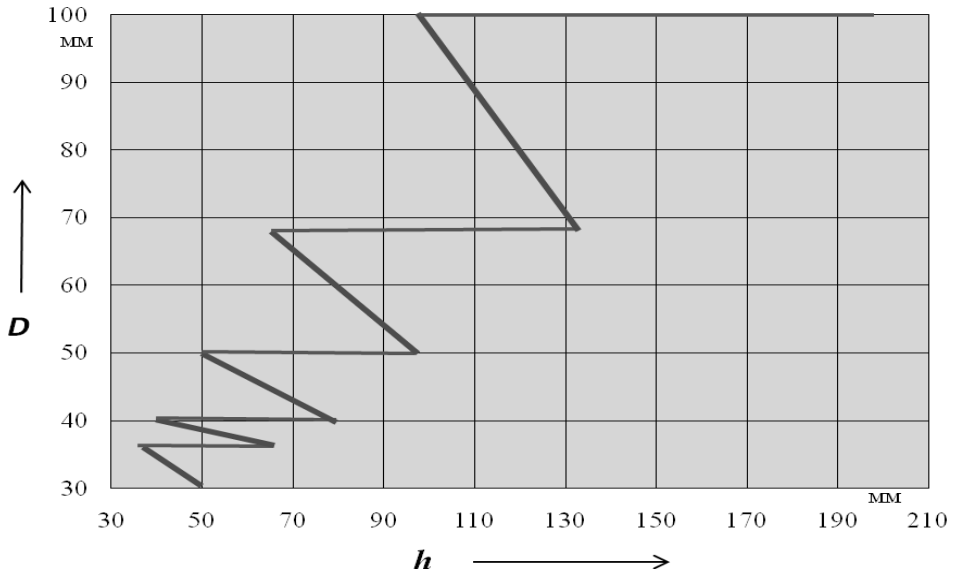


Рис. 2. Зависимость величины хода шибера от диаметра заготовки

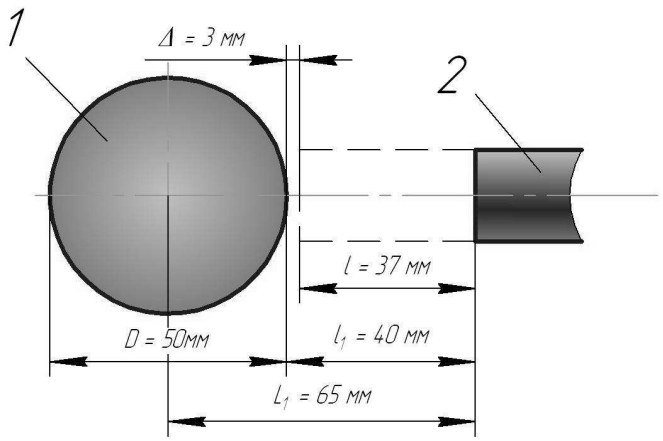


Рис. 3. Схема для расчета расстояния от оси загрузки заготовок до подающего торца шибера: 1 - заготовка; 2 - шибер; Δ - гарантированный минимальный зазор между заготовкой и передним торцом шибера в исходном состоянии перед рабочим ходом штока поршня и шибера; l - холостой ход шибера от исходного (крайне правого) положения до гарантированного зазора Δ; l_1 - ход шибера до заготовки

Определяемое расстояние L_1 от оси загрузки до подающего торца шибера, показанное на рис. 3, соответствует крайне правому положению

торца шибера (шток поршня максимально втянут в пневмоцилиндр) и устанавливает фиксацию пневмоцилиндра относительно магазина загрузки при подаче в зону обработки заготовки определенного диаметра D.

Поскольку расчетная максимальная величина хода шибера $h_{\max} = 133{,}33$ мм, с учетом зазора, конструктивно принятого $\Delta = 3$ мм, устанавливаем общий, неизменный ход поршня пневмоцилиндра $h_n = 140$ мм. Тогда формула для расчета расстояния L_1 при подаче заготовок диаметром D принимает вид:

$$L_1 = D/2 + \Delta + l = D/2 + l_1. \qquad (2)$$

Учитывая, что $l = h_n - \Delta - h$, где h - величина хода шибера, необходимая для непосредственного перемещения заготовки диаметром D при подаче, которая рассчитывается по зависимости (1) или определяется из графика, представленного на рис. 2, зависимость (2) преобразуется к виду

$$L_1 = D/2 + h_n - h = D/2 + l_1 \qquad (3)$$

На рис. 4 представлен график зависимости расстояния L_1 от диаметра заготовки.

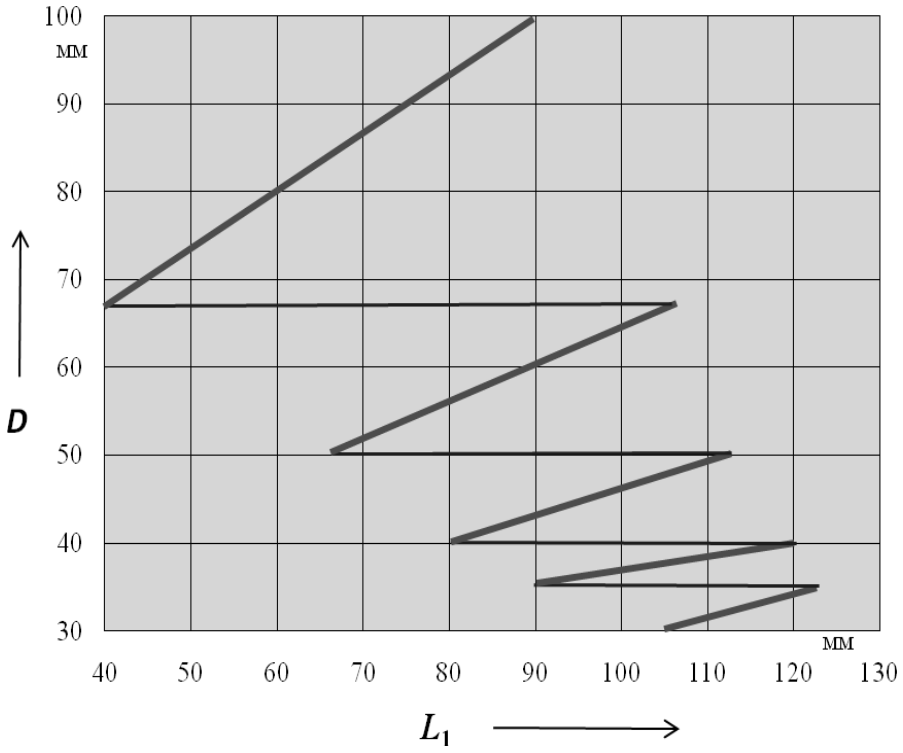


Рис. 4. Зависимость расстояния L_1 (от оси загрузки заготовок до подающего торца шибера) от диаметра заготовки

Из зависимостей (1) и (3) получим окончательную формулу для положения пневмоцилиндра относительно магазина загрузки заготовок при подаче заготовок различного диаметра

$$L_1 = (n + 0{,}5)D - 60.$$

Полученные соотношения позволяют обоснованно проектировать и легко настраивать шиберные механизмы на подачу дисковых заготовок различного диаметра в автоматизированных быстропереналаживаемых штампах для мелкосерийного многономенклатурного производства деталей типа «шайба» и, в частности, трехслойных уплотнителей на металлической основе.

Список литературы

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. 6-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1982. Т. 3. 576 с.

2. Гжиров Р.И. Краткий справочник конструктора: справочник. Л: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1984. 464 с.

3. Прикладная механика / Т.В. Путята [и др.]. Киев: Изд-во «Вища школа», 1977. 536 с.

4. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики: учеб. для втузов, 10-е изд., перераб. и доп. М.: Высшая школа, 1986. 416 с.

G.V. Panfilov, P.V. Sudakov

ANALYSIS OF KINEMATIC CORRELATIONS IN FEEDING MECHANISM OF FLATROUNDBLANKSOF VARIOUS DIAMETERS INTO CUTTING AND PUNCHING PUNCH.

There are peculiarities of designing of punches for cutting and punching, used in small-scale multi-item production when it's necessary to combine features of quick change of instrument and readjustment of punch mechanisms to another dimension type with automation of blank loading and removing of finished parts.

Key words: reconfigurable punches, cutting, punching, multi-item production, automated feeding.

Получено 20.01.12

УДК 539.374.
Г.В. Панфилов, д-р техн. наук, проф., (4872) 35-14-82,
tulpan.2000@yandex.ru (Россия, Тула, ТулГУ),
С.В. Недошивин, канд. техн. наук, доц., (4872) 35-37-60, Archon80@mail.ru
(Россия, Тула, ТулГУ),
П.В. Судаков, асп., (4872) 35-14-82, sudakov-mpf@mail.ru
(Россия, Тула, ТулГУ)

ОБОСНОВАНИЕ АЛГОРИТМА ИНТЕГРИРОВАНИЯ НАПРЯЖЕНИЙ ВДОЛЬ ГРАНИЧНЫХ ЛИНИЙ СКОЛЬЖЕНИЯ В ОСЕСИММЕТРИЧНЫХ ЗАДАЧАХ ТЕОРИИ ПЛАСТИЧНОСТИ

Приведен разработанный алгоритм интегрирования нормальных и касательных напряжений вдоль граничных линий скольжения при определении проекций сил в требуемом направлении с использованием текущей радиальной координаты, в качестве которой используются соответствующие проекции самих граничных линий скольжения.

Ключевые слова: поле линий скольжения, осесимметричная задача, аналитический метод, силовой анализ.

Известно, что при сдвиговом механизме осесимметричная пластическая деформация возможна только при сдвигах на двух ортогональных плоскостях скольжения, касательных к направлениям максимальных касательных напряжений и направленных по биссектрисам углов между направлениями главных напряжений. Это состояние называют условием полной пластичности, в соответствии с которым при пластической деформации окружное напряжение σ_θ равно одному из главных напряжений в меридиональной плоскости и два главных напряжения равны между собой. В такой постановке осесимметричная задача идеальной пластичности является статически определимой и гиперболической [1, 2].

Совместное решение дифференциальных уравнений равновесия и условия полной пластичности позволяет использовать хорошо развитый метод линий скольжения для решения осесимметричных технологических задач теории пластичности. Достаточно широкий круг аналогичных задач изучен численным методом линий скольжения в работах А.Ю. Ишлинского, Д.Д. Ивлева [3], Б.А. Друянова и Р.И. Непершина [4]. Однако очевидно, что наличие результирующих аналитических зависимостей, позволяющих определять геометрические и силовые параметры исследуемых процессов, обеспечивает возможность глубокого анализа закономерностей формирования пластических областей, их достоверного аналитического описания соответствующими полями линий скольжения, оптимизации численных значений указанных параметров. В работе [5] установлены интегральные зависимости, позволяющие рассчитывать средние напряжения вдоль граничных линий скольжения с учетом зависимости их значений от радиаль-

ной координаты в осесимметричных задачах обработки металлов давлением.

Во многих технологических задачах определение потребной для реализации исследуемых операций технологической силы осуществляется путем аналитического интегрирования средних нормальных и касательных напряжений вдоль граничных линий скольжения. Как отмечалось ранее, в осесимметричных процессах теории пластичности среднее напряжение является функцией радиальной координаты. Последнее обусловливает необходимость разработки алгоритма интегрирования нормальных и касательных напряжений вдоль граничных линий скольжения для определения проекций сил в требуемом направлении с использованием текущей радиальной координаты.

Особенности разработанного алгоритма аналитического интегрирования рассмотрено на фрагменте анализа операции пробивки отверстий в листовых заготовках пуансоном с коническим торцом (рис. 1).

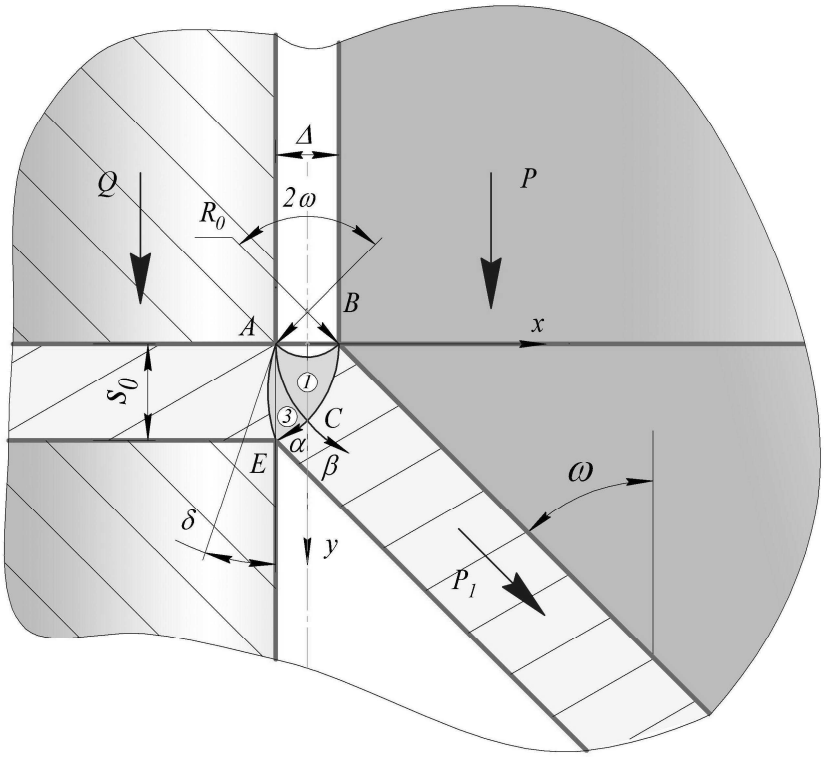


Рис. 1. Вариант конструкции поля линий скольжения при пробивке отверстий в листовых заготовках пуансоном с коническим торцом

Интегрирование указанных напряжений вдоль любой граничной линии скольжения предлагается осуществлять по круговому обводу и текущей радиальной координате, в качестве которой используется текущая радиальная проекция этой же граничной линии скольжения.

В общем случае осевой симметрии вдоль, например, граничной α-линии скольжения в дифференциальной форме в размерных величинах можно записать выражение для приращения силы от нормальных и каса-

тельных напряжений на элементарной площадке (приращении длины α - линии скольжения), имеющей свои угловые и радиальную координаты

$$dP_{oc}\left(\xi,\eta^*\right)=\sigma\left(\xi,\eta^*\right)\cdot 2\pi\cdot R_1\left(\xi^*,\eta^*\right)\cdot dS\alpha\pm k\cdot 2\pi\cdot R_1\left(\xi^*,\eta^*\right)\cdot dS\alpha=$$

$$=2\pi\cdot\sigma\left(\xi,\eta^*\right)\cdot R_\alpha\left(\xi,\eta^*\right)\cdot R_1\left(\xi^*,\eta^*\right)\cdot d\xi\pm 2\pi\cdot k\cdot R_\alpha\left(\xi,\eta^*\right)\cdot R_1\left(\xi^*,\eta^*\right)\cdot d\xi. \quad (1)$$

Здесь ξ - текущий угловой параметр элементарной площадки вдоль указанной граничной α - линии скольжения; ξ^* - переменная (угловой параметр), относящаяся только к радиальной координате; η^* - фиксированное значение (константа) второй угловой координаты граничной α - линии скольжения, полученное из предыдущих решений; $\sigma\left(\xi,\eta^*\right)$ - текущее значение среднего нормального напряжения вдоль исследуемой граничной α - линии скольжения; $R_1\left(\xi^*,\eta^*\right)$ - текущая радиальная координата этой элементарной площадки; $2\pi\cdot R_1\left(\xi^*,\eta^*\right)$ - элементарная кольцевая (окружная) площадка; $dS\alpha$ - приращение длины граничной α - линии скольжения; $R_\alpha\left(\xi,\eta^*\right)$ - выражение радиуса кривизны рассматриваемой длины граничной α - линии скольжения.

Расчет текущей радиальной координаты элементарной площадки при интегрировании вдоль α - линии скольжения рассмотрим конкретно для граничной линии скольжения BC (рис. 1, 2).

Для α - линий скольжения, начинающихся на конической поверхности пуансона, общее значение радиальной координаты, отсчитываемой от оси симметрии пуансона и всего процесса в целом (рис. 2), складывается из двух составляющих:

$$R_1\left(\xi^*,\eta^*=0\right)=R_1^H+\Delta R_1, \quad (2)$$

где в данном случае $R_1^H=R_1^B=\dfrac{d_p}{2}$ (d_p - диаметр пуансона) - начальная радиальная координата, от которой начинается интегрирование. Приращение радиальной координаты ΔR_1 рассчитывается как соответствующая проекция длины отрезка α - линии скольжения от начальной границы интегрирования (точка B при $\xi^*=0$) до текущей ($\xi^*=\xi$). Дифференциал этого приращения

$$d\Delta R_1\left(\xi^*,\eta^*\right)=\cos\left(\frac{\pi}{4}+\omega-\xi^*\right)\cdot dS_{BC}=R_\alpha\left(\xi^*,\eta^*\right)\cdot\cos\left(\frac{\pi}{4}+\omega-\xi^*\right)\cdot d\xi^*,$$

где η^* - константа и ω - предельная величина увеличивающегося от нуля при интегрировании вдоль линии скольжения углового параметра (верхний предел интегрирования). В других конструкциях полей линий скольжения

второй сомножитель правой части последнего выражения может быть представлен иной тригонометрической функцией согласно геометрической схеме исследуемого процесса.

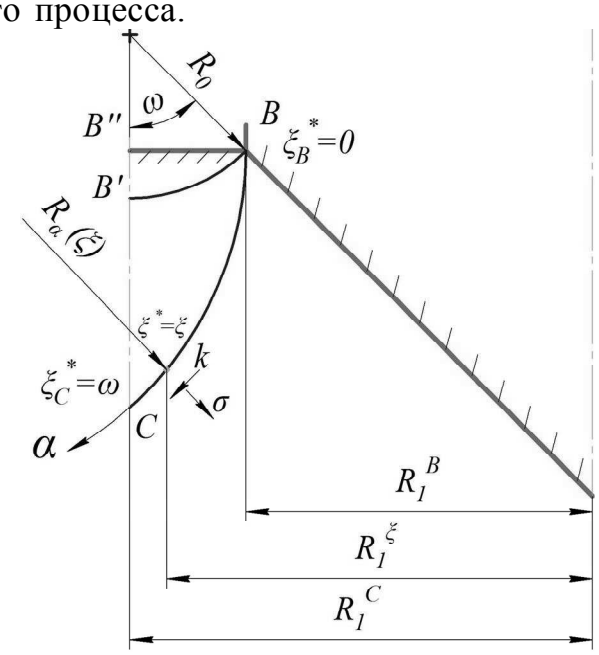


Рис. 2. Схема для расчета проекций сил вдоль граничной линии скольжения BC

В интегральном виде вдоль отрезка α - линии скольжения

$$\Delta R_1\left(\xi^*,\eta^*\right)=\int_0^{\xi} R_\alpha\left(\xi^*,\eta^*\right)\cdot\cos\left(\frac{\pi}{4}+\omega-\xi^*\right)\cdot d\xi^*. \qquad (3)$$

При расчетах осесимметричной силы всегда следует использовать зависимость (3), поскольку она входит составляющей в подынтегральную функцию при интегрировании напряжений вдоль линий скольжения.

С учетом (2) и (3) зависимость (1) для приращения силы можно представить в виде

$$dP_{oc}\left(\xi,\eta^*\right)=2\pi\cdot\sigma\left(\xi,\eta^*\right)\cdot R_\alpha\left(\xi,\eta^*\right)\cdot\left[R_1^H+\int_0^{\xi} R_\alpha\left(\xi^*,\eta^*\right)\cdot\cos\left(\frac{\pi}{4}+\omega-\xi^*\right)\cdot d\xi^*\right]\cdot d\xi\pm$$

$$\pm 2\pi\cdot k\cdot R_\alpha\left(\xi,\eta^*\right)\cdot\left[R_1^H+\int_0^{\xi} R_\alpha\left(\xi^*,\eta^*\right)\cdot\cos\left(\frac{\pi}{4}+\omega-\xi^*\right)\cdot d\xi^*\right]\cdot d\xi. \qquad (4)$$

В интегральном представлении величина силы от нормальных и касательных напряжений, действующих на определенном участке длины граничной α - линии скольжения, записывается в виде

$$P_{oc}\left(\xi,\eta^*\right)=2\pi\cdot\int_0^{\omega}\sigma\left(\xi,\eta^*\right)\cdot R_\alpha\left(\xi,\eta^*\right)\cdot\left[R_1^H+\int_0^{\xi} R_\alpha\left(\xi^*,\eta^*\right)\cdot\cos\left(\frac{\pi}{4}+\omega-\xi^*\right)\cdot d\xi^*\right]\cdot d\xi\pm$$

$$\pm 2\pi\cdot k\cdot\int_0^{\omega} R_\alpha\left(\xi,\eta^*\right)\cdot\left[R_1^H+\int_0^{\xi} R_\alpha\left(\xi^*,\eta^*\right)\cdot\cos\left(\frac{\pi}{4}+\omega-\xi^*\right)\cdot d\xi^*\right]\cdot d\xi. \qquad (5)$$

Здесь ω - также верхний предел интегрирования вдоль рассматриваемой граничной линии скольжения.

Поскольку верхний предел внутренних интегралов выражения (5) принимает текущие значения, соответствующие значениям переменной интегрирования внешнего интеграла, то данный интеграл становится функцией этого предела [6]. Поскольку переменная интеграции и верхний предел внутреннего интеграла играют разную роль в процессе интегрирования, то они обозначены разными символами (ξ^* и ξ). На основании изложенного выражение (5) позволяет представлять внутренний интеграл (радиальную координату) отдельно в виде части подынтегральной функции внешнего интеграла.

В частном случае, для схемы процесса, представленного на рисунке 2, с учетом того, что радиус кривизны граничной линии скольжения BC (без учета знака) определяется выражением $R_{BC}(\xi,\omega)=\sqrt{2}\cdot R_0\cdot\exp\xi$, сохраняя принятую систему обозначения переменных, для составляющей радиальной координаты можно записать

$$\Delta R_1\left(\xi^*,\eta^*\right)=\int_0^{\xi} R_{BC}\left(\xi^*,\eta^*\right)\cdot\cos\left(\frac{\pi}{4}+\omega-\xi^*\right)\cdot d\xi^*=$$

$$=\sqrt{2}R_0\cdot\int_0^{\xi}\exp\xi^*\cdot\cos\left(\frac{\pi}{4}+\omega-\xi^*\right)\cdot d\xi^*=R_0\cdot\left[\sin\omega-\exp\xi\cdot\sin\left(\omega-\xi\right)\right]$$

При подстановке полученной составляющей радиальной координаты в (5) с учетом того, что текущее среднее нормальное напряжение определяется зависимостью $\sigma\left(\xi,\eta^*\right)=-0,5-\xi$, и последующем определении вертикальной проекции силы (осевой составляющей), можно записать

$$\frac{P_{в.ос}^{BC}}{2k\cdot R_0^2}=2\pi\cdot\int_0^{\omega}\left(-0,5-\xi\right)\cdot\sqrt{2}\exp\xi\cdot\left[\sin\omega-\exp\xi\cdot\sin\left(\omega-\xi\right)+\frac{\overline{d}_n}{2}\right]\cdot\cos\left(\frac{\pi}{4}+\xi\right)\cdot d\xi-$$

$$-\pi\cdot\int_0^{\omega}\sqrt{2}\exp\xi\cdot\left[\sin\omega-\exp\xi\cdot\sin\left(\omega-\xi\right)+\frac{\overline{d}_n}{2}\right]\cdot\sin\left(\frac{\pi}{4}+\xi\right)\cdot d\xi, \qquad (6)$$

где $\overline{d}_n=\dfrac{d_n}{R_0}$ - относительный геометрический размер (диаметр пуансона), позволивший вынести R_0 за знак интеграла и записать выражение (6) как безразмерную относительную величину.

При символическом вычислении интегралов выражения (6), являющихся обобщенными для решении осесимметричных задач теории пластичности, в которых линии скольжения представляют собой логарифмические спирали (радиусы кривизны которых, используемые при расчетах, есть экспоненты), с помощью интегрального преобразования Лапласа-

Карсона [7] получены значения ряда типовых интегралов, в частности, таких как:

$$1.\ \int_0^a \exp 2\xi \cdot \sin\xi \cdot \cos\xi \cdot d\xi = \frac{1}{8}\left[\exp 2a\left(\sin 2a - \cos 2a\right) + 1\right].$$

$$2.\ \int_0^a \xi \cdot \exp\left(-2\xi\right) \cdot \cos^2\xi \cdot d\xi = \frac{1}{16}\left\{\begin{array}{c}\exp\left(-2a\right)\cdot\left[\left(2a+1\right)\cdot\sin 2a - 2a\cdot\cos 2a\right] - \\ -2\cdot\left(2a+1\right)\cdot\exp\left(-2a\right) + 2\end{array}\right\}.$$

$$3.\ \int_0^a \xi \cdot \exp 2\xi \cdot \cos\left(\frac{\pi}{4} - a + \xi\right) \cdot \sin\xi \cdot d\xi = \frac{1}{16\cdot\sqrt{2}} \cdot \left\{\begin{array}{c}\exp 2a \cdot \left[\begin{array}{c}\left(3-4a\right)\cdot\cos a \\ +\left(8a-3\right)\cdot\sin a\end{array}\right] + \\ +\sin a - 3\cos a\end{array}\right\}$$

и многих других.

Таким образом, разработанный алгоритм аналитического интегрирования средних нормальных и касательных напряжений вдоль граничных линий скольжения в осесимметричных задачах теории пластичности позволяет проводить силовой анализ многих технологических операций обработки металлов давлением и определять необходимые проекции сил в требуемых направлениях.

Список литературы

1. Шилд Р. О пластическом течении металлов в условиях осевой симметрии // Сб. переводов «Механика». М.: ИИЛ. 1957. С. 102-122.

2. Панов А.А., Панфилов Г.В., Шуляков А.В. Оценка интенсивности изменения напряжений в меридианальной плоскости осесимметричных задач теории пластичности // Известия ТулГУ. Технические науки. Тула: Изд-во ТулГУ. Вып. 2. 2010. С. 34-43.

3. Ишлинский А.Ю., Ивлев Д.Д. Математическая теория пластичности. М.: Физматлит, 2001. 704 с.

4. Друянов Б.А., Непершин Р.И. Теория технологической пластичности. М.: Машиностроение, 1990. 272 с.

5. Панфилов Г.В., Недошивин С.В., Хвостов Е.Ю. Особенности многооперационной холодной штамповки остроконечных стержневых соединительных элементов // Кузнечно-штамповочное производство. М.: Машиностроение. № 12. 2011. С. 20-25.

6. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. М.: Наука, 1968. 720 с.

7. Диткин В.А., Прудников А.П. Справочник по операционному

исчислению. М.: Высшая школа, 1965. 232 с.

G.V. Panfilov, S.V. Nedoshivin, P.V. Sudakov

BASIS FOR INTEGRATION ALGORITHM ALONG THE BOUNDARY STRESSES SLIP LINES IN PLASTICITY THEORY'S AXISYMMETRIC PROBLEMS

There is developed algorithm integrating the normal and tangential stresses along the boundary slip lines in determining the power projection in required direction by using current radial coordinate, which is used as the corresponding projections of the boundary slip lines themselves.

Key words: slip line field, axisymmetric problem, the analytical method, the power analysis.

Получено 20.01.12

УДК 621.833

Я. А. Соболев д-р техн. наук, проф., (495) 223-05-23, доб. 1393, yulianf@mail.ru (Россия, Москва, МГТУ «МАМИ»),
Ю.К. Филиппов, д-р техн. наук, проф**.,** (495) 223-05-23, доб. 1393, yulianf@mail.ru (Россия, Москва, МГТУ «МАМИ»),
А.В. Рагулин, канд. техн. наук (495) 993-44-14,
odinokiy-cherniy-kot@yandex.ru (Россия, Москва, МГТУ «МАМИ»),
А.В. Молодов, аспирант, (495) 223-05-23**,** доб. 1340,
odinokiy-cherniy-kot@yandex.ru (Россия, Москва, МГТУ «МАМИ»)

ИССЛЕДОВАНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ СМАЗКИ ПРИ ХОЛОДНОМ ОБРАТНОМ ВЫДАВЛИВАНИИ

Исследованыразличные смазывающие материалы при холодном обратном выдавливании. Приводятся исходные данные и полученные результаты в ходе эксперимента.

Ключевые слова: обработа металлов давлением, холодная штамповка, выдавливание.

В связи с повышением требований к качеству продукции, совершенствованием технологий производства, изменением сырьевой базы, учетом экологических факторов и по другим причинам идет непрерывный процесс замены одних смазок другими, более эффективными и менее дефицитными. В настоящее время в качестве технологических смазок используют сотни различных веществ. Трудность выбора оптимального состава смазки для каждого конкретного процесса обработки заключается в

том, что она должна одновременно удовлетворять целому ряду требований, некоторые из которых трудносовместимы.

При выборе той или иной смазки для холодной объемной штамповки исходят из следующих требований: смазка должна иметь хорошую адгезию с заготовкой, обеспечивать долговечность рабочих частей инструмента, сохранять высокую чистоту поверхности, быть технологичной и не дорогой.

В МГТУ "МАМИ" было проведено исследование некоторых видов смазок для холодной объемной штамповки, которые актуальны на сегодняшнем рынке, а именно: Bonderlube 623, Bonderlube 741, Bonderlube 742 фирмы Henkel; Lubrizol 5345, Lubrihol 40 фирмы Lubrizol. В качестве экспериментальной схемы был выбран процесс холодного обратного выдавливания в цилиндрической матрице, показанный на рис. 1.

Смазка фирмы Henkel, превышающая плотность воды, непрозрачная, белого цвета, представляет собой высокомолекулярный гликоль в жидком виде. После нанесения смазки на образец она приобретает твердую прозрачную структуру.

Процесс нанесения смазки на образцы подразделяется на четыре этапа:

1. Травление образцов в ванне со щелочным раствором;
2. Промывание образцов в дистиллированной воде;
3. Перемещение образцов в ванну с одним из видов смазки Bonderlube;
4. Сушка в печи при температуре 110.

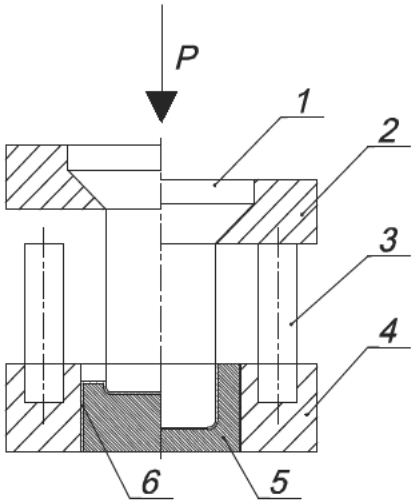


Рис. 1. Принципиальная схема обратного выдавливания: 1-пуансон; 2-пуансонодержатель; 3-упор; 4-матрицедержатель; 5-образец; 6-смазочный материал

Смазка фирмы Lubrizol имеет в своем составе хлорсодержащий па-

рафин (Lubrihol 40) и хлорсодержащий парафин с серой (Lubrizol 5345), представляет собой жидкую прозрачную или полупрозрачную структуру с желтоватым оттенком. Нанесение смазки на образец происходит непосредственно перед технологической операцией. Так же Lubrizol хорошо взаимодействует с другими типами смазки, такими как мыло, парафин, дисульфид молибдена, пушечное сало, индустриальное масло и д.р. Этим самым Lubrizol имеет первоначальное преимущество перед другими испытываемыми материалами за счет наименьших финансовых и временных затрат на покрытие образцов.

Для сравнения испытываемых смазывающих материалов с уже существующими и широко применяемыми смазками было решено включить фосфатированные образцы с последующим пропитыванием мыльной эмульсией. В качестве испытаний был выбран процесс обратного выдавливания в цилиндрической матрице на гидравлическом прессе, снабженным ЭВМ. Основными оценочными параметрами служили технологическое усилие, температура и чистота поверхности заготовки, наличие дефектов.

В качестве материала рабочих частей испытательного штампа были выбраны марки сталей 9ХС и Х12М. Заготовки были получены из стали 10, всего был испытан 21 образец.

Так как смазка фирмы Lubrizol изначально имеет жидкую структуру, то для обеспечения более густой консистенции было принято решение смешивать её с другими смазывающими материалами, легкодоступными и дешевыми. Такое решение было обусловлено тем, что в процессе деформации образуется большая контактная поверхность пуансона с заготовкой, что влечет за собой частичное или полное выдавливание смазки из зоны деформации. При недостаточном количестве смазки на контактной поверхности в ходе эксперимента были выявлены такие дефекты, как задиры на пуансоне, складкообразование на внутренней поверхности образца, частичная "сварка" пуансона с образцом, невозможность отделения образца от матрицы без стороннего оборудования. В связи с этим ходе эксперимента было испорчено 10 пуансонов, из них 4 пуансона из материала 9ХС. При обработке результатов эксперимента не учитывались незначительные отклонения поведения материалов 9ХС и Х12М при обратном выдавливании. Результаты эксперимента представлены в таблице.

Из таблицы видно, что фосфатированный образец с последующим пропитыванием мыльной эмульсией показал самые стабильные свойства при холодном обратном выдавливании среди других смазок, испытанных в ходе эксперимента. При использовании данного метода требуется меньшее усилие на технологическую операцию, он способствует меньшему нагреву образца и рабочих частей штампа, чем при других типах смазки. Так же не наблюдалось проблем с отделением образца от пуансона или матрицы. Но и этот материал имеет один значительный минус - после деформации образец имеет далеко не чистую поверхность, что сильно портит то-

варный вид будущей детали (рис. 2).

Результаты эксперимента

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Марка			5345	5345			40	5345		
Примеси			80% ИМ	75% ИМ 8% ПШ			50% ИМ 14% ПШ	48% ИМ 12% ПШ		
Р, т.с.			145	147			135	144		
t°c			50	50			55	55		
Дефект			+	+			+	+		
Р, т.с.	126	123							125	
t°c	45	45							45	
Дефект	-	-							-	
Марка					623	623				741
Р, т.с.					141	134				135
t°c					55	55				50
Дефект					-	-				-
№	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Марка	5345	5345	5345		5345		5345	5345		
Примеси		33% ХМ	33% П		50% ММ		50% ПШ	50% ПШ	25% КС 50% ИМ	25% КС, 50% ИМ
Р, т.с.	140	138	137		144		137	145	136	149
t°c	60	60	55		60		50	55	50	55
Дефект	+	+	+		+		-	+	-	+
Р, т.с.				126						
t°c				45						
Дефект				-						
Марка						742				
Р, т.с.						146				
t°c						50				
Дефект						-				

Условные сокращения в таблице:

ИМ – индустриальное масло; ПШ – пушечное сало; ХМ – хозяйственное мыло; П – парафин; ММ – моторное масло 15W40; КС – консистентная смазка.



Рис. 2. Образцы после деформации:
Слева направо: образец №17 Henkel; образец №18 Lubrizol; образец №15 фосватированный образец с последующим пропитыванием мыльной эмульсией

О проблемах смазки фирмы Lubrizol можно сказать следующее: в чистом виде смазочный материал выдавливается из зоны деформации, поэтому рекомендуется использовать его как присадку, смешивая с другими, более вязкими и обладающими хорошей адгезией смазывающими материалами. Хочется отметить, что образцы 18 и 20 показали наилучшую чистоту поверхности заготовки после деформации, которую можно сравнить с зеркальной или полированной поверхностью. Фирма Lubrizol показала средние результаты среди испытанных материалов, но для холодного обратного выдавливания идеальный состав смазки, в который входит Lubrizol как присадка, на сегодняшний день не найден.

Фирма Henkel по тепловым показателям и по технологическому усилию показала самый плохой результат, однако смазка фирмы Henkel хорошо ведет себя при холодном обратном выдавливании и не портит рабочий инструмент. Образец 17 по чистоте поверхности близок к образцам 18 и 20.

Список литературы

1. Куксенова Л.И., Лаптева В.Г., Колмаков А.Г. Методы испытания на трение и износ: справ. изд. М.: Интермет Инжереринг, 2001.

Y.A Sobolev, U.K. Filippov, A.V.Ragulin, A.V. Molodov.

RESEARCH OF VARIOUS TYPES OF GREASING AT COLD FORMING.

Various greasing materials were exposed to research at cold forming. We cited the initial data and received results are during experiment.

Key words: cold volume forming, greasing.

Получено 20.01.12

УДК 539.374; 621.983
В.И. Платонов, канд. техн. наук, доц., (4872) 35-14-82,
mpf-tula@rambler.ru (Россия, Тула, ТулГУ),
С.С. Яковлев, д-р техн. наук, проф., (4872) 35-14-82,
mpf-tula@rambler.ru (Россия, Тула, ТулГУ),
А.В. Черняев, канд. техн. наук, доц., (4872) 35-14-82,
mpf-tula@rambler.ru (Россия, Тула, ТулГУ)

ПРЕДЕЛЬНЫЕ ВОЗМОЖНОСТИ ВЫТЯЖКИ С УТОНЕНИЕМ СТЕНКИ АНИЗОТРОПНОГО МАТЕРИАЛА В РЕЖИМЕ ПОЛЗУЧЕСТИ

Приведены результаты теоретических исследований предельных возможностей вытяжки с утонением стенки цилиндрических деталей из анизотропного материала в режиме ползучести.

Ключевые слова: вытяжка с утонением, анизотропия, деформация, напряжение, разрушение, повреждаемость, скорость деформации, ползучесть, температура.

При разработке технологических процессов изготовления полых цилиндрических деталей с толстым дном и тонкой стенки вытяжкой необходимо знать предельные возможности формоизменения заготовок. Материал заготовки, как правило, обладает анизотропией механических свойств, обусловленной маркой материала, технологическими режимами его получения, которая может оказывать как положительное, так и отрицательное влияние на устойчивое протекание технологических процессов обработки металлов давлением при различных температурно-скоростных режимах деформирования [1-3].

Рассмотрим деформирование анизотропного материала в условиях ползучего течения материала [1, 4]. Упругими составляющими деформации пренебрегаем.

Уравнения состояния с учетом повреждаемости, описывающие поведение материала, подчиняющегося энергетической теории ползучести и повреждаемости, записываются в виде

$$\xi_e = B(\sigma_e/\sigma_*)^n \big/ (1-\omega_A)^m; \quad \dot{\omega}_A = \sigma_e \xi_e \big/ A_{np}, \qquad (1)$$

а применительно к группе материалов, подчиняющихся кинетическим уравнениям ползучести и повреждаемости, так

$$\xi_e = B(\sigma_e/\sigma_*)^n \big/ (1-\omega_e)^m; \quad \dot{\omega}_e = \xi_e \big/ \varepsilon_{enp}, \qquad (2)$$

где B, n, m - константы материала, зависящие от температуры испытаний; ξ_e^c и σ_e - величины эквивалентной скорости деформации и напряжения при ползучем течении материала [1, 4]; A_{np}^c, $\varepsilon_{e\,np}^c$ - удельная работа разрушения и предельная эквивалентная деформация при ползучем тече-

нии материала; ω_e^c и ω_A^c - повреждаемость материала при ползучей деформации по деформационной и энергетической моделям разрушения соответственно; $\dot{\omega}_A = d\omega_A/dt$; $\dot{\omega}_e = d\omega_e/dt$.

Величины удельной работы разрушения A_{np} и предельной эквивалентной деформации ε_{enp} определяются по выражениям

$$\varepsilon_{e_{np}} = D\left(b_0 + b_1\cos\alpha + b_2\cos\beta + b_3\cos\gamma\right);$$

$$A_{np} = D'\left(b_0' + b_1'\cos\alpha + b_2'\cos\beta + b_3'\cos\gamma\right),$$

где D, b_0, b_1, b_2, b_3 и D', b_0', b_1', b_2', b_3' - константы материала; α, β, γ - углы ориентации первой главной оси напряжений σ_1 относительно главных осей анизотропии x, y и z соответственно.

Заметим, что в зависимости от температурно-скоростных условий деформирования, поведение материала может описываться уравнениями состояния (1) или (2) соответственно.

Компоненты скоростей деформации ξ_{ij} будем определять в соответствии с ассоциированным законом течения

$$\xi_{ij} = \lambda\frac{\partial f}{\partial\sigma_{ij}}, \qquad (3)$$

где λ - коэффициент пропорциональности; $f(\sigma_{ij})$ - потенциал скоростей деформации анизотропного тела при ползучем течении материала; σ_{ij} - компоненты тензора напряжений.

Предельные возможности формоизменения в процессах обработки металлов давлением, протекающих при различных температурно-скоростных режимах деформирования, часто оцениваются на базе феноменологических моделей разрушения. В зависимости от условий эксплуатации или последующей обработки изготавливаемого изделия уровень повреждаемости не должен превышать величины χ, т.е.

$$\omega_e \le \chi. \qquad (4)$$

При назначении величин степеней деформации в процессах пластического формоизменения в дальнейшем учитывались рекомендации по степени использования запаса пластичности В.Л. Колмогорова и А.А. Богатова, согласно которым для ответственных деталей, работающих в тяжелых условиях эксплуатации, и заготовок, подвергающихся после штамповки термической обработке (отжигу или закалке), допустимой величиной степени использования запаса пластичности следует считать χ=0,25, а только для неответственных деталей допустимая степень использования запаса пластичности может быть принята χ=0,65 [6, 7].

На основе приведенных выше соотношений выполнены теоретиче-

ские исследования процесса изотермической вытяжки с утонением стенки анизотропного материала в режиме медленного деформирования (ползучести) через коническую матрицу с углом α (рис. 1). Течение материала реализуется в условиях плоской деформации. На контактных границах заготовки и инструмента реализуется закон трения Кулона

$$\tau_M = \mu_M \cdot \sigma_k; \quad \tau_П = \mu_П \cdot \sigma_k,$$

где μ_M и $\mu_П$ - коэффициенты трения на контактных поверхностях матрицы и пуансона, σ_k - нормальные напряжения на контактных поверхностях матрицы и пуансона.

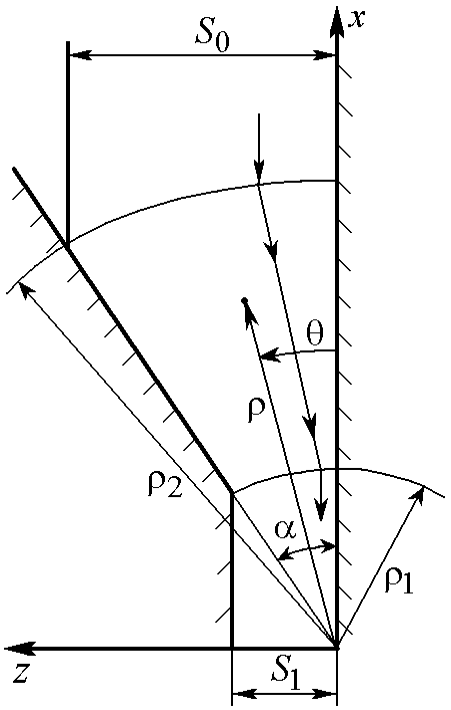


Рис. 1. Схема к теоретическому анализу кинематики течения материала

Поле скоростей в цилиндрической системе координат ρ, θ, z' принимаем радиальным с равномерным распределением компоненты скорости

$$V_\rho = V_\rho(\rho), \quad V_\theta = 0, \quad V_{z'} = 0. \qquad (5)$$

Для определения вида зависимости радиальной скорости от координат используем уравнение несжимаемости материала, которое с учётом уравнений (5) запишется

$$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{d}{d\rho}(\rho \cdot V_\rho) = 0.$$

Величина радиальной скорости определяется по выражению

$$V_\rho = \frac{\overline{B}}{\rho}; \quad \overline{B} = -\frac{V_0 \cdot s_1}{\alpha}, \qquad (6)$$

где V_0 - скорость перемещения пуансона.

Компоненты скоростей деформации в нашем случае рассчитываются по формулам

$$\xi_\rho = -\frac{\overline{B}}{\rho^2}; \quad \xi_{\rho\theta} = 0; \quad \xi_\theta = \frac{\overline{B}}{\rho^2}; \quad \xi_{\theta z'} = 0; \quad \xi_{z'} = 0; \quad \xi_{z'\rho} = 0. \qquad (7)$$

Поскольку физические уравнения ортотропного тела связаны с главными осями анизотропии, запишем выражения для компонент деформаций в новых осях x, y, z (главные оси анизотропии) с помощью формул преобразования компонент скоростей деформаций

$$\xi_x = -\frac{\overline{B}}{\rho^2}\cdot\cos 2\theta; \quad \xi_y = \frac{\overline{B}}{\rho^2}\cdot\cos 2\theta; \quad \xi_z = 0; \quad \xi_{xy} = -\frac{\overline{B}}{\rho^2}\cdot\sin 2\theta. \qquad (8)$$

Принимая во внимание, что течение материала происходит в условиях плоской деформации, т.е.

$$\xi_z = 0; \quad \xi_x = -\xi_y; \quad \xi_{yz} = \xi_{xz} = 0, \qquad (9)$$

получим выражение для определения эквивалентной скорости деформации ξ_e в следующем виде:

$$\xi_e = \sqrt{\frac{2(R_x + R_y + R_x R_y)}{3R_y}}\cdot\left\{\xi_x^2\frac{R_y + R_x}{R_x(1 + R_x + R_y)} + \frac{2\xi_{xy}^2}{R_{xy}}\right\}^{1/2}, \qquad (10)$$

где $R_x = H/G;\ R_y = H/F;\ R_{xy} = N/G;\ R_{yz} = L/G;\ R_{zx} = M/G;$

F, G, H, L, M, N - параметры анизотропии.

Учитывая условие (9), получим

$$\sigma_z = \frac{G\sigma_x + F\sigma_y}{G + F}; \quad \tau_{zy} = \tau_{zx} = 0,$$

и выражение для определения эквивалентного напряжения σ_e принимает вид

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{3R_y}{2(R_x + R_y + R_x R_y)}}\left\{R_x\left[\frac{R_y}{(R_x + R_y)^2} + \frac{R_x}{(R_x + R_y)^2} + 1\right]\times\right.$$
$$\left.\times(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 2R_{xy}\tau_{xy}^2\right\}^{1/2}. \qquad (11)$$

Определим компоненты напряжений в системе координат x, y, z через компоненты напряжений в системе координат ρ, θ, z':

$$\sigma_x = \sigma_\rho\cos^2\theta + \sigma_\theta\sin^2\theta;$$

$$\sigma_y = \sigma_\rho\sin^2\theta + \sigma_\theta\cos^2\theta;$$

$$\sigma_z = \frac{R_y\cos^2\theta + R_x\sin^2\theta}{R_y + R_x}\sigma_\rho + \frac{R_y\sin^2\theta + R_x\cos^2\theta}{R_y + R_x}\sigma_\theta; \qquad (12)$$

$$\tau_{xy} = \frac{\sigma_\rho - \sigma_\theta}{2} \sin 2\theta .$$

Выражения (11) и (10) для определения эквивалентного напряжения σ_e и эквивалентной скорости деформации ξ_e после использования соотношений (12) и (8) в системе координат ρ, θ, z' запишутся соответственно

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{3R_y}{2(R_x + R_y + R_{xy})}} \times$$

$$\times \left\{ R_x \left[\frac{R_x + R_y}{(R_x + R_y)^2} + 1 \right] \cos^2 2\theta + \frac{1}{2} R_{xy} \sin^2 2\theta \right\}^{1/2} \left| \sigma_\rho - \sigma_\theta \right| ; \qquad (13)$$

$$\xi_e = \sqrt{\frac{2(R_x + R_y + R_x R_y)}{3R_y}} \times \left\{ \left(\frac{R_y + R_x}{R_x (1 + R_x + R_y)} \right) \cos^2 2\theta + \frac{2}{R_{xy}} \sin^2 2\theta \right\}^{1/2} \frac{|\overline{B}|}{\rho^2} . \qquad (14)$$

В дальнейшем примем, что компоненты напряжений $\sigma_\rho, \sigma_\theta$ и компоненты скоростей деформаций ξ_ρ, ξ_{xy} зависят только от координаты ρ и связываются со средним углом матрицы, т.е. полагаем $\theta = \alpha / 2$; $\sigma_\theta = \sigma_k$ (рис. 2).

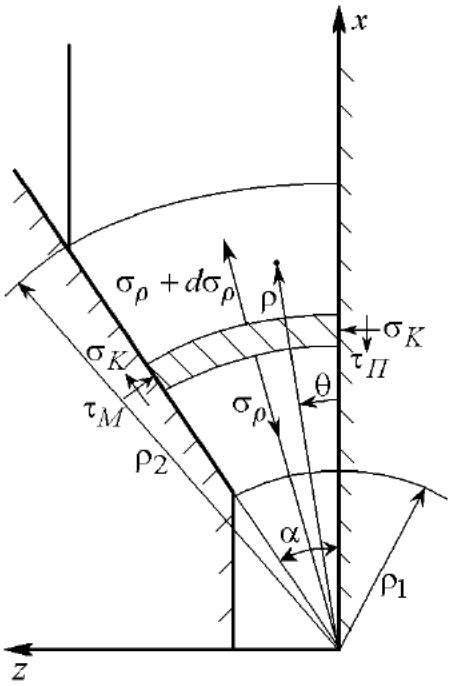


Рис. 2. Схема к расчету напряженного состояния заготовки при вытяжке с утонением стенки

В этом случае получим

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{3R_y}{2(R_x + R_y + R_x R_y)}} \times$$

$$\times\left\{R_x\left(\frac{R_x+R_y}{(R_y+R_x)^2}+1\right)\cos^2\alpha+\frac{1}{2}R_{xy}\sin^2\alpha\right\}^{1/2}\left|\sigma_\rho-\sigma_\theta\right|; \qquad (15)$$

$$\xi_e=\sqrt{\frac{2(R_x+R_y+R_xR_y)}{3R_y}}\left\{\left(\frac{R_y+R_x}{R_x(1+R_x+R_y)}\right)\cos^2\alpha+\frac{2}{R_{xy}}\sin^2\alpha\right\}^{1/2}\frac{|\overline{B}|}{\rho^2}. \qquad (16)$$

Для определения напряженного состояния и повреждаемости материала следует решать совместно следующие уравнения:

$$\sigma_\rho-\sigma_\kappa=\sigma_e\sqrt{\frac{2(R_x+R_y+R_xR_y)}{3R_y}}\times$$

$$\times\left\{R_x\left(\frac{R_x+R_y}{(R_y+R_x)^2}+1\right)\cos^2\alpha+\frac{1}{2}R_{xy}\sin^2\alpha\right\}^{-1/2}; \qquad (17)$$

$$\sigma_e=\frac{\sigma_*(1-\omega_A)^{m/n}}{B^{1/n}}\xi_e^{1/n};\quad \dot{\omega}_A=\frac{\sigma_e\xi_e}{A_{пр}}; \qquad (18)$$

$$\xi_e=\sqrt{\frac{2(R_x+R_y+R_xR_y)}{3R_y}}\left\{\left(\frac{R_y+R_x}{R_x(1+R_x+R_y)}\right)\cos^2\alpha+\frac{2}{R_{xy}}\sin^2\alpha\right\}^{1/2}\frac{|\overline{B}|}{\rho^2} \qquad (19)$$

и уравнение равновесия [5] (рис. 2)

$$\rho\frac{d\sigma_\rho}{d\rho}+\sigma_\rho-\sigma_\kappa(1+M)=0, \qquad (20)$$

если поведение материала описывается энергетической теорией ползучести и повреждаемости, где $M=-(\mu_П-\mu_M)/tg\alpha$.

В том случае, когда поведение материала подчиняется кинетической теории ползучести и повреждаемости, используются уравнения (17), (19), (20) и вместо уравнения состояния (18) -

$$\sigma_e=\frac{\sigma_*(1-\omega_e)^{m/n}}{B^{1/n}}\xi_e^{1/n};\quad \dot{\omega}_e=\xi_e/\varepsilon_{enp}. \qquad (21)$$

Системы уравнений (17-20) и (17), (19), (20), (21) решаются методом конечно- разностных соотношений вместе с методом итераций.

Изменение направления течения при входе и выходе из очага деформации будем учитывать изменением величины радиального напряжения на величину

$$\Delta\sigma_\rho=\frac{\sigma_\rho-\sigma_\kappa}{2}tg\frac{\alpha}{2}. \qquad (22)$$

Осевое напряжение σ_x с учетом поворота течения материала на угол

$\alpha/2$ на выходе из очага деформации вычисляется следующим образом:

$$\sigma_x = \sigma_\rho\Big|_{\rho=\rho_1} + \frac{\sigma_\rho - \sigma_к}{2} tg\frac{\alpha}{2}. \qquad (23)$$

Сила вытяжки с утонением определяется по формуле

$$P = \pi d_1 s_1 \sigma_x + \pi \mu_П d_П \int_{\rho_1}^{\rho_2} |\sigma_к| d\rho. \qquad (24)$$

Предельные возможности изотермической вытяжки с утонением стенки исследовались в зависимости от коэффициента утонения m_s, угла конусности матрицы α, скорости перемещения пуансона V_n, условий трения на контактной поверхности пуансона и матрицы ($\mu_П / \mu_M$) для алюминиевого сплава АМг6 ($T = 450^\circ$C) и титанового сплава ВТ6С ($T = 930^\circ$C), поведение которых описываются энергетической и кинетической теориями кратковременной ползучести и повреждаемости. Механические свойства исследуемых материалов приведены в работе [2].

Графические зависимости изменения предельного коэффициента утонения m_{snp} от скорости перемещения пуансона V_n при вытяжке с утонением стенки алюминиевого сплава АМг6 ($T = 450^\circ$), поведение которого описывается энергетической теорией ползучести и повреждаемости, представлены на рис. 3.

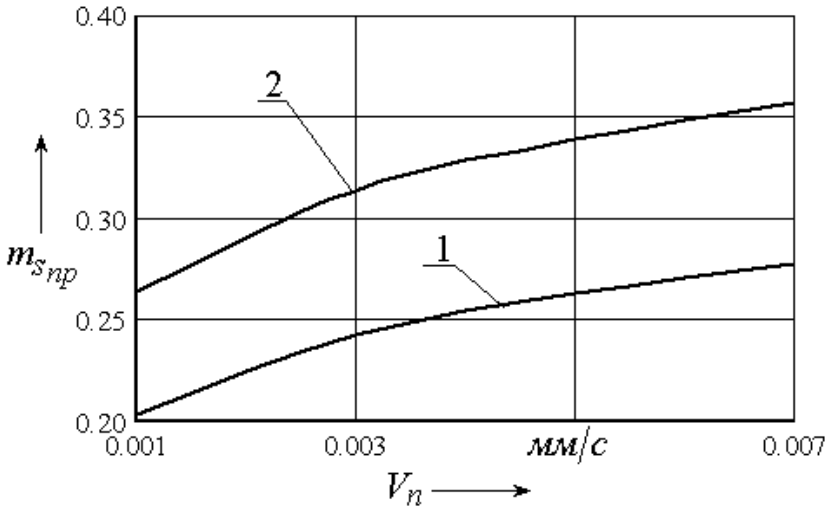


Рис. 3. Графические зависимости изменения m_{snp} ***от*** V_n***:***

кривая 1 - $\chi = 1$***; кривая 2-*** $\chi = 0{,}65$ ***(*** $\alpha = 18^\circ$***;*** $\mu_M = 0{,}1$***;*** $\mu_П = 0{,}2$***)***

Анализ графических зависимостей и результатов расчета показывает, что при вытяжке с утонением высокопрочных материалов, поведение которых описывается энергетической теорией ползучести и повреждаемо-

сти, с увеличением угла конусности матрицы α и скорости перемещения пуансона V_n предельный коэффициент утонения m_{snp} увеличивается, т.е. ухудшаются условия утонения. Установлено, что изменение условий трения на контактной поверхности пуансона $\mu_П$ существенно влияет на предельный коэффициент утонения ($\mu_M = const$). С ростом коэффициента трения на пуансоне снижается предельное значение коэффициента утонения m_{snp}. Этот эффект проявляется существеннее на малых углах конусности матрицы α.

Предельные возможности формоизменения вытяжки с утонением стенки цилиндрических деталей из материала, поведение которого подчиняется кинетической теории ползучести и повреждаемости, в режиме ползучести (титановый сплав ВТ6С (930 °С)) не зависят от скорости перемещения пуансона V_n.

Приведенные выше соотношения могут быть использованы для оценки предельных возможностей формоизменения при изотермической вытяжке с утонением стенки цилиндрических деталей из анизотропных материалов в конических матрицах.

Работа выполнена по государственным контрактам в рамках федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 - 2013 годы, грантам РФФИ.

Список литературы

1. Изотермическое деформирование высокопрочных анизотропных материалов / С.П. Яковлев [и др.]. М.: Машиностроение, 2004. 427 с.

2. Изотермическое формоизменение анизотропных материалов жестким инструментом в режиме кратковременной ползучести / С.С. Яковлев [и др.]. М.: Машиностроение, 2009. 412 с.

3. Яковлев С.П., Яковлев С.С., Андрейченко В.А. Обработка давлением анизотропных материалов. Кишинев: Квант. 1997. 331 с.

4. Малинин Н.Н. Ползучесть в обработке металлов. М.: Машиностроение, 1986. 216 с.

5. Попов Е.А. Основы теории листовой штамповки. М.: Машиностроение, 1968. 283 с.

6. Колмогоров В.Л. Механика обработки металлов давлением. Екатеринбург: Уральский государственный технический университет (УПИ), 2001. 836 с.

7. Богатов А.А., Мижирицкий О.И., Смирнов С.В. Ресурс пластичности металлов при обработке давлением. М.: Металлургия, 1984.

144 с.

V.I. Platonov, S.S. Yakovlev, A.V. Chernyaev

LIMITING POSSIBILITIES OF THE EXTRACT WITH UTONENY OF THE WALL OF THE ANISOTROPIC MATERIAL IN THE CREEP MODE

Results of theoretical researches of limiting possibilities of an extract with an utoneniye of a wall of cylindrical details from an anisotropic material are given in a creep mode.

Key words: an extract with an utoneniye, anisotropy, deformation, tension, destruction, damageability, speed of deformation, creep, temperature.

Получено 20.01.12

УДК 593.3

А.А. Трещев, д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой, (4872) 35-54-58, taa58@yandex.ru (Россия, Тула, ТулГУ),
Н.В. Васильев, асп., (4872) 35-54-58, c1tadel@yandex.ru
(Россия, Тула, ТулГУ)

РАСЧЕТ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ТРЕХСЛОЙНОЙ ГИБКОЙ ПЛАСТИНЫ ИЗ АНИЗОТРОПНЫХ РАЗНОСОПРОТИВЛЯЮЩИХСЯ МАТЕРИАЛОВ С УЧЕТОМ БОЛЬШИХ ПРОГИБОВ

Рассмотрено моделирование напряженно-деформированного состояния гибких слоистых пластин из разносопротивляющихся материалов. Получены результаты расчета модельной задачи по определению напряженно-деформированного состояния трехслойной пластины из ортотропного разносопротивляющегося материала.

Ключевые слова: пластина, анизотропия, ортотропия, напряженно-деформированное состояние, разносопротивляемость, геометрическая нелинейность.

Рассмотрим упругое равновесие прямоугольной трехслойной пластины, отнесенной к декартовой системе координат. Внешние слои пластины одинаковы по своим свойствам и при этом в произвольной точке каждого слоя одна из плоскостей упругой симметрии параллельна срединной плоскости, а остальные две перпендикулярны к координатным линиям $x_1 = \text{const}$, $x_2 = \text{const}$. Примем, что пластина нагружена нормально приложенной равномерно распределенной нагрузкой интенсивностью q. Верти-

кальную ось x_3 направим в сторону прогибов.

При решении поставленной задачи для всего пакета слоев в целом введены традиционные для данного класса задач технические гипотезы [1]:

1) нормальное к срединной плоскости перемещение w не зависит от координаты x_3 $(e_3 = 0)$;

2) нормаль к срединной плоскости после деформации поворачивается на угол ψ_1 относительно оси x_1 и ψ_2 относительно оси x_2;

3) при определении параметров напряженного состояния влиянием нормальных напряжений σ_3 пренебрегаем.

Деформированное состояние пластин определим компонентами перемещений точек срединной поверхности u_1, u_2, $u_3 = w$.

Компоненты тензора деформаций выразятся через параметры деформации ε_{ij} и кривизны χ_{ij} срединной поверхности (i, j = 1, 2) согласно общим формулам

$$e_{ij} = \varepsilon_{ij} + x_3\chi_{ij}. \tag{1}$$

Рассмотрим геометрически нелинейную задачу изгиба слоистой пластины в декартовой системе координат при величинах максимальных прогибов порядка толщины этой пластины. Таким образом, точность рассматриваемой теории ограничим рамками геометрических соотношений Т. Кармана [1,2]. Применительно к конкретным условиям задачи деформации и кривизны срединной поверхности запишем следующим образом :

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2}\left(u_{i,j} + u_{j,i} + w_{,i}\,w_{,j}\right);\ \chi_{ij} = -w_{,ij}. \tag{2}$$

Выражения для деформаций с учетом принятых гипотез представим в виде

$$e_{11} = u_{1,1} + \frac{1}{2}(w_{,1})^2 - x_3\psi_{2,1},\ e_{22} = u_{2,2} + \frac{1}{2}(w_{,2})^2 - x_3\psi_{1,2},$$
$$\gamma_{12} = u_{1,2} + u_{2,1} + w_{,1}\,w_{,2} - x_3(\psi_{1,1} + \psi_{2,2}),\quad \gamma_{13} = \psi_2 + w_{,1},\ \gamma_{23} = \psi_1 + w_{,2}. \tag{3}$$

Для конкретизации структурной анизотропии материала пластин примем ортотропное тело. Тогда общие уравнения упругости для ортотропного разносопротивляющегося материала примем в соответствии с указанными выше гипотезами [1]:

$$\begin{Bmatrix} e_{11} \\ e_{22} \\ e_{13} \\ e_{23} \\ e_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{1111} & C_{1122} & 0 & 0 & 0 \\ C_{1122} & C_{2222} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C_{1313} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{2323} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{1212} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \tau_{13} \\ \tau_{23} \\ \tau_{12} \end{Bmatrix}, \tag{4}$$

или

$$e_{11} = C_{1111}\sigma_{11} + C_{1122}\sigma_{22},$$
$$e_{22} = C_{1122}\sigma_{11} + C_{2222}\sigma_{22},$$
$$e_{12} = C_{1212}\sigma_{12},$$
$$e_{13} = C_{1313}\sigma_{13},$$
$$e_{23} = C_{2323}\sigma_{23},$$

где константы C_{iijj} имеют следующий вид:

$$C_{1111} = A_{1111} + B_{1111}\alpha_{11}; \quad C_{1122} = A_{1122} + B_{1122}(\alpha_{11} + \alpha_{22});$$
$$C_{2222} = A_{2222} + B_{2222}\alpha_{22}; \quad C_{1212} = (A_{1212} + B_{1212}\sqrt{2}\alpha_{12})\tau_{12};$$
$$C_{1313} = (A_{1313} + B_{1313}\sqrt{2}\alpha_{13})\tau_{13}; \quad C_{2323} = (A_{2323} + B_{2323}\sqrt{2}\alpha_{23})\tau_{23},$$

где $\alpha_{ij} = \sigma_{ij}/S$.

При этом физические константы A_{ijkm}, B_{ijkm} для ортотропного тела вычисляются следующим образом по данным опытов на простое растяжение и сжатие вдоль главных осей ортотропии:

$$A_{1111} = (1/E_1^+ + 1/E_1^-)/2; \; B_{1111} = (1/E_1^+ - 1/E_1^-)/2;$$

$$A_{2222} = (1/E_2^+ + 1/E_2^-)/2; \; B_{2222} = (1/E_2^+ - 1/E_2^-)/2;$$

$$A_{1122} = -(\nu_{12}^+/E_2^+ + \nu_{12}^-/E_2^-)/2; \; B_{1122} = -(\nu_{12}^+/E_2^+ - \nu_{12}^-/E_2^-)/2;$$

$$A_{1212} = (1/E_{12}^+ + 1/E_{12}^-) - 0{,}25[(1/E_1^+ + 1/E_2^+ + 1/E_1^- + 1/E_2^-) - 2(\nu_{21}^+/E_1^+ + \nu_{21}^-/E_1^-)];$$
$$B_{1212} = \sqrt{2}(1/E_{12}^+ - 1/E_{12}^-) - 0{,}125\sqrt{2}[(1/E_1^+ + 1/E_2^+ - 1/E_1^- - 1/E_2^-) -$$
$$- 4(\nu_{21}^+/E_1^+ - \nu_{21}^-/E_1^-)];$$
$$A_{1313} = (1/E_{13}^+ + 1/E_{13}^-) - 0{,}25[(1/E_1^+ + 1/E_3^+ + 1/E_1^- + 1/E_3^-) - 2(\nu_{31}^+/E_1^+ + \nu_{31}^-/E_1^-)];$$
$$B_{1313} = \sqrt{2}(1/E_{13}^+ - 1/E_{13}^-) - 0{,}125\sqrt{2}[(1/E_1^+ + 1/E_3^+ - 1/E_1^- - 1/E_3^-) -$$
$$- 4(\nu_{31}^+/E_1^+ - \nu_{31}^-/E_1^-)];$$
$$A_{2323} = (1/E_{23}^+ + 1/E_{23}^-) - 0{,}25[(1/E_2^+ + 1/E_3^+ + 1/E_2^- + 1/E_3^-) - 2(\nu_{32}^+/E_2^+ + \nu_{32}^-/E_2^-)];$$
$$B_{2323} = \sqrt{2}(1/E_{23}^+ - 1/E_{23}^-) - 0{,}125\sqrt{2}[(1/E_2^+ + 1/E_3^+ - 1/E_2^- - 1/E_3^-) -$$
$$- 4(\nu_{32}^+/E_2^+ - \nu_{32}^-/E_2^-)];$$

где $\nu_{12}^+/E_2^+ = \nu_{21}^+/E_1^+$; $\nu_{12}^-/E_2^- = \nu_{21}^-/E_1^-$; $\nu_{13}^+/E_3^+ = \nu_{31}^+/E_1^+$;

$$\nu_{13}^-/E_3^- = \nu_{31}^-/E_1^-; \; \nu_{23}^+/E_3^+ = \nu_{32}^+/E_2^+;$$

$$\nu_{23}^-/E_3^- = \nu_{32}^-/E_2^-.$$

Дифференциальные уравнения равновесия для пластины примем в традиционной для данного класса задач форме [1]:

$$N_{ii,i}+N_{ij,j}=0;$$

$$Q_{i,i}+Q_{j,j}+N_{ii,i}\,w_{,ii}+N_{ij,j}\,w_{,ij}+N_{ij,i}\,w_{,ij}+N_{jj,j}\,w_{,jj}=-q; \qquad (5)$$

$$M_{ii,i}+M_{ij,j}-Q_i=0\,.$$

Решаемая задача изгиба пластинки имеет нелинейность двоякого характера, вследствие чего появляются определенные трудности при решении ее конечных разрешающих дифференциальных уравнений. Для решения поставленной задачи авторами предлагается использовать методику последовательных нагружений, предложенную В.З.Власовым и в последующем усовершенствованную В.В.Петровым в форме двухшагового метода последовательных возмущений параметров [4].

Проведем линеаризацию с одновременным построением разрешающих уравнений.

Пусть некоторое деформированное состояние пластинки будет начальным, а искомые функции u_i, w, ψ будут определены на заданном уровне нагружения.

Рассмотрим состояние, соответствующее некоторому малому возмущению нагрузки $q+\delta q$, которой будут соответствовать малые возмущения искомых функций $w+\delta w$, $u_i+\delta u_i$ и ν_{23}^{-}.

Опуская очевидные преобразования, выпишем уравнения статики в приращениях:

$$\delta N_{11,1}+\delta N_{12,2}=0;\quad \delta N_{22,2}+\delta N_{12,1}=0;$$

$$\delta M_{11,1}+\delta M_{12,2}-\delta Q_1=0;\ \ \delta M_{22,2}+\delta M_{12,1}-\delta Q_2=0;$$

$$\delta Q_{1,1}+\delta Q_{2,2}+\delta N_{11,1}\,w_{,11}+\delta N_{22,2}\,w_{,22}+\delta w_{,11}\,N_{11,1}+ \qquad (6)$$

$$+\delta w_{,22}\,N_{22,2}+\delta N_{12,2}\,w_{,12}+\delta N_{12,1}\,w_{,12}+\delta w_{,12}\,N_{12,2}+N_{12,1}\,\delta w_{,12}=-\delta q\,.$$

Для получения значений приращений внутренних усилий и собственно величин внутренних усилий на первоначальном этапе необходимо записать исходные геометрические соотношения в приращениях по вышеописанной методике, соответственно получим

$$\delta e_{11}=\delta u_{1,1}+w_{,1}\cdot\delta w_{,1}-x_3(\delta\psi_{2,1}),$$

$$\delta e_{22}=\delta u_{2,2}+w_{,2}\,\delta w_{,2}-x_3(\delta\psi_{1,2}),$$

$$\delta\gamma_{12}=\delta u_{1,2}+\delta u_{2,1}+w_{,1}\,\delta w_{,2}+w_{,2}\,\delta w_{,1}+\delta w_{,1}\,\delta w_{,2}-x_3(\delta\psi_{1,1}+\delta\psi_{2,2}), \qquad (7)$$

$$\delta\gamma_{13}=\delta\psi_2+\delta w_{,1},\quad \delta\gamma_{23}=\delta\psi_1+\delta w_{,2}\,.$$

Разложим выражения приращений деформаций для прямоугольной пластинки через приращения напряжений в рад Тейлора и удержим все

члены не выше первого порядка малости:

$$\begin{aligned}
\delta e_{11} &= \frac{\partial e_{11}}{\partial \sigma_{11}}\delta\sigma_{11} + \frac{\partial e_{11}}{\partial \sigma_{22}}\delta\sigma_{22} + \frac{\partial e_{11}}{\partial \sigma_{12}}\delta\sigma_{12} + \frac{\partial e_{11}}{\partial \sigma_{13}}\delta\sigma_{13} + \frac{\partial e_{11}}{\partial \sigma_{23}}\delta\sigma_{23};\\
\delta e_{22} &= \frac{\partial e_{22}}{\partial \sigma_{11}}\delta\sigma_{11} + \frac{\partial e_{22}}{\partial \sigma_{22}}\delta\sigma_{22} + \frac{\partial e_{22}}{\partial \sigma_{12}}\delta\sigma_{12} + \frac{\partial e_{22}}{\partial \sigma_{13}}\delta\sigma_{13} + \frac{\partial e_{22}}{\partial \sigma_{23}}\delta\sigma_{23};\\
\delta e_{12} &= \frac{\partial e_{12}}{\partial \sigma_{11}}\delta\sigma_{11} + \frac{\partial e_{12}}{\partial \sigma_{22}}\delta\sigma_{22} + \frac{\partial e_{12}}{\partial \sigma_{12}}\delta\sigma_{12} + \frac{\partial e_{12}}{\partial \sigma_{13}}\delta\sigma_{13} + \frac{\partial e_{12}}{\partial \sigma_{23}}\delta\sigma_{23};\\
\delta e_{13} &= \frac{\partial e_{13}}{\partial \sigma_{11}}\delta\sigma_{11} + \frac{\partial e_{13}}{\partial \sigma_{22}}\delta\sigma_{22} + \frac{\partial e_{13}}{\partial \sigma_{12}}\delta\sigma_{12} + \frac{\partial e_{13}}{\partial \sigma_{13}}\delta\sigma_{13} + \frac{\partial e_{13}}{\partial \sigma_{23}}\delta\sigma_{23};\\
\delta e_{23} &= \frac{\partial e_{23}}{\partial \sigma_{11}}\delta\sigma_{11} + \frac{\partial e_{23}}{\partial \sigma_{22}}\delta\sigma_{22} + \frac{\partial e_{23}}{\partial \sigma_{12}}\delta\sigma_{12} + \frac{\partial e_{23}}{\partial \sigma_{13}}\delta\sigma_{13} + \frac{\partial e_{23}}{\partial \sigma_{23}}\delta\sigma_{23}
\end{aligned} \qquad (8)$$

или

$$\begin{aligned}
\delta e_{11} &= A_{1111}\delta\sigma_{11} + A_{1122}\delta\sigma_{22} + A_{1112}\delta\sigma_{12} + A_{1113}\delta\sigma_{13} + A_{1123}\delta\sigma_{23};\\
\delta e_{22} &= A_{2211}\delta\sigma_{11} + A_{2222}\delta\sigma_{22} + A_{2212}\delta\sigma_{12} + A_{2213}\delta\sigma_{13} + A_{2223}\delta\sigma_{23};\\
\delta e_{12} &= A_{1211}\delta\sigma_{11} + A_{1222}\delta\sigma_{22} + A_{1212}\delta\sigma_{12} + A_{1213}\delta\sigma_{13} + A_{1223}\delta\sigma_{23};\\
\delta e_{13} &= A_{1311}\delta\sigma_{11} + A_{1322}\delta\sigma_{22} + A_{1312}\delta\sigma_{12} + A_{1313}\delta\sigma_{13} + A_{1323}\delta\sigma_{23};\\
\delta e_{23} &= A_{2311}\delta\sigma_{11} + A_{2322}\delta\sigma_{22} + A_{2312}\delta\sigma_{12} + A_{2313}\delta\sigma_{13} + A_{2323}\delta\sigma_{23},
\end{aligned} \qquad (9)$$

где $\dfrac{\partial e_{ij}}{\partial \sigma_{kl}} = A_{ijkm}$ $(i, j, k, m = 1,2,3)$.

Обращая указанные выражения, получим

$$\left[C_{ijkm}\right]^{-1} = \left[A_{ijkm}\right]$$

$$\begin{aligned}
\delta\sigma_{11} &= C_{1111}\delta e_{11} + C_{1122}\delta e_{22} + C_{1112}\delta e_{12} + C_{1113}\delta e_{13} + C_{1123}\delta e_{23};\\
\delta\sigma_{22} &= C_{2211}\delta e_{11} + C_{2222}\delta e_{22} + C_{2212}\delta e_{12} + C_{2213}\delta e_{13} + C_{2223}\delta e_{23};\\
\delta\sigma_{12} &= C_{1211}\delta e_{11} + C_{1222}\delta e_{22} + C_{1212}\delta e_{12} + C_{1213}\delta e_{13} + C_{1223}\delta e_{23};\\
\delta\sigma_{13} &= C_{1311}\delta e_{11} + C_{1322}\delta e_{22} + C_{1312}\delta e_{12} + C_{1313}\delta e_{13} + C_{1323}\delta e_{23};\\
\delta\sigma_{23} &= C_{2311}\delta e_{11} + C_{2322}\delta e_{22} + C_{2312}\delta e_{12} + C_{2313}\delta e_{13} + C_{2323}\delta e_{23}.
\end{aligned} \qquad (10)$$

Приращения внутренних сил и моментов определяют традиционным образом, интегрируя выражения для приращений напряжений по толщине пластины, т.е. получим выражения для приращений усилий:

$$\delta N_{ii} = \int_{-h/2}^{h/2} \delta\sigma_{ii}\,dz;\ \delta N_{ij} = \int_{-h/2}^{h/2} \delta\sigma_{ij}\,dz;\ \delta Q_k = \int_{-h/2}^{h/2} \delta\tau_{kz}\,dz;\ \delta M_{ij} = \int_{-h/2}^{h/2} \delta\sigma_{ij}\,z\,dz. \qquad (11)$$

Вычислив (11), учитывая (7), и, подставив в (6), получим конечную линеаризованную систему разрешающих дифференциальных уравнений в приращениях перемещений.

Окончательно система разрешающих уравнений имеет следующий вид:

$$\delta u_{1,11} D_{1111} + \frac{1}{2}\delta u_{1,22} D_{1212} + \delta u_{2,12} D_{1122} + \frac{1}{2}\delta u_{2,12} D_{1212} - \delta\psi_{1,12} Q_{1122} -$$
$$- \delta\psi_{1,12} Q_{1212} - \delta\psi_{2,11} Q_{1111} - \delta\psi_{2,22} Q_{1212} =$$
$$= F_1(\delta w, \delta u_1, \delta u_2, \delta\psi_1, \delta\psi_2, w, u_1, u_2, \psi_1, \psi_2),$$
$$\delta u_{1,22} D_{2222} + \frac{1}{2}\delta u_{1,11} D_{1212} + \delta u_{2,12} D_{1122} + \frac{1}{2}\delta u_{2,12} D_{1212} - \delta\psi_{1,22} Q_{2222} -$$
$$- \delta\psi_{1,11} Q_{1212} - \delta\psi_{2,12} Q_{1122} - \delta\psi_{2,12} Q_{1212} =$$
$$= F_2(\delta w, \delta u_1, \delta u_2, \delta\psi_1, \delta\psi_2, w, u_1, u_2, \psi_1, \psi_2),$$
$$- \delta w_{,1} D_{1313} + \delta u_{1,11} Q_{1111} + \frac{1}{2}\delta u_{1,22} Q_{1212} + \delta u_{2,12} Q_{1122} + \frac{1}{2}\delta u_{2,12} Q_{1212} -$$
$$- \delta\psi_{1,12} K_{1122} - \delta\psi_{1,12} K_{1212} - \delta\psi_{2,11} K_{1111} - \delta\psi_{2,22} K_{1212} - \frac{1}{2}\delta\psi_2 D_{1313} =$$
$$= F_3(\delta w, \delta u_1, \delta u_2, \delta\psi_1, \delta\psi_2, w, u_1, u_2, \psi_1, \psi_2), \qquad (12)$$

$$- \delta w_{,2} D_{1313} + \delta u_{1,22} Q_{2222} + \frac{1}{2}\delta u_{1,11} Q_{1212} + \delta u_{2,12} Q_{1122} + \frac{1}{2}\delta u_{2,12} Q_{1212} -$$
$$- \delta\psi_{2,12} K_{1122} - \delta\psi_{2,12} K_{1212} - \delta\psi_{1,22} K_{2222} -$$
$$- \delta\psi_{1,11} K_{1212} - \frac{1}{2}\delta\psi_1 D_{1313} = F_4(\delta w, \delta u_1, \delta u_2, \delta\psi_1, \delta\psi_2, w, u_1, u_2, \psi_1, \psi_2),$$

$$\delta w_{,11} D_{1313} + \delta w_{,22} D_{2323} + \frac{1}{2}\delta\psi_{1,2} D_{2323} + \frac{1}{2}\delta\psi_{2,1} D_{1313} - q =$$
$$= F_5(\delta w, \delta u_1, \delta u_2, \delta\psi_1, \delta\psi_2, w, u_1, u_2, \psi_1, \psi_2),$$

где
$$D_{ijkm}(x_1, x_2) = \int_{-h/2}^{h/2} C_{ijkm}(x_1, x_2, x_3) dx_3;$$
$$Q_{ijkm}(x_1, x_2) = \int_{-h/2}^{h/2} C_{ijkm}(x_1, x_2, x_3) x_3 dx_3;$$
$$K_{ijkm}(x_1, x_2) = \int_{-h/2}^{h/2} C_{ijkm}(x_1, x_2, x_3) x_3^2 dx_3.$$

Правые части $F_i(\delta w, \delta u_1, \delta u_2, \delta\psi_1, \delta\psi_2, w, u_1, u_2, \psi_1, \psi_2)$ уравнений (12) имеют весьма громоздкий вид, поэтому в данной статье не приведены.

Для полноты системы разрешающих уравнений (12) необходимо задать граничные условия [1,2]. В частности, для жесткого опирания они примут вид $u_i = 0$; $\psi_i = 0$; $w = 0$ и соответственно в приращениях – вид $\delta u_i = 0$; $\delta\psi_i = 0$; $\delta w = 0$.

Начальные или накопленные к следующему этапу нагружения параметры системы обозначены буквами $w, u_1, u_2, \psi_1, \psi_2$, а $\delta w, \delta u_1, \delta u_2, \delta\psi_1, \delta\psi_2$ – текущие приращения, полученные за очередной этап нагружения.

Вид переменных коэффициентов D_{ijkm}, Q_{ijkm}, K_{ijkm}, определяет НДС пластины, накопленное к рассматриваемому этапу расчета. В отличие от традиционной методики последовательных нагружений для повышения точности решения исходной задачи с учетом геометрической и физической нелинейности на первом шаге нагружения после решения классической задачи необходимо учесть влияние разносопротивляемости материала пластинки на ее НДС. Для решения этой задачи на первом шаге необходимо решить задачу о малом изгибе пластины с учетом лишь физической нелинейности по методу «упругих решений» Илюшина.

Решение полученной системы разрешающих дифференциальных уравнений в приращениях (12) предлагается проводить численным методом – методом конечных разностей.

Решение линеаризованных уравнений в конечно-разностной форме проводится в два этапа: на первом шаге решается задача изгиба пластинки при малых прогибах по методу упругих решений А.А. Илюшина с учетом лишь физической нелинейности, а на втором – по двухшаговому методу последовательных возмущений параметров В.В. Петрова с учетом нелинейностей двух видов.

Для апробации описанного выше подхода была решена модельная задача об изгибе жестко защемленной ортотропной пластины из слоистого композита (рис.1). Обкладки пластины выполнены из стеклопластика, а средняя часть пластины – из графита марки ATJ-S [1]. Размеры в плане пластины 1,2х1,2 м; равномерно распределенная нагрузка принималась от 0 до 575 кПа.

Для решения задачи разработан пакет прикладных программ на базе системы MATLAB R2009.

В результате проведенных расчетов получены следующие результаты для трехслойной структурно-анизотропной пластины: распределение изгибающих моментов M_{11}, M_{22}, M_{12} вдоль главных осей анизотропии рассматриваемой пластины, графики зависимости перемещений u_1, u_2, w и напряжений σ_{ij} от величины нагрузки.

Было проведено сравнение полученных результатов с данными классической теории, причем разница по величинам перемещений составляла для различных величин нагрузки от 5 до 23 %. Для силовых факторов, в том числе моментов, разница колебалась в пределах от 2 до 15 %, и до

30 % процентов для напряжений.

На рис. 1, 2 показаны графики изменения некоторых параметров напряженно-деформированного состояния пластины.

Проведенные авторами исследования напряженно-деформированного состояния трехслойной пластины из анизотропного материала показали, что пренебрегать учетом явления разносопротивляемости при расчете многослойных пластин в условиях больших прогибов на поперечный изгиб нельзя, так как это может привести к значительным погрешностям в определении параметров напряженно-деформированного состояния.

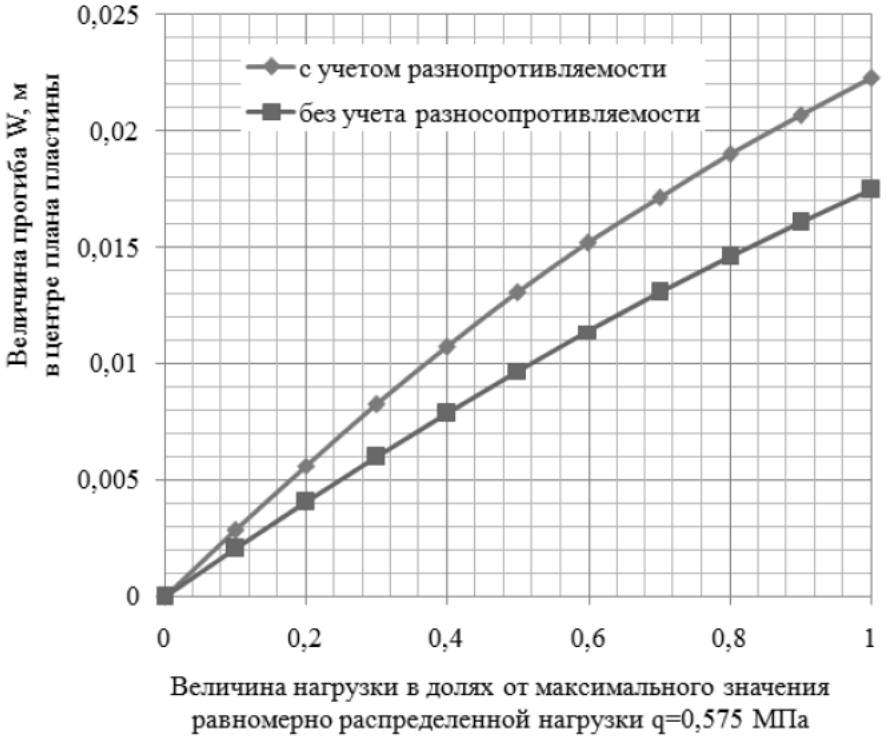


Рис. 1. График изменения прогиба W в центре пластины



Рис. 2. График изменения перемещения u_x (u_y)

Разработанные авторами методики расчета приобретают особую актуальность в связи с широким распространением анизотропных разносопротивляющихся материалов в строительных конструкциях, авиастроении и технологическом оборудовании и в отсутствии надежной теории для расчета таких материалов.

Список литературы

1. Трещев А.А., Н.М. Матченко. Теория деформирования разносопротивляющихся материалов. Тонкие пластины и оболочки. М.; Тула: РААСН; ТулГУ, 2005. 186с.

2. Трещев А.А. Теория деформирования и прочности материалов, чувствительных к виду напряженного состояния. Определяющие соотношения. М.; Тула: РААСН; ТулГУ. 2008. 264 с.

3. Трещев А.А. Анизотропные пластины и оболочки из разносопротивляющихся материалов. М.; Тула: РААСН; ТулГУ. 2007. 160 с.

4. Петров В.В., Кривошеин И.В. Методы расчета конструкций из нелинейно-деформируемого материала: учеб. пособие. М.: Изд-во АСВ, 2009. 208 с.

A.A. Treschev, N.V. Vasiliev

SIMULATION STRESS-STRAIN STATE FOR FLEXIBLE LAMINATED PLATES OF ANISOTROPIC DIFFERENT RESISTANT MATERIALS TAKING INTO ACCOUNT GEOMETRIC NONLINEARITY.

Modeling of stress-strain state of flexible laminated plates of anisotropic different resistant materials. The results of the calculation model problems on the definition of the stress-strain state of layered plates of anisotropic different resistant materials are discussed.

Key words: plate, anisotropy, stress-strain state, different resistant, large deflections.

Получено 20.01.12

УДК 539.374; 621.983
С.Н. Ларин, канд. техн. наук, доц., (4872) 35-14-82,
mpf-tula@rambler.ru (Россия, Тула, ТулГУ),
Б.С. Яковлев, канд. техн. наук, доц., (4872) 35-14-82,
mpf-tula@rambler.ru (Россия, Тула, ТулГУ),
О.В. Пилипенко, (4872) 35-14-82, mpf-tula@rambler.ru
(Россия, Тула, ТулГУ)

ИЗОТЕРМИЧЕСКАЯ ВЫТЯЖКА КОРОБЧАТЫХ ДЕТАЛЕЙ ИЗ АНИЗОТРОПНЫХ МАТЕРИАЛОВ ПО СХЕМЕ «ОВАЛ-ПРЯМОУГОЛЬНИК»

Приведена математическая модель изотермической вытяжки коробчатых деталей из трансверсально-изотропных материалов по схеме «овал-прямоугольник» в режиме кратковременной ползучести.

Ключевые слова: анизотропия, вытяжка, коробка, деталь, напряжение, деформация, скорость деформации, температура, кратковременная ползучесть.

Рассмотрена технологическая схема операции изотермической вытяжки высоких коробок из полуфабрикатов, формой которых в плане являются овалы с прямыми сторонами.

Материал заготовки примем трансверсально-изотропным, механическое состояние которого определяется функцией

$$\sigma_e = k\varepsilon_e^m \xi_e^n, \qquad (1)$$

где σ_e - эквивалентное напряжение (интенсивность напряжений); ε_e, ξ_e - эквивалентные деформация (интенсивность деформаций) и скорость деформации соответственно; k, m, n - константы материала.

Расчет силовых режимов процесса вытяжки выполняем исходя из экстремальной верхнеграничной теоремы [1]. Общее уравнение мощностей для первой и последующих операций вытяжки полуфабрикатов запишем в виде

$$PV_n \le W_{\text{вн}} + W_{\text{р}} + W'_{\text{р}} + W_{\text{тр}}, \qquad (2)$$

где левая часть - мощность внешних сил P при скорости перемещения пуансона V_n; правая часть - соответственно мощность сил деформаций, мощность на линиях разрыва скоростей и мощность трения на поверхностях контакта материала с инструментом; $W'_{\text{р}}$ - мощность сил в связи с перетяжкой стенки цилиндра (полуфабриката предыдущей вытяжки) на ребре прижима.

Схема операции изотермической вытяжки приведена на рис. 1. Допускаем, что во фланце заготовки имеются зоны деформаций и жесткие зоны. Линии разрыва, разделяющие эти зоны, проведены через точки перехода криволинейных угловых участков фланца к прямолинейным. Пере-

мещения точек в зонах деформаций происходят по радиальным направлениям к центру в точке O_1 со скоростями V_r. Жесткие зоны движутся по нормали к прямолинейному контуру матрицы со скоростью V_n. Энергетическому состоянию соответствует уравнение мощностей (2).

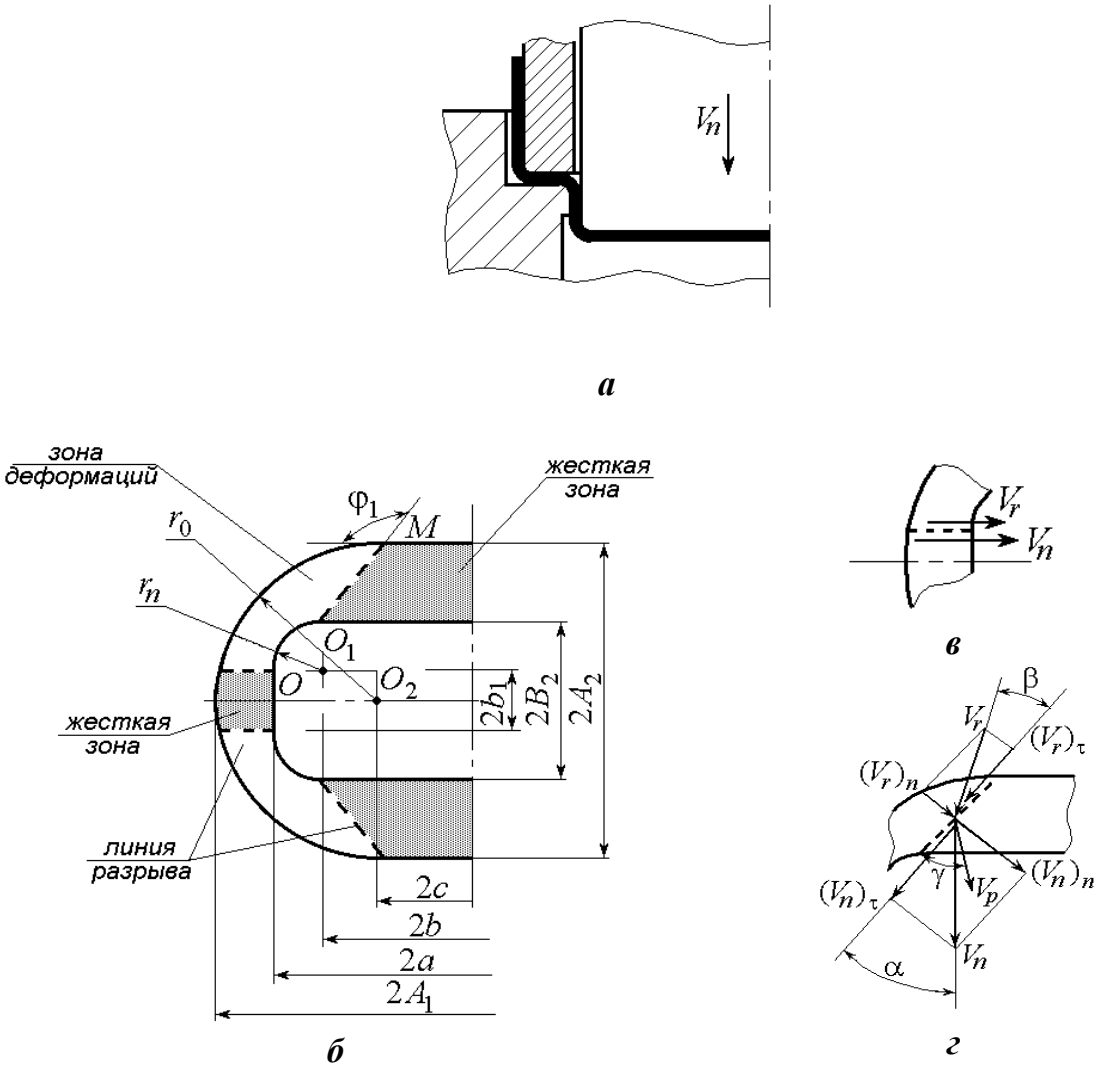


Рис. 1. Вытяжка высокой прямоугольной коробки по схеме «овал-прямоугольник»: а - схема операции; б – разрывное поле скоростей; в, г - скорости на линиях разрыва

Для интегрирования в полярных координатах выражений для мощностей необходимо записать уравнения дуг окружностей с радиусами r_n, r_0 относительно центра в точке O - точке пересечения линии разрыва с горизонтальной осью заготовки (изделия).

При переносе начала координат из точек O_1, O_2 в точку O и переходе к полярным координатам получим формулы

$$\left.\begin{aligned}\rho_n &= \left[(a-b)\cos\varphi\right]\left[-1+\sqrt{1+\frac{r_n^2-(a-b)^2}{(a-b)^2\cos^2\varphi}}\right]\\ \rho_o &= \left[(a-c)\cos\varphi+b_1\sin\varphi\right]\left[-1+\sqrt{1+\frac{r_0^2-(a-c)^2-b_1^2}{\left((a-c)\cos\varphi+b_1\sin\varphi\right)^2}}\right].\end{aligned}\right\} \quad (3)$$

Здесь φ - угловая координата точек на расстоянии ρ от центра O; $0 \le \varphi \le \varphi_1$; φ_1 - угол, определяющий зону деформаций, а именно

$$\varphi_1 = \pi - arctg\frac{r_0 - b_1}{a-c}. \quad (4)$$

Кинематика точек в зонах деформаций в соответствии с рис. 1 запишется, так

$$V_\rho = V_n\left(\frac{\rho_n}{\rho}\right)^{\frac{R}{1+R}}; \quad \xi_e = \chi V_n \rho_n^{\frac{R}{1+R}} \rho^{-\frac{1+2R}{1+R}}; \quad \varepsilon_e = \chi \ln\frac{\rho}{\rho_n}, \quad (5)$$

где ρ - текущая радиальная координата точки фланца в зоне деформаций относительно центра в точке O.

Эквивалентные напряжения в соответствии с уравнением состояния (1) и выражениями (2), (5) определяются следующим образом:

$$\sigma_e = k\chi^{1+m+n} V_n^n \rho_n^{\frac{R}{1+R}} \rho^{-\frac{1+2R}{1+R}} \left(\ln\frac{\rho}{\rho_n}\right)^m. \quad (6)$$

Выражение для определения мощности внутренних сил запишем в виде

$$W_{вн} = 4\int_0^{\varphi_1}\left(\int_{\rho_n}^{\rho_o}\sigma_e\xi_e\delta_0\rho d\rho\right)d\varphi =$$

$$= 4k\delta_0\chi^{1+m+n} V_n^{1+n} \rho_n^{\frac{(1+n)R}{1+R}-m+p+1} \times$$

$$\times \int_0^{\varphi_1}\left\{\frac{m}{p}\left[\left(\frac{\rho_o}{\rho_n}\right)^p - 1\right] - \frac{1}{1+p}\left[\left(\frac{\rho_o}{\rho_n}\right)^{1+p} - 1\right]\right\}d\varphi, \quad (7)$$

где

$$p = 1 + m - \frac{(1+n)(1+2R)}{1+R},$$

радиусы ρ_n, ρ_o определяются в соответствии с формулами (3), а угол φ_1 - по формуле (4).

Обратимся к линиям разрыва скоростей (рис. 1, б). На одной из них скорости V_n и V_r по обе скорости от линии разрыва параллельны этой линии. Полный разрыв примем постоянным по всей линии, т.е.

$$V_{p_1} = V_n - V_r = V_n\left(1 - \left(\frac{\rho_n}{\rho_o}\right)^{R/(1+R)}\right), \qquad (8)$$

где значения радиусов определены формулами (3) при $\varphi = 0$.

На другой линии происходят разрывы в касательной и нормальной составляющих скоростей V_n и V_r. Полный разрыв (рис. 1,г), который также примем постоянным, составляет

$$V_{p_2} = \frac{(V_n)_\tau - (V_r)_\tau}{\cos\gamma} = V_n\left(1 - \left(\frac{\rho_n}{\rho_o}\right)^{R/(1+R)} \frac{\cos\beta}{\cos\alpha}\right)\frac{\cos\alpha}{\cos\gamma}. \qquad (9)$$

Здесь

$$\alpha = arctg\frac{r_n + b - c}{r_0 - r_n - b_1};\ \beta = \alpha - arctg\frac{b-c}{r_0 - b_1},$$

$$\gamma = arctg\left[\frac{1 - \left(\frac{\rho_n}{\rho_o}\right)^{R/(1+R)} \frac{\sin\beta}{\sin\alpha}}{1 - \left(\frac{\rho_n}{\rho_o}\right)^{R/(1+R)} \frac{\cos\beta}{\cos\alpha}} tg\alpha\right], \qquad (10)$$

где ρ_n, ρ_o - радиусы окружностей (3) при $\varphi = \varphi_1$; φ_1 - по формуле (3).

Касательные напряжения на линиях разрыва определяются соотношением

$$\tau_p = k_1(\sigma_e)_p = kk_1\chi^{1+m+n}V_n^n\rho_n^{\frac{R}{1+R}}\rho^{-\frac{1+2R}{1+R}}\left(\ln\frac{\rho}{\rho_n}\right)^m. \qquad (11)$$

Запишем выражение для мощности на линии разрыва в плоскости фланца исходя из общей формы уравнения

$$W_p = 4\sqrt{1 + 3\sin^2\gamma}\cdot\delta_0 V_p \int_{l_p}\tau_p dl_p$$

так:

$$W_p = 4k\sqrt{1 + 3\sin^2\gamma}\,\delta_0 V_p\rho_n \int_{\rho_n}^{\rho_o}\rho^{-\frac{1+2R}{1+R}}\left(\ln\frac{\rho}{\rho_n}\right)^m d\rho. \qquad (12)$$

Здесь при расчете мощностей входящие величины принимаются по соотношениям (8) – (11). При этом для горизонтальных линий разрыва

$V_p = V_{p_1}$, $\varphi = 0$, $\gamma = 0$; для наклонных линий $V_p = V_{p_2}$, $\varphi = \varphi_1$ - по формуле (4), γ - по формуле (10). Получим мощность на горизонтальных линиях

$$W_{p_1} = K V_{p_1} \left\{ \frac{1}{1+p} \left[\left(\frac{\rho_0}{\rho_n} \right)^{1+p} - 1 \right] - \frac{m}{p} \left[\left(\frac{\rho_0}{\rho_n} \right)^{p} - 1 \right] \right\} \qquad (13)$$

при $\varphi = 0$ для входящих величин ρ_0, ρ_n, V_{p_1}.

На наклонных линиях разрыва имеем

$$W_{p_2} = K \sqrt{1 + 3\sin^2 \gamma} V_{p_2} \left\{ \frac{1}{1+p} \left[\left(\frac{\rho_o}{\rho_n} \right)^{1+p} - 1 \right] - \frac{m}{p} \left[\left(\frac{\rho_o}{\rho_n} \right)^{p} - 1 \right] \right\} \qquad (14)$$

при $\varphi = \varphi_1$ для входящих величин ρ_o, ρ_n, V_{p_2}.

Здесь

$$K = 4 k k_1 \chi^{m+n} \delta_0 V_n^n; \quad p = m - \frac{n(1+2R)}{1+R}.$$

Для учета влияния перетяжки стенки заготовки на ребре прижима введем линию разрыва между стенкой и фланцем заготовки – полуфабриката предыдущей вытяжки. На участках деформаций и жестких участках длины линий разрыва соответственно

$$l_{p_1} = 4 \int_{\varphi_0}^{\varphi_1} \rho_o \, d\varphi; \quad l_{p_2} = 4 \left(c + r_o \arcsin \frac{b_1}{r_0} \right). \qquad (15)$$

Разрывы скоростей соответственно

$$V_{p_1} = V_n \left(\frac{\rho_n}{\rho_o} \right)^{R/(1+R)}, \quad V_{p_2} = V_n. \qquad (16)$$

Касательные напряжения на этих участках записаны формулой (11).

В соответствии с общей записью уравнения (12) получим при $\gamma = \pi/2$ соотношения для мощности в зоне перетяжки фланца на ребре прижима

$$W'_p = 4 k_1 \sigma_s \delta_0 V_n \left[\int_0^{\varphi_1} \rho_o \left(\frac{\rho_n}{\rho_o} \right)^{R/(1+R)} d\varphi + c + r_0 \arcsin \frac{b_1}{r_0} \right], \qquad (17)$$

где значения радиусов ρ_n, ρ_o рассчитываются по формулам (3); угол φ_1 - по выражению (4).

Перейдем к расчету мощности трения заготовки на поверхностях матрицы и прижима. Площади зон деформаций и жестких зон фланца соответственно

$$\left.\begin{aligned} S_1 &= 4\int_0^{\varphi_1}\left(\int_{\rho_n}^{\rho_0}\rho\, d\rho\right)d\varphi; \\ S_2 &= 4\left[\frac{1}{2}\left(b_1\sqrt{r_0^2-b_1^2}+r_0^2\arcsin\frac{b_1}{\sqrt{r_0^2-b_1^2}}\right)-\right. \\ &\left.-b_1(a-c)\right]+2(b+c)(r_0-r_n-b_1). \end{aligned}\right\} \qquad (18)$$

Скорости перемещения в этих зонах соответственно

$$V_{k_1}=V_n\left(\frac{\rho_n}{\rho}\right)^{R/(1+R)}; \quad V_{k_2}=V_n. \qquad (19)$$

Касательные контактные напряжения принимаем в приближенном виде

$$\tau_k \approx \mu q, \qquad (20)$$

где q - давление прижима; μ - коэффициент трения заготовки на инструменте.

Внесем в уравнение мощности трения

$$W_{mp}=\int_S \tau_k V_k ds. \qquad (21)$$

выражения (18), (19), (20), учитывая, что трение возникает на обеих сторонах заготовки. После внутреннего интегрирования имеем

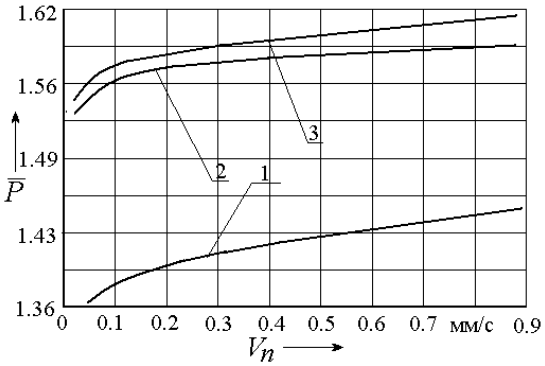
$$\begin{aligned} W_{mp} = 8\mu q V_n \Bigg\{ &\frac{1+R}{2+R}\left[\int_0^{\varphi_1}\rho_n^2\left(\frac{\rho_0}{\rho_n}\right)^{\frac{2+R}{1+R}}-1\right]d\varphi + \\ &+\left[\frac{1}{2}\left(b_1\sqrt{r_0^2-b_1^2}+r_0^2\arcsin\frac{b_1}{\sqrt{r_0^2-b_1^2}}\right)-\right. \\ &\left.-b_1(a-c)+2(b+c)(r_0-r_n-b_1)\right]\Bigg\}, \end{aligned} \qquad (22)$$

где радиусы ρ_n, ρ_o рассчитываются по формулам (3).

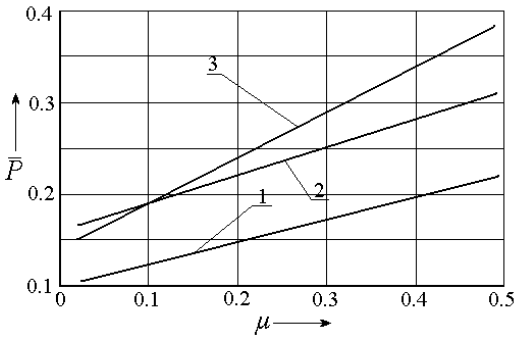
Мощность внутренних сил (7), мощность на линиях разрыва (2.53), (13), (14) и мощность трения (22) по энергетическому неравенству (2) определяют силу конечной вытяжки коробки по схеме «овал-прямоугольник».

На рис. 2 приведены графические зависимости изменения максимальной величины относительной силы $\overline{P}=P/(F\sigma_{e0})$ для процессов изотермической вытяжки коробчатых деталей по схеме «овал-прямоугольник»

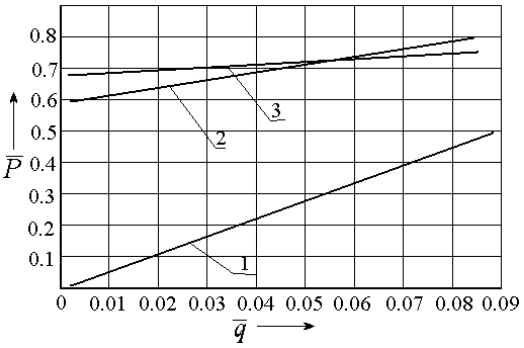
из листовой заготовки от скорости перемещения пуансона V_n, коэффициента трения на контактной поверхности рабочего инструмента и заготовки μ и относительной величины давления прижима $\overline{q} = q / \sigma_{e0}$ для алюминиевого сплава АМг6 при температурах обработки $T = 450^\circ$С и $T = 530^\circ$С, а также титанового сплава ВТ6С при $T = 930^\circ$С, где F - площадь действия прижима.



а



в



б

Рис. 2. Графические зависимости изменения $\overline{P}$ от V_n (а), $\overline{q}$ (б) и μ (в) при изотермической вытяжке коробчатых деталей по схеме «овал-прямоугольник»:
а - μ=0,1; $q = 1$ МПа;
б - V_n=0,01мм/с; $\mu = 0{,}1$;
в - V_n=0,01мм/с; $q = 1$ МПа

Здесь введены обозначения: кривая 1 соответствует результатам расчетов $\overline{P}$ для сплава ВТ6С ($T = 930^\circ C$); кривая 2 – сплава АМг6 ($T = 450^\circ C$); кривая 3 – сплава АМг6 ($T = 530^\circ C$).

Механические характеристики исследуемых материалов приведены в работе [1]. Расчеты выполнены при $r_0 = 50$ мм; $r_n = 12$ мм; $c = 30$ мм; $b = 40$ мм; $a = 50$ мм; $b_1 = 20$ мм; $\delta_0 = 1$ мм. Величина давление прижима q назначалась в соответствии с рекомендациями [2].

Анализ графиков, приведенных на рис. 2, и результатов расчетов показывает, что с увеличением скорости перемещения пуансона V_n, коэффициента трения на контактной поверхности рабочего инструмента и заготовки μ и относительной величины давления прижима $\overline{q}$ величина относительной силы $\overline{P}$ возрастает.

Установлено, что с увеличением скорости перемещения пуансона V_n от 0,05 мм/с до 0,9 мм/с при изотермической вытяжке коробок прямоугольного поперечного сечения наблюдается рост относительной величины силы $\overline{P}$ на 15 % (рис. 2). Рост коэффициента трения на контактных поверхностях рабочего инструмента μ от 0,01 до 0,4 сопровождается увеличением относительной величины $\overline{P}$ в 2 раза. Показано, что с уменьшением относительного давления прижима $\overline{q}$ от 0,09 до 0 наблюдается уменьшение относительной величины $\overline{P}$ более чем в 3 раза при изотермической вытяжке коробчатых деталей прямоугольного поперечного сечения по схеме «овал-прямоугольник».

Работа выполнена по государственным контрактам в рамках федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 - 2013 годы, грантам РФФИ.

Список литературы

1. Изотермическое формоизменение анизотропных материалов жестким инструментом в режиме кратковременной ползучести / С.С. Яковлев [и др.]. М.: Машиностроение, 2009. 412 с.

2. Романовский В.П. Справочник по холодной штамповке. Л.: Машиностроение, 1979. 520 с.

S.N. Larin, B.S. Yakovlev, O.V. Pilipenko

ISOTHERMAL EXTRACT OF BOX-SHAPED DETAILS FROM ANISOTROPIC MATERIALS ACCORDING TO THE SCHEME "OVAL-PRYAMOUGOLNIK"

The mathematical model of an isothermal extract of box-shaped details from transversalno-isotropic materials according to the scheme "oval rectangle" is given in a mode of short-term creep.

Key words: anisotropy, extract, box, detail, tension, deformation, speed of deformation, temperature, short-term creep.

Получено 20.01.12

УДК 539.374; 621.983
С.Н. Ларин, канд. техн. наук, доц., (4872) 35-14-82,
mpf-tula@rambler.ru (Россия, Тула, ТулГУ),
С.С. Яковлев, д-р техн. наук, проф., (4872) 35-14-82,
mpf-tula@rambler.ru (Россия, Тула, ТулГУ),
В.Н. Чудин, д-р техн. наук, проф., (499) 901-51-44,
mpf-tula@rambler.ru (Россия, Москва, МИИТ),
Е.В. Леонова, асп., (4872) 35-14-82,
mpf-tula@rambler.ru (Россия, Тула, ТулГУ)

ИЗОТЕРМИЧЕСКАЯ ПНЕВМОФОРМОВКА ВАФЕЛЬНЫХ ПАНЕЛЕЙ И ТРУБЧАТЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Приведены типовые технологические процессы изотермической пневмоформовки с последующей сваркой давлением газа вафельных и трубчатых конструкций из высокопрочных листовых материалов.

Ключевые слова: высокопрочный материал, конструкция, вафельный тип, деформирование, пневмоформовка, сварка, давление, температура, толщина, лист, заготовка.

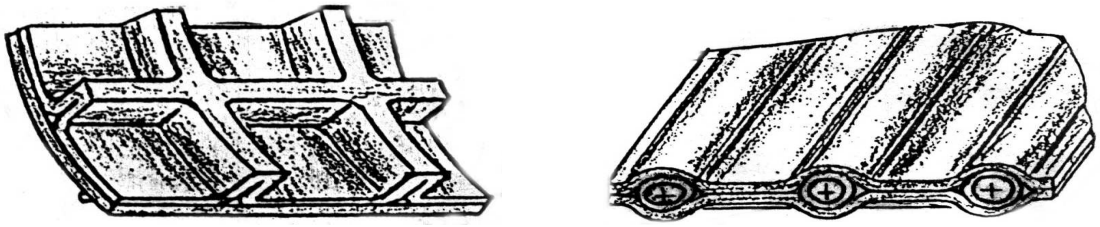
Технологические процессы производства деталей и узлов ракетно-космических летательных аппаратов имеют основную задачу - обеспечение проектных тактико-технических характеристик изделий при оптимальных сроках освоения серийного производства. Эта задача ставится на стадии проектно-конструкторских разработок и опытного изготовления. В этой связи для создания новых летательных аппаратов необходимы конструкторско-технологические решения.

Взаимовлияние конструкции и технологии позволяет совершенствовать проектно-конструкторские разработки и методы технологии оптимальным образом по качеству изделий, трудоемкости и в конечном итоге по стоимости и срокам освоения производства. Реализуя задачи проектировщиков изделий, технологии становятся наукоемкими, так как способы обработки, на которых они построены, требуют теоретических методов расчета режимов и их отработки. Обеспечение необходимых уровней прочности, точности геометрических форм изделий из высокопрочных материалов при условии преемственности и воспроизводимости является важной задачей технологов.

Панели вафельного типа имеют широкое применение, так как из них образуют корпуса топливных отсеков, что составляет 50...70 % общей металлоемкости изделия. Охлаждаемые отсеки, требующие поддержания необходимых температурных условий, имеют корпусные обшивки со встроенными топливными трубами для хладоагента. Штатные конструкции и техпроцессы предусматривают станочное фрезерование, вварку или пайку системы труб и арматуры. Точность узлов при этом недостаточна,

требуется слесарная пригонка, трудоемкость - значительна.

Новые конструкции корпусов вафельного типа и конструкции с элементами систем терморегулирования (рис. 1) предполагают их исполнение в двухслойном варианте - формообразованные листы с жестким (неподвижным) соединением.



а ***б***

Рис. 1. Панели вафельные (а), панели охлаждаемые трубчатые (б)

Такие конструкции имеют предпочтение перед традиционными в части обеспечения необходимой удельной прочности. Изготавливают их преимущественно из высокопрочных алюминиевых сплавов типа 1911, 1201 - термоупрочняемых, в связи с чем, предлагаемые процессы формообразования рассматриваются применительно к этим материалам. Базовыми здесь являются операции формообразования и соединения полуфабрикатов на стадии изготовления.

Типовой вариант процесса приведен в таблице и на рис. 2.

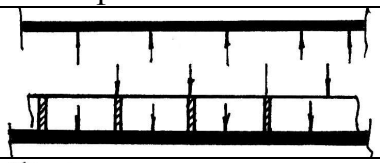
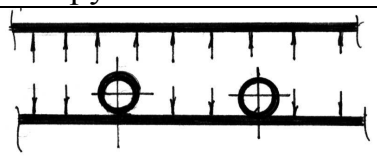
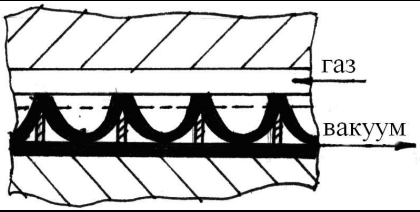
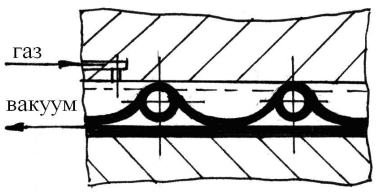
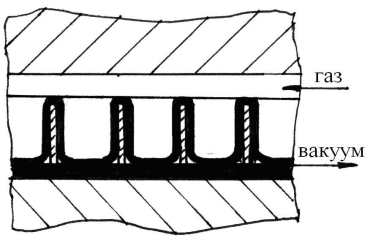
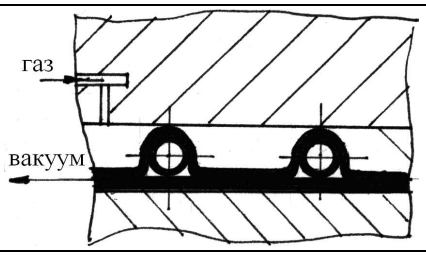
Номер позиции	Эскиз операции	
	Вафельная панель	Трубчатая панель
2		
5		
6		

Рис. 2. Эскизы операций при изготовлении вафельных и трубчатых панелей

Типовой технологический процесс (маршрут) формообразования вафельных и трубчатых конструкций

№ п/п	Операция	Технологические режимы		
		Температура, $^{\circ}C$	Давление, МПа	Время, мин
1	Подготовка исходных заготовок (резка, обезжиривание, травление, промывка, сушка)	По отдельным технологическим процессам		
2	Ионное травление поверхностей листовых заготовок в аргоне и вакуумное напыление меди (алюминий)	То же		
3	Установка пакета заготовок (лист - каркас - лист) в штамп и пресс-вакуумную камеру	–//–		
4	Нагрев заготовок в вакууме	530	$133{,}3\cdot10^{-3}$ Па $66{,}7\cdot10^{-4}$ Па	До 200
5	Смыкание штампа, подача аргона, формообразование с закладным элементом	530	0,7...1,0	20...30…
6	Диффузионная сварка газом	530	2,5...3	30
7	Охлаждение штампа в проточном аргоне при выключенной вакуумной системе	До 300		До 200
8	Раскрытие штампа и съем изделия	При 50...70		До 200
9	Обрезка по контуру	По отдельным технологическим процессам		
10	Подготовка к последующим операциям	То же		

Операция формообразования газом горячего листового материала протекает в условиях вязкого течения материала. В этом случае существенное влияние на устойчивое протекание процесса оказывает скорость роста давления. Свободная формовка переходит в стадию заполнения угловых элементов и начало диффузионного соединения. Соединение происходит в твердой фазе, что обеспечивает прочность на уровне основного металла соединяемых элементов, коррозионную стойкость и герметичность. Это связано с тем, что:

• не происходит плавления и роста зерен в зоне соединения, как это имеет место при сварке плавлением;

• отсутствует низкопрочная зона припоя, обязательная при пайке;

• нет нарушений сплошности металла и концентрации напряжений, что неизбежно при клепке.

Состояние поверхностей, температура, контактное давление, и следовательно, деформация, время выдержки под давлением являются основными технологическими параметрами операции.

Температура устанавливается в пределах 0,5...0,7 температуры плавления соединяемых металлов. Ее повышение ускоряет процессы диффузии атомов через поверхность контакта, позволяет снизить давление и деформации, но может приводить к росту зерен. Давление обеспечивает плотный контакт свариваемых элементов, заполняемость пустот, а также влияет на процессы диффузии и рекристаллизации. В зонах контакта происходит перемещение материала, что приводит к разрыву пленки окислов. Время операции должно быть достаточным для протекания процессов диффузии и рекристаллизации. При изготовлении многоэлементных конструкций сложной геометрической формы невозможно в силу ряда причин создания достаточных контактных деформаций. Здесь удаление или разрушение пленки окислов достигается иным путем.

Наибольшие технологические проблемы возникают при соединении элементов конструкций из высокопрочных алюминиевых сплавов. Задача сводится к удалению или, по крайней мере, разрушению пленки и обеспечению этим контакта основных металлов, что требует проведения технологического процесса в вакууме. При этом необходимо после удаления окисла закрывать поверхности деталей вакуумным напылением меди толщиной 0,5...0,7 мкм. Эти операции производят в одной камере за одну установку заготовок при переключении режимов работы по схеме: вакуумирование - напуск аргона - ионное травление - вакуумирование - напыление меди.

Металлографический анализ подтверждает образование общих зерен на поверхностях соединений, а механические испытания показали прочность их, близкую к прочности исходного материала. Термообработка (закалка и старение) конструкции обеспечивает предел прочности материала до $4x10^2$ МПа.

Таким образом, технология формообразования состоит из следующих основных операций: травление окисной пленки и вакуумное напыление меди, сборка пакета из листов (заполнитель и обшивка) и закладных элементов между ними (решетчатый каркас из пластин 0,5...1,5 мм для вафельных панелей или трубки для охлаждаемых панелей); установка пакета в штамп и в вакуумную пресс-камеру, силовое смыкание оснастки давлением пресса, нагрев до температуры обработки с вакуумированием зазора между листами; формообразование полостей (ячеек) давлением газа, подаваемого на один лист (заполнитель) с одновременным вакуумированием

полостей между заполнителем и обшивкой; калибровка ячеек и их диффузионная сварка давлением газа с обшивкой и закладными элементами при выдержке по времени; охлаждение под давлением газа; сброс давления и окончательное охлаждение при раскрытии штампа; извлечение изделия.

На рис. 3 представлен типовой график технологических давлений газа при изотермической пневмоформовке с последующей сваркой давлением газа для данных процессов.

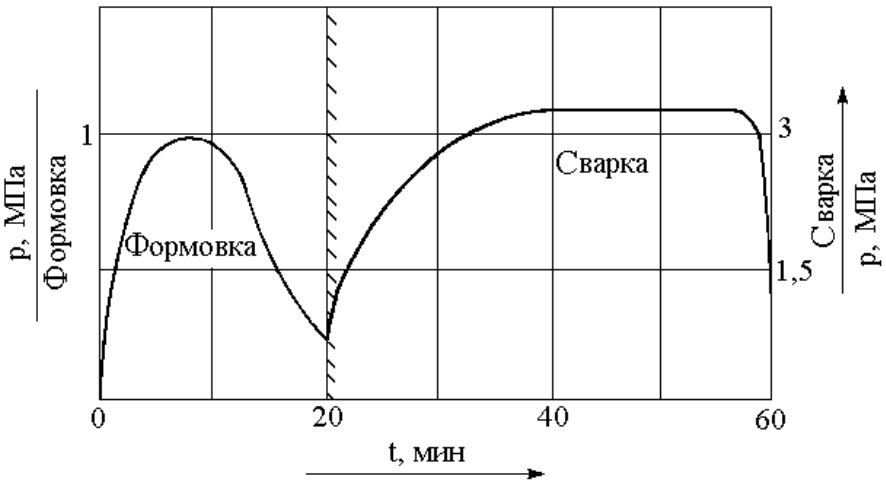


Рис. 3. Типовой график зависимости давления газа от времени деформирования при формовке и диффузионной сварке

Опытно-промышленные образцы изделий изготовлены из алюминиевых сплавов АМг6, 1911 и 1971. Габаритные размеры - до 500х500 мм, строительная высота 15...20 мм, толщина листа-заполнителя - 0,5...1 мм, листа-обшивки - 1...2 мм. Промышленные образцы изделий показаны на рис. 4 и 5.

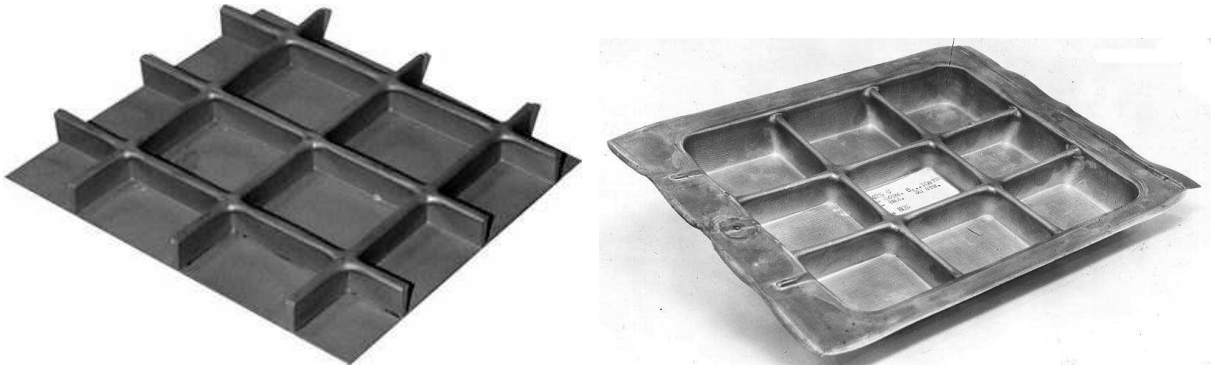


Рис. 4. Промышленные образцы вафельных панелей (сплавы 1971, 1911)

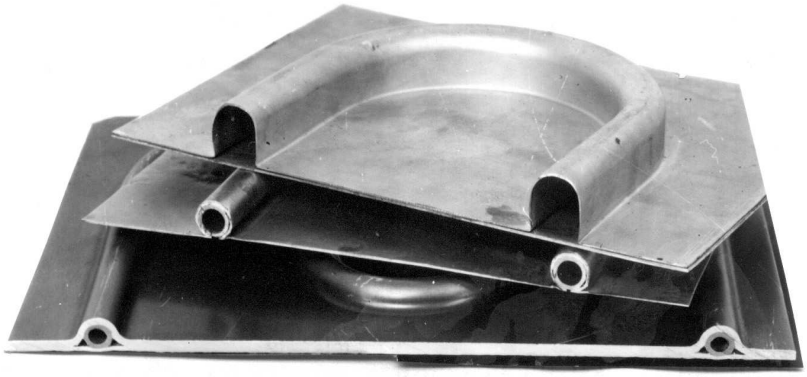


Рис. 5. Элементы охлаждаемых панелей из алюминиевых сплавов 1971, 1511 с трубкой из сплава АМг6

Оценка эффективности конструкций по расчетам на прочность и по результатам испытаний показала, что их удельная прочность увеличивается на 20 % по сравнению со штатными. При этом процессы изготовления медленным горячим деформированием с термофиксацией значительно увеличивает точность, что необходимо для последующей аргоно-дуговой или электронно-лучевой сварки корпусов. Трудозатраты производства снижаются в 1,3...1,5 раза.

Работа выполнена по государственным контрактам в рамках федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 - 2013 годы и грантам РФФИ.

Список литературы

1. Изотермическое деформирование высокопрочных анизотропных материалов / С.П. Яковлев [и др.]. М.: Машиностроение, 2004. 427с.

2. Изотермическая пневмоформовка анизотропных высокопрочных листовых материалов / С.С. Яковлев [и др.]. М.: Машиностроение, 2009. 352 с.

S.N. Larin, S.S. Yakovlev, V.N. Chudin, E.V. Leonova

ISOTHERMAL PNEVMOFORMOVKA OF WAFER PANELS AND TUBULAR DESIGNS

Standard technological processes of an isothermal pnevmoformovka with the subsequent welding by pressure of gas of wafer and tubular designs from high-strength sheet materials are given.

Key words: high-strength material, design, wafer type, deformation, pnevmoformovka, welding, pressure, temperature, thickness, leaf, preparation

Получено 20.01.12

УДК 621.983; 539.374
С.С. Яковлев, д-р техн. наук, проф., (4872) 35-14-82,
mpf-tula@rambler.ru (Россия, Тула, ТулГУ),
С.Н. Ларин, канд. техн. наук, доц., (4872) 35-14-82,
mpf-tula@rambler.ru (Россия, Тула, ТулГУ),
А.В. Чарин, канд. техн. наук, доц., (4872) 35-14-82,
mpf-tula@rambler.ru (Россия, Тула, ТулГУ)

ВЛИЯНИЕ АНИЗОТРОПИИ МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ НА НАПРЯЖЕННОЕ И ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЯ ЗАГОТОВКИ ПРИ ИЗОТЕРМИЧЕСКОМ ДЕФОРМИРОВАНИИ ПОЛУСФЕРИЧЕСКИХ ДЕТАЛЕЙ

Показано влияние плоскостной анизотропии механических свойств листового материала на напряженное и деформированное состояние заготовки и её геометрические характеристики при изотермическом деформировании полусферических деталей в условиях ползучего течения материала.

Ключевые слова: анизотропия, повреждаемость, разрушение, полусферические детали, пневмоформовка, ползучесть.

Рассмотрим деформирование анизотропного материала в условиях ползучего течения материала [1-4]. Упругими составляющими деформации пренебрегаем.

Уравнения состояния с учетом повреждаемости, описывающие поведение материала, подчиняющегося энергетической теории ползучести и повреждаемости, записываются в виде

$$\xi_e^c = \frac{B\left(\sigma_e/\sigma_{e_0}\right)^n}{\left(1-\omega_A^c\right)^m}; \qquad \dot{\omega}_A^c = \frac{\sigma_e \xi_e^c}{A_{np}^c}, \tag{1}$$

а применительно к группе материалов, подчиняющихся кинетическим уравнениям ползучести и повреждаемости, так:

$$\xi_e^c = B\left(\frac{\sigma_e}{\sigma_{e_0}}\right)^n \frac{1}{\left(1-\omega_e^c\right)^m}; \qquad \dot{\omega}_e^c = \frac{\xi_e^c}{\varepsilon_{e\,np}^c}. \tag{2}$$

Здесь B, n, m - константы материала, зависящие от температуры испытаний; ξ_e^c и σ_e - величины эквивалентной скорости деформации и напряжения при ползучем течении материала; A_{np}^c, $\varepsilon_{e\,np}^c$ - удельная работа разрушения и предельная эквивалентная деформация при ползучем течении материала; ω_e^c и ω_A^c - повреждаемость материала при ползучей деформации по деформационной и энергетической моделям разрушения соответственно.

Заметим, что в зависимости от температурно-скоростных условий деформирования, поведение материала может описываться уравнениями состояния (1) или (2) соответственно.

Компоненты скоростей деформации ξ_{ij} будем определять в соответствии с ассоциированным законом течения

$$\xi_{ij} = \lambda \frac{\partial f}{\partial \sigma_{ij}}, \qquad (3)$$

где λ- коэффициент пропорциональности; $f(\sigma_{ij})$- потенциал скоростей деформации анизотропного тела при кратковременной ползучести; σ_{ij} - компоненты тензора напряжений.

Для оценки влияния плоскостной анизотропии механических свойств материала на напряженное и деформированное состояния заготовки и её геометрические характеристики при пневмоформовке куполообразных деталей выполнены теоретические исследования процесса горячего формообразования круглой листовой заготовки радиусом R_0 и толщиной h_0 свободным выпучиванием в режиме ползучего течения материала под действием избыточного давления газа $p = p_0 + a_p t^{n_p}$ в сферическую матрицу (см. рис. 1). Здесь p_0, a_p, n_p - константы нагружения.

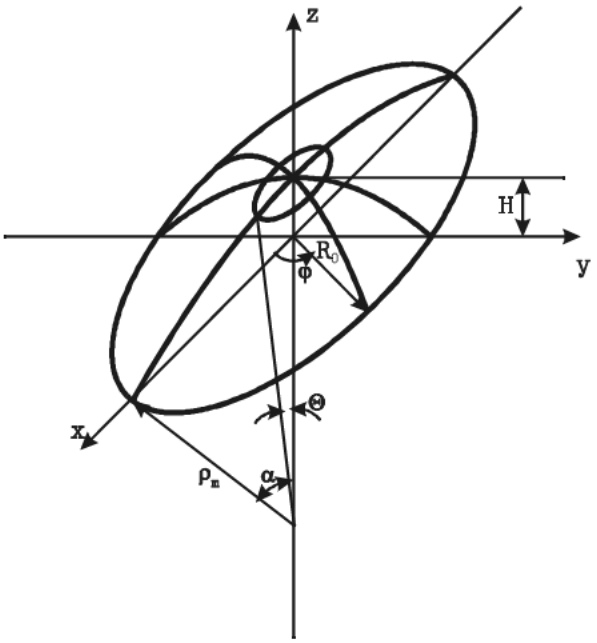


Рис. 1. Схема к расчету деформированного состояния срединной поверхности заготовки в меридиональной плоскости

Материал заготовки обладает плоскостной анизотропией, а сама заготовка рассматривается как мембрана. По внешнему контуру заготовка закреплена. Оси координат x, y, z - главные оси анизотропии, совпадаю-

щие с направлениями прокатки (ось x), поперек прокатки (ось y) и перпендикулярным плоскости листа (ось z).

Предполагается, что коэффициенты анизотропии вдоль и поперек прокатки равны, т.е. $R_x = R_y$. Напряженное состояние оболочки принимается плоским ($\sigma_z = 0$). В силу симметрии механических свойств относительно осей координат x, y и x', составляющей с осью x угол 45°, и характера нагружения, меридиональные и окружные направления являются главными и совпадающими для напряжений и скоростей деформации в сечениях оболочки меридиональными плоскостями xoz, yoz, $x'oz$ и коническими поверхностями, перпендикулярными дуге меридиана.

Допускается, что срединная линия в меридиональных плоскостях, указанных выше xoz, yoz и $x'oz$, при деформировании является частью окружности. Предполагается, что на каждом этапе деформирования течение материала оболочки в этих плоскостях радиальное по отношению к новому центру. В силу принятых допущений характер деформирования оболочки в меридиональных плоскостях xoz и yoz идентичны.

Подробный анализ напряженного и деформированного состояния заготовки при изотермическом формоизменении полусферической детали из трансверсально-изотропного материала и материала, обладающего плоскостной анизотропией механических свойств материала заготовки, изложен в работах [5, 6].

Рассмотрим пример использования полученных решений для анализа процесса горячего изотермического формоизменения куполообразных деталей из специальных сплавов в режиме ползучего течения материала при известном законе изменения давления от времени, а также при постоянной эквивалентной скорости деформации в вершине купола детали.

Расчеты выполнены для материалов, поведение которых описывается энергетической и кинетической теориями ползучести и повреждаемости. Механические характеристики этих материалов при формоизменении в условиях ползучего течения материала приведены в таблице.

В результате расчетов определялись меридиональные σ_m и окружные σ_t напряжения, эквивалентное напряжение σ_e и эквивалентная скорость деформации ξ_e, толщины в вершине куполообразной заготовки (точка «С») и в местах её закрепления (точки «А» и «В»), высота полусферы H, величины накопленных микроповреждений ω_e или ω_A в вершине куполообразной заготовки и в местах её закрепления от времени деформирования t, а также предельные возможности формоизменения, определяемые накопленными величинами микроповреждений ω_e или ω_A равными 1 ($\omega_e = 1$ или $\omega_A = 1$). Заметим, что точка закрепления заготовки «А» расположена в направлении главной оси анизотропии x ($\alpha = 0^\circ$), а точка «В» – в

направлении $\alpha = 45^\circ$ к ней соответственно. Рассматривается материал, обладающий плоскостной анизотропией механических свойств в плоскости листа xy ($R_x = R_y$). Величины коэффициентов анизотропии изменялись в пределах 0,2...2,0.

Механические характеристики исследуемых материалов

Материал	$\xi_e^c = \dfrac{B\left(\sigma_e/\sigma_*\right)^n}{\left(1-\omega^c\right)^m}$					
	B, c^{-1}	σ_*,МПа	n	m	ε_{enp}^c	A_{np},МПа
Энергетическая теория ползучести и повреждаемости	$8{,}2\cdot10^{-7}$	1,0	1,88	1,0	-	54,8
Кинетическая теория ползучести и повреждаемости	$0{,}698\cdot10^{-6}$	1,0	2,86	1,30	1,23	-

Графические зависимости изменения относительных величин $\overline{\sigma}_m = \sigma_m^B / \sigma_m^A$ и $\overline{\sigma}_t = \sigma_t^B / \sigma_t^A$ от коэффициента анизотропии R_{45} для сплава при $T = 860\ ^0C$; $R_x = R_y = 1$; $\xi_e = 0{,}002\ 1/c$ приведены на рис. 2. Здесь σ_m^A и σ_t^A, σ_m^B и σ_t^B - величины меридиональных и окружных напряжений, вычисленных в точках закрепления заготовки в направлении главной оси анизотропии x и под углом $\alpha = 45^\circ$ к ней соответственно; $R_0 = 300$ мм.

Анализ графических зависимостей показывает, что с увеличением коэффициента анизотропии R_{45} при фиксированных величинах $R_x = R_y$ относительная величина $\overline{\sigma}_m$ убывает, а $\overline{\sigma}_t$ возрастают. При $R_x = R_y = R_{45} = 1$ эти значения становятся равными ($\overline{\sigma}_m = \overline{\sigma}_t$). Увеличение коэффициента анизотропии R_{45} с 0,2 до 2 приводит к уменьшению величины $\overline{\sigma}_m$ с 1,2 до 0,9 и росту $\overline{\sigma}_t$ с 0,4 до 1,15. Установлено, что неточность определения величин $\overline{\sigma}_m$ и $\overline{\sigma}_t$ в характерных точках закрепления при решении поставленной задачи в предположении изотропии механических свойств заготовки в отдельных случаях может составлять для относительной величины $\overline{\sigma}_t$ более 50 %, а для $\overline{\sigma}_m$ - 15 %.

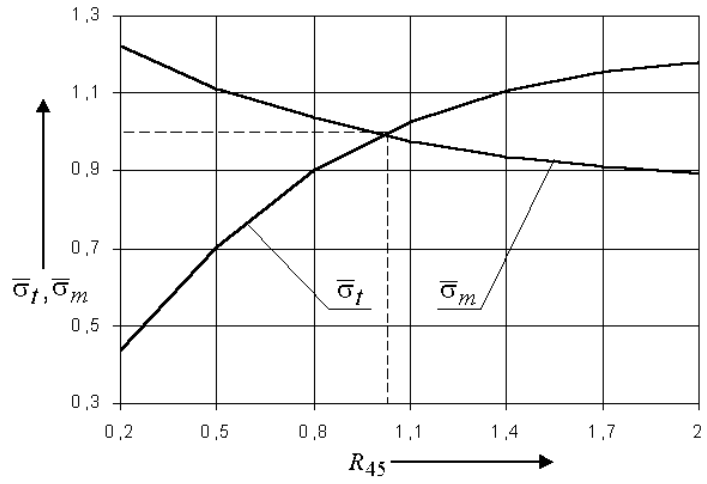


Рис. 2. Зависимости изменения относительных величин $\overline{\sigma}_m$ и $\overline{\sigma}_t$ от коэффициента анизотропии R_{45} для материала, подчиняющегося энергетической теории ползучести и повреждаемости ($R_x = R_y = 1$; $\xi_e = 0{,}002\ 1/c$)

На рис. 3 представлены зависимости изменения относительных величин $\overline{\sigma}'_m = \sigma_m^B / \sigma_m^C$, $\overline{\sigma}'_t = \sigma_t^B / \sigma_t^C$ и $\overline{H} = H / R_0$ от времени деформирования t для материала, подчиняющегося энергетической теории ползучести и повреждаемости. Здесь σ_m^C и σ_t^C - меридиональные и окружные напряжения в вершине куполообразной детали; $R_0 = 300$ мм.

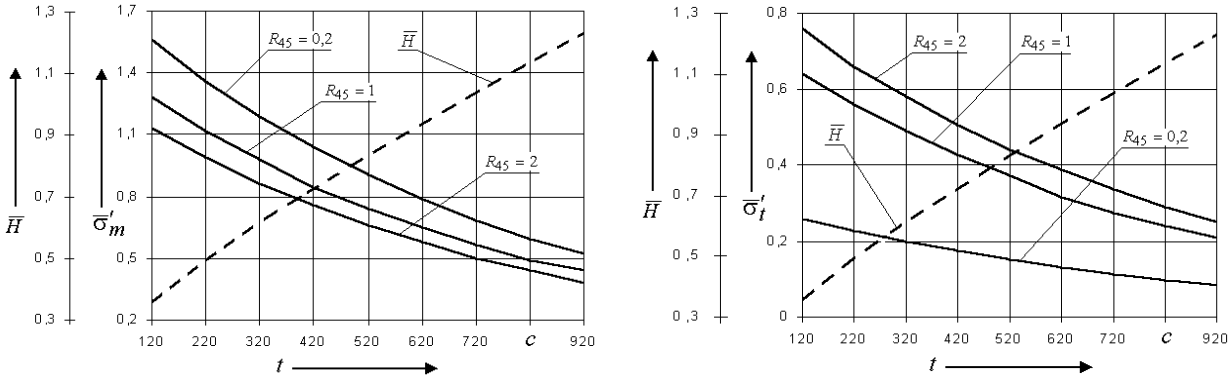


Рис. 3. Зависимости изменения относительных величин $\overline{\sigma}'_m$, $\overline{\sigma}'_t$ и $\overline{H}$ от времени деформирования t ($R_x = R_y = 1$; $\xi_e = 0{,}002\ 1/c$)

Показано, что с увеличением времени деформирования t относительные величины $\overline{\sigma}'_m$ и $\overline{\sigma}'_t$ уменьшаются и увеличивается разница между величинами σ_m^B и σ_m^C, σ_t^B и σ_t^C в точке закрепления «В» и в вершине

куполообразной детали (точка «С»). Увеличение коэффициента анизотропии R_{45} при фиксированных значениях $R_x = R_y$ приводит к уменьшению относительной величины $\overline{\sigma}'_m$ и росту $\overline{\sigma}'_t$.

На рис. 4 приведены графические зависимости изменения относительной величины радиуса кривизны $\overline{\rho}_t^B = \rho_t^B / R_0$ в точке закрепления «В» от времени деформирования t при фиксированных значениях коэффициентов анизотропии R_{45} для материала, поведение которого описывается кинетической теорией ползучести и повреждаемости.

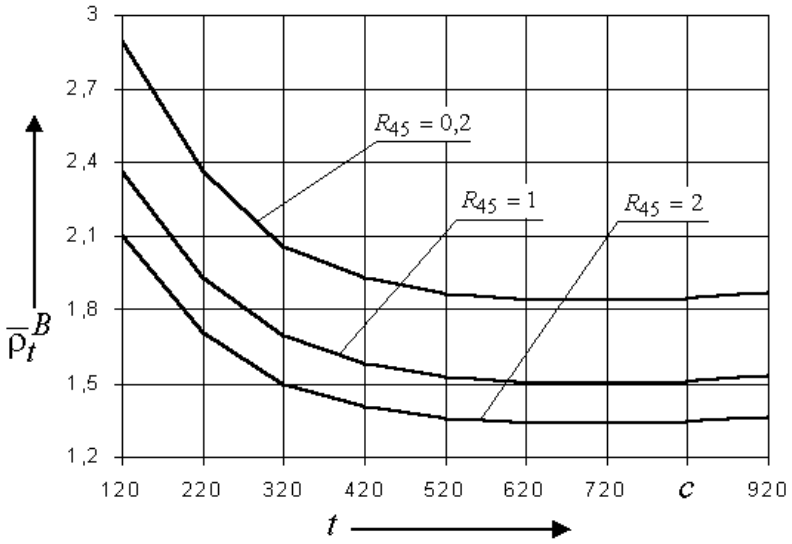


Рис. 4. Зависимости изменения относительной величины $\overline{\rho}_t^B$ ***от времени деформирования*** t ***(***$T = 950\ ^0C$***;*** $R_x = R_y = 1$***;*** $R_0 = 300$ ***мм;*** $p_0 = 0{,}008$ ***МПа;*** $a_p = 0{,}004\ МПа / c^{n_p}$ ***;*** $n_p = 0{,}3$***)***

Анализ результатов расчета и графических зависимостей, представленных на рис. 4, показывает, что с увеличением времени деформирования t относительная величина радиуса кривизны $\overline{\rho}_t^B$ в точке закрепления «В» резко уменьшается. Падение коэффициента анизотропии R_{45} приводит к росту относительной величины $\overline{\rho}_t^B$.

Таким образом, плоскостная анизотропия механических свойств заготовки оказывает существенное влияние на напряженное и деформированное состояния и геометрические размеры куполообразных деталей.

Работа выполнена по государственным контрактам в рамках федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 - 2013 годы и грантам РФФИ.

Список литературы

1. Малинин Н.Н. Ползучесть в обработке металлов. М.: Машиностроение, 1986. 216 с.

2. Романов К.И. Механика горячего формоизменения металлов. М.: Машиностроение, 1993. 240 с.

3. Изотермическое деформирование высокопрочных анизотропных материалов / С.С. Яковлев [и др.]. М.: Машиностроение, 2004. 427с.

4. Изотермическая пневмоформовка анизотропных высокопрочных листовых материалов / С.С. Яковлев [и др.]. М.: Машиностроение, 2009. 352 с.

5. Грязев М.В., Яковлев С.С., Ларин С.Н. Математическая модель изотермического деформирования полусферических деталей из трансверсально-изотропных материалов в режиме ползучести // Известия ТулГУ. Сер. Технические науки. Тула: Изд-во ТулГУ. 2011. Вып. 1. С. 27-36.

6. Грязев М.В., Яковлев С.С., Ларин С.Н. изотермическое деформирование полусферических деталей из листового материала с плоскостной анизотропией в режиме ползучести // Известия ТулГУ. Сер. Технические науки. Тула: Изд-во ТулГУ. 2012. Вып. 1. С.

S.S. Yakovlev, S.N. Larin, A.V. Charin

INFLUENCE OF ANISOTROPY OF MECHANICAL PROPERTIES ON THE STRAINED AND DEFORMED CONDITIONS OF PREPARATION AT ISOTHERMAL DEFORMATION OF HEMISPHERICAL DETAILS

Influence of plane anisotropy of mechanical properties of a sheet material on the strained and deformed condition of preparation and its geometrical characteristics is shown at isothermal deformation of hemispherical details in the conditions of a creeping current of a material.

Key words: anisotropy, damageability, destruction, hemispherical details, pnevmoformovka, creep.

Получено 20.01.12

УДК 621.833
А.Н. Петров, канд. техн. наук., доц., 89165050754, alexander_petr@mail.ru
(Россия, Москва, МГТУ «МАМИ»)

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ КОЛЛОИДНО-ГРАФИТОВЫХ СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ ДЛЯ ШТАМПОВ ГОРЯЧЕГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ

Приведен пример выбора оптимального коллоидно-графитового смазочного материала на водной основе. Использован комплексный метод оценки свойств смазочных материалов. При прогнозировании стойкости штампа учитываются масса поковки, коэффициент формы и коэффициент (показатель) трения. Использованы результаты осадки кольцевых образцов с коллоидно-графитовыми смазочными материалами. Коэффициент (показатель) трения определяли по расчетным номограммам для температуры штампов в диапазоне 200…300 ^{0}С. Результаты расчета подтверждены производственными испытаниями.

Ключевые слова: контактное трение, стойкость, штамп, температура контактной зоны, коллоидно-графитовые смазочные материалы, горячая объемная штамповка, коэффициент (показатель) трения, эмпирическая формула.

Изучение поведения смазочных материалов при повышенных температурах показало, что состав коллоидно-графитовой суспензии влияет в конечном итоге на качество изделия, стойкость инструмента и себестоимость продукции. Температура нагрева заготовки и подогрева штампов, а также время контакта заготовки со штампом в процессе деформирования меняют свойства смазочного материала на контакте. При этом меняется и сопротивление деформированию. На основе комплексной оценки свойств коллоидно-графитовых смазочных материалов разработан метод прогнозирования стойкости штампов с учетом выбора оптимального смазочного материала. На примере поковки «цапфа» (рис. 1), приведен вариант выбора оптимальных коллоидно-графитовых смазочных материалов (табл. 1). Поковка изготавливается на универсальном прессе. Существенные недостатки – это невысокая стойкость штампов, плохие экологические условия работы, отсутствие механизированных (автоматизированных) средств нанесения смазочных материалов.

Для оптимального коллоидно-графитового смазывающего материала выбираем по физико-химическим свойствам существующие коллоидно-графитовые смазочные материалы на водной основе, выпускаемые ООО «Коллоидно-графитовые препараты» (рис. 2). Далее выбираем смазочный материал по технологическим свойствам.

Из экспериментальных результатов осадки стального кольцевого образца по номограмме (рис. 3), определяем коэффициент (показатель) трения в диапазоне температур штампов от 200 до 300 ^{0}С.

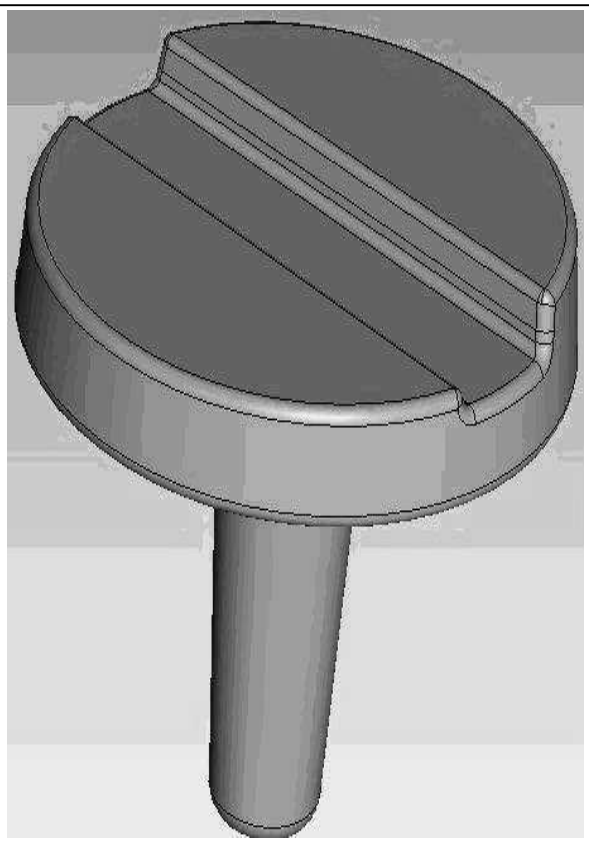


Рис. 1. Цапфа

Таблица 1

Параметры технологического процесса штамповки поворотного кулака

Деталь	Цапфа
Оборудование	КГШП 25МН
Материал заготовки	40Х
Масса заготовки, кг	1,82
Материал штампа	40ХСМФ
Т заготовки, ^{0}С	1240
Т штампа, ^{0}С	300
Смазочный материал	Мазут
Способ нанесения	Вручную
Стойкость штампов, шт.	2500…3000

По графику и по номограмме выбираем смазочный материал с наилучшими показателями.

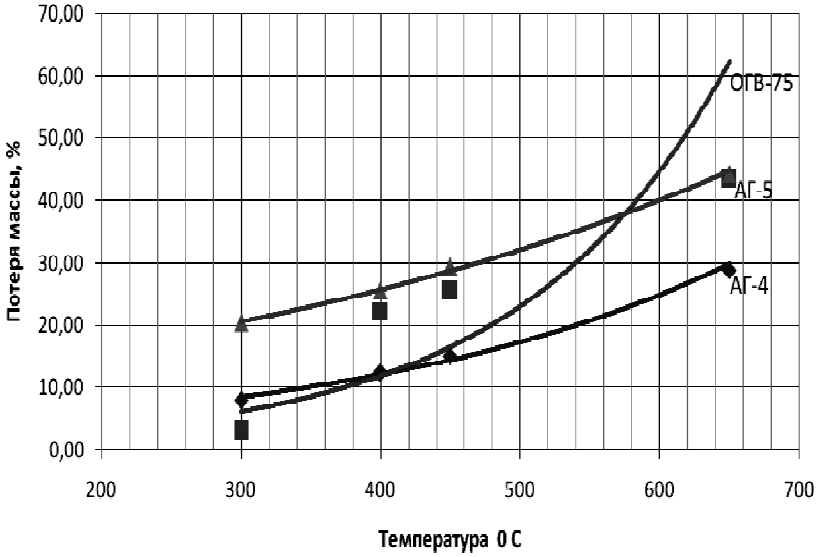


Рис .2. Потеря массы при нагреве до 650 ^{0}C

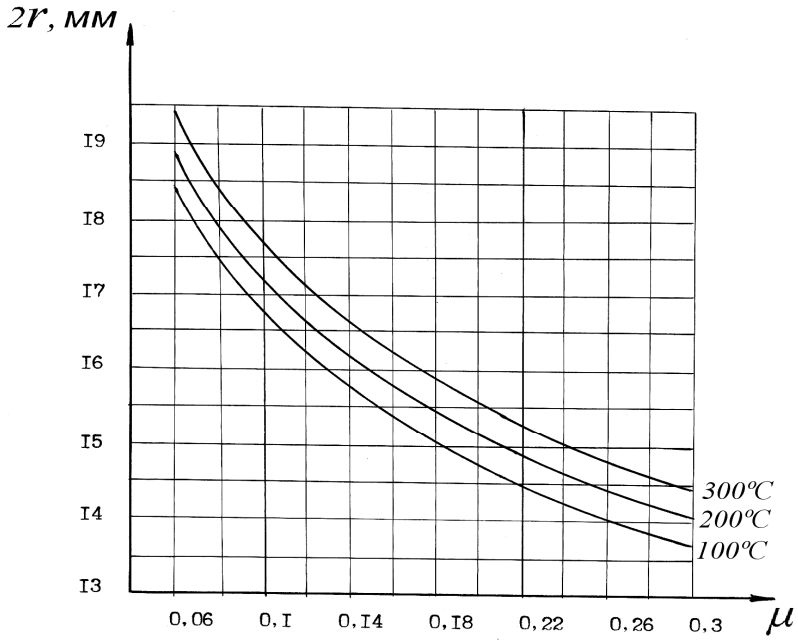


Рис.3. Номограмма определения коэффициента (показателя) трения для Тшт = 100, 200, 300 ^{0}C

Расчет ожидаемой (прогнозируемой) стойкости штампов выполняем по эмпирической формуле для $\eta > 0{,}8$:

$$C = m^{-0{,}0536}(-10114{,}3+63890\mu + 22996\eta - 94800\mu\eta),$$

где масса m = 1,82 кг; коэффициент формы η = 1,032; коэффициент (показатель) трения μ = 0,22…0,26.

В табл.2 приведены результаты расчета ожидаемой (прогнозируемой) стойкости штампов. Видно, что можно повысить стойкость штампов, если оптимизировать режимы нанесения смазочного материала на штампы в диапазоне температур 200…300 ^{0}C.

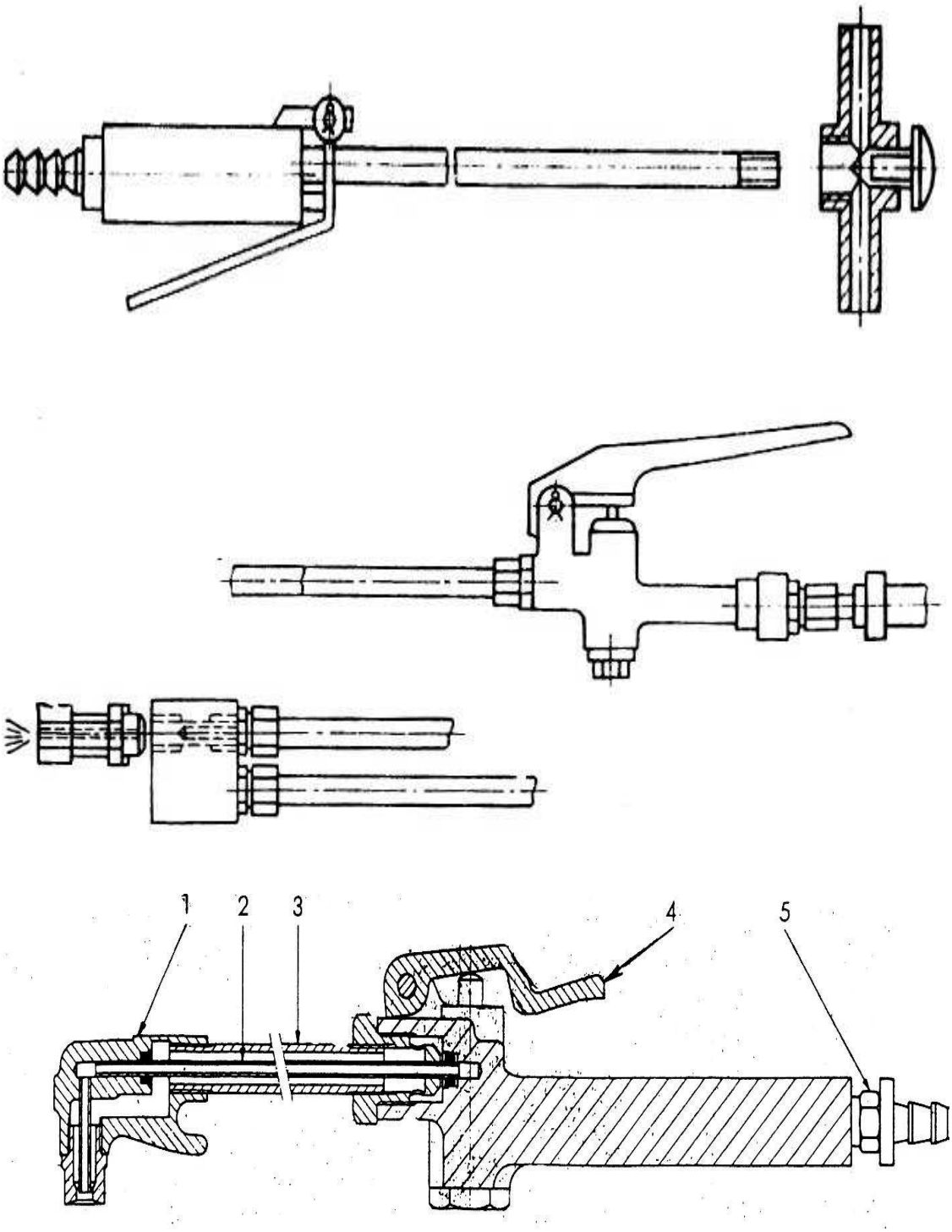


Рис. 4. Распылительные устройства (пистолеты) для нанесения коллоидно-графитовых смазочных материалов на штампы: 1- насадка; 2- трубка подачи смазочного материала; 3- трубка подачи воздуха; 4- ручка; 5 - штуцер

Коллоидно-графитовые смазочные материалы наносят на штампы методом распыления. Время нанесения и степень разбавления концентрата

смазочного материала – это варьируемые параметры, которые позволяют оптимизировать температурный режим работы штампа.

Таблица 2

Расчет стойкости по эмпирической формуле

Деталь	Смазка /разбавление концентрата	Коэф. трения при Т шт = 200…300 ^{0}C	Стойкость, шт.	
			ожидаемая при Тшт = 200…300 ^{0}C	базовая
Цапфа	АГ-4 /1:5	0,22…0,26	4736…3284	2500…3000

На рис. 4 изображены различные конструкции распылительных устройств (пистолетов) для ручного нанесения коллоидно-графитовых смазочных материалов на штампы.

В зависимости от расхода смазочного материала в течение рабочей смены емкости для смазочного материала (навесные бачки, резервуары) могут быть от 5 до 25 литров. На рис. 5 показан бак (резервуар) емкостью 180 литров.

Учитывая результаты выбора коллоидно-графитового смазочного материала, можно заказывать необходимое количество смазочного материала у поставщика для проведения производственных испытаний.

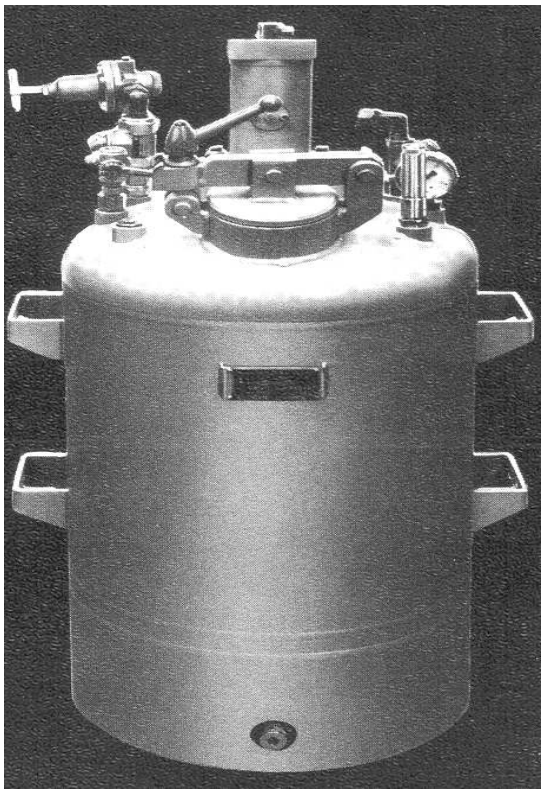


Рис. 5. Бак (резервуар) фирмы «Acheson» (Англия)

Метод выбора оптимального коллоидно-графитового смазочного материала апробирован на автоматизированных горячештамповочных линиях штамповки автомобильных деталей. Данный метод позволяет повысить стойкость штампов, сократить материальные затраты на смазочные материалы, снизить себестоимость продукции и улучшить экологию в кузнечных цехах.

Список литературы

1. Петров А.Н. Комплексное исследование коллоидно-графитовых смазочных материалов на водной основе // Кузнечно-штамповочное производство и Обработка металлов давлением. 2011. №10.С. 45-48.

A.N. Petrov

SELECTION OF OPTIMAL COLLOIDAL-GRAPHITE LUBRICANTS DIE FOR HOT FORMING

An example of selecting the optimal colloidal graphite lubricant is water based. A complex method of evaluating the properties of lubricants is used. In calculating the prediction takes into account the mass resistance of the die forging, form factor and the ratio (index) of friction. The calculation uses the results of ring precipitation samples with colloidal graphite lubricants. Ratio (index) was determined by the friction of nomograms for the calculation of temperature in the range of 200...300 0C. The calculation results confirmed the production tests.

Key words: contact friction, resistance, a stamp, the temperature of the surface area, colloidal graphite lubricants, hot forging, the coefficient (a measure) of friction, the empirical formula.

Получено 20.01.12

УДК 621.833
А.Н. Петров, канд.техн.наук., доц., 89165050754, alexander_petr@mail.ru
(Россия, Москва, МГТУ «МАМИ»)

ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЛОИДНО-ГРАФИТОВЫХ СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ НА ВОДНОЙ ОСНОВЕ

Представлены исследования и методика выбора коллоидно-графитовых смазочных материалов. Приведено комплексное исследование коллоидно-графитовых смазочных материалов на водной основе. Методика оптимального выбора коллоидно-графитовых смазочных материалов учитывает физико-химические и технологические свойства состава материала. Выбранные коллоидно-графитовые смазочные материалы по предлагаемой методике нашли применение в процессах горячей штамповки компрессорных лопаток газотурбинного двигателя.

Ключевые слова: коллоидно-графитовые смазочные материалы, горячая объемная штамповка, методика, потеря массы при нагреве, размеры частиц графита, коэффициент (показатель) трения, смазка штампов, никелевые сплавы.

Коллоидно-графитовые смазочные материалы на водной основе приобрели в настоящее время широкое распространение за рубежом и в России на автомобильных и авиационных заводах. Это сравнительно новый вид смазочных материалов. Они представляют собой сложную композицию, свойства которой в значительной степени определяются главной ее составляющей – графитом.

Известно, что оптимальный температурный режим работы инструмента (штампов) горячего деформирования, при котором достигается наибольшая стойкость, находится, в пределах 200…250 ^{0}С. Комбинируя смазочные материалы с различной дисперсностью графита и различными присадками, можно создать смазочную композицию, которая позволит снизить коэффициент (показатель) трения, уменьшить силу деформирования и теплопередачу от заготовки к штампу.

Чтобы выбрать такую композицию, которая бы удовлетворяла условиям технологического процесса, необходимо знать ее физико-химические и технологические свойства.

В основу методики исследования смазочных материалов и выбора оптимального его состава заложено следующее:

1) параметры деформирования: температура заготовки и штампа, теплофизические свойства заготовки и штампа, скорость деформирования;

2) состав смазочного материала;

3) параметры заготовки: размеры, форма и масса.

Исходя из этой концепции, чтобы выбрать оптимальный состав смазочного материала, необходимо знать, как ведет себя этот материал при повышенных температурах и как при этом меняется коэффициент трения.

Поэтому последовательность исследования свойств коллоидно-графитовых суспензий на водной основе выглядит следующим образом:

1) определение потери массы смазочного материала при температурах нагрева до 500 °С;

2) определение коэффициента (показателя) трения по расчетным номограммам.

Для исследования выбрали три композиции на водной основе с различным процентным содержанием графита и различной его дисперсностью (таблица). На рис. 1 изображено графически распределение частиц графита вышеназванных смазочных материалов.

Распределение частиц графита

№ п/п	Наименование	Распределение частиц графита (мкм), %			Примечание
		до 5	до 10	до 20	
1	ТВ 6*	38	72	100	Крупнодисперсная
2	АГ-5	72	93	100	Среднедисперсная
3	АГ-4	97	98	100	Мелкодисперсная

*ТВ 6 содержит графит и дисульфид молибдена.

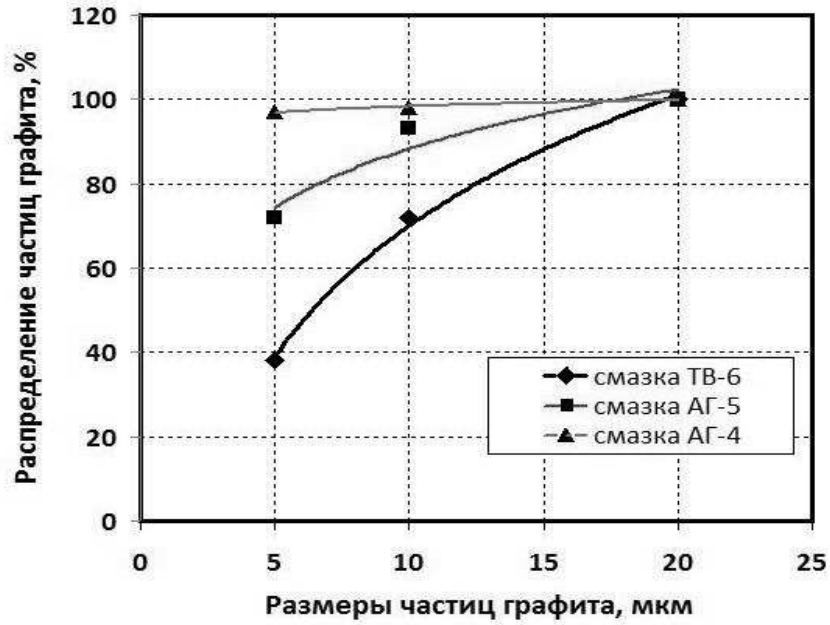


Рис. 1. Распределение частиц графита

Исследование влияния температуры на свойства смазочного материала проводили в лабораторных условиях. Образец смазочного материала нагревали до 500 ^{0}С и на приборе «Дериватограф» наблюдали экзо - и эндоэффекты, проявляющиеся в процессе нагрева.

На рис. 2 изображены экспоненциальные кривые влияния темпера-

туры на потерю массы смазочного материала. ТВ-6 с содержанием графита 5 % и дисульфид молибдена 20 % имеет невысокую стабильность дисперсии, но при нагреве до 500 °С, потеря массы смазочного материала ниже по сравнению с АГ-4 и АГ-5 (рис. 3).

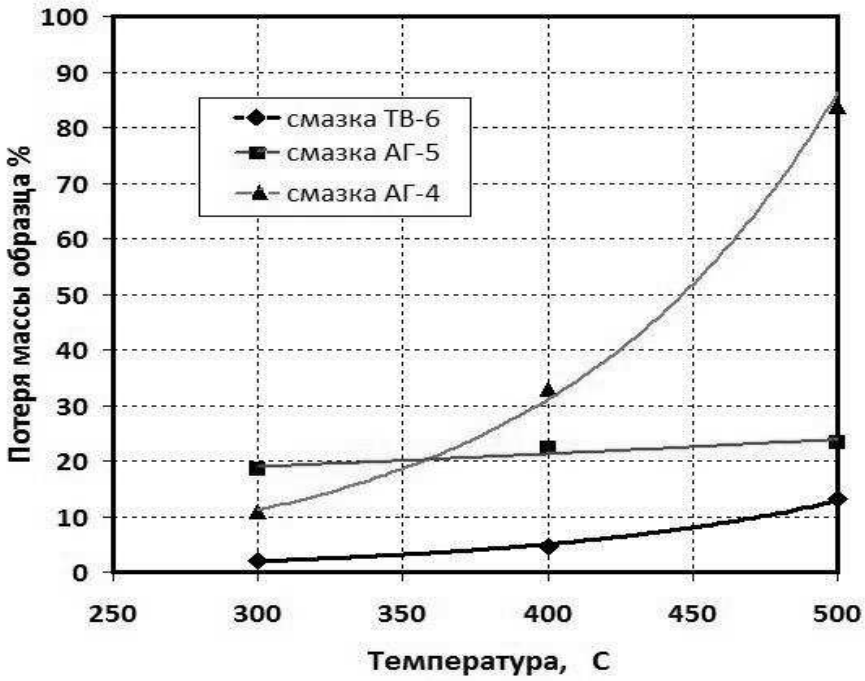


Рис. 2. Влияние температуры на потерю массы смазочного материала

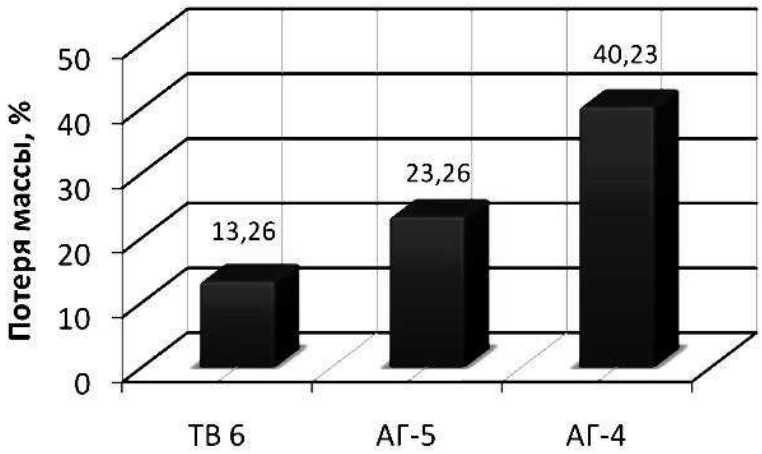


Рис. 3. Потеря массы образца при нагреве

Процентное содержание сухого остатка влияет в основном на экономические показатели. Чем больше сухого остатка, тем больше возможность разбавления концентрата смазочного материала применительно к штампуемой заготовке и тем меньше материальные затраты на смазочный материал. Как следствие, большое процентное содержание сухого остатка вызывает увеличение зольности в процессе приготовления смазочной ком-

позиции. Процент золы мало влияет на стойкость штампов, главное, чтобы зола не была абразивная. Из трех исследованных композиций ТВ 6 - наиболее подходящий смазочный материал по физико-химическим свойствам для горячего деформирования.

Для исследования технологических свойств использовали метод осадки кольцевого образца с соотношением размеров 6:3:2 из никелевого сплава ЭП718. Условия исследования были максимально приближены к реальным условиям деформирования вышеназванных материалов.

Для осадки никелевых образцов использовали электровинтовой пресс силой 10,0 МН. Нагрев образцов осуществляли в электропечи до температуры пластической деформации 1110 °С. Смазочный материал наносили на штамп с помощью распылительного устройства в течение 2…3 с. Смазочный материал разбавляли водой в соотношении 1:4. Температуру штампа поддерживали в пределах 100…150 °С. Внутренний диаметр осаженных образцов измеряли в трех взаимно перпендикулярных сечениях и далее по среднему значению $d_{ср}$ и $h_{ср}$ определяли численное значение коэффициента (показателя) трения по номограмме А. Мэйла (рис. 4).

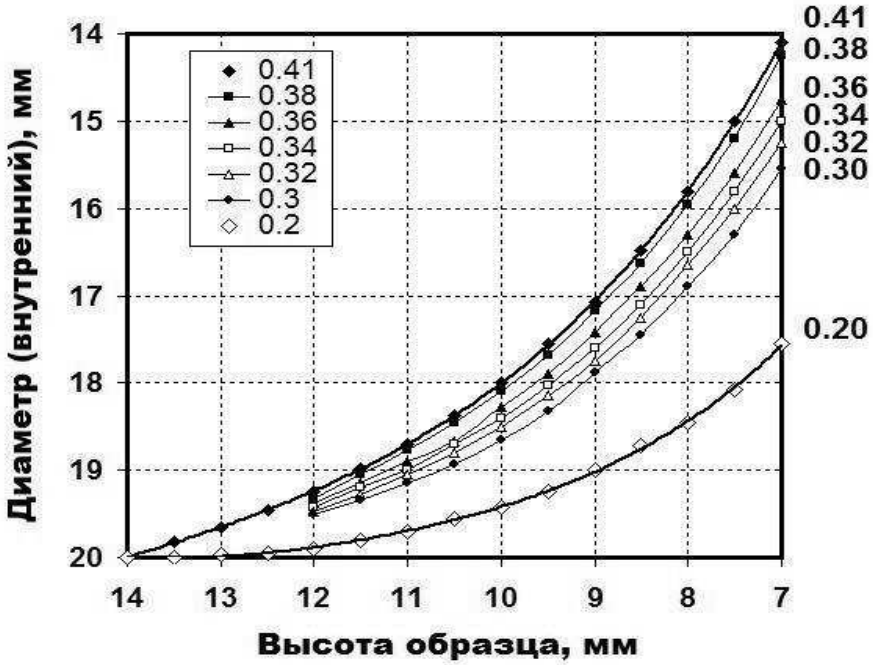


Рис. 4. Номограмма определения коэффициента (показателя) трения по А. Мэйлу

На рис. 5 приведены значения коэффициента трения для вышеназванных смазочных материалов. Смазочный материал ТВ-6 имеет наименьший коэффициент (показатель) трения.

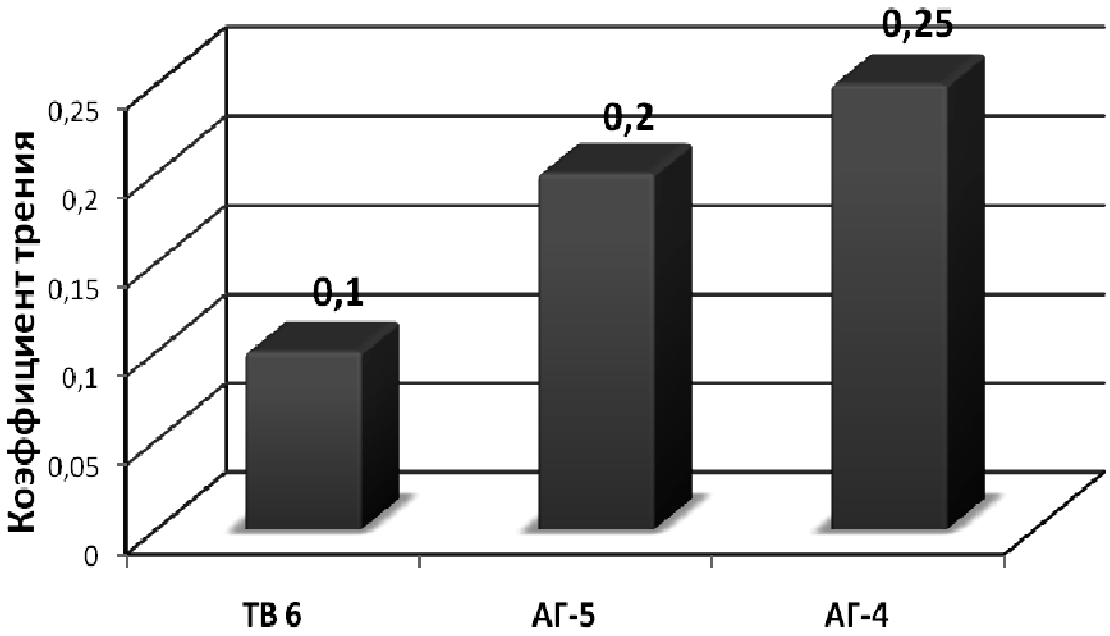


Рис. 5. Исследование коэффициента трения

Полученные результаты исследований проверяли в производственных условиях. Коллоидно-графитовые смазочные материалы АГ-4 и ТВ-6 сравнивали между собой при штамповке компрессорных лопаток на универсальном электровинтовом прессе. Нагрев заготовок лопаток осуществлялся с коллоидно-графитовым теплозащитным покрытием ОВТ-1 в электропечи карусельного типа. Смазку штампов выполняли с помощью ручного распылительного устройства, показанного на рис. 6.

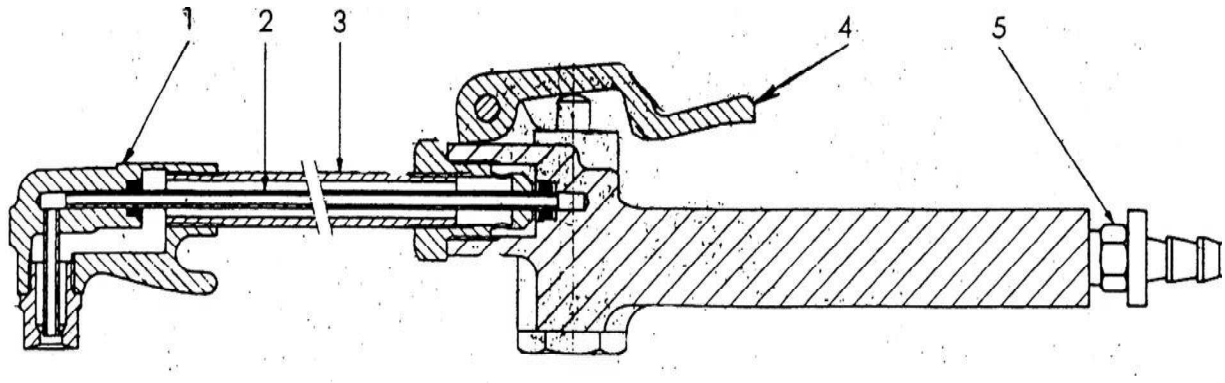


Рис. 6. Распылительное устройство фирмы «Acheson» (Англия): 1 - насадка, 2 - трубка подачи смазки, 3 - трубка подачи воздуха, 4 - рукоятка, 5 - штуцера подачи воздуха и смазки

При штамповке с АГ-4 наблюдались «залипание» заготовок в штампе и невысокая стойкость штампов. Использование ТВ-6 повысило стойкость штампов на 20 % и улучшило качество отштампованных лопаток. Сократился процент брака и улучшились условия труда.

На рис. 7 показан фрагмент штампового пространства электровинтового пресса в момент штамповки компрессорной лопатки.



Рис. 7. Штамповка компрессорной лопатки

Выводы

1. Состав водной коллоидно-графитовой суспензии, процентное содержание и дисперсность графита, его концентрация в рабочей суспензии, а также способ ее нанесения влияют на стабильность технологического процесса, качество поковок, износ и стойкость штампов.

2. Численные значения коэффициента трения получены по номограмме А. Мэйла без учета реальных условий горячего деформирования: температуры заготовки и штампов, а также их теплофизических свойств.

3. Выбранный на основе вышеприведенных исследований коллоидно-графитовый смазочный материал ТВ-6 применяется в комплексе с теплозащитным коллоидно-графитовым покрытием ОВТ-1 для штамповки компрессорных лопаток газотурбинного двигателя.

Список литературы

1.Петров А.Н., Андрейченко Т.П. Применение коллоидно-графитовых смазочных материалов при горячей обработке металлов давлением // Кузнечно-штамповочное производство и обработка металлов давлением. 2008. №6. С. 39-41.

2.Петров А.Н. Комплексное исследование коллоидно-графитовых смазочных материалов на водной основе // Кузнечно-штамповочное 7производство и обработка металлов давлением. 2011. №10. С. 45-48.

A.N. Petrov

INVESTIGATION OF COLLOIDAL-GRAPHITE LUBRICANTS FOR WATER-BASED

We present the research methodology and choice of colloidal graphite lubricants. We give a complex research colloidal graphite lubricants, water-based. The method of optimal choice of colloid-graphite lubricant into account the physico-chemical and technological properties of the material. Selected colloidal graphite lubricant on the proposed methods have been used in the process of hot forging of compressor blades of gas turbine engine.

Key words: colloidal graphite lubricants, hot forging, technique, weight loss during heating, the size of graphite particles, the coefficient (a measure) of friction, lubrication of dies, nickel alloys.

Получено 20.01.12

УДК 539.374:539.52

Г. М. Журавлев, д-р техн. наук, проф.,
(Россия, Тула, ТулГУ), 40-16-74, daotientoi@mail.ru,
Дао Тиен Той, асп.,(953) 433-94-92, daotientoi@mail.ru,
(Россия, Тула, ТулГУ)

РАСЧЕТ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ В ЗОНЕ ПЛАСТИЧЕСКОЙ ДЕФОРМАЦИИ

Приведен расчет распределения температуры в зоне пластической деформации полугорячего прессования с раздачей с учетом изменения температуры при транспортировке от нагревательного устройства на позицию обработки и тепловыделения при обработке давлением с использованием теории теплопроводности.

Ключевые слова: температурное поле, теплопроводность, охлаждение нагретой заготовки.

Рассмотрим расчет температурного поля заготовки с использованием классических теорий теплопроводности [1, 2, 3]. При транспортировке нагретых заготовок от нагревательного устройства на позицию обработки они охлаждаются за счет излучения и конвекции. Для практических расчетов тепловой поток, отводимый от твердой поверхности в окружающую

среду, определяется по формуле

$$Q = \alpha(T_\partial - T_c)Ft,$$

где α- коэффициент теплоотдачи; T_∂ - температура заготовки; T_c - температура окружающей среды; F- площадь поверхности заготовки; t - время.

В то же время происходит переход тепла от более горячей части заготовки к более холодной за счет теплопроводности, определяемой по закону Фурье. Уравнение теплопроводности в цилиндрической системе координат имеет вид

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a\left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial T}{\partial r}\right), \qquad (1)$$

где T- температура в рассматриваемой точки; a – коэффициент температуропроводности; r – расстояние от оси до рассматриваемой точки.

Количество теплоты, подводимое к поверхности от оси заготовки:

$$q = -\lambda_T \frac{\partial T}{\partial r}$$

где λ_T - коэффициент теплопроводности.

Расчет температурных полей твердого тела в практических целях осуществляется решением уравнения теплопроводности (1) совместно с краевыми условиями. Рассчитаем температурное поле для сплошного цилиндра, радиус основания которого R и высота $H=2l$ (рисисунок). Начальная температура во всех точках цилиндра одинакова и равна T_0. Начиная с некоторого момента времени t=0, температура окружающей среды и, следовательно, поверхности цилиндра изменяется по линейному закону

$$T_{гр} = T_0 + bt,$$

где b – скорость охлаждения, $b=const$.

Требуется найти распределение температуры внутри цилиндра в любой момент времени. Краевая задача для сплошного цилиндра имеет вид

$$\left.\begin{aligned} &\frac{\partial T}{\partial t} = a\nabla^2 T \\ &T(r,z,\theta) = T_0 = const \\ &T(r,z,\theta,t) = T(r,z,t) = T_0 + bt \end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

Решение этой задачи находим в виде

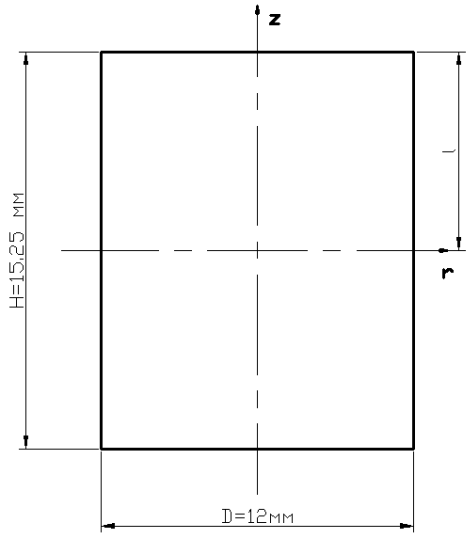
$$T = T_1 + \Theta,$$

где T_1-решение задачи с начальными условиями при $\varphi = (r,z,\theta) = T_0 = const$:

$$\left.\begin{aligned} &\frac{\partial T_1}{\partial t} = a\nabla^2 T_1 \\ &T_1\big|_{t=0} = \varphi(r,z,\theta) = T_0 \\ &T_1\big|_{гр} = 0 \end{aligned}\right\}$$

Θ - решение задачи с граничными условиями $f(t) = T_0 + bt$:

$$\left.\begin{aligned} &\frac{\partial \Theta}{\partial t} = a\nabla^2 \Theta \\ &\Theta\big|_{t=0} = 0 \\ &\Theta\big|_{гр} = f(t) = T_0 + bt \end{aligned}\right\}$$



Исходная заготовка

Для вычислений T_1 и Θ воспользуемся известным решением задачи (2) в частном случае, когда $T_{гр} = T_c = const$ [4]:

$$\frac{T(r,z,\theta) - T_c}{T_0 - T_c} = \sum_{n=1}^{\infty}\sum_{m=1}^{\infty} A_n A_m J_0\left(\mu_n \frac{r}{R}\right)\cos\left(\mu_m \frac{z}{l}\right) e^{-\left(\mu_n^2 + \mu_m^2 k_l^2\right)F_0}, \quad (3)$$

где J_0 и J_1 - функции Бесселя первого рода нулевого и первого порядков соответственно; μ_n - корни функции Бесселя первого рода нулевого порядка, т.е. μ_n удовлетворяют уравнению $J_0(\mu_n) = 0$;

$$A_n = \frac{2}{\mu_n J_1(\mu_n)}; \quad \mu_m = (2m-1)\frac{\pi}{2}; \quad A_m = (-1)^{m-1}\frac{2}{\mu_m}; \quad k_l = \frac{R}{r};$$

F_0 -число Фурье. $F_0 = \dfrac{at}{R^2}$.

Из уравнения (3) при $T_c = 0$ имеем

$$T_1 = T_0 \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{m=1}^{\infty} A_n A_m J_0\left(\mu_n \frac{r}{R}\right) \cos\left(\mu_m \frac{z}{l}\right) e^{-\left(\mu_n^2 + \mu_m^2 k_l^2\right) F_0}.$$

При $T_0 = 0$ и $T_c = 1$ из уравнения (3) находим

$$U(r,z,\theta) = 1 - \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{m=1}^{\infty} A_n A_m J_0\left(\mu_n \frac{r}{R}\right) \cos\left(\mu_m \frac{z}{l}\right) e^{-\left(\mu_n^2 + \mu_m^2 k_l^2\right) F_0}.$$

Для решения уравнения теплопроводности с граничными условиями используем теорему Дюамеля, так как функция окружающей среды $f(t) = T_0 + bt$ и ее производная кусочно-непрерывны при $t > 0$. Следовательно, получим

$$\Theta(r,z,t) = T_0 U(r,z,t) + \int_0^t bU(r,z,\theta)d\theta = T_0 -$$

$$- T_0 \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{m=1}^{\infty} A_n A_m J_0\left(\mu_n \frac{r}{R}\right) \cos\left(\mu_m \frac{z}{l}\right) e^{-\left(\mu_n^2 + \mu_m^2 k_l^2\right) F_0} +$$

$$+ b \int_0^t \left[1 - \sum_{n=1}^{t} \sum_{m=1}^{t} A_n A_m J_0\left(\mu_n \frac{r}{R}\right) \cos\left(\mu_m \frac{z}{l}\right) e^{-\left(\mu_n^2 + \mu_m^2 k_l^2\right) \frac{d\theta}{R^2}} \right] d\theta =$$

$$= T_0 + bt - T_0 \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{m=1}^{\infty} A_n A_m J_0\left(\mu_n \frac{r}{R}\right) \cos\left(\mu_m \frac{z}{l}\right) e^{-\left(\mu_n^2 + \mu_m^2 k_l^2\right) F_0} +$$

$$+ \frac{bR^2}{a} \sum_{n=1}^{t} \sum_{m=1}^{t} A_n A_m J_0\left(\mu_n \frac{r}{R}\right) \cos\left(\mu_m \frac{z}{l}\right) \frac{e^{-\left(\mu_n^2 + \mu_m^2 k_l^2\right) F_0} - 1}{\mu_n^2 + \mu_m^2 k_l^2}.$$

Ограничимся при расчете тремя членами. Тогда окончательно получаем решение задачи (2):

$$T = T_0 + bt + \frac{bR^2}{a} \sum_{n=1}^{3} \sum_{m=1}^{3} A_n A_m J_0\left(\mu_n \frac{r}{R}\right) \cos\left(\mu_m \frac{z}{l}\right) \frac{e^{-\left(\mu_n^2 + \mu_m^2 k_l^2\right) F_0} - 1}{\mu_n^2 + \mu_m^2 k_l^2}. \quad (4)$$

Осуществим расчет охлаждение нагретой заготовки при передаче в рабочую зону.

Заготовку радиусом R= 0,006 м, нагретую до T_0 = 800 °С передают на рабочую позицию пресса для обработки. Продолжительность от выдачи заготовки из нагревательного устройства до обработки составляет I = 3 с. Длина заготовки $H = 21$ = 0,01525 м. Температура окружающей среды Тс = 20 °С. Найдем температурное поле заготовки в момент начала деформации

Ограничимся при расчете в уравнении (5) тремя членами. Примем следующие значения некоторых членов уравнения:

$b = -3$ град/с – скорость охлаждения; a – коэффициент температуропроводности, $a = 1{,}25 \cdot 10^{-5}\ м^2/c$.

Расчет численных значений температуры для различных точек тела осуществлен на ЭВМ. Результаты приведены в табл. 1.

Таблица 1

Температурное поле заготовки в момент начала деформации

42	40	38	36	34	32	30	28	r_j / z_j
791	791,03	791,08	791,14	791,21	791,29	791,37	791,45	1
791	791,03	791,08	791,14	791,21	791,28	791,36	791,44	3
791	791,03	791,07	791,13	791,20	791,27	791,35	791,42	5
791	791,03	791,07	791,12	791,19	791,26	791,33	791,41	7
791	791,03	791,07	791,12	791,19	791,25	791,32	791,39	9
791	791,03	791,06	791,11	791,17	791,23	791,30	791,38	11
791	791,02	791,06	791,10	791,15	791,21	791,28	791,34	13

На основании проведенных расчетов получено температурное поле для момента начала пластического формоизменения.

Выделение тепла при пластическом формоизменении учитывается определением интенсивности. Для высокоскоростных процессов обработки металлов давлением допускается использование адиабатических условий. При адиабатических условиях пластического течения приращение температуры металла пропорционально накопленной пластической деформации [5,6]:

$$\Delta T = \frac{\sigma_s \cdot H \cdot t_n}{c \cdot \rho}, \qquad (5)$$

где c - удельная теплоемкость металла заготовки; c=691 Дж/(кг·град); ρ - плотность металла; ρ=7599 кг/м^3;

H - интенсивность скорости деформации в узловой точке, определяемая по формуле

$$H = \sqrt{\frac{2}{3}}\sqrt{\left(\dot{\varepsilon}_r - \dot{\varepsilon}_\theta\right)^2 + \left(\dot{\varepsilon}_\theta - \dot{\varepsilon}_z\right)^2 + \left(\dot{\varepsilon}_z - \dot{\varepsilon}_r\right)^2 + \frac{3}{2}\dot{\gamma}_{rz}^2};$$

σ_s - предел текучести; МПа; $t_n = \Delta t \times n$ - время процесса к моменту появления текущего приращения температуры, с; n – число пройденных шагов

Для расчета численных значений приращения температуры была составлена программа на ЭВМ. В результате проведенного расчета получаем значения приращения температуры для узловых точек в пластической области на каждом шаге.

На основании проведенных расчетов температурного поля начала пластического формоизменения и приращения температуры в результате пластического формоизменения определяем температурное поле в зоне деформации (табл. 2):

$$T_{пл} = T_{н} + \frac{\Delta T}{2},$$

где $T_{н}$ - температурное поле начала пластического формоизменения; ΔT - приращение температуры в результате пластического формоизменения.

Таблица 2

Температурное поле заготовки в зоне пластической деформации

42	40	38	36	34	32	30	28	r / z
791,01	791,039	791,085	791,145	791,215	791,294	791,376	791,459	1
791,01	791,038	791,083	791,141	791,210	791,286	791,366	791,447	3
791,01	791,036	791,079	791,135	791,202	791,275	791,352	791,430	5
791,009	791,035	791,076	791,129	791,193	791,263	791,337	791,413	7
791,008	791,033	791,072	791,123	791,184	791,253	791,324	791,399	9
791,008	791,031	791,067	791,116	791,174	791,239	791,308	791,381	11
791,007	791,027	791,060	791,104	791,156	791,216	791,280	791,348	13

Полученное таким образом температурное поле может быть использовано для уточнения расчета мощности пластической деформации, кинематических и деформационных характеристик.

Список литературы

1. Золотухин Н. М. Нагрев и охлаждение металла. М.: Машиностроение, 1973. 192с.

2. Кутателадзе С. С. Основы теории теплообмена. М.: Атомиздат, 1979. 415с.

3. Ланской Е. Н., Поздеев Б. М. Совершенствование процессов полугорячей объемной штамповки: обзор. М.: НИИМаш. 1989. 56с.

4. Лыков А. В. Теория теплопроводности. М.: Высшая школа, 1967. 539с.

5. Смирнов В. С. Теория обработки металлов давлением. М.: Металлургия, 1973. 796с.

6. Томленов А. Д. Теория деформирование металлов. М.: Металлургия, 1972. 402с.

G.M. Zuravliov, DaoTienToi

CALCULATION OF THE TEMPERATURE FIELD IN THE PLASTIC DEFORMATION

In this paper, temperature distribution in plastic deformation zone of warm extrusion with expanding process was investigated, with the respect of the change in temperature under transportation from the heating system to the working position and heat emission in metal forming using heat-transfer theory.

Key words: temperature fields, heat-transfer, cooling of heated work piece.

Получено 20.01.12

УДК 539.374:539.52

Г. М. Журавлев, д-р техн. наук, проф., 40-16-74, tranduchoan@mail.ru
(Россия, Тула, ТулГУ),
Чан Дык Хоан, асп.,(920) 755-79-17, tranduchoan@mail.ru
(Россия, Тула, ТулГУ)

РАСЧЕТ ПОВРЕЖДАЕМОСТИ НА ВЫТЯЖНЫХ ОПЕРАЦИЯХ

Рассмотрен подход к расчету пластической повреждаемости на операции вытяжки. Выведены определяющие соотношения для анализа меры пластической повреждаемости на основе дилатинсии деформируемого материала. Показана методика расчета пластической повреждаемости для операции вытяжки с утонением.

Ключевые слова: расчет пластической повреждаемости, дилатансия деформируемого материала, показатель напряженного состояния.

В теории и технологии обработки металлов давлением широко распространение получили положения механики рассеянной повреждаемости, которые позоволяют довольно точно рассчитывать деформационные характеристики технологических операций и прогнозировать физико-механические свойства готовых изделий. Определяющие соотношения для меры повреждаемости строятся на оценке явления пластической дилатан-

сии (разрыхления) деформируемого металла, характеризующего величиной пластического разрыхления металла (пластической дилатансией ε_{ii}). С моментом образования макротрещины связывается достижение величиной пластического разрыхления критического значения $\varepsilon_{ii\,кр}$, зависящего от условий деформирования, структуры и химического состава металла. Приведенные представления позволяют ввести меру повреждаемости ω следующим дифференциальным соотношением [1,2,3]:

$$d\omega = \frac{d\varepsilon_{ii}}{\varepsilon_{ii\,кр}}, \qquad (1)$$

где $d\omega$ - приращение характеристики повреждаемости материала в результате приращения $d\varepsilon_{ii}$ пластического разрыхления; $\varepsilon_{ij} = \dfrac{\Delta V_к - \Delta V_0}{\Delta V_0}$ - разрыхление металла; $\Delta V_o = \Delta V_{мо} + \Delta V_{ко}$ - начальный объем металла, который складывается из начального объема металла $\Delta V_{мо}$ и начального объема микропор $\Delta V_{по}$; $\Delta V_к = \Delta V_{мк} + \Delta V_{пк}$ - конечный объем металла, который складывается из конечного объема металла $\Delta V_{мк}$ и конечного объема микропор $\Delta V_{пк}$; $\varepsilon_{ii\,кр}$ - критическая дилатансия.

Мера поврежденности ω за путь нагружения S определяется интегрированием дифференциального уравнения (1)

$$\omega = \int_s \frac{d\varepsilon_{ii}}{\varepsilon_{ii\,кр}}. \qquad (2)$$

Величина поврежденности находится в диапазоне $0 \le \omega \le 1$, где значение $\omega = 1$ соответствует моменту разрушения. Экспериментальные исследования показали, что существует стадия образования микродефектов, когда поврежденность, полученная при деформировании, оказывает заметное влияние на эксплуатационные характеристики изделий (усталостное разрушение, несущую способность, жесткость конструкции).

В современных инженерных расчетах при решении технологических задач пользуются степенной зависимостью между пластическим разрыхлением ε_{ii} и накапливаемой деформацией Λ (рис.1.).

Степенная модель пластического разрыхления имеет следующий вид:

$$\varepsilon_{ii} = b\Lambda^a, \qquad (3)$$

где b - модуль; a - степенной показатель пластического разрыхления (для определения параметров b и a были проведены экспериментальные исследования).

В зависимости от величины степенного показателя различают: ли-

нейную модель $a=1$ (рис.1, линия 2) и нелинейную модель $a<1$ для процессов с мягкой схемой напряженного состояния (рис.1, линия 1), и $a>1$ для процессов с жесткой схемой напряженного состояния (рис.1, линия 3). Согласно степенной зависимости (3) предельная степень деформации $\Lambda_{пр}$ связана с критической величиной пластического разрыхления $\varepsilon_{ii\,кр}$ соотношением

$$\varepsilon_{ii\,кр} = b\Lambda_{пр}^{a}, \tag{4}$$

а приращение пластического разрыхления

$$d\varepsilon_{ii} = ba\Lambda^{a-1}d\Lambda. \tag{5}$$

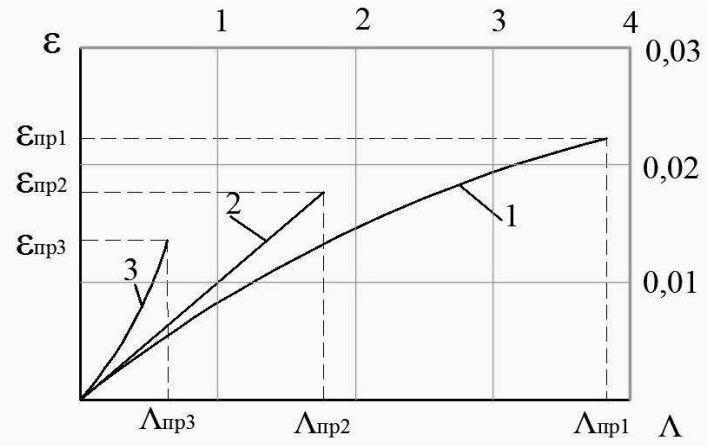


Рис. 1. Модели пластического разрыхления сталей: 1 - нелинейная модель с увеличением интенсивности роста пластического разрыхления по мере накопления деформационных дефектов; 2 - линейная модель; 3 - нелинейная модель с уменьшением интенсивности роста пластического разрыхления по мере накопления деформационных дефектов

Подставляя величины $\varepsilon_{ii\,кр}$ и $d\varepsilon_{ii}$ из зависимостей (4) и (5) в дифференциальное соотношение для меры повреждаемости (1), получаем

$$d\omega = \frac{a\Lambda^{a-1}}{\Lambda_{пр}^{a}}d\Lambda\ , \tag{6}$$

или в интегральной форме

$$\omega = \int_{0}^{\Lambda_1} \frac{a\Lambda^{a-1}}{\Lambda_{пр}^{a}}d\Lambda, \tag{7}$$

где $\Lambda_{пр} = \Lambda_{пр}(\bar{\sigma})$ рассчитывается по аппроксимационной формуле.

Интенсивность пластического разрыхления на любом этапе дефор-

мации не зависит от поврежденности ω, накопленной макрочастицей на предыдущих этапах деформации. Таким образом, на каждом i-м этапе ω_i можно определить по формуле (7), а на n этапе в соответствии с линейным суммированием поврежденности

$$\omega = \sum_{i=1}^{n} \int_{0}^{\Lambda_i} \frac{a\Lambda^{a-1}}{\Lambda_{np}^{a}} d\Lambda . \qquad (8)$$

Параметры b и a в зависимости (3) определяются по опытным зависимостям $\varepsilon_{ii}(\Lambda)$ следующим образом. Составлялись уравнения по точкам в момент достижения предельной деформации Λ_{np} и в момент деформации около $\Lambda_{np}/2$. Решив два уравнения с двумя неизвестными b и a, получим результаты.

Находим $a = \ln\left(\frac{\varepsilon_{\text{пр}1}}{\varepsilon_{\text{пр}2}}\right) \Big/ \ln\left(\frac{\Lambda_{\text{пр}1}}{\Lambda_{\text{пр}2}}\right)$ и $b = \frac{\varepsilon_{\text{пр}1}}{\Lambda_{\text{пр}1}^{a}}$.

Для стали 11ЮА выбираем 2 опытные точки (рис.1, линия 3): $\varepsilon_{\text{пр}1} = 0{,}015$, $\Lambda_{\text{пр}1} = 0{,}74$ и $\varepsilon_{\text{пр}2} = 0{,}007$, $\Lambda_{\text{пр}2} = 0{,}37$. Получим $a = 1{,}1$ и $b = 0{,}021$.

Начальную предельную степень деформации сдвига можно определять по методике, разработанной В.Л. Колмогоровым для испытания на растяжение в момент образования шейки (максимальной нагрузки).

В качестве примера рассмотрим испытания на растяжение плоских десятикратных образцов, начальная расчетная длина которых $l_0 = 11{,}3\sqrt{F_0}$, где F_0 - начальная площадь поперечного сечения образца. Образцы изготавливались из прокатанной полосы стали 11ЮА. Для получения более достоверных результатов испытания проводились на пяти образцах. Растяжение образцов осуществляли с использованием универсальной испытательной машины Р-5, которая обеспечивает заданную скорость деформирования. Одновременно записывали диаграмму растяжения «сила – путь деформирования». Процесс растяжения образца разделяется на две стадии. Во время первой стадии усилие растет, при этом очаг деформации охватывает всю начальную расчетную длину образца. Поля деформаций и напряжений в плоскости поперечного сечения однородны. Эта стадия процесса монотонна. Во второй стадии процесс растяжения образца характеризуется концентрацией очага деформации в области шейки. Деформации в плоскости поперечного сечения остаются однородными. Напряженное состояние становится объемным, радиальные и тангенциальные растягивающие напряжения. Первая стадия соответствует участку до точки $P_{\max}$ машинной диаграммы, а вторая – от точки $P_{\max}$ до точки разрыва. Участок до точки

$P_{\max}$ называется участком устойчивой стадии процесса растяжения. Он характеризуется тем, что образец не теряет своей формы. Для этого участка справедливо равенство

$$F_i = F_0 \frac{l_0}{l_0 + \Delta l_i},$$

где Δl_i - приращение длины образца на i-й стадии процесса растяжения.

По экспериментальной диаграмме растяжения «силы – путь деформирования» можно вычислить предел прочности материала $\sigma_B = \frac{P_{\max}}{F_0}$, относительное удлинение $\delta = \frac{l_к - l_0}{l_0} 100$ %, координаты точек кривой на устойчивой стадии по формулам $\sigma_i = \frac{P_i}{F_i} = \frac{P_i}{F_0} \frac{l_0 + \Delta l_i}{l_0}$, $a_i = \varepsilon_i = \ln \frac{l_0 + \Delta l_i}{l_0}$.

Определение приращения длины образца Δl_i осуществлялось следующим образом. Используя диаграмму растяжения «сила – путь деформирования» и замеряя размер образца после растяжения, вычисляем масштаб по оси приращения длины:

$$M = \frac{\Delta l_{i\text{р}}}{\Delta l_{\text{д}}},$$

где $\Delta l_{i\text{р}} = l_{\text{к}i\text{р}} - l_0$ - натуральное приращение длины образца, получаемое в результате замера конечной расчетной длины $l_{\text{к}i\text{р}}$ за минусом начальной расчетной длины l_0; $\Delta l_{\text{д}}$ - приращение длины образца по диаграмме растяжения с учетом упругой составляющей.

Приращение Δl - длины образца на устойчивом участке диаграммы пластичности, тогда находится $\Delta l = i\Delta l_{\text{д}}$

Интенсивность деформации на устойчивом участке

$$\varepsilon_{ii} = \ln \frac{l_0 + \Delta l}{l_0}.$$

Предельная степень деформации при испытаниях на одноосное растяжение $\Lambda_{\text{пр}} = \sqrt{3}\varepsilon_{ii}$ и соответствует началу процесса образования шейки.

Численные значения относительного удлинения δ, предельной степени деформации сдвига $\Lambda_{пр}$, предела прочности $\sigma_в$ и предела текучести σ_{02} приведены в табл. 1.

Экспериментально доказано, что распределение степени деформации Λ и параметра поврежденности дефектами ω_l по толщине стенки по-

луфабриката вытяжки с утонением распределяется неравномерно [3, 4]. Наибольшую повреждаемость приобретают периферийные слои материала, которые в процессе вытяжки находились в зоне контакта с деформирующим инструментом (пуансоном и матрицей).

Таблица 1

Относительное удлинение

Материал	Механические свойства			
	δ, %	$\Lambda_{пр}$	$\sigma_в$, МПа	σ_{02}, МПа
Сталь 11ЮА	35	2,87	390	240

Рассматриваем многооперационные вытяжки с утонением стенки при изготовлении корпуса огнетушителя с промежуточным рекристаллизационным отжигом. Рекристаллизационный отжиг проводится для восстановления пластических свойств материала. Как видно, термическая операция не восстанавливает полностью исходные пластические свойства материала. Так как повреждаемость после отжига уменьшается на величину $\Delta\omega$, то повреждаемость в данной задаче

$$\omega = \omega_1 + \omega_2 - \Delta\omega + \omega_3 + \omega_4,$$

По рекомендации [3, 5] повреждаемость металлов после двух первых вытяжек и отжига можно принимать 0,1. Тогда расчет повреждаемости формируется на третьей и четвертой вытяжках.

Третья и четвертая вытяжки выполнены через одну конусную матрицу с углом ската α = 15 °, с коэффициентами трения на матрице $\mu_м$ = 0,1 и $\mu_п$ = 0,1 на пуансоне соответственно. Схемы полуфабрикатов до и после вытяжки показаны на рис. 2.

Накопленная величина степени деформации и приращение на каждой вытяжке находятся из известного распределения деформации в пластической области обрабатываемого полуфабриката. Выполняя расчеты повреждаемости вдоль траектории движения совокупности частиц материала в пластической области, можно установить распределение меры повреждаемости. Предельная критическая степень деформация сдвига определяется выражением

$$\Lambda_{пр} = \Lambda_{пр}\left(\frac{\sigma}{T}, \mu_\sigma, \theta, H, c_i, x_i\right),$$

где $\frac{\sigma}{T}$ - отношение гидростатического напряжения и интенсивности касательных напряжений, называемое показателем напряженного состояния;

μ_σ - показатель Лоде, характеризующий вид девиатора напряжений (для растяжения $\mu_\sigma = -1$); θ - температура; x_i - характеристические параметры структуры (средний размер зерна, плотность распределения неметаллических включений и др.); c_i - содержание химических элементов в сплаве.

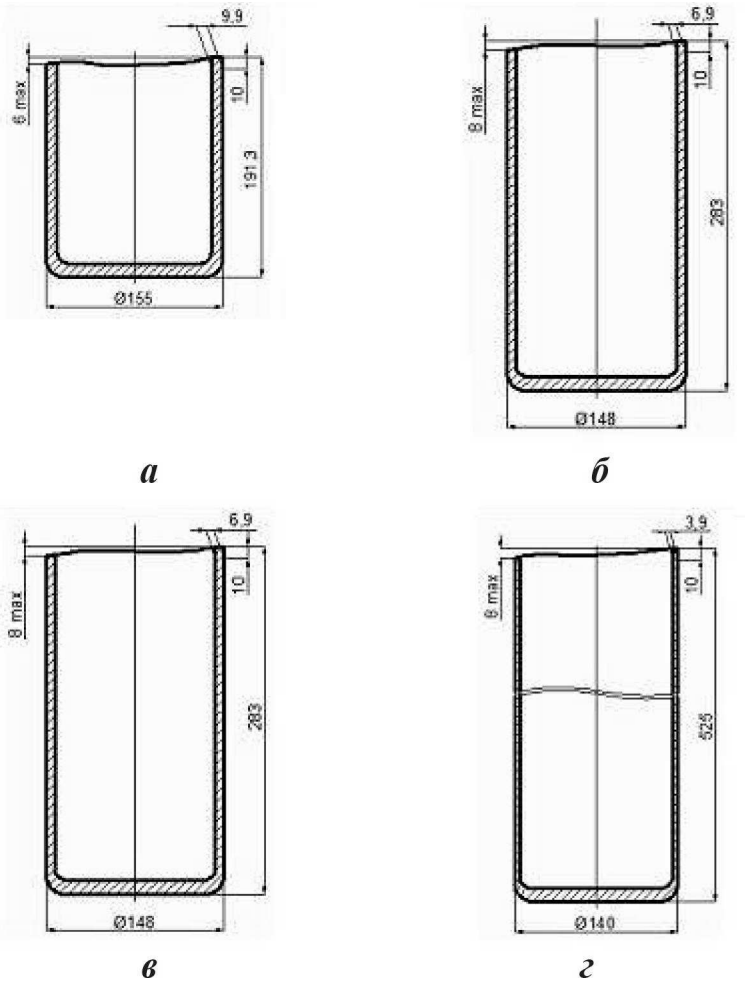
При решении технологических задач удобно пользоваться аналитической аппроксимацией диаграмм пластичности в виде функцией [6, 49]:

$$\Lambda_{\text{пр}} = \chi \exp\left(\lambda \frac{\sigma}{T}\right), \tag{9}$$

где χ, λ определяются методом наименьших квадратов и зависят от химического состава и структуры металла.

Для стали 11ЮА применяем $\chi = 1{,}277$ и $\lambda = -0{,}708$.

Получим $\Lambda_{\text{пр}} = 1{,}277\exp\left(-0{,}708\frac{\sigma}{T}\right)$.



а ***б*** ***в*** ***г***

Рис. 2. Полуфабрикат:
а, с - до вытяжки, б, д - после вытяжки

Среднее напряжение σ и интенсивность касательных напряжений T определяются из известных полей напряжений через компоненты тензора

напряжений:

$$(\sigma)_к = \frac{(\sigma_1)_к + (\sigma_2)_к + (\sigma_3)_к}{3}, \quad (10)$$

где $(\sigma_1)_к$, $(\sigma_2)_к$, $(\sigma_3)_к$ - значения главных напряжений, определенных в пределах $к$ - й вытяжки;

$$T = \sqrt{3} * \sqrt{\begin{matrix} 1/2(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 1/2(\sigma_y + \sigma_z)^2 \\ + 1/2(\sigma_z - \sigma_x)^2 + 3\tau_{xy}^2 + 3\tau_{yz}^2 + 3\tau_{zx}^2 \end{matrix}} \quad (11)$$

Результаты расчета значений степени деформации сдвига, предельной степени деформации сдвига и повреждаемости для операций вытяжки и характерных точек приведены в табл. 2. Характерные точки расположены равномерно с контактной матрицы до контактного пуансона по толщине стенки полуфабриката, где выход из матрицы.

Таблица 2

Результаты расчета численных значений

Операции	Точки	Степень деформации сдвига Λ_i	Предельная степень деформации сдвига $\Lambda_{пр}$	Повреждаемость ω
3	1	0,253	1,553	0,182
	2	0,25	1,609	0,173
	3	0,251	1,608	0,174
	4	0,254	1,554	0,181
4	1	0,355	1,605	0,265
	2	0,354	1,603	0,261
	3	0,350	1,595	0,256
	4	0,358	1,572	0,267

Для прогнозирования разрушения металла при холодной ОМД необходимо:

- для решения краевой задачи найти траектории движения материальных частиц металла в очаге деформации и вдоль них характеристики поля напряжений ($\frac{\sigma}{T}$ и $\mu_\sigma = \mu_\xi$) и поля скоростей деформации (H и μ_ξ);

- экспериментально определить начальные значения $\Lambda_р$ и a;

- установить число этапов n, на каждом из которых деформация является квазимонотонной, а на границах между ними направление вращения материальной частицы в базисе собственных векторов тензора напряжений изменяется на противоположное;

- выполнить расчет поврежденности металла по формуле (1.8) для каждой частицы;

- установить степень поврежденности рассматриваемой материальной частицы металла.

Полученные результаты по изучению динамики повреждаемости позволяют сделать следующие выводы. Наибольшая величина повреждаемости материала при изготовлении изделий из углеродистых сталей ω_{max} = =0,549 меньше величины допустимой повреждаемости [ω] = 0,65…0,7, при достижении которой возможно образование полостных дефектов. В целом умеренная повреждаемость материала готовых изделий объясняется рациональным выбором режимов обработки.

Таким образом, совершенствование методики проектирования, технологии изготовления цельнотянутых изделий достигается совместным использованием технологического опыта и проведением теоретических и экспериментальных исследований процесса вытяжки. Проведенные исследования свидетельствуют о целесообразности прогнозирования повреждаемости материала деформационными микродефектами при разработке технологических процессов с использованием вытяжки, так как, оценив запас повреждаемости материала, можно выбрать рациональный режим технологического процесса. Недооценка фактора поврежденности структуры деформируемого материала может приводить или к разрушению изделия при эксплуатационных нагрузках, или к существенному снижению сроков его эксплуатации. Прогнозирование накопления поврежденности необходимо также для обеспечения требуемых механических свойств материала и соответственно надежной прочности готового изделия. Это условие является одним из актуальных в современной технологии.

Список литературы

1. Качанов Л.М. Основы механики разрушения. М. : Наука, 1974. 312 с.

2. Комплексные задачи теории пластичности / Н.Д. Тутышкин [и др.]. Тула.: Изд-во ТулГу, 2001. 377 с.

3. Богатов А.А., Мижирицкий О.Н., Смирнов С.В. Ресурс пластичности металлов при обработке давлением. М.: Металлургия, 1984. 144 с.

4. Бичем К.Д. Разрушение, Т.1. / под. ред. Г. Любовица; пер. с

англ. М.: Мир, 1973. 265 с.

5. Богатов А.А., Механические свойства и модели разрушения металлов. Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2002. 329 с.

G.M. Zuravliov, Tran Duc Hoan

CALCULATION OF DAMAGEABILITY OF DEEP DRAWING PROCESS

In this paper, an approach to calculation of plastic damageability in deep drawing process was investigated. The constitutive equations for analyzing the plastic damageablity on the basic of the dilation of deformed material was described. A methodology for calculation of plastic damageability in ironing process was demonstrated.

Key words: plastic damageability, dilatation of deformed material, stress triaxiality parameter.

Получено 20.01.12

МАШИНОВЕДЕНИЕ И МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 621.86
В.Ю. Анцев, д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой, 89038402872,
anzev@tsu.tula.ru (Россия, Тула, ТулГУ),
П.В. Витчук, асп., 89208888114, zzzVentor@ya.ru
(Россия, Тула, ТулГУ)

КЛАССИФИКАЦИЯ ЛИФТОВ ПО ВЕЛИЧИНЕ КОНТАКТНОГО ДАВЛЕНИЯ В РУЧЬЯХ КАНАТОВЕДУЩЕГО ШКИВА

Рассмотрены факторы, влияющие на долговечность канатов лифта. Разработана классификация лифтов по величине контактного давления. Произведено построение функций распределения вероятностей отказов для данных групп классификации на основании статистических данных по лифтам города Калуги.

Ключевые слова: вероятность, долговечность, канат, канатоведущий шкив, классификация, контактное давление, лифт, отказ, функция распределения.

Тяговый канат относится к числу наиболее нагруженных и ответственных элементов лифтовой установки. Проволоки каната испытывают сложный комплекс статических и динамических напряжений: растяжение, изгиб, кручение, контактные напряжения, что в значительной мере снижает их долговечность. Однако существующие методики проектирования предусматривают лишь расчет каната на растяжение при условии его статической нагрузки. В связи с этим коэффициент запаса прочности должен быть довольно высоким, так как его величина должна учитывать действие напряжения изгиба (при охвате канатом шкива и/или блоков); начального внутреннего напряжения в проволоках (связано с процессом производства канатов); напряжений вызванных действием инерционных сил при разгоне и торможении, а также эффекта неравномерного распределения нагрузки по ветвям каната из-за несовершенства конструкции механизма подвески. На основании многочисленных исследований механических свойств и динамики лифтовых канатов были определены минимально необходимые ко-

эффициенты запаса прочности, а также их усталостные характеристики и модули упругости.

Однако стоит отметить, что запасы прочности тяговых канатов лифта, приводимые в отечественных и зарубежных стандартах, неоднократно корректировались за последние годы и на сегодняшний день являются чисто эмпирическими, значительно отличаясь между собой. Так, в соответствии с европейским стандартом EN81-1:1998+A3:2009, минимальный коэффициент запаса определяется в зависимости от соотношения D/d, где D – диаметр КВШ, d – диаметр каната, и эквивалентного числа блоков N_{eq} и находится в диапазоне от 8,1 до 32. По стандарту США ANSI/ASME A17.1-1996 минимальный коэффициент запаса подвесных канатов определяется с учетом фактической скорости каната, соответствующей номинальной скорости кабины лифта, и равен от 7,6 до 10,55.

В Российской Федерации согласно ПБ 10-558-03 «Правила устройства и безопасной эксплуатации лифтов» коэффициент запаса прочности должен быть не менее: 12 для лебедки с канатоведущим шкивом или барабаном трения и тремя и более канатами; 16 для лебедки с канатоведущим шкивом или барабаном трения и двумя канатами; 12 для лебедки барабанной. Данный подход не позволяет объективно оценивать ресурс тяговых канатов. Поэтому долговечность канатов лифта следует прогнозировать с использованием опытно-статистических и вероятностных методов по данным, полученным в ходе эксплуатации лифтов-аналогов.

Для получения закона распределения вероятностей отказов были произведены соответствующие расчеты. В качестве исходных данных была принята статистическая информация об отказах тяговых канатов лифтов города Калуги за период 1975 – 2010 годы. Лифты, находящиеся в эксплуатации менее 10 лет, не принимались к рассмотрению, так как статистические данные по ним не могут дать достоверную картину распределения отказов.

Известно, что величина среднего удельного давления между рабочими поверхностями каната и ручья КВШ может в значительной мере определять долговечность каната (при одинаковом материале и форме канавки). Поэтому для каждой модели лифта были определены величины действующего $p_к$ и допустимого $[p]$ контактных давлений, а также отношения между ними. Как показала статистическая информация, частота возникновения отказов канатов лифта возрастает с увеличением отношения действующего контактного давления к его допустимой величине.

Следует отметить, что для построения зависимости долговечности тяговых канатов от этого отношения требуется информация о наработках до отказа и между отказами в течение продолжительного времени (свыше 10 лет) значительного количества лифтов с различными сочетаниями параметров (масса кабины, масса противовеса, грузоподъемность, скорость и

др.). Однако указанной продолжительностью эксплуатации обладают лишь лифты, разработанные еще в советское время, которые имеют весьма ограниченный номенклатурный ряд. Таким образом, на основании имеющихся данных возможно лишь построение распределений вероятностей отказов для весьма ограниченного диапазона данных.

По результатам расчета отношений действующего контактного давления к его допустимой величине $p_к / [p]$ были выделены три основные классификационные группы лифтов: $p_к / [p] \le 0,7$, $0,7 < p_к / [p] \le 1$ и $p_к / [p] > 1$ (табл. 1).

Таблица 1

Классификация лифтов по отношению действующего контактного давления к его допустимой величине

Группа классификации	$\frac{p_к}{[p]}$	Модель лифта
1	$\le 0,7$	П6-ГВ, ЛП-0601Б, ПП-0416Щ, ЛП-320-071, ПП-0471К-02, ПП-007, СП-50, ЛП-0611Б, ПГП-366, ПГП-366В, ПП-400, ПП-0450А, ПП-400А, ПП-402А, ПП-0471-31, ПП-0471М
2	$0,7...1$	ПП-0501-43 (D=770 мм), ПП-0411 (D=770 мм), ЛП-0611, ПП-0471Щ, ЛГП-500-1.0, ЛП-500-1.0, ПП-0371Щ, ЛП-0621Б, ПГП-0411
3	>1	ПП-0471, ПП-0471К, ПГП-0471, ЛП-0621, ПГП-0611М, ЛП-0411, ПГП-0471М, ПП-0501, ПГП-0621М, ПП-0411, (D=525 мм), ПП-0501-43 (D= 525 мм), ПП-0401КП, ПГ-0505, ПГ-0505М, ЛП-0401Б, ПП-0501-31, ПП-0501-32

Для каждой из полученных групп было произведено построение эмпирических и теоретических функций распределения по логарифмически-нормальному закону и закону Вейбулла. Приемлемость того или иного закона оценивалась по величине критерия Пирсона. Наиболее подходящим по указанному критерию оказался логарифмически-нормальный закон распределения вероятностей отказов. Результаты построения для второй и третьей групп классификации приведены на рис. 1 и 2 соответственно.

Подавляющее большинство лифтов из первой группы классификации ($p_к / [p] \le 0,7$) отработали свои сроки службы (в том числе продленные) без замены канатов. В этом случае невозможно построение достоверной функции распределения вероятности отказов. Это свидетельствует о том, что при проектировании данной группы лифтов был заложен избыточный ресурс тяговых канатов.

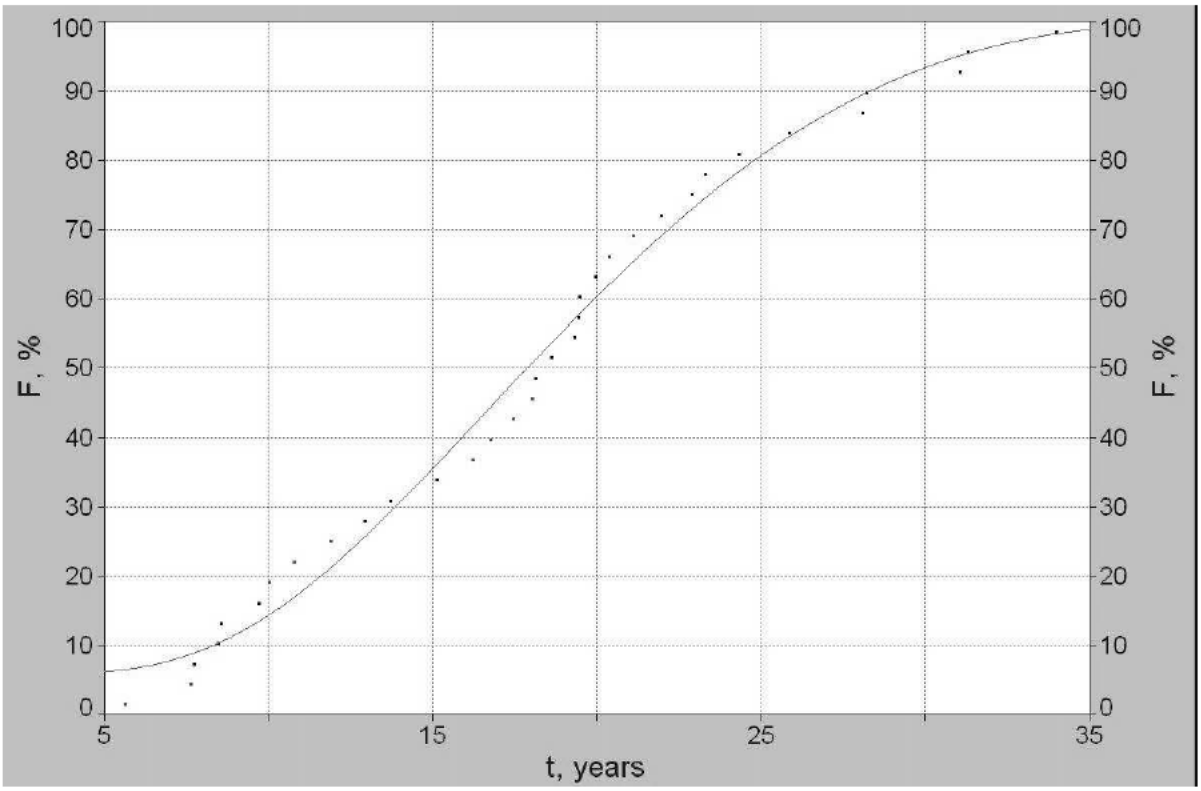


Рис. 1. Распределения вероятностей отказов лифтовых канатов для второй группы классификации

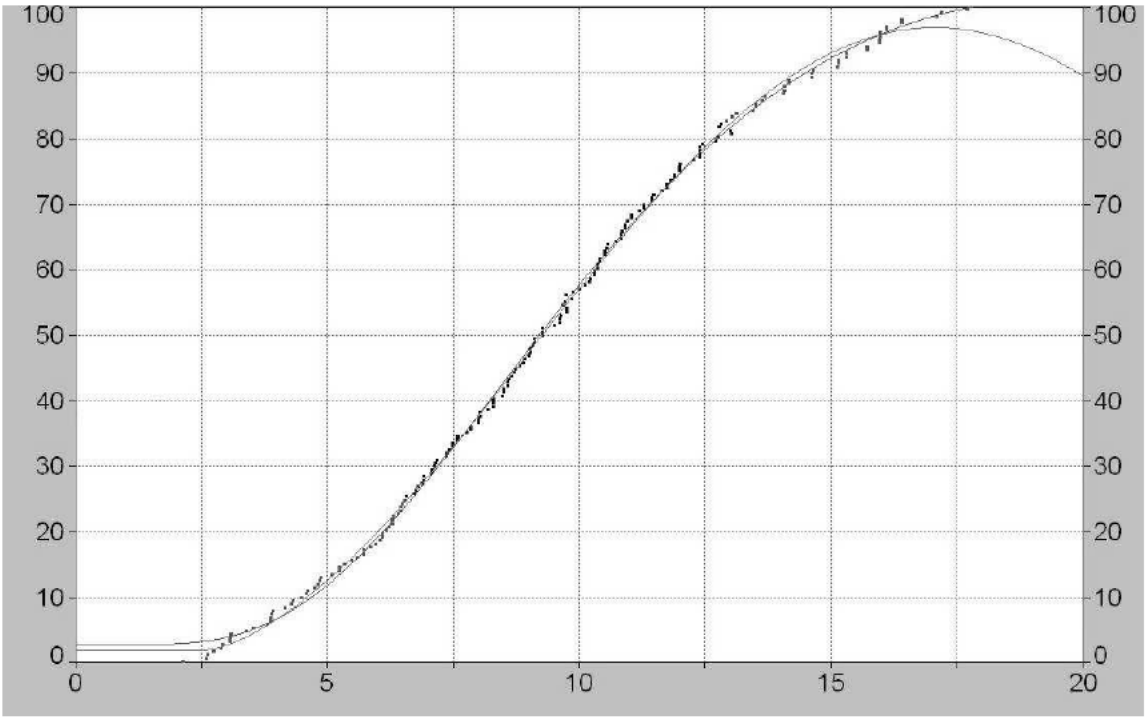


Рис. 2. Распределения вероятностей отказов лифтовых канатов для третьей группы классификации

Таким образом, закон распределения вероятности отказов лифтовых канатов от времени эксплуатации имеет вид

$$F(t) = a + b \cdot \exp\left[-\frac{1}{2}\left(\frac{\ln \frac{t}{c}}{d} \right)^2 \right],$$

где a, b, c, d – коэффициенты, определяемые для каждой из групп классификации (табл. 2).

Таблица 2

Значения коэффициентов для функции логарифмически-нормального распределения

$\frac{p_к}{[p]}$	a	b	c	d
0,7...1	5,87493054	93,51790964	37,34555370	0,60083818
>1	2,80587350	98,81078234	19,88194059	0,63281125

Расположив полученные кривые на одной графической сетке (рис. 3), можно видеть, что вероятность возникновения отказов значительно возрастает с увеличением соотношения между величинами действующего контактного давления и его допустимым значением между рабочими поверхностями ручья КВШ и тягового каната.

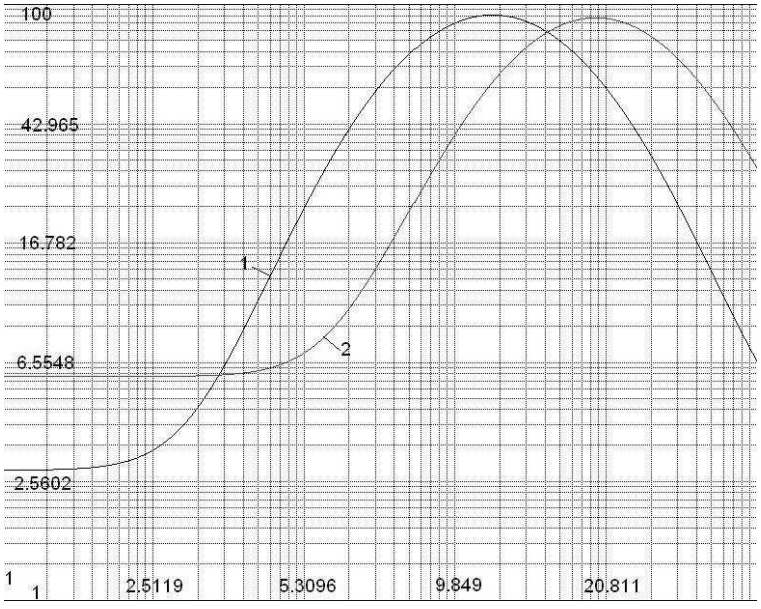


Рис. 3. Распределения вероятностей отказов для различных групп классификации: 1 – для второй, 2 – для третьей

Оптимальное соотношение между величинами действующего контактного давления и его допустимыми значениями находит в диапазоне 0,7…1. Более высокие значения приводят к ускоренному изнашиванию канатов, а более низкие – к недоиспользованию их ресурса и, как следствие, к материальным убыткам. Таким образом, новые конструкции приводов с КВШ следует рассчитывать и проектировать из условия $0,7 < p_к / [p] \le 1$.

Список литературы

1. Наладка лифтов / В.Г. Ермишкин [и др.]. М.: Стройиздат, 1990. 303 с.

2. Лифты: учебник для вузов / под общей ред. Д.П.Волкова. М.: Изд-во АСВ,1999. 480 с.

3. Яновски Л. Проектирование механического оборудования лифтов. 3-е изд. М.: Изд-во АСВ, 2005. 336 с.

P.V. Vitchuk, V.J. Anzev

CLASSIFICATION OF ELEVATORS BY VALUE OF CONTACT PRESSURE IN CABLE SHEAVE'S GROOVES

The factors influencing on durability of elevator cables are considered. Classification of elevators by contact pressure value is developed. Distribution functions of refusals probabilities are constructed for the given classification groups based on the statistical data about elevators of a Kaluga city.

Key words: Probability, durability, cable, cable sheave, classification, contact pressure, elevator, failure, distribution function.

Получено 05.02.12

УДК 539.3

Ю.П. Смирнов, д-р техн. наук, проф., (4872) 35-18-69, spira@tula.net (Россия, Тула, ТулГУ),
В.К. Тарасов, канд. техн. наук, проф., (4872) 35-18-32, tarascupris@rambler.ru (Россия, Тула, ТулГУ)

О РАСПРЕДЕЛЕНИИ НАПРЯЖЕНИЙ ВО ВРАЩАЮЩИХСЯ ДЕТАЛЯХ МАШИН

Рассматривается и анализируется физически и геометрически линейная задача определения напряженно-деформированного состояния однородного вращающегося диска, выполненного из изотропного материала.

Ключевые слова: вращающаяся деталь, радиальные напряжения, тангенциальные напряжения.

Вращающиеся детали, имеющие форму диска, очень часто встречаются в самых разнообразных машинах. Распределение напряжений во

вращающихся телах произвольной формы очень сложная задача, поэтому ограничимся рассмотрением случая вращения диска. Определяются радиальные σ_r и тангенциальные σ_θ напряжения, возникающие в материале диска в результате действия центробежных сил. Задача строится в перемещениях и записывается в полярных координатах. Вследствие осесимметричности диска уравнение относительного равновесия частицы диска имеет вид [1]

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} + r\omega^2\rho = 0, \tag{1}$$

где r – радиус произвольной точки диска; ω – угловая скорость вращающегося диска; ρ – плотность материала диска.

Компоненты тензора деформации [1]

$$\varepsilon_r = \frac{du}{dr}, \qquad \varepsilon_\theta = \frac{u}{r},$$

u – радиальное перемещение точек диска.

Соотношения между напряжениями и деформациями [1]

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\mu^2}\left(\frac{du}{dr} + \frac{\mu}{r}u\right), \qquad \sigma_\theta = \frac{E}{1-\mu^2}\left(\mu\frac{du}{dr} + \frac{u}{r}\right), \tag{2}$$

E – модуль Юнга; μ – коэффициент Пуассона.

Подставив соотношения (2) в уравнение равновесия (1), получим разрешающее дифференциальное уравнение в перемещениях:

$$\frac{d^2u}{dr^2} + \frac{1}{r}\frac{du}{dr} - \frac{u}{r^2} + \frac{r\omega^2\rho(1-\mu^2)}{E} = 0.$$

Решением этого уравнения является соотношение

$$u = C_1 r + \frac{C_2}{r} - \frac{r^3\omega^2\rho(1-\mu^2)}{8E},$$

где C_1 и C_2 – константы интегрирования.

Строим выражения для напряжений

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\mu^2}\left(C_1(1+\mu) - \frac{C_2}{r^2}(1-\mu) - \frac{r^2\omega^2\rho(1-\mu^2)(3+\mu)}{8E}\right), \tag{3}$$

$$\sigma_\theta = \frac{E}{1-\mu^2}\left(C_1(1+\mu) + \frac{C_2}{r^2}(1-\mu) - \frac{r^2\omega^2\rho(1-\mu^2)(1+3\mu)}{8E}\right). \tag{4}$$

Константы интегрирования C_1 и C_2 найдем, полагая равным нулю

радиальное напряжение σ_r на внутреннем r_1 и внешнем r_2 радиусах диска:

$$\begin{aligned} C_1(1+\mu)-\frac{C_2}{r_1^2}(1-\mu)&=\frac{r_1^2\omega^2\rho(1-\mu^2)(3+\mu)}{8E},\\ C_1(1+\mu)-\frac{C_2}{r_2^2}(1-\mu)&=\frac{r_2^2\omega^2\rho(1-\mu^2)(3+\mu)}{8E}. \end{aligned} \qquad (5)$$

Из системы уравнений (5) следуют соотношения для констант

$$C_1=\frac{\rho\omega^2}{8E}(1-\mu)(3+\mu)(r_1^2+r_2^2),$$

$$C_2=\frac{\rho\omega^2}{8E}(1+\mu)(3+\mu)r_1^2r_2^2.$$

Подставив выражения констант в соотношения (3) и (4), найдем в окончательном виде формулы для напряжений

$$\sigma_r=\frac{\rho\omega^2}{8}(3+\mu)\left(r_1^2+r_2^2-\frac{r_1^2r_2^2}{r^2}-r^2\right),$$

$$\sigma_\theta=\frac{\rho\omega^2}{8}(3+\mu)\left(r_1^2+r_2^2+\frac{r_1^2r_2^2}{r^2}-r^2\frac{1+3\mu}{3+\mu}\right).$$

Анализ формул для напряжений. Построим графики напряжений по толщине диска (рис. 1). Графики строятся с точностью до множителя перед большой круглой скобкой. Во всех случаях величины r_2=1, μ=0,3.

Численный анализ показывает следующее:

1. Оба напряжения являются растягивающими напряжениями.
2. Тангенциальные напряжения возрастают с уменьшением расстояния от оси диска.
3. Радиальные напряжения всегда не больше тангенциальных.
4. Радиальное напряжение равно тангенциальному в единственной точке – центре диска (это имеет место, если в диске нет отверстия).
5. Для диска без отверстия центральная точка является самой нагруженной.
6. Для диска с малой разностью радиусов (тонкое кольцо) радиальные напряжения существенно меньше тангенциальных. В примере на рис. 2 радиальные напряжения на два порядка меньше тангенциальных.

Из сказанного следует, что внутренняя часть вращающегося диска всегда находится в более тяжелых условиях с точки зрения прочности.

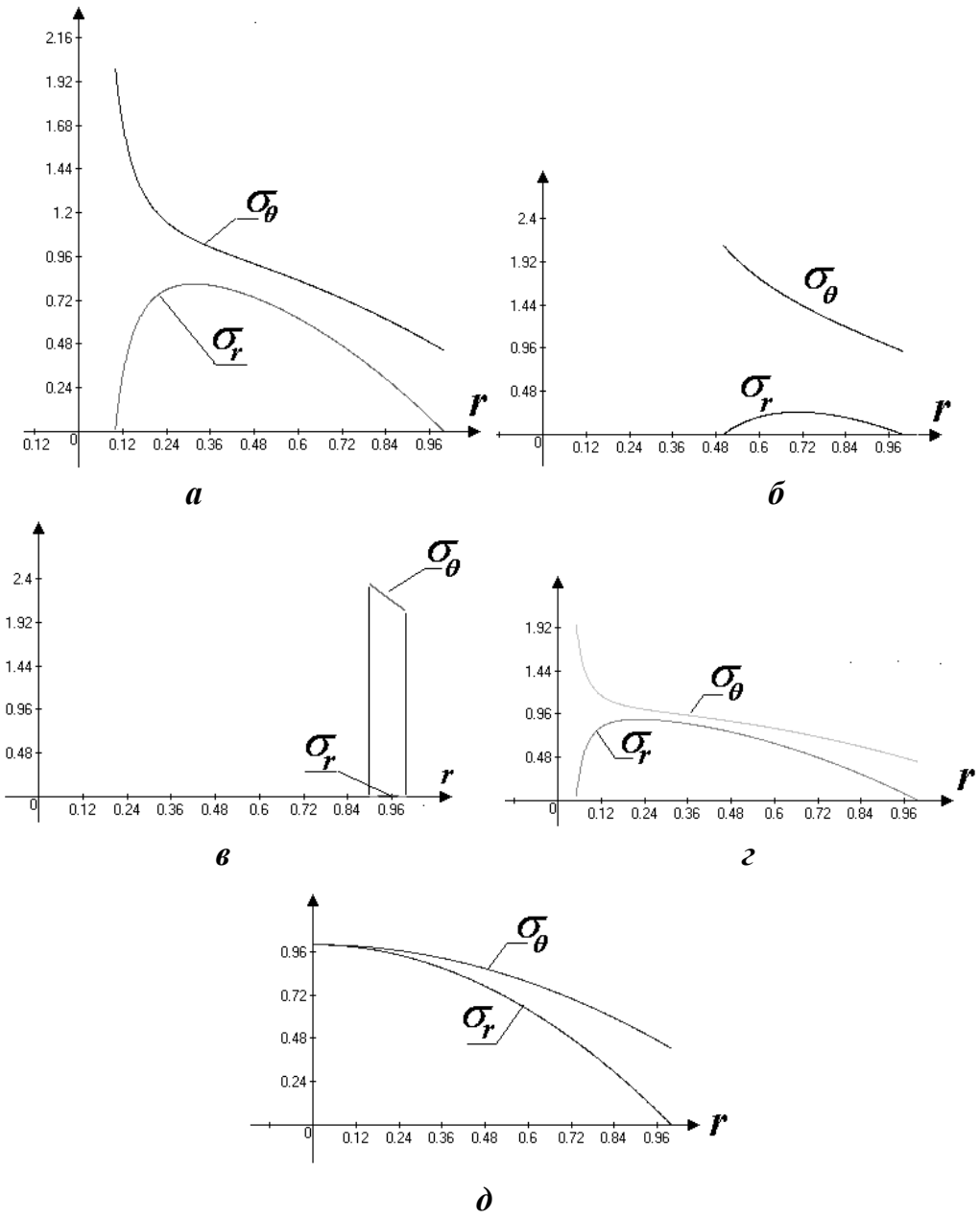


Рис. 1. Графики напряжений по толщине диска при различных значениях внутреннего радиуса:

а – r_1=0,1; б – r_1=0,5; в – r_1=0,9; г – r_1=0,05; д – r_1= 0

Анализ перемещений. Подставив константы интегрирования в формулу для радиальных перемещений точек диска, получим

$$u = \frac{\rho\omega^2}{8E}\left((1-\mu)(3+\mu)(r_1^2 + r_2^2)r + (1+\mu)(3+\mu)\frac{r_1^2 r_2^2}{r} - (1-\mu^2)r^3\right).$$

С точностью до множителя перед общей скобкой построим графики перемещений (см. рис. 2) для нескольких случаев с различными значения-

ми внутреннего радиуса r_1. Во всех случаях считается $r_2 = 1$, $\mu = 0{,}3$.

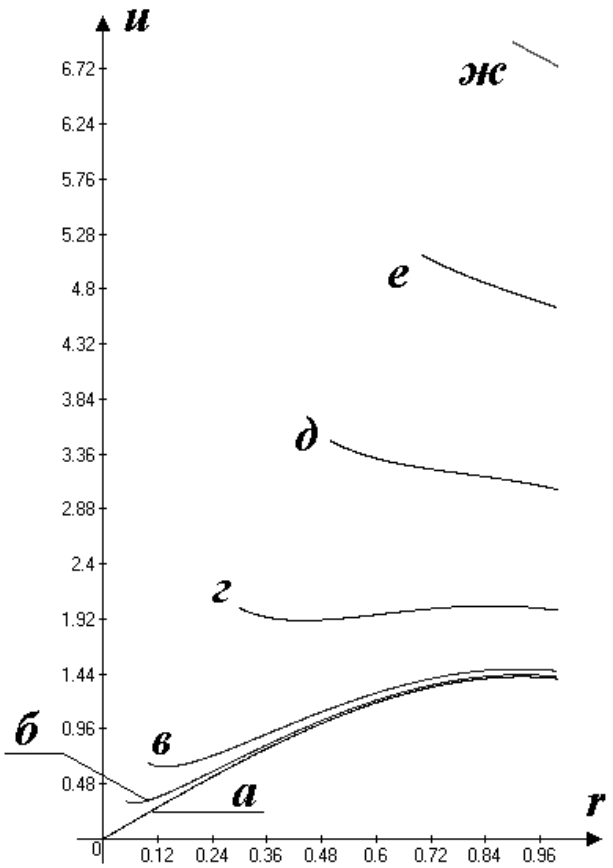


Рис. 2. Графики перемещений по толщине диска при различных значениях внутреннего радиуса:

а – r_1=0; б – r_1=0,05; в – r_1=0,1; г – r_1=0,3; д – r_1= 0,5; е – r_1=0,7; ж– r_1=0,9.

Анализ графиков перемещений (см. рис. 2) показывает:

1. В случае *а* перемещение растет с увеличением радиуса *r*, достигает максимума около внешнего радиуса, а затем несколько снижается.
2. В случаях *б*, *в* и *г* имеют место два экстремума: сначала перемещение несколько убывает при удалении от внутреннего радиуса, затем растет, достигает максимума, а затем снова снижается.
3. В случаях *д*, *е* и *ж* перемещение уменьшается с увеличением радиуса *r*.
4. Перемещение растет с увеличением внутреннего радиуса r_1.

Список литературы

1.Тимошенко С.П., Гудьер Дж. Теория упругости. М.: Наука. 1975.

576 с.

Y.P. Smirnov, V.K.Tarasov
ON PRESSURE DISTRIBUTION IN THE ROTATING MACHINE DETAILS
It is considered and analyzed physically and geometrically linear problem of determination of the strain-stress condition of the homogeneous rotating disk made from an isotropic material.
Key words: a rotating detail, radial pressure, tangential pressure.

Получено 20.01.12

УДК 621.9.06: 658.62.018.012
В.Ю. Анцев, д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой, 89038402872,
anzev@tsu.tula.ru (Россия, Тула, ТулГУ),
А.Н. Иноземцев, д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой, (4872) 35-18-87,
zem@tsu.tula.ru (Россия, Тула, ТулГУ),
Н.И. Пасько, д-р техн. наук, проф., (4872) 35-18-87
(Россия, Тула, ТулГУ)

ВЕРОЯТНОСТНО-СТАТИСТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПРОЦЕССА ИСПЫТАНИЯ АВТОМАТИЧЕСКИХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Представлена компьютерная технология вероятностно-статистического анализа процесса испытания автоматических технологических машин с использованием семи простых инструментов контроля качества.
Ключевые слова: испытание, технологическая машина, контроль качества, статистический анализ, вероятность, инструменты контроля.

Качество автоматических технологических машин характеризуется технико-экономическими показателями производительности, точности, универсальности, экономической эффективности и др. Среди них важнейшими являются показатели надежности, которые характеризуют способность изделий выполнять заданные функции в процессе эксплуатации. Надежность проявляется через безотказность, ремонтопригодность, долговечность и сохраняемость. Необходимость постоянного повышения надежности точных технологических машин объясняется непрерывным их усложнением, задачами длительного сохранения высоких начальных показателей точности и производительности.

Одним из важнейших источников информации о надежности точ-

ных технологических машин являются испытания на надежность. С целью повышения их эффективности разработана теоретико-вероятностная модель процесса испытаний, предусматривающая проведение математико-статистического анализа значительного объема данных о результатах испытания автоматических технологических машин [1], предварительную обработку которых необходимо проводить с использованием так называемых семи простых методов или инструментов качества: диаграмма Парето, схема Исикавы, расслаивание или стратификация, контрольные листки, гистограммы, графики и контрольные карты Шухарта [2]. Указанные методы относятся к статистическим и представляют собой весьма действенный путь разработки новой технологии выполнения и контроля за протеканием различных процессов.

Необходимость обработки большого числа данных обусловливает возможность потери некоторой их части и выполнения соответствующих расчетных операций с ошибками. Поэтому возникает задача разработки средств информационной поддержки математико-статистического анализа процесса испытания автоматических технологических машин с использованием семи простых инструментов контроля качества, а также обеспечение наглядности использования методов и возможности применения нескольких методов без больших затрат времени при получении более точных результатов на основе современных компьютерных технологий.

Поставленная задача решается разработкой компьютеризированной системы информационной поддержки семи инструментов качества и методов теоретико-вероятностного анализа данных – ИПСИК. В ней каждый из семи инструментов качества и методов математико-статистического анализа процессов испытания автоматических технологических машин реализован в виде отдельной динамически подгружаемой библиотеки, вызов которых производится центральным модулем системы – интегратором. Динамические библиотеки для интегратора построены в соответствии со следующими принципами:

1. Динамическая библиотека имеет две внешние процедуры: процедуру инициализации и процедуру отображения своей главной формы.

2. Главная форма динамической библиотеки закрывается только после завершения работы интегратора.

3. При завершении работы главная форма динамической библиотеки находит интегратор и отображает его на мониторе компьютера.

Программное обеспечение ИПСИК разработано в системе визуального программирования Delphi 6, которая обладает визуальными компонентами, предназначенными для формирования пользовательского интерфейса, а также компонентами, которые позволяют графически отображать полученные данные в виде графиков и диаграмм.

Программа предлагает пользователю выбрать способ оценки качества:

- построение графиков для исследования изменения факторов,

влияющих на появление брака;

- построение диаграммы Парето для исследования доли дефектных изделий отдельно по видам брака;

- построение гистограммы для наглядного изображения распределения конкретных значений параметра по частоте повторения за определенный период времени;

- построение причинно-следственной диаграммы для определения факторов, влияющих на какой-либо результативный показатель качества;

- построение диаграммы разброса для определения вида и силы связи между парами соответствующих переменных;

- построение контрольных карт для отслеживания хода протекания процесса и воздействия на него (с помощью соответствующей обратной связи), предупреждая отклонения от предъявленных к процессу требований;

- оценка показателей надежности точных технологических машин, их дисперсии и коэффициентов вариации при планах испытаний с фиксированной наработкой и с заданной длительностью испытания.

При работе с системой ИПСИК пользователь определяет способ введения данных в компьютерную систему, которые получают различными способами при осуществлении контроля качества и испытаний точных технологических машин. При этом данные могут вводится как с дискового накопителя или через локальную вычислительную сеть предприятия, так и вручную. С помощью статистических методов управления и оценки качества, возможно, анализировать широкий круг проблем, относящихся практически к любой сфере деятельности предприятия. В связи с этим пользователю предоставляется возможность самому дать название осям координат или выстраиваемым линиям в зависимости от определяемых параметров и целей исследования. Результаты, при необходимости, можно сохранить на жестком диске компьютера и вывести на печать.

Данная разработка позволяет в любой момент с минимальными временными затратами оценить уровень качества работы на предприятии, используя семь инструментов качества и данные различных видов испытаний выпускаемой продукции. Система ИПСИК в удобной для восприятия форме отображает результаты проведенных исследований, благодаря чему можно с большей точностью делать выводы о работе различных подразделений предприятия. В результате правильно принятого решения можно повысить качество производимой продукции, а также качество функционирования предприятия в целом.

Практическое использование системы ИПСИК осуществлено в производственных условиях ОАО "Тулаточмаш". Были созданы и обработаны с помощью системы ИПСИК три экспериментальные базы данных по

приемосдаточным испытаниям чулочно-носочных и перчаточных автоматов предприятия.

В рассматриваемые базы данных была занесена информация о результатах приемосдаточных испытаний 113 чулочно-носочных автоматов типа "Гамма", 303 автомата типа ОЗДСУ и 96 перчаточных автоматов типа ПАЭ-7,5. При проведении данных испытаний для автоматов типа "Гамма" фиксировались 108 показателей, для автоматов типа "ОЗДСУ" – 112, для автоматов типа "ПАЭ" – 92 показателя. Также для автоматов типа "Гамма" фиксировалось 23 типа отказов, для "ОЗДСУ – 26 и для "ПАЭ" – 10 типов отказов.

По результатам анализа испытаний автоматов разработаны диаграммы Исикавы (рис. 1) и Парето (рис. 2), позволившие выявить основные факторы, влияющие на изменение величины коэффициента полезного времени автоматов, и наиболее часто встречающиеся дефекты выпускаемых изделий и виды поломок технологической оснастки.

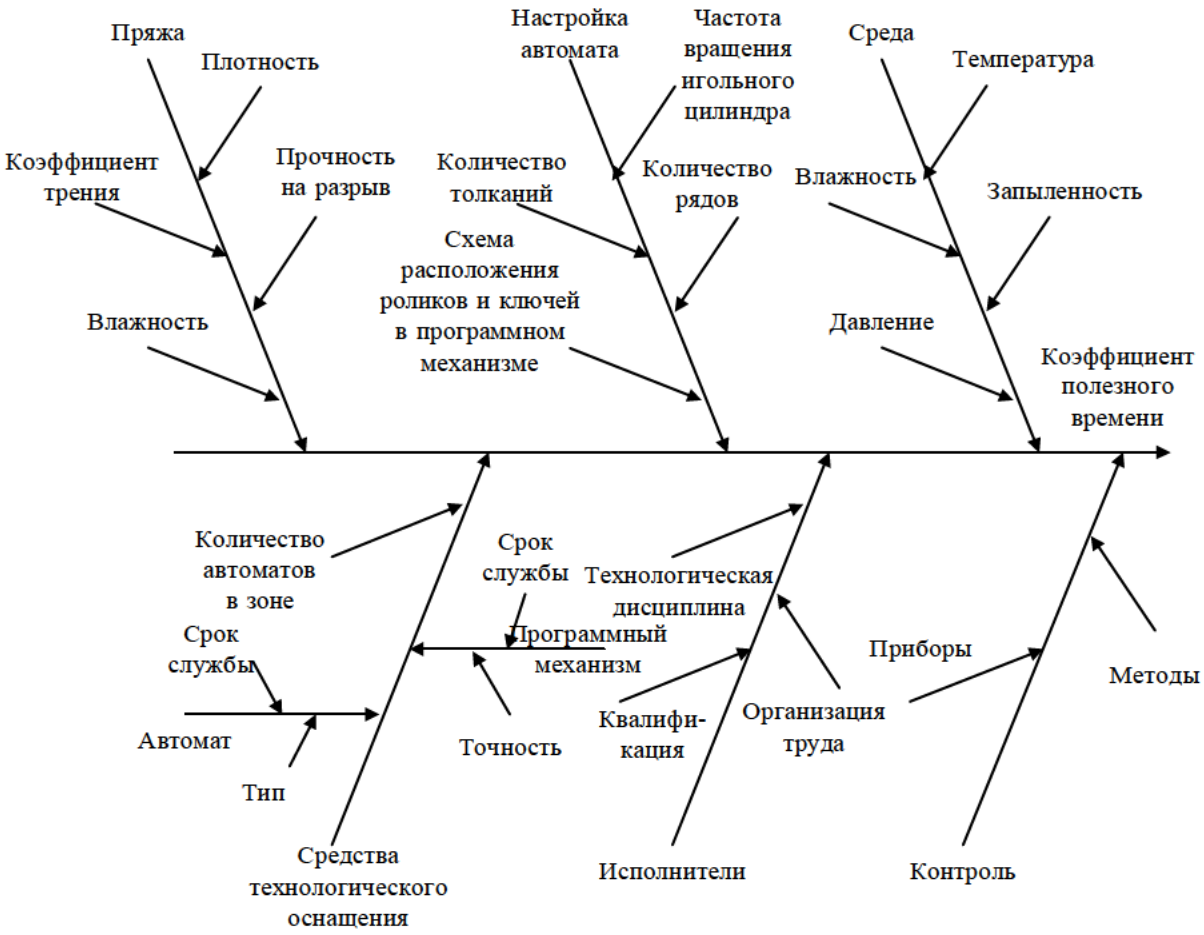


Рис. 1. Основные факторы, влияющие на изменение величины коэффициента полезного времени кругловязального чулочно-носочного автомата типа "Гамма"

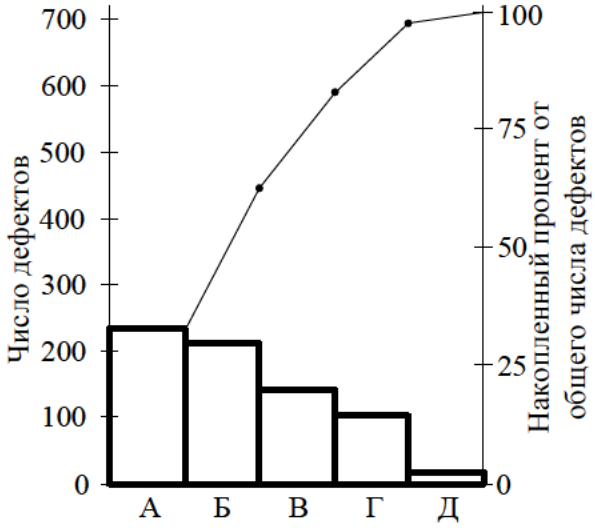


Рис. 2. Диаграмма Парето по видам дефектов при работе чулочно-носочных автоматов типа "Гамма": А - дефекты петель; Б - обрыв нити; В - дефекты внешнего вида изделия; Г - поломка оснастки; Д - некачественное провязывание нити

Были получены статистические данные об общем числе отказов и наработке автоматов за время испытаний длительностью 14 ч (рис. 3, 4).

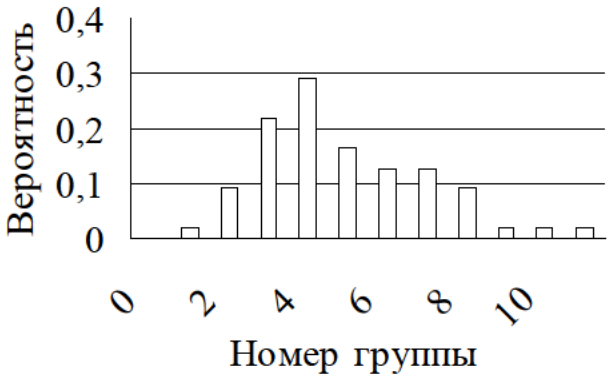


Рис. 3. Вероятности общего числа отказов (брака) за время испытания для автоматов типа "Гамма". Размер выборки – 55 автоматов. Среднее число отказов – 14,3, дисперсия –38,5, квадратичное отклонение – 6,2. Группа 1 объединяет число отказов на автомат 1—3, группа 2 – 4-6 отказов,…, группа 11 – 31-33 отказа



Рис. 4. Вероятности значений наработки в часах за время испытания для автоматов типа "Гамма"
(размер выборки – 50 автоматов.
Средняя наработка – 12,65 ч, дисперсия – 0,204 ч^2, квадратичное отклонение – 0,452 ч)

С целью оценки показателей безотказности по типам отказов получены гистограммы распределения для некоторых типов отказов числа отказов за время испытаний длительностью 14 ч (рис. 5).



Рис. 5. Вероятности числа отказов типа поломки игл за время испытания для автоматов типа "Гамма". Размер выборки – 54 автомата. Среднее число отказов – 1,69, дисперсия – 2,14, квадратичное отклонение – 1,46

По методике квалиметрической оценки показателей надежности трикотажных машин по результатам двухступенчатых испытаний [1], была

произведена оценка наработки на отказ, коэффициента вариации наработки на отказ и интенсивности отказов по типам отказов для автоматов типа "Гамма", "ПАЭ" и "ОЗДСУ". В табл. 1 представлены полученные при этом результаты для перчаточных автоматов типа "ПАЭ". В таблице обозначены: $\overline{T}$ – средняя наработка на отказ (математическое ожидание), ν – коэффициент вариации наработки на отказ, β – интенсивность потока отказов.

Таблица 1

Показатели безотказности по типам отказов для автоматов типа "ПАЭ"

№ п/п	Тип отказов	$\overline{T}$, ч	ν	β, 1/ч
1	Поломка игл	30,29	0,964	0,033
2	Поломка толкателей	20,67	1,031	0,048
3	Уход петли	23,80	1,015	0,042
4	Привязка пальцев	5,536	0,931	0,181
5	Отсутствие схода	142,40	0,979	0,007
6	Незавязка пальца	38,24	0,951	0,026
7	Пришив пальца	10,86	0,851	0,092
8	Поломка ножа	375,3	0,991	0,0027
9	Обрыв нити	232,8	1,032	0,0043

При расчете показателей надежности были использованы результаты испытаний длительностью 3 и 14 ч. При этом были определены показатели безотказности и коэффициент технического использования автоматов (табл. 2).

Таблица 2

Результаты квалиметрической оценки показателей надежности

Показатель	Тип автомата		
	Гамма	ОЗДСУ	ПАЭ
Средняя наработка на отказ, ч	1,22	1,48	1,31
Среднее время восстановления отказа, мин.	7,8	6,9	8,9
Средняя наработка до поломки игл, ч	8,73	11,24	30,29
Коэффициент технического использования	0,904	0,928	0,898

По результатам представленной работы были разработаны предложения по совершенствованию нормативно-технической документации на трикотажные автоматы.

Практическое использование представленных результатов в производстве чулочно-носочных автоматов позволило на основе некоторых конструктивных изменений повысить их коэффициент полезного времени, величина которого зависит от простоев машины во время работы из-за возможных дефектов, а также сократить выпуск несоответствующей продукции.

Список литературы

1. Анцев В. Ю., Иноземцев А. Н., Н.И. Пасько. Теоретико-вероятностная модель процесса испытаний трикотажных автоматов при фиксированной наработке // Известия ТулГУ. Сер. Технологическая системотехника. Вып. 7. Тула: Изд-во ТулГУ, 2006. С. 51-60.

2. "Семь инструментов качества" в японской экономике. М.: Издательство стандартов, 1990. 88 с.

V. Yu. Antsev, A. N. Inosemtsev, N. I. Pasko

A PROBABILITY STATISTICAL ANALYSIS OF AUTOMATED MANIFACTURING EQUIPMENT TESTING

A computed-aided technology for the probability statistical analysis of automated manufacturing equipment testing based on the seven simple quality management tools has been proposed.

Key words: quality control, statistical analysis, probability, quality management tools

Получено 15.01.12

УДК 658.62.018.012

В.Ю. Анцев, д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой, 89038402872,
anzev@tsu.tula.ru (Россия, Тула, ТулГУ),
А.Н. Иноземцев, д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой, (4872) 35-18-87
zem@tsu.tula.ru (Россия, Тула, ТулГУ)

ОЦЕНКИ КАЧЕСТВА МАШИН И АГРЕГАТОВ НА СТАДИИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПО ПОКАЗАТЕЛЯМ ИХ ДОЛГОВЕЧНОСТИ

Представлена методика оценки показателей долговечности трубопроводной арматуры, включающая расчет допустимых значений показателей долговечности по критерию безотказности, а также метод перерасчета значений показателей долговечности по материалам эксплуатации.

Ключевые слова: машины, агрегаты, качество, долговечность, эксплуатация.

Одним из приоритетных направлений развития техники и технологии является повышение долговечности эксплуатируемых в промышленности машин и агрегатов, в том числе и трубопроводной арматуры, кото-

рое достигается комплексом мероприятий, применяемых на стадиях проектирования, изготовления, монтажа и эксплуатации. На стадии проектирования – это выбор рациональных конструктивных схем и материалов, надлежащий расчет с учетом всех воздействий, которые могут возникнуть в процессе эксплуатации. На стадиях изготовления и монтажа – это тщательный контроль материалов и комплектующих изделий, высокий уровень организации и контроля технологических процессов, промежуточные контрольные испытания элементов, узлов и агрегатов, отработанная система приемо-сдаточных мероприятий.

Устранение скрытых дефектов на стадии обкатки и приработки, применение систем технического обслуживания, включающих комплекс диагностических и планово-профилактических мероприятий, позволяют снизить до минимума вероятность возникновения отказов в процессе эксплуатации. Для повышения эффективности данных мероприятий необходимо иметь количественные зависимости между наработкой, критерием предельного состояния, ресурсом и сроком службы трубопроводной арматуры. Это обусловливает актуальность научного решения вопросов, связанных с конструкторско-технологическим обеспечением долговечности трубопроводной арматуры на основе разработки вероятностных моделей долговечности трубопроводной арматуры и математико-статистического исследования характера расходования ее ресурса.

Мерой долговечности является продолжительность эксплуатации изделия до сдачи его в лом вследствие того, что проведение ремонтов невозможно вследствие того, что степень износа делает такие ремонты физически невозможными или экономически неоправданными.

Долговечность оценивается ресурсом и сроком службы, уровень которых определяется условиями эксплуатации, принятой системой технического обслуживания, запасами прочности конструкций, заложенными при проектировании, а также соответствием изделий в пределах установленных значений показателей долговечности требованиям по безопасности, экономичности и эффективности.

Свойство долговечности машин и агрегатов характеризуется рядом показателей. Это назначенный срок службы; назначенный срок хранения в отапливаемом и неотапливаемом хранилищах, под навесом, на открытой площадке; назначенные дальности транспортирования автомобильным, железнодорожным транспортом; назначенный ресурс по наработке. Целью установления назначенных показателей является обеспечение принудительного заблаговременного прекращения эксплуатации изделий, исходя из требований безопасности. По истечении назначенных ресурсов по каждому изделию проводится оценка его технического состояния и принимается решение о порядке дальнейшей эксплуатации, необходимости проведения соответствующего вида ремонта или списании изделия.

Обобщенным интегральным показателем долговечности трубопро-

водной арматуры является назначенный срок службы. В течение этого срока изделие должно сохранять работоспособность в пределах установленного назначенного ресурса по наработке. Учитываются также назначенные сроки хранения, назначенные дальности и виды транспортирования и т. д. Принятие в качестве интегрального показателя долговечности назначенного срока службы обусловлено тем, что в течение этого срока другие назначенные показатели могут быть сознательно не доведены до своего предельного значения.

На стадии разработки машин и агрегатов основным расчетным методом, по которому производится оценка выполнения требуемых значений показателей долговечности изделия, является сопоставление требуемых значений показателей и значений показателей, установленных для материалов, смазок, элементной базы, готовых комплектующих изделий и т. д., применяемых в конструкции. По многим элементам конструкций показатели долговечности оцениваются при проведении прочностных расчетов. Окончательная проверка выполнения требований по долговечности производится по результатам соответствующих испытаний. На стадии разработки возможность выполнения требований по долговечности, а также разработка рекомендаций по установлению количественных значений показателей долговечности может быть произведена расчетом с использованием либо экономического критерия, либо с использованием в качестве критерия ожидаемых значений по коэффициенту готовности.

При определении возможности установления тех или иных значений показателей долговечности трубопроводной арматуры используются данные, приведенные в паспортах или технических условиях на применяемые в составе изделия материалы, комплектующие элементы, готовые изделия, а также материалы по эксплуатации аналогичных изделий. Работы проводятся на стадии эскизного проекта. При этом в конструкции изделия предусматриваются необходимые меры, обеспечивающие проведение замен тех или иных деталей, блоков, элементов по истечению их срока службы, а также необходимые меры, обеспечивающие замену смазок, применяемых рабочих жидкостей и некоторых резинотехнических изделий.

В связи с тем, что в процессе эксплуатации контролируемые составные части в случае их отказа могут быть восстановлены и при этом, например, возможна полная замена отказавшей составной части новой, в качестве одного из критериев для оценки возможности выполнения требований по долговечности применяется верхнее значение коэффициента готовности $K_{\text{г}1}$. Для количественной оценки возможности выполнения требований по долговечности применим понятие параметра ресурса S, значение которого определим по следующей формуле [1]:

$$S = -\ln\left(K_{\text{г}1}\right). \qquad (1)$$

Требуемое значение величины параметра ресурса S_o определяется по (1) исходя из расчетов коэффициента готовности в соответствии с ГОСТ 27.301-95 [2], или на основании требований технического задания. В этом случае значение параметра $S_o = -\ln(K_{г1})$, где $K_{г1}$ – принятое в качестве критерия верхнее значение коэффициента готовности трубопроводной арматуры, признанной исправной после контроля ее технического состояния в произвольный момент времени в течение срока службы T :

$$K_{г1} = P_1 \cdot P_2 \cdot P_3, \tag{2}$$

где P_1 – вероятность невозникновения отказа в течение времени $t < T$ по неконтролируемым составным частям трубопроводной арматуры; P_2 – вероятность невозникновения отказа в течение времени $t < T$ по неконтролируемой части проверяемых в эксплуатации составных частей трубопроводной арматуры; P_3 – вероятность отсутствия отказа в контролируемой части трубопроводной арматуры, признанной исправной средствами контроля.

Подставляя в (1) значение $K_{г1}$, определенное по (2), получим

$$S = -\ln P_1 - \ln P_2 - \ln P_3. \tag{3}$$

Например, к неконтролируемым в эксплуатации системам трубопроводной арматуры может быть отнесен целый ряд составных частей и механизмов. Эти системы или механизмы рассчитываются исходя из норм прочности и имеют достаточно высокие значения показателей безотказности $P > 0{,}999999$ в течение срока службы.

Вероятность отсутствия отказа в контролируемой части трубопроводной арматуры, признанной исправной средствами контроля P_3, имеет значение $P_3 > 0{,}999999$, что обеспечивается соответствующим выбором значений коэффициента полноты контроля, межрегламентного периода, обеспечением средствами контроля необходимой вероятности пропуска отказа. С учетом этого, для выполнения расчетов по формуле (3), значениями $(-\ln P_1)$ и $(-\ln P_3)$ можно пренебречь и текущую величину параметра ресурса S определить по формуле

$$S = -\ln P_2. \tag{4}$$

Значение величины P_2 определим по следующей формуле:

$$P_2 = \exp\left[-(1-\gamma)\cdot \sum_{i=1}^{m} \int_0^{t_i} \lambda_i(t_i)dt_i\right], \tag{5}$$

где m – число видов ресурсов; γ – коэффициент полноты контроля; t_i – значения i-го вида ресурса; $\lambda_i(t_i)$ – функция изменения интенсивно-

сти отказов при использовании i-го вида ресурса.

При условии $\lambda_i = const$ текущее значение параметра ресурса S с учетом (4) и (5) определим по следующей зависимости:

$$S = \sum_{i=1}^{m} (1-\gamma) \cdot \lambda_i \cdot t_i \,. \qquad (6)$$

Как правило, условие $\lambda_i = const$ выполняется в пределах ресурсов, установленных для трубопроводной арматуры на основе материалов по эксплуатации аналогичной трубопроводной арматуры. Следует отметить, что формулы (5), (6) справедливы при условии независимости скоростей расходования ресурса в различных условиях эксплуатации.

По формуле (6) определяется возможность выполнения требований по долговечности, предъявляемых к трубопроводной арматуры. При этом значение каждого i-го вида ресурса принимается равным установленным для трубопроводной арматуры значениям $t_i = t_{io}$. Полученное расчетное текущее значение параметра ресурса S сравнивается с требуемым значением параметра S_o.

Если $S < S_o$, то при использовании полностью установленных значений для всех видов ресурсов в течение назначенного срока службы будет выполнено требование по величине коэффициента готовности и имеется возможность увеличения величины какого-либо вида-ресурса.

Если $S > S_o$, то значение коэффициента готовности в течение установленного назначенного срока службы при полном использовании всех видов ресурсов не обеспечивается. В том случае необходимо принятие соответствующих мер для обеспечения выполнения установленных требований. В качестве мер могут быть приняты: либо увеличение показателей безотказности трубопроводной арматуры; либо увеличение полноты контроля трубопроводной арматуры при регламентных работах; либо уменьшение значений каких-либо видов ресурсов.

В связи с тем, что в процессе эксплуатации трубопроводной арматуры все виды ресурсов расходуются не полностью, возникает необходимость в оценке возможности увеличения какого-либо вида ресурса за счет неполного использования других видов ресурсов. Решение этой задачи возможно с использованием параметра суммарного ресурса S.

Для этого определяется величина использованной доли параметра суммарного ресурса S_1 на момент расчетов по формуле

$$S_1 = (1-\gamma) \cdot \sum_{i=1}^{m} \lambda_i \cdot t_{ui} \,, \qquad (7)$$

где t_{ui} – использованная на момент расчета величина i-го вида ресурса.

Если полученное значение $S_1 < S_o$, то оставшаяся часть ресурса каждого вида t_{ui} (при условии, что для остальных видов ресурсов $t_{1i} = 0$) определяется по формуле

$$t_{1i} = \frac{S_0 - S_1}{(1-\gamma)\cdot \lambda_1}. \qquad (8)$$

Если полученное по (8) значение $t_{1i} > t_{0i}$-t_{ui}, где t_{0i} – установленная на момент расчета величина i-го вида ресурса, то значение t_{1i} пересчитывается с учетом того, что за пределами установленного значения t_{0i} допущение $\lambda_i = const$ не справедливо. В этом случае значение, t_{1i} определяется по формуле

$$t_{1i} = t_{0i} - t_{ui} + t_{2i},$$

где t_{2i} – величина i-го вида ресурса, которая может быть использована сверх установленного значения t_{0i}. Значение t_{2i} определяется путем решения уравнения

$$S_0 - S_1 - S_{2i} - (1-\gamma)\cdot \lambda_i(t_{2i})\cdot t_{2i} = 0,$$

где $\lambda_i(t_{2i})$ – функция, определяющая изменение интенсивности отказов в зависимости от величины t_{2i}. Значение S_{2i} определяется по формуле

$$S_{2i} = (1-\gamma)\cdot \lambda_i \cdot (t_{0i}\text{-}t_{ui}).$$

Если величина параметра ресурса, определенная по (7), $S_1 > S_o$, то дальнейшая эксплуатация трубопроводной арматуры возможна при меньшем значении коэффициента готовности по сравнению с установленным, если при этом не будет ограничений по другим характеристикам, главным образом по безопасности.

Представленная методика оценки показателей долговечности трубопроводной арматуры практически использована в производственных условиях ОАО "Тяжпромарматура" (г. Алексин Тульской обл.), выпускающем трубопроводную арматуру для газо- и нефтепроводов.

Список литературы

1. Смирнов А.П. Определение гарантийных обязательств и срока службы технических изделий // Надежность и контроль качества. 1997. № 3. С. 10-19.

2. ГОСТ 27.301-95. Надежность в технике. Расчет надежности. Основные положения. Введ. 1997-01-01. Минск: Межгос. совет по стандарти-

зации, метрологии и сертификации; М.: Изд-во стандартов, 1996. 19 с.

V.Yu. Antsev, A.N. Inosemtsev

MACHINES AND ASSEMBLIES OPERATIONAL QUALITY ASSESSMENT FROM THE EXPECTED SERVICE LIFE INDICATORS

A strategy for pipeline fittings service life has been proposed. It includes the evaluation of the permissible service life indicators from the non-failure criterion, and a method of expected service life value re-calculation based on the operational data.

Key words: machines, assemblies, quality, service life expectancy, operations.

Получено 20.0112

УДК 528.563

В.С. Кутепов, д-р техн.наук, проф., (4872) 35-14-82
(Россия,Тула, ТулГУ)

УСЛОВИЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ МОРСКОГО ГИРОСТАБИЛИЗИРОВАННОГО ГРАВИМЕТРА

Рассматриваются задачи динамических испытаний гравиметрической аппаратуры в лабораторных условиях.

Ключевые слова: динамические испытания, гравиметр, систематические погрешности, надводный корабль.

Требования к динамическим испытаниям морского гравиметра определяются его структурой, заданной точностью работы, условиями эксплуатации и требованиями метрологического контроля.

Морской гравиметр включает в себя датчик, построенный на основе упругих кварцевых весов, как правило, крутильного типа, обеспеченных закритическим демпфированием чувствительного элемента [1-3]; фильтры высокочастотных, по сравнению с полезным сигналом, возмущений и гироустройство, совмещающее ось чувствительности датчика с направлением истинной вертикали. В качестве последнего используются либо силовые индикаторные гиростабилизаторы, либо пассивные стабилизаторы в виде четырехгироскопных сферических вертикалей, получивших название гиромаятниковых стабилизаторов [4]. Датчик гравиметра обычно помещается в термостат, уменьшающий влияние изменения окружающей температуры. В состав гравиметра входят также преобра-

зователь угла колебания маятника датчика в электрический сигнал и система ввода сигнала для обработки данных на ЭВМ.

Задачи динамических испытаний гравиизмерительного комплекса:

- проверка соответствия работы датчика теории колебательной системы с одной степенью свободы;
- проверка линейности работы жидкостного фильтра (системы демпфирования) при подавлении высокочастотных (по сравнению с полезным сигналом) вертикальных возмущающих ускорений;
- проверка работы системы гироскопической стабилизации и собственно гравиметра в условиях многокомпонентных возмущений от поступательных и вращательных движений;
- выявление возникающих при этом систематических погрешностей измерений силы тяжести и прогнозирование точности измерений при конкретном фоне возмущений;
- оценка степени искажения и точности регистрации полезного сигнала;
- определение надежности и работоспособности всей системы в условиях возмущающих воздействий близких к реальным.

Широта задач испытаний предопределяет устройство динамических испытательных систем, которые должны отличаться по своим характеристикам и точности задания возмущающего воздействия.

Гравиметр, установленный на надводном корабле, испытывает инерциальные воздействия от качки корабля на волне, вибрации палубы, неточности отслеживания курса. В дальнейшем будем называть колебания от вибрации высокочастотными, от качки корабля – низкочастотными, а рыскание корабля и полезный сигнал – инфранизкочастотными колебаниями (частота 0,02 Гц и ниже).

Известно, что движение корабля на волне можно разложить на поступательное (вместе с центром масс) и вращательное (вокруг центра масс) движения. Основные виды качки корабля (бортовая, килевая, вертикальная) – это такие его колебания, во время которых при отклонении от положения устойчивого равновесия возникают силы, стремящиеся вернуть корабль в исходное положение [5]. Дополнительные виды качки (рыскание, продольно- и поперечно-горизонтальная качки) – это колебательные движения корабля около положения равновесия за счет изменения знака внешнего воздействия. В реальных условиях движение корабля представляет сложную комбинацию основных и дополнительных видов качки, и при анализе работы приборов удобно рассматривать раздельно влияние поступательного и вращательного движений.

Возвратно-поступательное движение центра масс корабля, а, следовательно, и всех его точек происходит в вертикальной плоскости, перпендикулярной фронту волны, и именуется орбитальным движением. Это наиболее слабо экспериментально изученный вид движения корабля.

Центр масс при орбитальном движении описывает сложную траекторию в пространстве. Характер этого движения в плоскости описан в работе [5]. Траектории движения точек палубы кораблей водоизмещением 1100 и 6800 т при плавании соответственно на Черном море и в Бискайском заливе построены по результатам совместной обработки измерений ускорений и углов качки корабля. Ускорения измерялись маятниковыми акселерометрами с магнитным демпфированием собственных колебаний и фотографической регистрацией показаний. Акселерометры располагались на гиростабилизированной платформе. Для измерения наклонов палубы корабля использовался щелевой фоторегистратор. Орбитальное движение можно приближенно представить как эллиптическое или даже (для предварительных оценок) круговое с радиусом 0,5 м.

Действующие на борту судна возмущения зависят от многих факторов: типа и водоизмещения корабля, месторасположения прибора на корабле, характеристик волнения моря, курса движения корабля, района плавания и других причин. Установить на основании экспериментальных измерений количественные зависимости ускорений палубы судна от перечисленных факторов практически невозможно. Однако общее представление о фоне низкочастотных возмущающих ускорений, которые имеют место на надводном корабле, можно получить из табл. 1, где приведены средние значения амплитуд ускорений и периодов их изменений в разных плоскостях, вычисленные по данным измерений маятниковых акселерометров [6].

Как следует из таблицы, амплитуда линейных горизонтальных ускорений не превышает 0,6 $\frac{\text{м}}{\text{с}^2}$, а вертикальных – 0,7 $\frac{\text{м}}{\text{с}^2}$ для судов различного тоннажа при плавании в море в условиях умеренного волнения (до 5 баллов). Эти же ускорения в океане для судов среднего тоннажа (около 6000 т) почти в 2 раза меньше. Период изменения ускорения на море лежит в пределах 6…10 с, а в океане – 8…14 с. Эти данные необходимы для выбора режимов испытания приборов, работающих в условиях качки корабля. Рыскание корабля на волне можно рассматривать как колебания с тремя основными периодами: 4…10 с (равен периоду волны), 1…3 мин (обусловлен работой системы кораблевождения) и 20…40 мин (результат уточнения курса судна и изменения условий его сноса).

Все виды движений корабля являются в реальных условиях случайными функциями времени. Вследствие этого для оценки точности работы аппаратуры и создания испытательного оборудования необходимо располагать вероятностными характеристиками случайных функций для различных режимов движения корабля, которые можно определить теоретически с учетом известных переходных амплитудно-фазовых и частотных характеристик судна.

Таблица 1

Значение возмущающих ускорений на надводных кораблях в море и океане

М, т	v, узлы	Волнение моря, баллы	$\frac{a_{ср}, м/с^2}{T_{ср}, с}$			$\frac{a_{max}, м/с^2}{T_{max}, с}$		
			Попер.	Прод.	Верт.	Попер.	Прод.	Верт.
Море								
17000	6	2-6	0,1 / –	0,05 / –	–	0,26 / –	0,1 / –	–
11000	6	1-5	0,21 / 5,2	0,12 / 5,1	0,25 / 6,6	0,53 / 5,7	0,3 / 5,7	0,63 / 6,9
1500	9	1-2	0,1 / 4,3	0,06 / 4,0	–	0,22 / 8,1	0,19 / 9,9	–
2600	9-14	1-5	0,1 / 5,2	0,05 / 5,2	0,15 / 4,9	0,47 / 10,3	0,15 / 8,9	0,7 / 5,6
11000	12	1-3	– / 4,5	0,26 / 4,2	–	–	–	0,62 / –
280	11	1-4	–	–	0,1 / 3,8	–	–	0,67 / 4,0
Океан								
5600	До 15	1-3	0,07 / 8,1	0,07 / 7,9	0,08 / 7,9	0,21 / 14,2	0,16 / 10,8	0,28 / 10,1
6700	До 15	1-5	0,05 / 6,8	0,05 / 7,0	0,1 / 7,1	0,23 / 7,9	0,12 / 9,4	0,25 / 7,8

Обозначения: М – водоизмещение корабля; v – скорость корабля; $a_{ср}(a_{max})$, $T_{ср}(T_{max})$ – средние и максимальные значения ускорений и периодов их изменений соответственно.

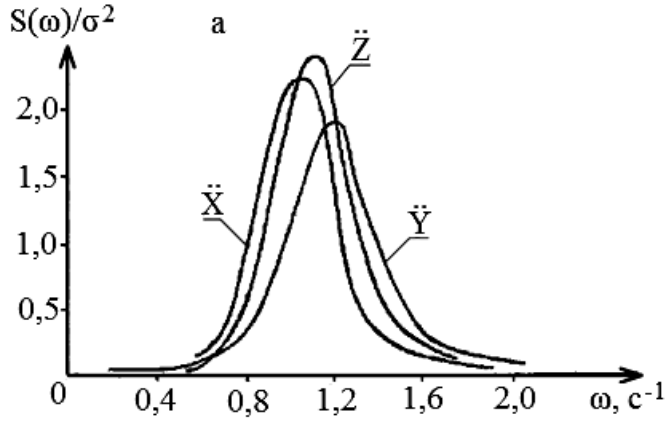
Другой способ состоит в статистической обработке натурных записей качки.

При определении вероятностных характеристик качки корабля на нерегулярном волнении принято считать, что волнение, а, следовательно, и качка представляют стационарный случайный процесс, при котором условия, определяющие его, не изменяются с течением времени. Случайный процесс качки корабля по своим характеристикам близок к нормальному, а поэтому он полностью определяется математическим ожиданием и корреляционной функцией.

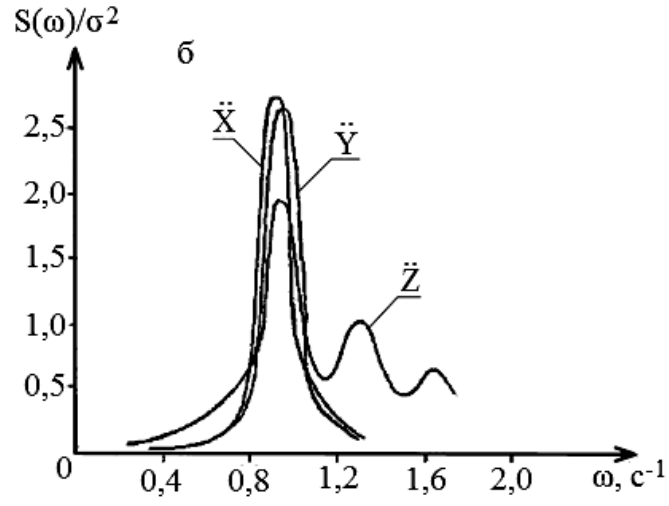
Анализ натурных записей качки и корреляционных функций показывает, что качка корабля и возникающие при этом линейные ускорения представляют собой случайные функции, так как корреляционные связи со временем

затухают.

На рисунке показаны спектры линейных ускорений на надводных кораблях водоизмещением 2600 т при плавании на море (волнение 3-4 балла) и 6800 т при дрейфе в океане. Оба спектра можно считать приближенно узкополосными, т.е. реализация случайной функции имеет характер колебательного движения с почти постоянным периодом и медленно меняющейся амплитудой. Сходство реализации случайной функции с моногармоническим процессом будет тем больше, чем острее максимум имеет функция спектра [7].



а



б

Спектры линейных ускорений на кораблях водоизмещением 2600 Т (а) и 6800 Т (б):
$\ddot{Z}$ – вертикальные ускорения; $\ddot{X}, \ddot{Y}$ – горизонтальные ускорения соответствующие бортовой и килевой качке

Статистическая обработка натурных записей углов качки позволяет получить их корреляционную функцию. Нормированные корреляционные функции $R_{\theta_j}(\tau)$ углов качки достаточно хорошо могут быть аппроксимированы формулами [8]

$$R_{\theta_j}(\tau) = \sigma_j^2 \exp\left[-\mu_j(\tau)\right] \times \left(\cos\lambda_j \tau + \frac{\mu_j}{\lambda_j} \times \sin\lambda_j \tau \right),$$

где $m = t_2 - t_1$ – разность моментов времени, для которых определяется корреляционная функция; σ_j^2 – дисперсия качки судна; μ_i – параметр, характеризующий степень нерегулярности качки; λ_j – частота, определяющая положение максимума спектральной плотности угла качки; j = 1, 2, 3.

Статистическая обработка натурных записей углов качки позволяет получить их корреляционную функцию. Нормированные корреляционные функции $R_{\theta_j}(\tau)$ углов качки достаточно хорошо могут быть аппроксимированы формулами [8]

$$R_{\theta_j}(\tau) = \sigma_j^2 \exp\left[-\mu_j(\tau)\right] \times \left(\cos\lambda_j \tau + \frac{\mu_j}{\lambda_j} \times \sin\lambda_j \tau \right),$$

где $m = t_2 - t_1$ – разность моментов времени, для которых определяется корреляционная функция; σ_j^2 – дисперсия качки судна; μ_i – параметр, характеризующий степень нерегулярности качки; λ_j – частота, определяющая положение максимума спектральной плотности угла качки; j = 1, 2, 3.

Значения μ_i, λ_j – определяются при статистической обработке записей качки корабля. Величина μ_i – для килевой и бортовой качек принимается равной собственным частотам колебаний корабля. Выражение спектральной плотности углов качки имеет вид

$$S_\theta(\omega) = \frac{2\sigma^2 \mu}{\pi} \times \frac{\mu^2 + \lambda^2}{\left(\omega^2 + \mu^2 - \lambda^2\right)^2 + 4\mu^2 \lambda^2}.$$

При совместной килевой и бортовой качках считают, что на нерегулярном волнении они являются не связанными случайными функциями. Случайные функции продольно- и поперечно-горизонтальных линейных движений, которые не сопровождаются появлением восстанавливающих сил, не являются стационарными, хотя их первые и вторые производные можно считать стационарными. В работе [9] приведено выражение спектральной плотности вертикальных ускорений, полученное в результате аппроксимации эмпирической кривой дробно-рациональных отношений

$$S_z(\omega) = \frac{\omega^2}{0{,}44\left(\omega^2 - 1{,}4\right)^2 + 0{,}06}.$$

Очевидно, что при $\omega < 0{,}8$ с$^{-1}$ эту формулу можно заменить приближенной $S_z(\omega) \approx 0{,}058\,\omega^4$.

В работе [10] спектральная плотность аппроксимирована функцией треугольного вида

$$S_z(\omega) = \begin{cases} \dfrac{\sigma^2}{\Omega}\left[1 + \dfrac{2}{\Omega}(\omega - \omega_0)\right], \ \omega - \dfrac{\Omega}{2} \le \omega \le \omega_0; \\ \dfrac{\sigma^2}{\Omega}\left[1 + \dfrac{2}{\Omega}(\omega - \omega_0)\right], \ \omega_0 \le \omega \le \omega_0 + \dfrac{\Omega}{2}; \\ 0 \quad \text{при других } \omega, \end{cases}$$

где Ω – ширина спектра; ω_0 – частота случайной функции, которая несет максимальную энергию.

Высокочастотная часть спектра ускорений (более 1 Гц) вызвана вибрациями-колебаниями основания приборов вследствие работы гребных винтов и судовых механизмов. Величина и характер вибраций зависят от многих факторов: неуравновешенности судовых механизмов, качества гребных винтов, режима работы двигателей, режима движения судна, особенностей его конструкции и т.д. Если общесудовые вибрации лежат в пределах 1-6 Гц, то местные вибрации в районе расположения гребных винтов при неуравновешенности механизмов могут достигать 300-500 Гц. То же самое можно сказать и в отношении амплитуд вибрационных перемещений. В разных частях судна они могут достигать от тысячных долей миллиметра до нескольких миллиметров.

Изучение диапазона распределения частот вибрации для судов водоизмещением 7000 и 1500 т показывает, что ускорения вибрации, вызванные вращением не полностью уравновешенных элементов движителей, составляют: а) для гребного винта при частоте 2,8-4 Гц – до 0,2 м/с^2; б) для двух гребных винтов при частоте 5,7-7,8 Гц – до 0,2 м/с^2; в) для пяти лопастей гребного винта с частотой 18-24 Гц – до 0,15 м/с^2.

Виброускорения при надводных гравиметрических наблюдениях, как правило, не превышают 0,5-0,6 м/с^2.

Список литературы

1. Попов Е.И. Гравиинерциальные измерения и измерительные приборы // Приборы для гравиинерциальных измерений. М.: Наука, 1978. С. 3-6.

2. Кочегков Б.М., Попов Е.И. Упругая система морского гравиметра // Аппаратурные и опытно-методические работы по морской гравиметрии. М.: Наука, 1973. С. 6-31.

3. Баграмянц О.В. Автоматизированный морской пружинный гравиметр ГМН // Прикладная геофизика. М.: Недра, 1975. Вып. 79. С. 159-170.

4. Кутепов В.С. Стабилизатор морского гравиметра, построенный по принципу гиромаятника // Известия АН СССР.Сер.Физика Земли. 1971, с. 107…113.

5. Семенов-Тянь-Шанский В.В. Качка корабля. Л.: Судостроение, 1969. 352 с.

6. Кутепов В.С., Попов Е.И. Фон возмущающих ускорений при гравиметрических наблюдениях на подводном корабле // Морской гиростабилизированный гравиметр. М.: Наука, 1972. С. 138-150.

7. Свешников А.А. Прикладные методы теории случайных функций. Л.: Судпромгиз, 1961.123 с.

8. Свешников А.А., Ривкин С.С. Вероятностные методы в прикладной теории гироскопов. М.: Наука, 1974. 536 с.

9. Пантелеев В.Л. О характеристике подавления помехи алгоритмов фильтрации при гравиметрических измерениях на море // Гравиинерциальные приборы и измерения. Тула, 1980. С. 70-77.

V.S. Kutepov

SERVICE CONDITIONS SIA GIROSTABILIZIROVANNOGO GRAVIMETRA

Problems of dynamic tests of gravimetric equipment in vitro are considered.

Key words: dynamic tests, gravimeter, regular errors, the surface ship.

Получено 20.01.12

УДК 528.563
В.С. Кутепов, д-р техн. наук, проф., (4872) 35-14-82
(Россия, Тула, ТулГУ)

СХЕМЫ НИЗКОЧАСТОТНЫХ СТЕНДОВ ДЛЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ ГРАВИМЕТРОВ

Рассматриваются задачи построения низкочастотных стендов линейных перемещений для лабораторных испытаний морских гравиметров.

Ключевые слова: динамические испытания, гравиметр, систематические погрешности, надводный корабль, шарнирно-рычажный механизм.

Задача динамических испытаний гравиметров в лаборатории может быть сформулирована как уточнение и детализация его математической модели и определения путей уменьшения и возможностей учета на основе этой модели уровня инфранизких шумов в результатах наблюдений на подвижном основании. В общем случае испытания являются неотъемлемой частью технологического процесса изготовления гравиметра и подготовки его к работе в море. Динамические испытания набортных гравиметров имеют свои особенности, т.к. проводятся на стендах, имитирующих движения корабля при качке. Фактически испытания на стендах - диагностика гравиметра как средства измерения, поэтому их следует в обязательном порядке выполнять до и после натурных измерений.

Уже в конце 60-х годов перед учеными, занимающимися измерениями изменения ускорения силы тяжести на подвижном основании, возникли проблемы выделения полезного сигнала гравиметра инфранизкой частоты на фоне низкочастотных колебаний морских судов на волне. Гравиметрические наблюдения, проведенные В.О.Баграмянцем, Ю.П.Измайловым, Г.С.Марковым, Е.И.Поповым и другими исследователями, показали зависимость результатов измерений набортным гравиметром, расположенным на гиростабилизированном основании, от величины и характера инерциальных возмущений. Было установлено, что дальнейшее развитие теории и практики гравиметрических наблюдений с подвижного объекта невозможно без детального изучения поведения гравиметра в условиях инерциальных воздействий.

Потребовалось имитировать качку надводного корабля, фугоидные движения самолета, перемещения подводной лодки, которые представляют колебательные процессы с низкими частотами (0,2...0,5) Гц и значительными (до нескольких метров) перемещениями. Из-за отсутствия низкочастотного оборудования задания линейных перемещений геофизические организации, занимающиеся гравиметрией, самостоятельно и при содействии вузов начали разработку таких стендов в 1960 году. Первый динамический стенд для имитации инерциальных возмущений на море был создан в ОКБ ИФЗ АН СССР по инициативе Ю.Д. Буланже. Он получил шифр ИС-М [1].

Стенд представляет собой раму (вертикальный маятник), качающуюся относительно неподвижного основания. Ролик, закрепленный на конце, перемещает по двум прямолинейным направляющим горизонтальную платформу, с которой канатом через ролики связана свободно подвешенная вертикальная площадка. Горизонтальная платформа имеет синфазные с ускорениями наклоны до ±40 утл. мин. Максимальная амплитуда задаваемых гармонически изменяющихся ускорений 36 Гал с периодом от 3 до 24 с. Недостатками ИС-М являются ограниченность его динамических характеристик, малая грузоподъёмность, наличие виброускорений.

В 1964 году по заданию ИФЗ АН СССР в Тульском механическом институте разработан и введён в эксплуатацию мощный испытательный стенд ИС-ВГУ [2], предназначенный для раздельного задания синфазных вертикальных и горизонтальных линейных ускорений с амплитудой до 400 Гал и периодом от 4 до 64 с. Как и в стенде ИС-М, недостатком ИС-ВГУ являются значительные по величине высокочастотные колебания рабочего стола, так как в системе передачи движения участвуют канаты и перемещение рабочей площадки происходит по направляющим рельсам.

Несколько позже по времени аналогичный по принципу действия, но с меньшими техническими возможностями стенд линейных ускорений был введён в ГАиШ МГУ [4]. При работе этого стенда также отмечается значительный уровень вибрации, источником которой, кроме канатов в привода, являются вертикальные направляющие соответствующей платформы.

Для оценки характера и степени совместного влияния вертикальных и горизонтальных ускорений на показания морского гравиметра в 1968 году в ОКБ ИФЗ АН СССР разработан испытательный стенд ИС-ОД (стенд орбитального движения) [3]. Стенд имитирует движение центра масс надводного корабля по круговой траектории. Амплитуда движения меняется дискретно и устанавливается 0,4; 0,8; 1,2 м. Недостаток стенда невозможность изменения фазового соотношения между вертикальными и горизонтальными ускорениями, что ограничивает возможности стенда в исследовании влияния ускорений на гравиметр.

Примерно с теми же техническими возможностями во ВНИИ геофизики создан стенд «Орбита».

Принцип моделирования изменения силы тяжести при эталонировании методом наклона положен в основу единственного стенда инфранизких колебаний [4], разработанного в ГАиШ МГУ и предназначенного для воспроизведения изменения силы тяжести по гармоническому закону.

Указанные выше низкочастотные стенды размещены в научно-исследовательских институтах и в силу организационных трудностей не могут быть использованы производственными организациями, а такие потребности просто необходимы.

Несмотря на технические недостатки, стенды, созданные в 1960-

1970 годах сыграли большую роль в развитии теории и практики изменений ускорения силы тяжести на море. Продвинулось развитие технической стороны метрологического обеспечения динамических измерений применительно к высокочувствительным приборам, работающим на подвижном основании.

В основу построения низкочастотных стендов механических воздействий могут быть положены:

- традиционная схема технологической машины с силовым приводом;
- схема с использованием силы тяжести для обеспечения колебательного движения рабочего стола;
- схема, включающая последовательное соединение движителя и направляющего механизма с рабочим столом.

В первом случае стенд представляет собой последовательно соединенные привод - передающий механизм - рабочий стол. По этой схеме построены механические вибраторы различного назначения, стенды угловых и линейных ускорений. Движение рабочего стола осуществляется за счет энергии, развиваемой силовым приводом.

Он включает двигатель (чаще всего электродвигатель), устройство, понижающее число оборотов его выходного вала (редуктор), и задающий функциональный механизм, обеспечивающий требуемый закон движения стола. В качестве привода может применяться управляемая электрогидравлическая следящая система, исполнительными элементами которой являются гидроцилиндры одностороннего действия.

Использование указанной схемы для реализации низкочастотных динамических стендов с большими линейными перемещениями рабочего стола вызывает трудности прямой передачи движения от задающего механизма к рабочему столу. Чтобы уменьшить размеры звеньев задающего механизма, применяют множительные механизмы. Они соединяют выход привода с рабочим столом. Используют систему гибких канатов с полиспастами, шарнирно-рычажные механизмы и др. Множительные механизмы, увеличивая перемещение выходного звена, одновременно умножают его погрешности, увеличивают влияние зазоров, приводят к вредным высокочастотным колебаниям, особенно при наличии канатов.

В стендах линейных перемещений прямолинейность траектории движения рабочего стола осуществляется с помощью направляющих. При горизонтальном движении это могут быть специально изготовленные и отгоризонтированные рельсы, при вертикальном движении - либо рельсы, либо штоки, по которым движется рабочий стол. Трудоемкость изготовления рельсов и штоков большой длины (несколько метров) очевидна. Сложны их транспортировка, установка, поддержание стабильности положения в условиях температурных градиентов, статических и динамических нагрузок. Рабочий стол горизонтального стенда, как правило, выполняется

в виде тележки, перемещающейся на катках по направляющим рельсам. На характер закона движения тележки будут влиять; негоризонтальность и непрямолинейность направляющих; биение колес и их опор; наличие радиальных зазоров в опорах, а также нестабильность этих погрешностей во времени. Отмеченное накладывает определенные ограничения на применение прямолинейных направляющих рельс в стендах горизонтальных перемещений.

Технически еще более сложно изготовить точные направляющие для вертикального движения рабочего стола. Если при горизонтальном движении боковые перемещения тележки устраняются за счет конструктивно выполненного замкнутого контакта в одном направлении катков тележки и рельс, то в случае вертикального движения замкнутый контакт тележки должен быть в двух направлениях. Это приводит к явлению заклинивания или эпизодического защемления, а как следствие - возникают рывки или высокочастотная вибрация при движении рабочего стола.

Описанная структурная схема рабочих стендов приведена на рис. 1, а. Их отличает громоздкость конструкции, большое энергопотребление, наличие вибрации вследствие большого количества поступательных соединений. Схема стенда с силовым приводом мало пригодна для создания прецизионных устройств, а также стендов, тиражируемых в нескольких экземплярах, необходимых при выполнении поверок приборов и устройств на этапе производственных и эксплуатационных испытаний. При разработке схем и конструкций таких стендов нужно стремиться к их простоте, миниатюризации, малой энергоемкости, с одновременным обеспечением максимальной амплитуды перемещения рабочего стола и минимальному уровню дополнительных помех.

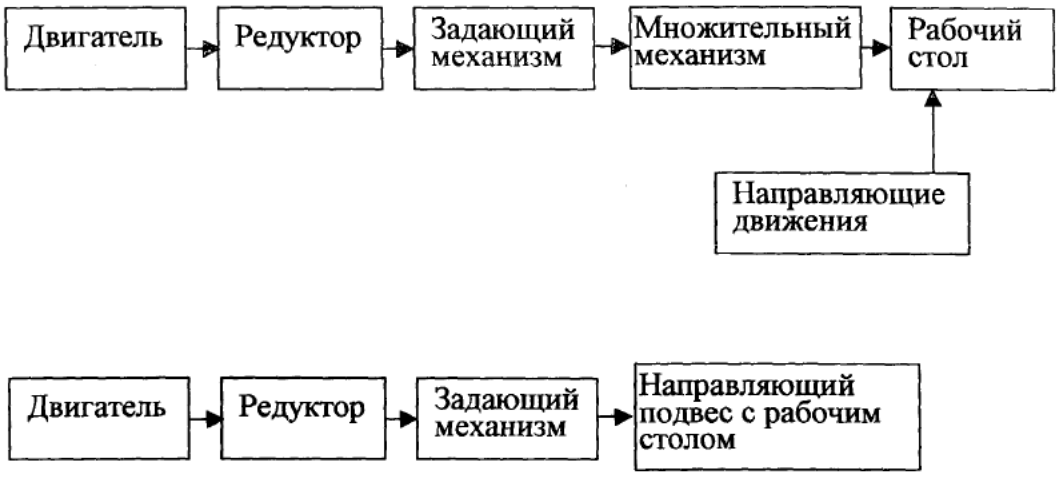


Рис. 1. Структурные схемы низкочастотного динамического стенда

Технологичность, компактность конструкции и вместе с тем и снижение энергопотребления достигаются, если в структурной схеме на рис. 1, а ряд элементов будут объединены, обеспечена прямая передача движения от задающего механизма к рабочему столу.

Такая схема, показанная на рис. 1, б, включает последовательное соединение движителя и направляющего механизма с рабочим столом. Эта схема при управлении рабочим столом по жесткой программе требует разработки компактного задающего механизма и единого с рабочим столом направляющего механизма, осуществляющего его движение по заданной траектории. Здесь наиболее перспективным направлением представляется использование шарнирно-рычажных механизмов, вызванное стремлением отказаться от рельсовых направляющих и избавиться тем самым от дополнительных источников возмущений, связанных с ними. Такие шарнирно-рычажные механизмы назовем подвесом рабочего стола. Они могут быть свободными, когда рычаги не имеют кинематической связи между собой, и соответственно, связанными.

Шарнирно-рычажные механизмы имеют большую надежность, что обусловлено меньшим износом вращательных соединений звеньев, наличием в них трения качения. Рабочие поверхности вращательных соединений в условиях одного и того же производства могут быть изготовлены точнее, чем поступательные. Движение рабочего стола будет плавное, поскольку зона силового контакта в соединениях звеньев мала из-за небольших их относительных углов поворотов. При использовании тележки с рельсовыми направляющими опоры ее нагружены при движении по всей окружности и малейшие неточности опор приведут к вредным колебаниям. В шарнирно-рычажных механизмах отпадает необходимость в силовом замыкании соединений, снижается уровень вибрации конструкции. Техническое обслуживание вращательных соединений проще, чем поступательных, а, следовательно, повышаются надежность и стабильность характеристик подвесов при длительной эксплуатации.

С целью уменьшения энергопотребления при воспроизведении гармонического закона движения рабочего стола идеальной является схема построения низкочастотных динамических стендов на основе физического маятника, качающегося с частотой собственных колебаний и снабженного устройством, компенсирующим потери энергии на трение, деформацию звеньев и сопротивление воздуха. В качестве движущей силы используется сила тяжести. Принципиально - это схема стенда, представляющего собой шарнирный параллелограмм, у которого рабочий стол жестко установлен на шатуне, совершающем плоскопараллельное движение. Горизонтальное перемещение рабочего стола через длину маятника l_{m} определяется как $x = l_m \sin\varphi_m$, а период колебаний $T_x = 2\pi\sqrt{5l_m / 6g}$. Уменьшение длины l_{m}

приводит одновременно к снижению точности закона движения и уменьшению периода колебаний.

В маятниковой схеме стенда возможна реализация гармонических колебаний практически только с одной частотой, так как изменение длины одновременно всех звеньев подвеса с высокой точностью выполнить очень сложно. Одновременно с горизонтальными перемещениями стол имеет нежелательное вертикальное движение [73].

Большие габариты маятникового стенда, невозможность задания ускорений с различными периодами исключают его использование для производственных работ. Размещение стенда требует специального, высокого помещения. Достоинства маятникового стенда можно использовать при создании стендов на основе шарнирно-рычажных подвесов. Приоритет в разработке указанных стендов принадлежит коллективу ТулГУ.

Предложено все шарнирно-рычажные подвесы рабочего стола стендов линейных перемещений разделить на три типа, чтобы отработать для каждого из них методы кинематического синтеза:

- свободные, когда между звеньями, кроме непосредственного соединения, отсутствуют кинематические связи;
- связанные, когда вводится между шарнирно-соединенными звеньями кинематическая связь с конкретной передаточной функцией;
- прямолинейно-направляющие механизмы (прямила).

Рабочий стол стенда является одним из звеньев подвеса или жестко соединен со звеном, а поэтому кинематическое исследование подвеса касается непосредственно рабочего стола.

При создании всех типов подвесов ставится требование обеспечения горизонтальности рабочего стола в плоскопараллельном движении. Решение такой задачи кинематического синтеза должно быть получено при минимальном количестве звеньев, минимальных их линейных размерах по длине, отсутствии условий для дополнительных линейных и угловых перемещений. Должны быть воспроизведены максимально возможные амплитуды движения рабочего стола. Ограничением при работе шарнирно-рычажных механизмов является угол давления в соединениях звеньев, измеряемый между вектором - силой взаимодействия звеньев и вектором их относительной скорости.

Свободный подвес, обеспечивающий движение рабочего стола в плоскости по любым траекториям, характеризуется отсутствием кинематической связи между звеньями. На рис 2 изображена схема свободного подвеса в виде двойного шарнирного параллелограмма $A_1B_1B_2A_2$ – $B_3B_4C_2C_1$ с крестовиной $B_1B_2B_3B_4$. Рабочий стол жестко связан со звеном C_1, C_2 и может совершать поступательное движение по любым траекториям, которые задаются его приводным механизмом.

Траектории какой-либо точки рабочего стола (например, точки C) размещаются внутри некоторой области, определяемой тремя ограничениями:

1. Отсутствием складывания параллелограмма $A_1B_1B_2A_2$.
2. Отсутствием складывания параллелограмма $B_3B_4C_2C_1$.
3. Отсутствием параллельных положений звеньев $A_1B_1B_3C_1$.

Шарнирно-рычажные механизмы с кинематической связью между звеньями, осуществляющей согласованное их движение, будем называть связанными подвесами. Они, как и свободные подвесы, предназначены обеспечить движение рабочего стола стенда по заданным траекториям, сохраняя горизонтальное положение стола, то есть, выполняя функцию направляющих механизмов. Форма траектории может быть любой, она определяется видом кинематической связи.

Таким простейшим механизмом является сдвоенный шарнирно-рычажный параллелограмм (см. рис. 2), у которого звенья A_1B_1 и B_2C_2 имеют кинематическую связь посредством зубчатого механизма с передаточным отношением

$$u_{2,1} = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1}.$$

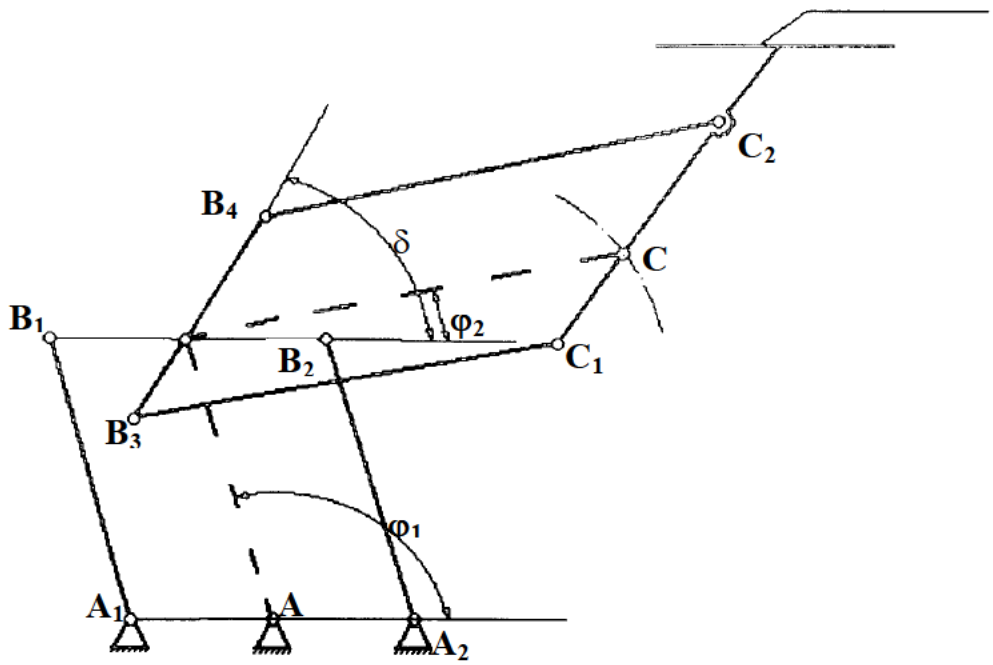


Рис. 2. Схема свободного подвеса

Зубчатый механизм исключает возможности складывания параллелограммов. Звенья A_1B_1 и B_1C_1 имеют возможность совершать круговое движение. Передаточное отношение $u_{2,1}$ может быть постоянной (положи-

тельной или отрицательной) или переменной величиной. При этом точка C_1, а следовательно и все точки шатуна C_1C_2 будут описывать различные кривые. Если $u_{2,1} < 0$, то звенья A_1B_1 и B_1C_1 вращаться в противоположных направлениях. При положительном передаточном отношении $u_{2,1} > 0$ оба звена вращаются в одном направлении. Когда $u_{2,1}$=const, то точка C_1 может описывать любую кривую в круге радиусом $l_1^* + l_2^*$.

Траектория точки C_1 описывается уравнениями

$$x = l_1^* \cos\varphi_1 + l_2^* \cos\varphi_2;$$

$$x = l_1^* \sin\varphi_1 + l_2^* \sin\varphi_2,$$

где l_1^* и l_2^* - длины звеньев параллелограммов; φ_1, φ_2 - углы поворота звеньев; $\varphi_2 = \Phi - \varphi_1; \Phi$ - угол между звеньями A_1B_1 и B_1C_1в начальном положении, когда $\varphi_1 = 0$.

Точки рабочего стола C_1 и C_2 описывают эллипсы с полуосями $a = l_1^* + l_2^*$ и $b = l_1^* - l_2^*$ образующими с осями x, y угол $\Phi/2$. Когда $l_1^* = l_2^*$ рабочий стол движется по прямой линии под углом $\Phi/2$ к оси x. Если длина одного из звеньев равна нулю, то траектория рабочего стола - окружность.

Связанные подвесы могут быть использованы как маятниковые при построении стендов горизонтальных перемещений. В таком подвесе звенья A_1B_1, A_2 B_2 и B_1C_1,B_2C_1 имеют различные длины (соответственно l_1^*, l_2^*) и совершают колебательное движение.

Уравнения траектории рабочего стола C_1C_2 имеют вид

$$x = l_1^* \sin\varphi_1 + l_2^* \sin\varphi_2,$$

$$y = l_1^* \cos\varphi_1 - l_2^* \cos\varphi_2;$$

Для того чтобы эта траектория мало отличалась от прямой, нужно выполнить условия

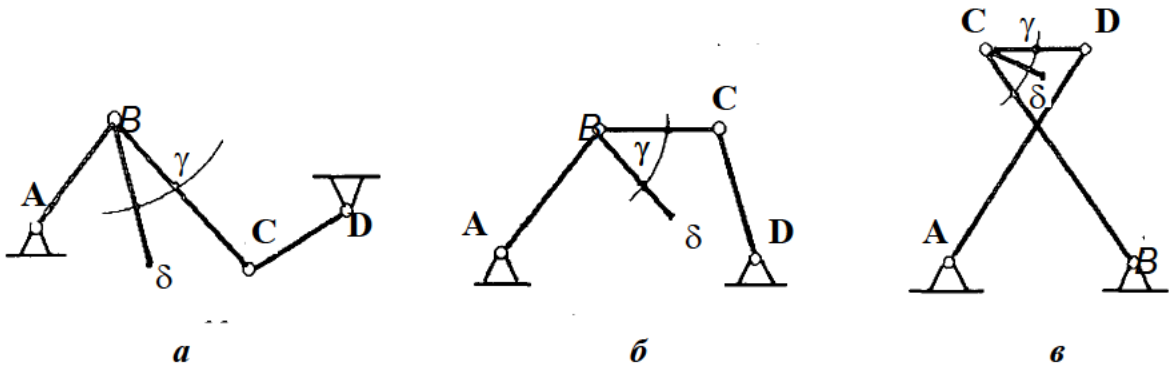
$$l_1^*(1 - \cos\varphi_{1\max}) = l_2^*(1 - \cos\varphi_{2\max});$$

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{\varphi_{2\max}}{\varphi_{1\max}},$$

где $\varphi_{1\max}, \varphi_{2\max}$ - амплитуды угловых колебаний звеньев A_1B_1, A_2B_2 и B_1C_1, B_2C_2 соответственно; z_1, z_2 - числа зубьев колёс *1* и *2*, закрепленных на звеньях A_1B_1 и B_2C_2 соответственно.

При значениях $\varphi_{1\max} = 30°$, $\varphi_{2\max} = 60°$ максимальное отклонение траектории рабочего стола от прямой составляет 0,33 % от амплитуды его колебаний.

Синтез стендов линейных перемещений можно упростить, если использовать спрямляющие шарнирно-рычажные механизмы (прямила), у которых одна из точек шатуна перемещается точно или приближённо в определённых пределах по прямой линии (рис.3).



а ***б*** ***в***

Рис. 3. Схемы основных групп спрямляющих механизмов: а - Уатта; б - Робертса; в - Чебышева

В технике известно большое количество спрямляющих механизмов. С точки зрения простоты, надёжности и точности наибольший интерес представляют четырёхзвенные шарнирно-рычажные механизмы. Из-за различия аналитических зависимостей, связывающих кинематические параметры звеньев, все четырёхзвенные прямила можно разбить на три основные группы (см. рис. 3); это схемы механизмов, предложенные Уаттом, Робертсоном и Чебышевым.

Список литературы

1. Попов Е.И., Суходольский В.В. Стендовые исследования морской гравиметрической аппаратурой // Известия АН СССР. Сер. Геофизическая. 1964. № 6. С. 52-63.

2. Богородицкий Д.В., Рожков В.А., Шайденко А.Я. // Известия АН СССР. Сер. Механика машин. 1965. Вып. 5-6. С. 61-69.

3. Антонов В.Ф., Кутепов В.С. Некоторые исследования стенда орбитального движения // Известия вузов. Сер. Геофизика и аэрофотосъемка. 1973. № 2. С. 45-52.

4. Пантелеев В.Л. Основы морской гравиметрии. М.: Недра, 1983. 256 с.

V.S. Kutepov

SOME SCHEMES OF DESINGS OF LOW-FREQUENCY STENDS

Problems are considered at construction of low-frequency stends of linear movings for laboratory researches sea gravimeter.

Key words: dynamic tests, gravimeter, regular errors, the surface ship, the sharnirno-level mechanism.

Получено 20.01.12

УДК. 621. 91

М.В. Ушаков, д-р техн. наук, проф., +7-903-658-83-43, imsda@rambler.ru (Россия, Тула, ТулГУ),
А.В. Доронин, imsda@rambler.ru, +7-910-150-55-47 (Россия, Тула, ТулГУ),
П.В. Панков, магистр, +7-920-751-65-16,
pankof621761@rambler.ru (Россия, Тула, ТулГУ)

ФОРМИРОВАНИЕ ОТОБРАЖЕНИЯ СЛЕДА ИНСТРУМЕНТА ПРИ ОБРАБОТКЕ ЗАДАННОГО СЕЧЕНИЯ ВИНТОВОЙ ПОВЕРХНОСТИ ДИСКОВЫМ ИНСТРУМЕНТОМ

Рассмотрена возможность графического формирования профиля обрабатываемой поверхности.

Ключевые слова: инструмент, винтовая канавка, графоаналитический метод.

В инструментальном производстве при обработке дисковым инструментом винтовых канавок на инструментах со сложной производящей поверхностью встает задача определения их сечения - как элемент прогнозирования результатов обработки

Ориентируясь на существующие методы расчета винтовых поверхностей образованных дисковым инструментом [1, 2], можно отметить, что для разработки расчетной модели, позволяющей определить след дискового инструмента в заданном сечении, наиболее целесообразно использовать теоретическую расчетную модель, изложенную в [1, 2, 3]. В этом случае след инструмента в трехмерном пространстве определяется параметрическим уравнением, зависящих от трех независимых параметров.

$$\begin{cases} x = f_1(z_a, t, v) \\ y = f_2(z_a, t, v) \\ z = f_3(z_a, t, v) \end{cases} \quad (1)$$

Данные уравнения определяют массив точек, находящихся в объемной области. Поверхность данного следа является полным отображением формируемой винтовой поверхности.

Для нахождения поверхности следа обычно решается уравнение касания:

$$\overline{N} \cdot \overline{V} = 0,$$

решение, которого, позволяет связать один из независимых параметров, через два других:

$$t=F(Z_u,V). \qquad (2)$$

В этом случае уравнение (1), преобразуется в двухпараметрическое, что соответствует описанию поверхности.

Для определения профиля любого сечения А данной поверхности, его также задают в принятой системе координат в общей форме:

$$AX+BY+CZ+D=0, \qquad (3)$$

что при совместном решении зависимостей(1,2,3), позволяет установить связь между оставшимися независимыми параметрами:

$$Z_u=\Psi(V). \qquad (4)$$

В рассматриваемом сечении А, это соответствует описанию линии:

$$\begin{cases} x_1 = U_1(V) \\ y_1 = U_2(V) \end{cases} \qquad (5)$$

являющейся следом обработанной поверхности (рис. 1).

Однако данный подход является очень сложным, особенно при обработке поверхностей, не допускающих движение «самих по себе». Это связанно с возможным изменением практически всех параметров установки, и невозможностью установления явных зависимостей (2,4,5). Поэтому для таких случаев приходится осуществлять перебор свободных параметров в заданных пределах для поиска сочетаний, удовлетворяющих данным условиям. Следует отметить, что при таком подходе возможно получение нескольких сочетаний параметров только для одной точки (до 8 согласно [2]). Указанные условия затрудняют получение необходимого решения.

В тоже время при формировании профиля стружечных канавок на концевых инструментах со сложной производящей поверхностью, имеющих значительные допуски на отдельные элементы, возможно упрощение решения указанной задачи, за счет использования возможностей современных ЭВМ и ПК, и переходу от аналитического решения к графическому построению следа инструмента (рис.1).

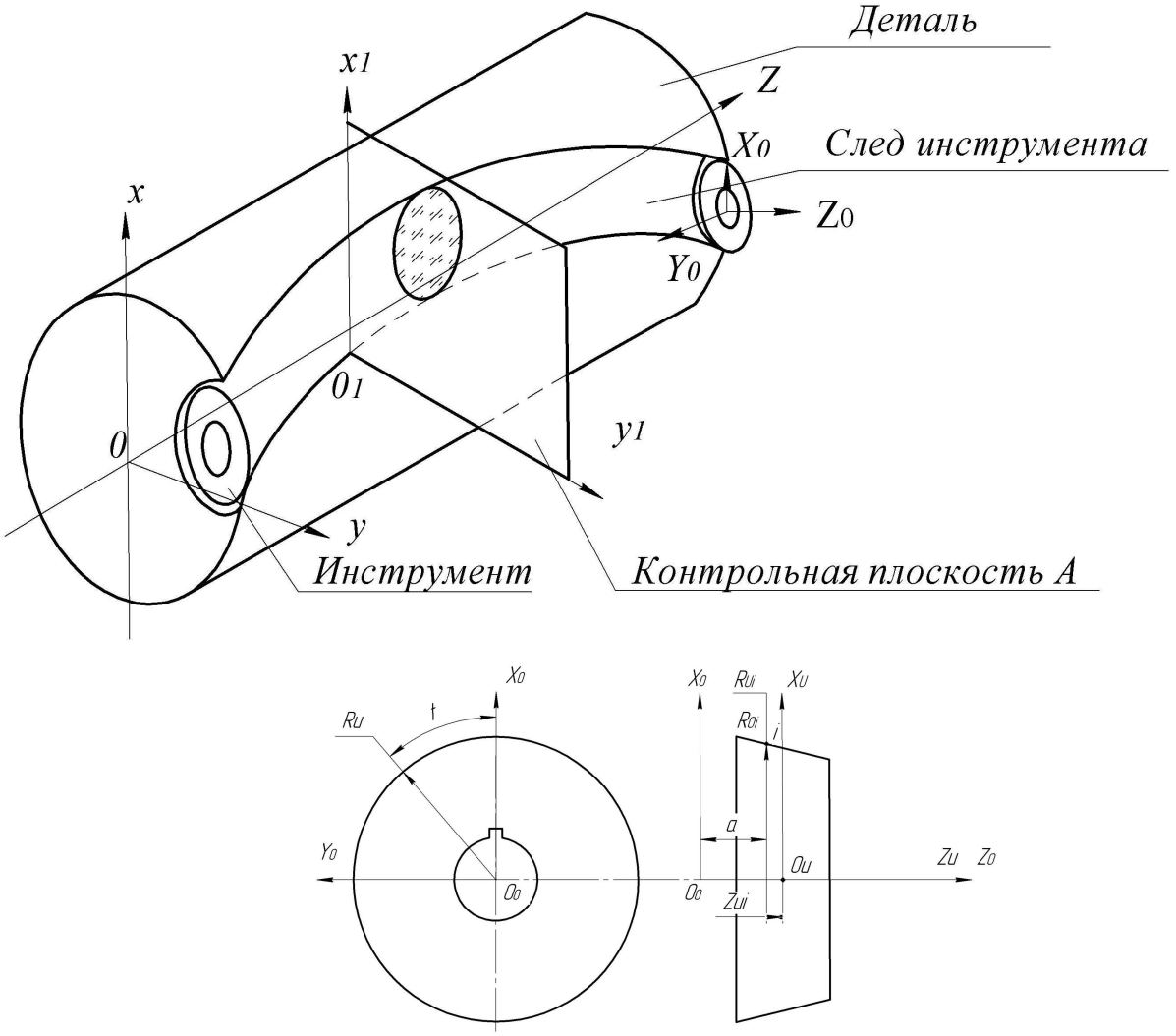


Рис. 1. Схема формирования расчетных зависимостей

При известном законе перемещения, формирование следа дискового инструмента в системе координат детали, можно описать зависимостями [3]:

$$\begin{cases} x = R_u\left[\cos t\cdot\cos\mu+\cos\varepsilon\cdot\sin t\cdot\sin\mu\right]-\left(z_o+a\right)\cdot\sin\varepsilon\cdot\sin\mu+m\cdot\cos\mu, \\ y = R_u\left[\cos t\cdot\cos\mu-\cos\varepsilon\cdot\sin t\cdot\cos\mu\right]+\left(z_o+a\right)\cdot\sin\varepsilon\cdot\sin\mu+m\cdot\sin\mu, \\ z = p\cdot\mu-R_u\cdot\sin\varepsilon\cdot\sin t-\left(z_o+a\right)\cdot\cos\varepsilon, \end{cases} \quad (6)$$

где $R_u=f(z_0)$, $\varepsilon=f(\mu)$, $p=f(\mu)$, $m=f(\mu)$, $a=f(\mu)$ (рис. 2).

Следует отметить, что при обработке конкретного изделия не всегда следует использовать все возможные движения.

В качестве критерия оценки получаемой винтовой поверхности, принимаются заданные конструктором сечения инструмента (нормальное, осевое, торцовое), которые в принятой системе координат должны быть представлены в форме (3).

В качестве отображения следа инструмента, в заданной секущей плоскости предлагается его графическое формирование, прохождением

через заданную плоскость массива торцовых сечений данного инструмента:

$$\begin{cases} R_{ui} = f(Z_{ui}) \\ Z_{ui} = Z_{u0} + \Delta Z_u (i-1) \end{cases} \qquad (7)$$

где i- номер сечения.

Каждое сечение инструмента протаскивается через контрольное сечение, и его след отображается другим цветом по отношению к фону на экране компьютера. Наложение множества таких следов на экран, дает достаточно четкую картину следа в заданном сечении (рис.2).

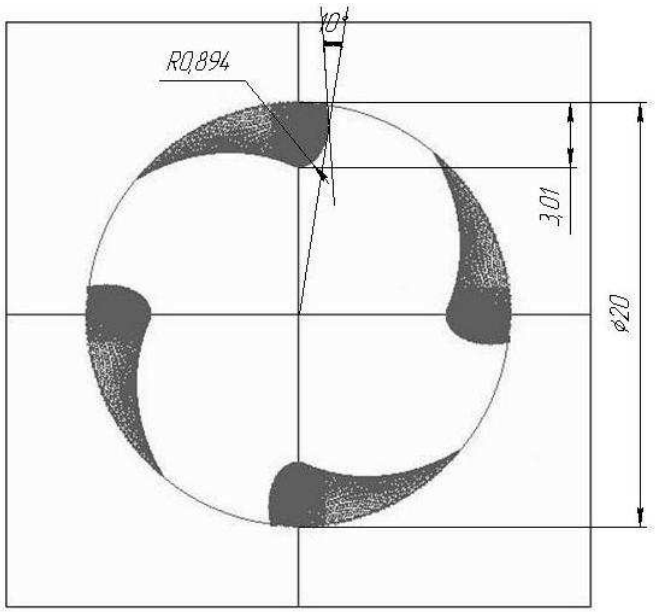


Рис. 2. Пример графического формирования следа инструмента в торцовом сечении при профилировании конической развертки с углом наклона стружечной канавки β=15 °

Контакт сечения инструмента с контрольной плоскостью определяется следующим образом:

- задается координатой Z_u и определяется диаметр инструмента в заданном сечении.

- в зависимостях (6) задается параметр μ.

-пересечение сечения инструмента с контрольным сечением, определяется подбором параметра t в пределах ± π с заданной точностью.

- полученные точки отображаются в графической среде на фоновом цвете в виде пикселей окрашенных в другой цвет.

- перемещение сечения шага Δμ, определяется изображением следа сечения инструмента.

- меняя координаты Z_u с шагом ΔZ_u, набирается необходимое коли-

чество сечений инструмента, для которых операция повторяется.

- результатом является графический след инструмента в заданной контрольной плоскости (см. рис.2).

После этого можно произвести замеры полученного графического объекта в графической среде (ПК КОМПАС). Точность графических изображений будет соответствовать разрешающей способности экрана, шагам расчетов ΔZ_u и $\Delta\mu$, а также точности нахождения параметра t (обычно достаточно высокое – менее 0,000001). Малые значения параметров ΔZ_u и $\Delta\mu$, увеличивают количество шагов расчета и время работы ЭВМ. Однако данные величины можно принимать в пределах ΔZ_u=0,001 мм и $\Delta\mu$= =0,0001 рад. В этом случае, время построения следа составит около 10 минут для ЭВМ с частотой работы 800 мГц, что возможно при проектных расчетах.

Однако процесс может быть минимизирован за счет уменьшения диапазонов перебора параметров. Так, например, ограничивая перебор параметра t положением точек отображения, не выходящих за диаметр обрабатывающего изделия, время формирования изображения можно сократить до двух минут. В случае недостаточной точности отображения, связанной с малой дискретностью экрана, возможно поэлементное отображение следа инструмента в принятом увеличенном масштабе.

Как указывалось выше, на стружечной канавке концевого инструмента, допуски достаточно широкие, поэтому предполагаемый графоаналитический метод определения профиля винтовой канавки при сложной производящей поверхности, как графического изображения следа инструмента, можно считать вполне приемлемым.

Список литературы

1. Илюхин С.Ю. Каркасно-кинематический метод моделирования формообразования поверхностей деталей машин дисковым инструментом: дис. д-р техн. наук. Тула, 2002. 345 с.

2. Лашнев С.И., Юликов М.И. Расчет и конструирование металлорежущих инструментов с применением ЭВМ. - М.: Машиностроение, 1975. 391 с.

3. Потылицын С.В. Конструирование разверток с винтовыми зубьями для обработки специальных конических отверстий: монография / О.И. Борискин [и др.]. Тула: Изд-во ТулГУ, 2005. 164 с.

M.V. Ushakov, A.V. Doronin, P.V. Pankow

DISPLAY GENERATION TOOL MARKS PROCESSING DEFINES A SECTION HELICAL SURFACE DISK TOOL.

The possibility of forming a graphical profile of the workpiece.

Key words: tool, helical groove, graphical-analytical method.

Получено 20.01.12

УДК 658.562.012.7
И.С. Картавцев, асп., (4872) 23-95-39, ivan_2la@mail.ru
(Россия, Тула, ТулГУ)

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПОДНАЛАДКИ СТАНКА С ЧПУ

Рассмотрена математическая модель процесса подналадки станка с ЧПУ, учитывающая величину линейного износа режущего инструмента, а также включающая в себя два типа производимых подналадок оборудования и позволяющая добиться нахождения более близкого к глобальному локального минимума функции затрат на контроль и производство продукции.

Ключевые слова: размер партии, тип подналадки, линейный износ, критерий оптимальности, контрольная карта.

При обработке деталей на станке с ЧПУ токарного типа, с использованием контрольных карт (КК) для улучшения качества продукции, в качестве показателя качества является диаметр обрабатываемой детали $X(t)$, где t – номер обрабатываемой детали (наработка) с момента последней подналадки станка. Получаемый размер должен находиться в пределах поля допуска, то есть [5]:

$$X^{-} \le X(t) \le X^{+},$$

где X^{-} – нижняя граница поля допуска; X^{+} – верхняя граница поля допуска.

Выход $X(t)$ за границы поля допуска означает брак первого типа, если $X(t)<X^{-}$ или второго типа, если $X(t)>X^{+}$.

Из-за износа резца диаметр каждой следующей обработанной детали изменяется на величину Δt, а размер, получаемый в процессе обработки, можно представить в виде нелинейной функции:

$$X(t) = a_0 + c_1 \cdot \varphi(t \cdot c_2) + \Delta, \qquad (1)$$

где $\varphi(t)$ – неубывающая функция, равная 0 при $t=0$, характеризующая в среднем изменение размера получаемого на станке при обработке; a_0 – начальный уровень настройки станка на обработку, мм; Δ – случайная компонента; c_1 – коэффициент, характеризующий изменение стойкости твердосплавной инструментальной пластинки при её замене во время подналадки станка; c_2 – коэффициент, характеризующий изменение механических свойств обрабатываемого материала.

Функция $\varphi(t)$ может быть представлена в виде полинома соответствующей степени, то есть [1]

$$\varphi(t) = a_1 t + a_2 t^2 + \ldots + a_m t^m,$$

где $a_0,\ldots,a_m$ – коэффициенты полинома, оцениваемые по методу наименьших квадратов в результате обработки предварительно собранной статистической информации.

Кроме тренда размерной настройки станка необходимо оценка разброса значений контролируемого параметра, которая также может быть представлена в виде полиномиальной модели:

$$\mathrm{dX}(t) = b_0^2 + b_1 t + b_2 t^2 + \ldots + b_k t^k, \qquad (2)$$

Для её определения используется статистика разности межу экспериментальными данными и данными, полученными по модели показателя качества *X(t)*:

$$|\Delta X(t)| = |X(t) - X|, \qquad (3)$$

Оценку параметров c_1 и c_2 можно найти из формулы математической дисперсии:

$$D(c_1, c_2) = \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}\left(X_\mathrm{i} - c_1 \cdot \varphi(c_2 t_i)\right)^2, \qquad (4)$$

где N – количество деталей в рассматриваемой партии продукции, шт. дифференцируя её по c_1 и c_2:

$$\frac{\partial D(c_1, c_2)}{\partial c_1} = \frac{2}{N}\sum_{j=1}^{N}\left(X_\mathrm{i} - c_1 \cdot \varphi(c_2 t_i)\right)\left[-\varphi(c_2 t_i)\right],$$

$$\frac{\partial D(c_1, c_2)}{\partial c_2} = \frac{2}{N}\sum_{j=1}^{N}\left(X_\mathrm{i} - c_1 \cdot \varphi(c_2 t_i)\right)\left[-c_1\frac{\partial \varphi(c_2 t_i)}{\partial c_2}\right],$$

и приравнивая к нулю каждую производную:

$$\frac{\partial D(c_1, c_2)}{\partial c_1} = 0, \qquad \frac{\partial D(c_1, c_2)}{\partial c_2} = 0,$$

Откуда

$$\mathrm{c}_1 = \frac{\sum_{i=1}^{N} X_\mathrm{i} \cdot \varphi(c_2 t_i)}{\sum_{i=1}^{N} \varphi^2(c_2 t_i)}, \qquad \mathrm{c}_1 = \frac{\sum_{i=1}^{N}\left[X_\mathrm{i} \cdot \frac{\partial \varphi(c_2 t_i)}{\partial c_2}\right]}{\sum_{i=1}^{N}\left[\varphi(c_2 t_i)\frac{\partial \varphi(c_2 t_i)}{\partial c_2}\right]}, \qquad (5)$$

Приравнивая оба выражения для c_1, можно найти функцию $\psi(c_2)$ по выражению

$$\psi(\mathrm{c}_2) = \frac{\sum_{i=1}^{N} X_\mathrm{i} \cdot \varphi(c_2 t_i)}{\sum_{i=1}^{N} \varphi^2(c_2 t_i)} - \frac{\sum_{i=1}^{N}\left[X_\mathrm{i} \cdot \frac{\partial \varphi(c_2 t_i)}{\partial c_2}\right]}{\sum_{i=1}^{N}\left[\varphi(c_2 t_i)\frac{\partial \varphi(c_2 t_i)}{\partial c_2}\right]}, \qquad (6)$$

численное решение которого даст значение c_2, а подставляя получившееся значение c_2 в любую формулу из (5), можно определить c_1.

Математические ожидания величин c_1 и c_2 равны единице, что отчетливо показывает, что в обобщенной партии размерной настройки на обработку станка с ЧПУ будет только одна партия.

Особый интерес представляет определение законов распределения величин c_1 и c_2 т.к. они по определению не могут быть отрицательными (а следовательно, распределенными по нормальному закону, а также по лю-

бому другому закону, имеющему отрицательную ветвь) и определяются изменением стойкости инструмента и механических свойств обрабатываемого материала. Кроме этого между величинами c_1 и c_2 должна существовать взаимосвязь, т.к. нельзя однозначно судить, какая величина отвечает за изменение стойкости инструмента, а какая за изменение механических свойств обрабатываемого материала.

Исходя из этого, резонно предположить, что для описания величины c_1 можно использовать распределение Вейбула, применяемое для описания работы инструмента на отказ. Тогда для описания величины c_2 необходимо использовать обратное к распределению Вейбула распределение Фреше.

Однако точное определение законов распределения параметров c_1 и c_2 невозможно, поэтому для моделирования процесса подналадки станка с ЧПУ возможно использование непосредственно определенных по каждой партии контролируемого параметра качества пар параметров c_1 и c_2, что исключает возможность возникновения погрешности определения законов распределения рассматриваемых величин.

Сущность рассматриваемой модели представлена на рис. 1, где показаны графики изменения размера $ø35^{+0,16}$ при обработке на токарном станке с ЧПУ 16А20Ф3 детали “Вал тихоходный” 10.5.1-А.001 (длина обработки резцом L≈400 мм, уровень начальной настройки на обработку 35,02 мм) для девяти выборок. Условно считалось, что после выхода получаемого размера за поле допуска резец полностью изнашивался и была необходима его замена.

В результате обработки всех 9 выборок была определена обобщенная модель показателя качества, а также для каждой выборки была рассчитана своя пара параметров c_1 и c_2, которые в дальнейшем использовались для нахождения минимума функции затрат на контроль и производство продукции.

После обработки экспериментальных данных и получения математической зависимости $X(t)$ производилось моделирование обработки данной детали.

Анализируя процесс подналадки станка с ЧПУ, можно различить два типа производимых подналадок оборудования [3]:

а) подналадка с заменой инструмента и корректировкой размерной настройки станка.

б) подналадка только с корректировкой размерной настройки станка.

Используя два различных типа подналадок оборудовании при статистическом управлении технологическим процессом резания, при помощи контрольных карт можно добиться нахождения более близкого к глобальному локального минимума функции затрат на контроль и производство продукции. Это вызвано тем, что если замену инструмен-

тальной пластинки производить раньше её полного износа, то будут присутствовать издержки, вызванные повышенным расходом инструмента, а если замену производить позже, то появятся издержки, вызванные возникновением брака продукции.

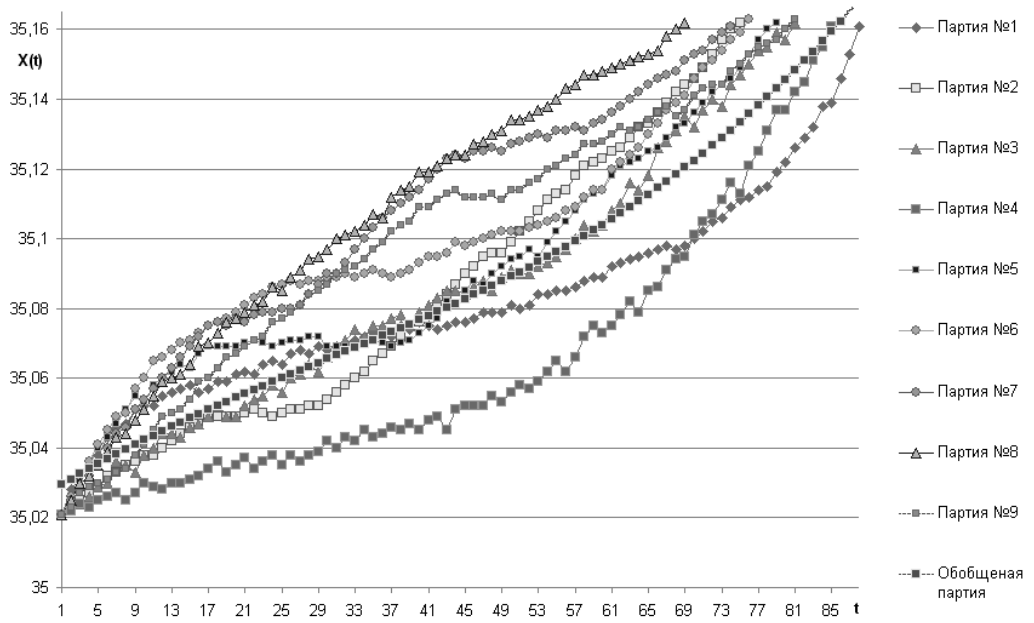


Рис. 1. Изменение размера получаемого на станке с ЧПУ, в зависимости от номера обрабатываемой после последней подналадки станка детали

Для более точного представления различия между двумя типами подналадками предположим, что дальнейшая обработка данной детали проводилась уже с более жесткими требованиями к получаемому размеру – $ø35^{+0,025}$ мм (7 квалитет точности). Изменениями условий резания из-за изменения диаметров обработки вследствие их незначительности можно пренебречь.

Используя рис. 1, можно увидеть, что в рассматриваемом примере максимальный линейный износ резца – 0,14 мм (разница между верхним полем допуска размера $ø35^{+0,16}$ и уровнем начальной настройки станка на обработку 35,02 мм).

Моделируя процесс подналадки станка с ЧПУ, получаем 6 подпартий различного размера (рис. 2) где наглядно видно, что, пока резец полностью износится, будет произведено 5 подналадок второго типа и только одна подналадка первого.

В данном случае рассматривался идеализированный вариант, когда резец полностью изнашивался к моменту выхода получаемого размера за поле допуска, следовательно, производились только подналадки первого типа, вследствие чего кривая износа резца была получена в явном виде.

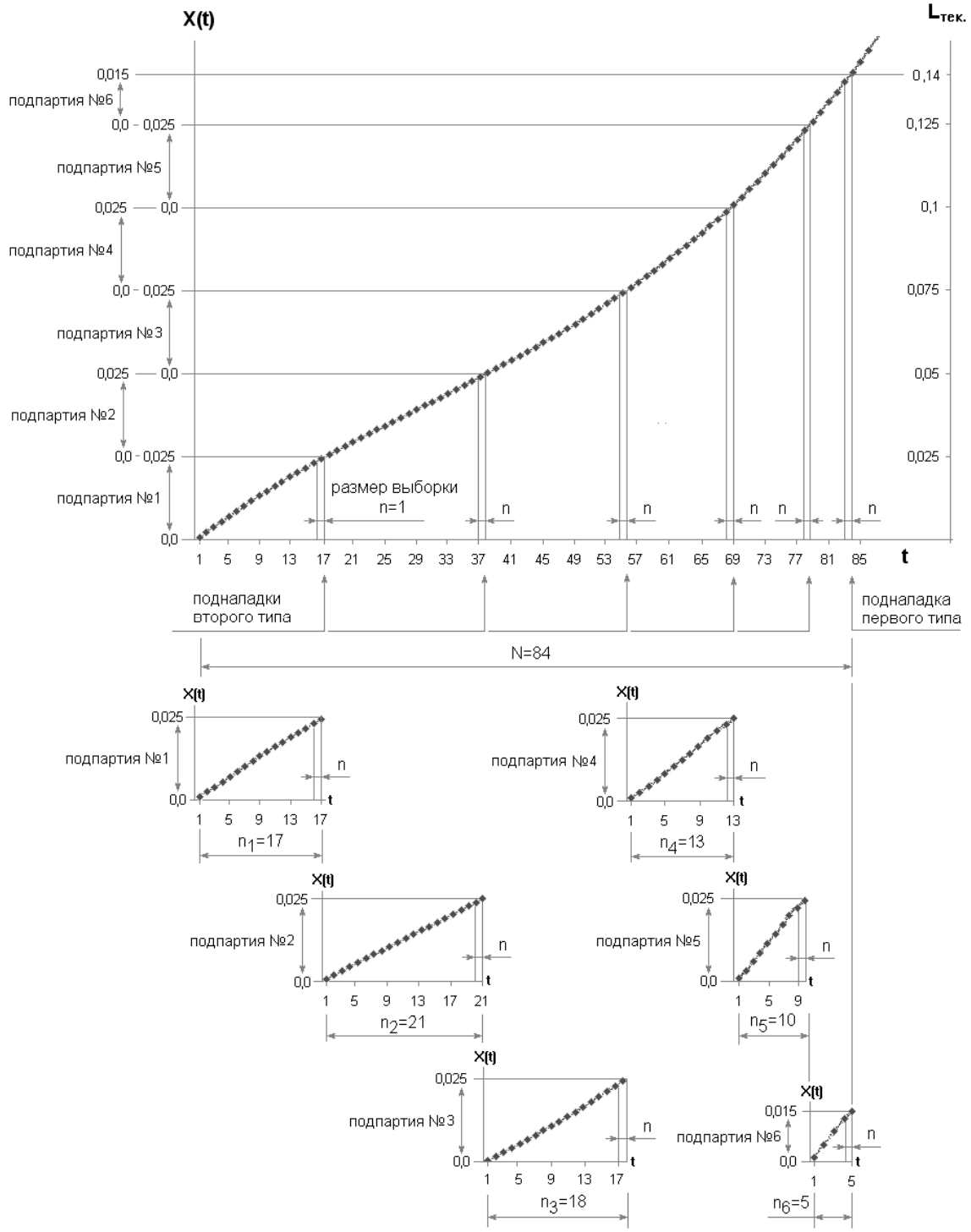


Рис. 2. Восстановление кривой износа резца по графикам зависимостей размера, получаемого на станке с ЧПУ во всех подпартиях, составляющих партию обработанных деталей между двумя подналадками первого типа

В общем случае на реальном производстве, как правило, отсутствует возможность сбора статистической информации о стойкости инструмента без подналадок второго типа. В этом случае кривая износа резца по-

лучается в кусочном виде и требуется её восстановить до явного типа из нескольких графиков, подобных тем, что были рассмотрены на рис. 2, полученных со времени последней подналадки первого типа до следующёй такой же подналадки. При этом линейный износ резца состоит из суммы разниц между максимальным получаемым размером изготавливаемой детали и уровнем начальной настройки на обработку станка с ЧПУ внутри каждой подпартии:

$$L_{лин.} = \sum_{i=1}^{n_0} \left(X_{\max} - X_0 \right),$$

где n_o – количество подпартий в рассматриваемой партии продукции, шт; X_{max} – максимальный получаемый размер детали в подпартии, мм.

Практическая часть. Для моделирования процесса подналадки станка с ЧПУ было разработано программное обеспечивающее нахождение оптимальных параметров КК по следующему алгоритму.

1. *Ввод исходных данных.* Программное обеспечение производит считывание исходных данных из заранее подготовленного файла и определение количества введенных партий контролируемого параметра качества (размера полученного на станке с ЧПУ) n_o, составляющих обобщенную партию (в рассматриваемом примере n_o=9, см. рис. 1.).

2. *Определение тренда показателя качества.*

2.1. *Определение тренда показателя качества $X_{об.}(t)$ для обобщенной партии.*

Определение тренда показателя качества $X_{об.}(t)$ для обобщенной партии производится методом наименьших квадратов. Оптимальная степень полинома находится по следующему алгоритму:

– определются коэффициенты функции регрессии при степени полинома 0…3 по выборке с нечетными номерами изделий;

– полученные функции регрессии проверяются на выборке с четными номерами изделий;

– определяется степень полинома, при которой квадратичная ошибка оказалась минимальной;

– рассчитываются коэффициенты полинома функции регрессии с найденной на предыдущем шаге оптимальной степенью, но теперь по всей выборке.

2.2. *Определение тренда показателя качества X(t) для всех партий, составляющих обобщенную партию.*

Определение тренда показателя качества $X_i(t)$ для каждой партии, входящей в обобщенную партию, также осуществляется методом наименьших квадратов. При этом должно быть получено количество функций $X_i(t)$ равное количеству введенных изначально партий n_o (в рассматриваемом примере было получено девять функций $X_i(t)$).

3. *Определение закона разброса значений контролируемого параметра качества (меры разброса).*

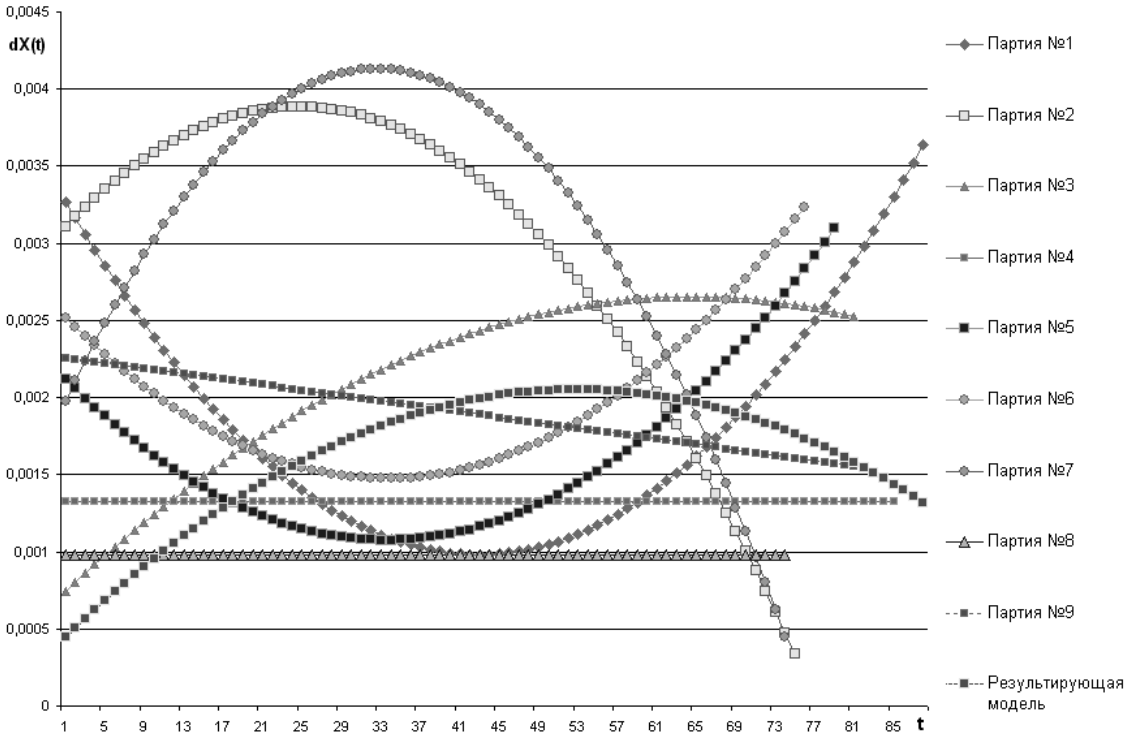


Рис. 3. Изменение разброса размеров, получаемых на станке с ЧПУ, в зависимости от номера обрабатываемой после последней подналадки станка детали

Для этого согласно (3) используется статистика разности между экспериментальными данными данной партии и данными, полученными по модели показателя качества $X_i(t)$, определенной для этой же партии в под.п. 2.2, взятой по абсолютной величине:

$$|\Delta X(t)| = |X_i(t) - X|,$$

Алгоритм определения коэффициентов функции регрессии отклонений показателя качества аналогичен алгоритму для функции $X_{об.}(t)$ (см. под.п. 2.1.).

При этом в анализируемом примере было получено девять функций $dX_i(t)$, для всех функций $dX_i(t)$ и результирующая функция $X_{рез.}(t)$, определяющая средний разброс на каждой из партий n_o (рис. 3).

4. *Определение коэффициентов c_1 и c_2.* Определение коэффициентов c_1 и c_2 осуществляется для каждой партии, входящей в обобщенную партию размеров, полученных на станке с ЧПУ. Для этого используется метод полного перебора значений коэффициентов c_1 и c_2 в диапазоне значений от 0 до 3 с шагом 0,001. Оптимальными считаются значения коэффициентов, обеспечивающие минимальное значение дисперсии функции $X_{об.}(t)$, рассчитываемой по формуле (4).

Проверка правильности определения коэффициентов c_1 и c_2 осуществляется по формулам (5), (6), т.е. значение функции $\psi(c_2)$ должно быть как можно ближе к 0, а значение параметра c_1, вычисленное по (5), должно быть как можно ближе к значению параметра c_1, полученному в результате полного перебора.

При этом разница значений между значением параметра c_1, вычисленным по (5), и значением параметра c_1, полученным в результате полного перебора, является величиной ошибки в определении параметра c_1.

5. *Статистическое моделирование процесса подналадки станка с ЧПУ с одновременным текущим контролем получаемой продукции по методу контрольной карты и учетом линейного износа резца.*

Моделирование производится следующим образом:

а) Моделируются размеры детали, получаемые на станке с ЧПУ, по формуле (1) с учетом возможного разброса по формуле (2) при этом станок изначально настраивается на уровень начальной настройки на обработку X_0 [4].

б) Через определенные промежутки деталей N_1 (размер подпартии) осуществляются контроль выборки значений контролируемого параметра качества объемом n, а также подсчет текущего линейного износа резца $L_{тек}$ по формуле

$$L_{\text{тек.}} = X_{\max}(t) - X_0 .$$

При этом если среднее значение в выборке $X_{ср.}$ выше верхней сигнальной границы X_1 или ниже нижней сигнальной границы X_2 и текущий линейный износ резца $L_{тек.}$ меньше максимально допустимого износа L_{max}, то производится подналадка второго типа на величину $L_{тек}$.

в) Размеры деталей в подпартиях, получаемые на станке с ЧПУ, моделируются до тех пор, пока $X_{ср.}$ не будет выше верхней сигнальной границы X_1 или ниже нижней сигнальной границы X_2, а текущий линейный износ резца $L_{тек.}$ не станет больше или равен максимально допустимому износу L_{max}, и будет произведена подналадка первого типа, при этом сумма размеров партий N_1, будет равна размеру партии N.

В случае, если подналадка станка первого типа будет осуществлена без подналадок второго, т.е. подпартия внутри партии будет только одна, её размер будет совпадать с размером партии N.

Кроме этого следует учесть, что, если размер партии до подналадки первого типа включает в себя несколько размеров партий до подналадки второго типа (т.е. несколько подпартий), размеры подпартий могут отличаться друг от друга. Это вызвано различными участками на кривой износа резца, в частности на участке приработки резца и участке интенсивного износа резца, вызванного его критическим износом, износ будет идти быстрее, чем на участке устойчивой работы резца, когда резец приработался

и износ изменяется практически линейно. Данный случай наглядно иллюстрируется на рис. 2, где все подпартии, составляющие партию с номерами $n_1 \ldots n_9$, имеют различный размер.

Также стоит обратить внимание на то, что размер линейного износа резца $L_{посл.подп.}$, а следовательно, и допуск, внутри которого происходит изменение контролируемого параметра для последней подпартии деталей, может быть меньше, чем допуск на получаемый размер (в рассматриваемом варианте для партии n_9 размер максимально возможного линейного износа резца внутри подпартии 0,15 мм вместо 0,25 мм), и определяется тем, что величина максимального линейного износа чаще всего не кратна допуску на обрабатываемый размер.

В этом случае он определяется по формуле

$$L_{\text{посл.подп.}} = L_{\max} - \left(L_{\max} \operatorname{div} \left(X^+ - X^-\right)\right) \cdot \left(X^+ - X^-\right),$$

6. Оптимизация параметров контрольной карты.

Для этого используется метод полного перебора таких параметров контрольно карты, как верхняя сигнальная граница (X_1), нижняя сигнальная граница (X_2), уровень начальной настройки (X_0), размер выборки (n), периодичность взятия выборки или размер партии (N).

При этом параметры X_1, X_2 и X_0 изменялись в диапазонах

$$X^- + \frac{X^+ - X^-}{2} \le X_1 \le X^+, \quad X^- \le X_2 \le X^- + \frac{X^+ - X^-}{2},$$

$$X^- \le X_0 \le X^- + \frac{X^+ - X^-}{8},$$

Идея метода состоит в том, что показатели процесса контроля многократно моделируются при различных выбранных значениях параметров КК и выбирается тот вариант, при котором достигается минимум общей себестоимости (функции Z).

Функция Z при этом определяется на основе полученной модели функции $X_{об.}(t)$ такое количество раз, сколько было первоначально введено партий, составляющих обобщенную партию, функция $X_{об.}(t)$ в этом случае каждый раз будет зависеть от новой пары коэффициентов c_1 и c_2 (1), что позволит к концу моделирования учесть все имеющиеся комбинации пар этих параметров. Полученные значения функции Z при этом суммируются и делятся на количество введенных партий n_o:

$$Z = \frac{1}{n_o} \sum_{i=}^{n_o} Z_i \left[X_i \Big|_{c_{1i}, c_{2i}} (t) \right],$$

т.е. под функцией понимается среднее значение затрат от всех рассматриваемых вариантов функции $X_{об.}(t)$.

Этот алгоритм не гарантирует, что найденное решение даст глобальный оптимум функции Z, т.к. для этого необходимо знание абсолютно точной модели показателя качества, что невозможно, т.к. для этого значе-

ние выборки статистических данных должно стремиться к бесконечности. Однако, чем больше вариантов задания отмеченных параметров будет испытано, тем ближе полученное решение будет к глобальному оптимуму.

Список литературы

1. Адлер Ю.П., Шпер В.Л. Интерпретация контрольных карт Шухарта // Методы менеджмента качества. 2003. С. 33-41.

2. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. М.: Гостехиздат, 1956. 610 с.

3. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. М.: Наука, 1969. 576 с.

4. Всеобщее управление качеством: учебник для вузов / О.П. Глудкин [и др.]; под ред. О.П. Глудкина. М.: Горячая линия. Телеком, 2001. 702 с.

5. ГОСТ Р 50779.40–96. Статистические методы. Контрольные карты. Общее руководство и введение. Введ. 1997. М.: Изд-во стандартов, 1996. 20 с.

6. Миттаг Х.Й., Ринне Х. Статистические методы обеспечения качества / пер. с нем. М.: Машиностроение, 1995. 616 с.

7. Смирнов Н.В., Дунин-Барковский И.В. Курс теории вероятностей и математической статистики. М.: Наука, 1965. 512 с.

I.S. Kartavtsev

NC MACHINE TOOL CORRECTIVE ADJUSTMENT MODELING

A mathematical model of the NC machine tool corrective adjustment which considers the cutting tool linear wear value and includes the two kinds of corrective adjustments has been proposed. The model produces the local inspection and production cost function minimum closest to the global one.

Key words: batch size, corrective adjustment type, linear wear, optimality test, inspection sheet.

Получено 20.01.12

УДК 658.562.012.7
И.С. Картавцев, асп., (4872) 23-95-39, ivan_2la@mail.ru
(Россия, Тула, ТулГУ),
Н.И. Пасько, д-р техн. наук, проф., (4872) 56-16-13 (Россия, Тула, ТулГУ)

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КОНТРОЛЯ РАЗМЕРНОЙ НАСТРОЙКИ СТАНКА С ЧПУ ПО МЕТОДУ КОНТРОЛЬНОЙ КАРТЫ

Рассмотрены математическая модель изменения размера, получаемого на станке с ЧПУ, а также основные аспекты технологического процесса подналадки оборудования с использованием контрольных карт. Выдвинут критерий оптимального назначения параметров контрольной карты.

Ключевые слова: контрольная карта, цикл подналадки, вероятность подналадки, среднее число брака за цикл, критерий оптимальности.

Рассмотрим случай обработки деталей на станке с ЧПУ токарного типа с использованием контрольных карт для улучшения качества продукции, где в качестве показателя качества взят диаметр обрабатываемой детали $X(t)$ (t – номер обрабатываемой детали (наработка) с момента последней подналадки станка). Получаемый размер должен находиться в пределах поля допуска, то есть

$$X^{-} \le X(t) \le X^{+},$$

где X^{-} – нижняя граница поля допуска; X^{+} – верхняя граница поля допуска.

Выход $X(t)$ за границы поля допуска означает брак первого вида, если $X(t)<X^{-}$, или второго вида, если $X(t)>X^{+}$.

Из-за износа резца диаметр каждой следующей обработанной детали изменяется на величину Δt, а размер

$$X(t) = X_0 + \Delta X(t),$$

где

$$\Delta X(t) = \sum_{i=1}^{t} \Delta_i .$$

Из-за разброса твердости и припусков на обработку и случайности самого процесса износа инструмента приращения Δ_i тоже случайны, а изменение размера $X(t)$ можно рассматривать как процесс накопления [1]. Если a – среднее значение приращения Δ_i, а σ_Δ – квадратичное отклонение, то при статистической независимости приращений Δ_i размер $X(t)$ согласно центральной предельной теореме теории вероятностей [2] при достаточно большом t будет иметь асимптотически нормальное распределение с плотностью. Если Δ_i распределено нормально, то $X(t)$ при любом t будет иметь точно нормальное распределение с плотностью

$$f_1(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma(t)} \exp\left[- \frac{(x - \overline{X}(t))^2}{2\sigma^2(t)} \right],$$

средним значением (математическим ожиданием)

$$\overline{X}(t) = X_0 + a \cdot t,$$

и дисперсией

$$\sigma^2(t) = \sigma_\Delta^2 \cdot t = d \cdot t,$$

Параметры *a, d, X_0* определятся эмпирически из реализации процесса *X(t)*. Если *(t_1,X_1), (t_1,X_1), (t_2,X_2), (t_3,X_3),…,(t_m,X_m)*, выборка наработок *t* и соответствующие им значения показателя *X(t)* одной реализации процесса, то оценка параметров процесса *a, d, X_0* проводится методом максимального правдоподобия [3, 4]. Значения этих параметров должны максимизировать функцию правдоподобия

$$L(a,b) = \prod_{j=1}^{M} \frac{1}{\sqrt{2\pi dt_j}} \exp\left[- \frac{(X_j - X_0 - a \cdot t_j)^2}{2dt_j} \right].$$

Максимум этой функции по *a, d, X_0* достигается при условии равенства нулю частных производных:

$$\frac{\partial L(a,d,X_0)}{\partial a} = 0, \quad \frac{\partial L(a,d,X_0)}{\partial d} = 0, \quad \frac{\partial L(a,d,X_0)}{\partial X_0} = 0.$$

После дифференцирования и проведения соответствующих преобразований получаем следующие уравнения для оценок:

$$a = \overline{X/t} - X_0 \cdot \overline{t^{-1}}, \tag{1}$$

$$X_0 = \overline{X} - a \cdot \bar{t},$$

$$d = \frac{1}{M} \sum_{j=1}^{M} \frac{\left(X_j - X_0 - a \cdot t_j\right)^2}{t_j}, \tag{2}$$

Здесь приняты обозначения:

$$\overline{X} = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^{N} X_j, \quad \bar{t} = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^{N} t_j,$$

$$X/t = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^{N} X_j / t_j, \quad \overline{t^{-1}} = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^{N} 1/t_j.$$

После подстановки (1) в (2) получаем явную формулу для X_0:

$$X_0 = \frac{\overline{X} - \bar{t} \cdot \overline{X/t}}{1 - \bar{t} \cdot \overline{t^{-1}}}, \tag{3}$$

Параметр *a* вычисляется по (1), а параметр *d* рассчитывается по (2) после подстановки вычисленных X_0, и *a*.

При организации контроля деталей по методу контрольной карты после обработки каждой следующей партии из *N* деталей проводится кон-

троль выборки последних n деталей и принимается решение о необходимости подналадки. Формулы (1)-(3) относятся только к интервалу по наработке от подналадки до конца обработки первой партии. Если после этого проводится подналадка, то процесс $X(t)$ обрывается и начинается заново с уровня начальной настройки X_0, и продолжается до конца обработки следующей партии из N деталей. Если подналадка не проводится, то процесс $X(t)$ продолжается со значения X_1, которое равно $X(t)$ при условии, что подналадки не было. Если и после обработки второй партии подналадка не потребовалась, то процесс $X(t)$ продолжается со значения X_2 и т.д.

Размер детали, получаемой на станке с ЧПУ с номером t, определяемым по формуле

$$t = jN + i,$$

составляет

$$X_j(t) = X_{j-1} + \sum_{i=(j-1)N+1}^{t} \Delta_i \quad ,$$

При фиксированном значении X_{j-1} имеет нормальное распределение с плотностью

$$f_{j,t}(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi D_{jt}}} \exp\left[- \frac{(x - \overline{X}_{jt})^2}{2D_{jt}} \right],$$

математическое ожидание

$$\overline{X}_{jt} = X_{j-1} + (\mathrm{mod}(t, N) + 1) \cdot a$$

и дисперсию

$$D_{jt} = (\mathrm{mod}(t, N) + 1) \cdot d \, ,$$

где $mod(t,N)$ – остаток от деления t на N.

Цикл подналадки - это интервал, характеризующийся числом обработанных изделий на станке между подналадками. Подналадка проводится после обработки очередной партии N изделий, если среднее значение показателя качества выборки из n последних изделий партии Y выходит за сигнальные границы Y^-, Y^+, которые назначаются так, что $Y^- \geq X^-$, $Y^+ \leq X^+$. Так как показатель качества $X(t)$ имеет случайную компоненту, то и длина цикла подналадки случайна, поэтому весь процесс обработки, контроля и подналадки станка можно рассматривать как вероятностный процесс восстановления и накопления [1].

Количественные характеристики такого процесса определяются через соответствующие характеристиками цикла подналадки. Такими характеристиками являются: среднее число обработанных изделий за цикл; число брака первого и второго видов; среднее число контрольных операций за этот цикл, доля подналадок первого и второго видов и др.

Переходя к определению отмеченных характеристик цикла подналадки, символом j будем обозначать номер обрабатываемой детали в пре-

делах цикла (*j* изменяется от *1* до *m,* при *j=m* производится подналадка).

Среднее значение показателя качества *j*-й выборки, по которому принимается решение о необходимости подналадки,

$$Y_j = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} X(k+i) = X_{j-1} + \sum_{t=k+1}^{k'} \Delta_t + \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}(n-i)\Delta_{k'+i},$$

$$k = (j-1)\cdot N,$$

$$k' = j\cdot N - n.$$

Символом X_j обозначен показатель $X(t)$ при $t=jN$, если подналадка после обработки *j*-й партии не потребовалась:

$$X_j = X_{j-1} + \Delta X_j,$$

где ΔX_j – приращение показателя $X(t)$ за время обработки *j*-й партии.

При этом

$$\Delta X_j = \sum_{t=(j-1)\cdot N}^{j\cdot N} \Delta_t .$$

Приращения ΔX_j статистически независимы от *j* и распределены нормально с математическим ожиданием $N\cdot a$ и дисперсией $N\cdot d$. Соответственно значение X_j при фиксированном значении X_{j-1} распределено нормально с плотностью $f_j(x)$, и характеризуется математическом ожиданием

$$\overline{X}_j = X_{j-1} + N\cdot a$$

и дисперсией

$$D_{X_j} = N\cdot d,$$

Показатель выборки Y_j как случайная величина при фиксированном X_{j-1}, имеет такое же нормальное распределение, как распределение суммы нормально распределенных величин, т.е.

$$\varphi_j(y) = \frac{1}{\sqrt{2\pi D_Y}}\exp\left[-\frac{(y-\overline{Y}_j)^2}{2D_Y}\right],$$

где математическое ожидание и дисперсия этого показателя

$$\overline{Y}_j = X_{j-1} + a\cdot\left(N - \frac{n-1}{2}\right),$$

$$D_Y = d\left[N - n + \frac{(n+1)(2n+1)}{6n}\right].$$

При выводе этих формул использованы известные соотношения [5]:

$$1 + 2 + \ldots + n = \frac{n\cdot(n+1)}{2},$$

$$1^2 + 2^2 + \ldots + n^2 = \frac{n\cdot(n+1)\cdot(2n+1)}{6}.$$

Кроме этого учитывалось то, что математическое ожидание и дис-

персия суммы независимых случайных величин равна сумме математических ожиданий и дисперсий слагаемых соответственно, а дисперсия $c\Delta t$ равна $c^2 d$, если c неслучайная константа [2].

Также следует учесть, что случайные величины X_j и Y_j коррелированы и плотность их совместного распределения при фиксированном X_{j-1} является двумерной нормальной плотностью [6]:

$$f_j(x,y) = \frac{1}{2\pi\sigma_x\sigma_y\sqrt{1-r^2}} \times$$

$$\times \exp\left\{ -\frac{1}{2(1-r^2)} \left[\frac{(x-\overline{X}_j)^2}{\sigma_x^2} - \frac{2r(x-\overline{X}_j)(y-\overline{Y}_j)}{\sigma_x\sigma_y} + \frac{(y-\vec{Y}_j)^2}{\sigma_y^2} \right] \right\}$$

где $\overline{X}_j$ – математическое ожидание величины X_j; $\overline{Y}_j$ – математическое ожидание величины Y_j.

Дисперсии величин X_j, Y_j

$$\sigma_x^2 = dN,$$
$$\sigma_y^2 = D_Y.$$

Коэффициент корреляции r величин X_j, Y_j определяется по зависимости

$$r = \frac{K_{xy}}{\sigma_x\sigma_y}.$$

Корреляционный момент K_{xy}, для величин X_j, Y_j

$$K_{xy} = \overline{X_j \cdot Y_j} - \overline{X}_j \cdot \overline{Y}_j = d \cdot \left(N - \frac{n-1}{2} \right).$$

Черта над выражением $\overline{X_j \cdot Y_j}$ означает взятие математического ожидания.

Условные плотности распределения X_j при $Y_j=y$ и Y_j при условии $X_j=x$ определяются через $f_j(x,y)$ следующим образом [2]:

$$f_j(x \mid y) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_{x|y}} \exp\left[-\frac{(x-\overline{X}_j(y))^2}{2\sigma_{x|y}^2} \right],$$

$$f_j(y \mid x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_{y|x}} \exp\left[-\frac{(y-\overline{Y}_j(x))^2}{2\sigma_{y|x}^2} \right],$$

где $\overline{X}_j(y)$ – математическое ожидание для плотности распределения $f_j(x|y)$; $\vec{Y}_j(x)$ – математическое ожидание для плотности распределения $f_j(y|x)$:

$$\overline{X}_j(y) = \overline{X}_j + r\frac{\sigma_x}{\sigma_y}\cdot\left(y - \overline{Y}_j\right),$$

$$\overline{Y}_j(x) = \overline{Y}_j + r\frac{\sigma_y}{\sigma_x}\cdot\left(x - \overline{X}_j\right),$$

$\sigma_{x|y}$ – условное квадратичное отклонение для плотности распределения $f_j(x|y)$; $\sigma_{y|x}$ – условное квадратичное отклонение для плотности распределения $f_j(y|x)$:

$$\sigma_{x|y} = \sigma_x\sqrt{1-r^2},$$

$$\sigma_{y|x} = \sigma_y\sqrt{1-r^2},$$

$\overline{X}_j, \overline{Y}_j$ – ранее определенные математические ожидания X_j и Y_j при фиксированном значении X_{j-1}.

Вероятность подналадки станка определяется исходя из распределения среднего размера выборки Y_j.

Если Y^-, Y^+ – нижняя и верхняя сигнальные границы контрольной карты, то подналадка первого рода проводится при $Y_j < Y^-$, а подналадка второго рода при $Y_j > Y^+$. Соответственно вероятность подналадки первого и второго видов

$$p_j^- = \int_{-\infty}^{\infty}\int_{-\infty}^{Y^-} f_j(x,y)dydx = \int_{-\infty}^{\infty} f_j(x)\left[\int_{-\infty}^{Y^-} f_j(y\mid x)dy\right]dx,$$

$$p_j^+ = \int_{-\infty}^{\infty}\int_{Y^+}^{\infty} f_j(x,y)dydx = \int_{-\infty}^{\infty} f_j(x)\left[\int_{Y^+}^{\infty} f_j(y\mid x)dy\right]dx.$$

Вероятность того, что подналадка после обработки j-й партии не потребуется, составляет

$$q_j = 1 - p_j^- - p_j^+,$$

Эти вероятности получены при фиксированном значении X_{j-1}, но эти значения, в свою очередь, случайны, кроме X_0. Безусловные вероятности отмеченных подналадок P_j^-, P_j^+ определяются путем усреднения по плотности распределений X_{j-1}. Если обозначить эти плотности $Ø_{j-1}(x)$, то:

при $j=1$

$$P_1^- = p_1^-,$$

$$P_j^+ = p_1^+,$$

$$Q_j = 1 - P_1^- - P_1^+,$$

при $j>1$

$$P_j^- = \int_{-\infty}^{\infty} \phi_{j-1}(x) p_j^- dx,$$

$$P_j^+ = \int_{-\infty}^{\infty} \phi_{j-1}(x) p_j^+ dx,$$

$$Q_j = 1 - P_j^- - P_j^+ .$$

Для определения плотности $Ø_j(x)$ необходимо учитывать то, что при $j=0$ эта плотность не существует, так как уровень начальной настройки X_0 не случаен, а также то, что формально эту плотность можно выразить через дельта-функцию Дирака [6]. Следующие плотности определяются рекуррентно по следующим формулам:

$$\phi_1(x) = \int_{-\infty}^{\infty} \phi_0(x) \left[\int_{Y^-}^{Y^+} f_1(x,y) dy \right] dx, \ldots, \phi_j(x) = \int_{-\infty}^{\infty} \phi_{j-1}(x) \left[\int_{Y^-}^{Y^+} f_j(x,y) dy \right] dx,$$

Плотности $Ø_j(x)$ нормированы так, что

$$\int_{-\infty}^{\infty} \phi_j(x) dx = Q_j .$$

Математическое ожидание числа обработанных партий за цикл подналадки

$$\overline{m} = \sum_{j=1}^{\infty} \left(P_j^- + P_j^+ \right) j = \sum_{j=1}^{\infty} Q_j .$$

Средняя наработка деталей за цикл равна $m \cdot N$.

Среднее число брака за цикл подналадки (B^+ – для брака первого вида, B^- – для брака второго вида) в зависимости от вида брака определяется по формулам

$$B^- = \sum_{j=1}^{\infty} B_j^- ,$$

$$B^+ = \sum_{j=1}^{\infty} B_j^+ ,$$

где B_j^- – среднее число брака первого вида при обработке j-й партии; B_j^+ – среднее число брака второго вида при обработке j-й партии:

$$B_j^- = \sum_{t=t^-}^{t^+} b_{jt}^- , \qquad B_j^+ = \sum_{t=t^-}^{t^+} b_{jt}^+ ,$$

b_{jt}^- – вероятность брака первого вида при обработке j-й партии; b_{jt}^+ – вероятность брака второго вида при обработке j-й партии.

Номера деталей с браком первого и второго видов определяются соответственно по формулам

$$t^{-} = (j-1)N + 1,$$

$$t^{+} = jN,$$

Вероятность брака первого и второго видов с учетом того, что X_{j-1}, имеет ранее определенную плотность $Ø_{j-1}(x)$:

$$b_{jt}^{-} = \int_{-\infty}^{\infty} \phi_{j-1}(x') \left[\int_{-\infty}^{X^{-}} f_{jt}(x)dx \right] dx',$$

$$b_{jt}^{+} = \int_{-\infty}^{\infty} \phi_{j-1}(x') \left[\int_{X^{+}}^{\infty} f_{jt}(x)dx \right] dx'.$$

При интегрировании следует учесть, что параметр X_{jt} плотности $f_{j,t}(x)$ зависит от x', т.е.

$$\bar{X}_{jt} = x' + \left(\mathrm{mod}(t, N) + 1\right) \cdot a,$$

Критерий оптимальности. Текущий контроль производства по методу контрольной карты характеризуется пятью параметрами (N, n, X_0, Y^{+}, Y^{-}). В качестве критерия оптимальности для оценки эффективности выбранного варианта отмеченных параметров возможно использование минимума удельных затрат (затрат на деталь), включающих в себя затраты на контроль, затраты на исправление брака первого и второго видов и затраты на подналадку станка, если z_k – средние затраты на контроль одной детали из выборки; z_b^{-} – средние затраты на исправление брака первого вида; z_b^{+} – средние затраты на исправление брака второго вида; z_p – средние затраты на одну подналадку.

Средние затраты за цикл подналадки:

– на контроль

$$Z_k = z_k \cdot n \cdot \bar{m},$$

– на исправление брака первого и второго видов

$$Z_b = B^{-} \cdot z_b^{-} + B^{+} \cdot z_b^{+},$$

– на подналадки

$$Z_p = z_p,$$

так как за цикл подналадки выполняется одна подналадка.

Удельные затраты определяются как отношение суммы отмеченных затрат за цикл подналадки к средней наработке за этот цикл, т.е.

$$\Theta = \frac{Z_k + Z_b + Z_p}{N \cdot \bar{m}}.$$

Корректность этой формулы вытекает из общей теории процессов восстановления и накопления [5].

Список литературы

1. Адлер Ю.П., Шпер В.Л. Интерпретация контрольных карт Шухарта // Методы менеджмента качества. 2003. С. 33-41.

2. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. М.: Гостехиздат, 1956. 610 с.

3. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. М.: Наука, 1969. 576 с.

4. ГОСТ Р 50779.40–96. Статистические методы. Контрольные карты. Общее руководство и введение. Введ. 1997. М.: Изд-во стандартов, 1996. 20 с.

5. Кокс Д.Р., Смит В.Л. Теория восстановления. М.: Советское радио. 1967. 300 с.

6. Миттаг Х.Й., Ринне Х. Статистические методы обеспечения качества / пер. с нем. М.: Машиностроение, 1995. 616 с.

7. Смирнов Н.В., Дунин-Барковский И.В. Курс теории вероятностей и математической статистики. М.: Наука, 1965. 512 с.

N.I. Pasko, I.S. Kartavtsev

AN NC MACHINE TOOL DIMENSIONAL SETUP MATHEMATICAL MODEL USING THE CONTROL CARD METHOD

A mathematical model of a NC machining dimension variations and the primary features of the setup process using control cards have been considered. A criterion for assigning optimal control card parameters has been proposed.

Key words: control card, setup cycle, setup probability, mean defects per cycle, optimization criterion.

Получено 20.01.12

УДК 621.22, 621.226.3
А.В. Щекочихин, инженер, (4862) 73-43-51, shekochihin.alek@mail.ru
(Россия, Орел, «Госуниверситет-УНПК»)

ДАВЛЕНИЕ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЙ ЗАРЯДКИ НАПОРНОГО АККУМУЛЯТОРА И РАБОТА ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКОЙ СИЛОВОЙ ИМПУЛЬСНОЙ СИСТЕМЫ

Рассмотрено влияние давления предварительной зарядки напорного пневмогидравлического аккумулятора на режим работы гидропневматической силовой импульсной системы и энергию удара гидравлического устройства ударного действия.

Ключевые слова: пневмогидравлический аккумулятор, гидропневматическая силовая импульсная система, гидравлическое устройство ударного действия.

Широкое распространение импульсной техники в строительной [1], металлургической и горно-добывающей [2] отраслях промышленности связано прежде всего с рентабельностью и высокими техническими показателями. Значительное развитие гидроаппаратуры, насосов, уплотнений и других элементов гидросистем требует соответствующего совершенствования преобразователей энергии сжатой жидкости - гидравлических устройств ударного действия, которые вместе с гидроприводом базовых строительных и дорожных машин образуют гидропневматическую силовую импульсную систему. В связи с этим, исследования по повышению эффективности работы гидропневматических силовых импульсных систем, направленные на обоснование параметров гидропривода и совершенствование конструкции гидравлических устройств ударного действия являются актуальными для развития производственной базы строительных и дорожных машин.

Анализируя развитие гидропривода, можно выделить тенденцию роста номинального давления. Оптимальным уровнем считается 35-40 МПа для большинства отраслей промышленности [3], но в гидропневматических силовых импульсных системах уровень давления обычно не превышает 15-20 МПа. Небольшой средний уровень давления не позволяет реализовать возможный КПД гидропривода и повысить эффективность работы системы. Наиболее важными причинами сдерживающими рост среднего уровня давления в гидропневматических силовых импульсных системах считаем возрастание влияния сжимаемости масла на точность и устойчивость системы и увеличение пиков давления в динамических режимах [3]. Динамические режимы разделим на установившиеся и неустановившиеся. Критериями установившихся режимов работы принято: соответствие амплитудно-частотных характеристик диаграмм скорости бойка

для достаточно большого числа циклов и минимальные амплитуды колебания давления в системе. Неустановившиеся режимы не позволяют увеличить выходную мощность системы за счет увеличения подводимой мощности и ведут к прекращению работы гидравлического устройства ударного действия.

В результате экспериментальных исследований на полноразмерном стенде [4] установлено, что появлению в работе системы неустановившихся режимов приводят различные факторы, основные из которых:

- усилие подачи;

- соотношение давления предварительной зарядки напорного пневмогидравлического аккумулятора и давления в напорной магистрали;

- сопротивление в сливном трубопроводе от гидравлического устройства ударного действия.

Рассмотрим гидропневматическую силовую импульсную систему с гидравлическим устройством ударного действия, выполненным по схеме с управляемой камерой рабочего хода (рис. 1).

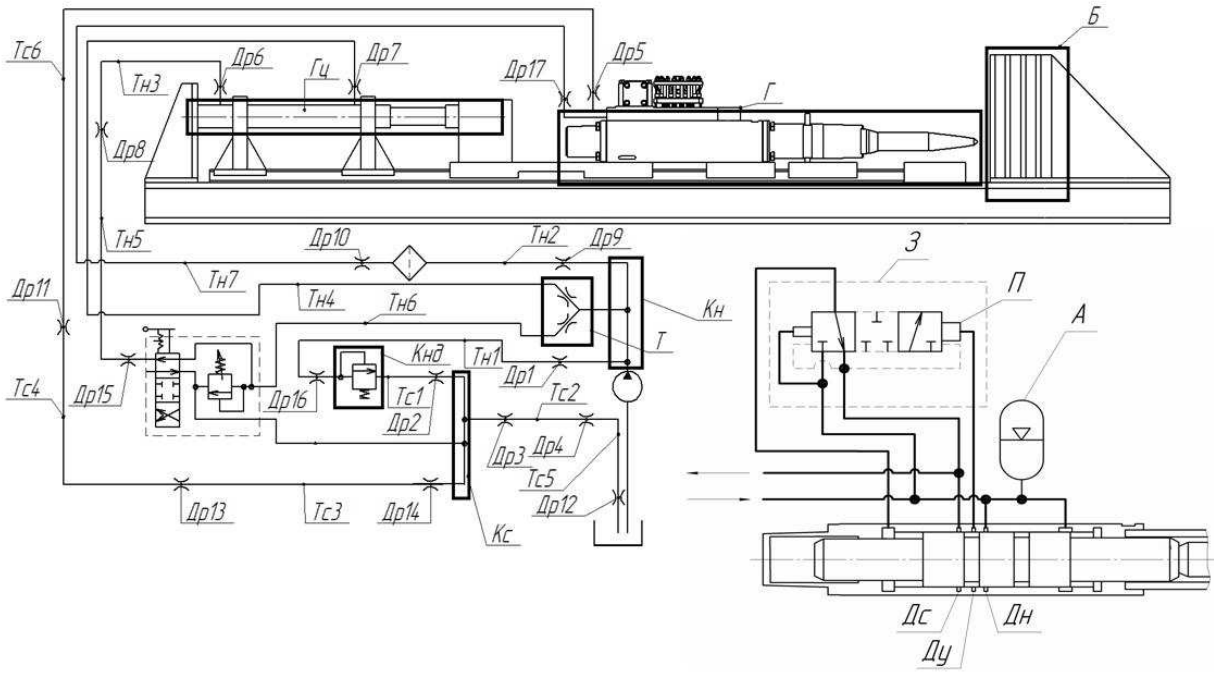


Рис. 1. Анализ принципиальной гидравлической схемы гидропневматической силовой импульсной системы и выделение объектов: А - аккумулятор напорный пневмогидравлический; Б - буфер; Г - гидравлическое устройство ударного действия; Гц - гидроцилиндр; Дн, Дс, Ду - давления в напорной, сливной и управления расточках соответственно; Др - дроссель; З - золотник; Кн - коллектор напорный; Кс - коллектор сливной; Кнд - клапан непрямого действия; П - плунжер; Т - тройник; Тн1-8 - напорные трубопроводы; Тс1-7 - сливные трубопроводы

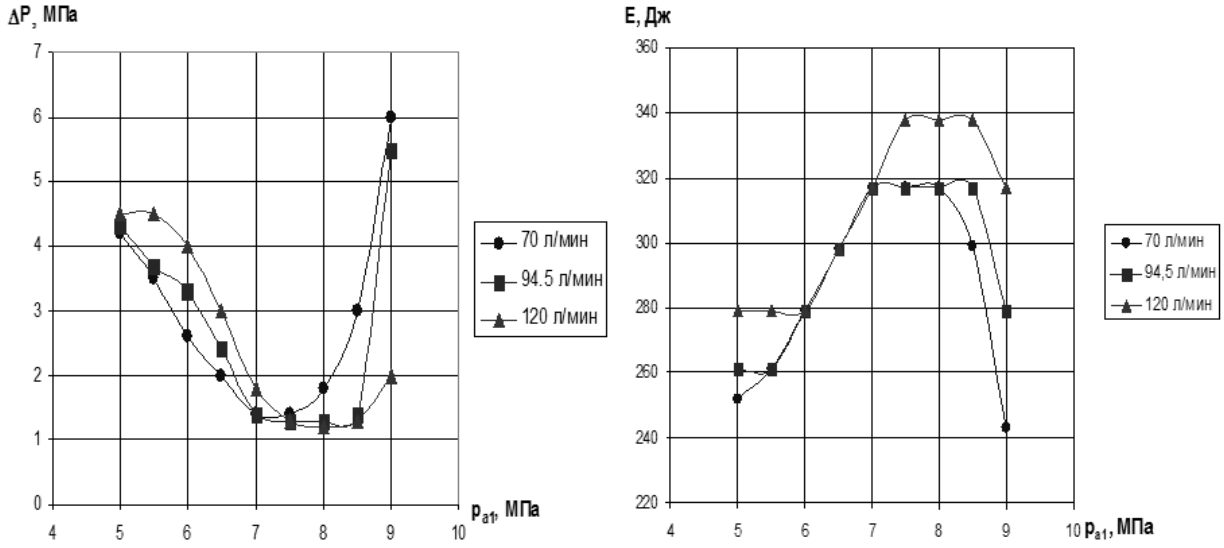
Используя разработанную математическую модель и программу для ее реализации [5], были проведены вычислительные эксперименты по установлению влияния давления предварительной зарядки напорного пневмогидравлического аккумулятора при различных уровнях производительности насоса и при неизменных остальных параметрах системы.

На рис. 2 представлено несколько диаграмм изменения давления в напорном коллекторе при давлениях предварительной зарядки напорного пневмогидравлического аккумулятора 6, 7, 8, 9 МПа, производительности насоса 94.5 л/мин, где $\Delta P = P_{\max} - P_{\min}$ - амплитуда колебаний давления. Здесь видно, что если работа аккумулятора не достаточна, то возникают большие колебания давления. Например, на рис. 2, *г* жесткость аккумулятора большая, поэтому происходят забросы давления и аккумулятор плохо компенсирует падение давления.



Рис. 2. Изменение амплитуды давления в напорном коллекторе (показанное в едином масштабе) при производительности насоса 94.5 л/мин в зависимости от давления предварительной зарядки напорного пневмогидравлического аккумулятора:
а - p_{a1} = 6 МПа, б - p_{a1} = 7 МПа, в - p_{a1} = 8 МПа, г - p_{a1} = 9 МПа

После расчета и получения всех диаграмм, каждой их которых соответствует точка на рис. 3, *а*, были построены зависимости амплитуд колебания давления в напорном коллекторе от давления предварительной зарядки напорного пневмогидравлического аккумулятора.



а ***б***

Рис. 3. Зависимости амплитуд колебания давления в напорном коллекторе (а) и энергии удара (б) от давления предварительной зарядки напорного пневмогидравлического аккумулятора

Рациональный выбор давления предварительной зарядки пневмогидравлического аккумулятора позволяет снизить амплитуды колебания давления в течение цикла (рис. 3, *а*) в 3.8 - 4.3 раза. Это приводит к рациональной загрузке привода и возможности работы системы в установившемся режиме.

Анализ зависимостей (рис. 3, *б*) показывает, что выбор давления предварительной зарядки напорного пневмогидравлического аккумулятора влияет на изменение энергии удара от 21 до 30.5 %, причем наибольшее влияние соответствует наименьшей производительности.

Диапазон рационального давления предварительной зарядки напорного пневмогидравлического аккумулятора определяем по максимальной энергии удара (рис. 3. *б*), которая соответствует наименьшим амплитудам колебания давления (рис. 3. *а*): от 7 до 8 МПа для 70 л/мин; от 7 до 8.5 МПа для 94.5 л/мин; от 7.5 до 8.5 МПа при 120 л/мин.

По критерию наименьших амплитуд колебания давления определена область установившихся режимов работы системы - рис. 4, где показана зависимость коэффициента равномерности $k_v=P_{min}/P_{max}$ [6] от соотношения p_{a1}/P_{cp}, (p_{a1} - давление предварительной зарядки напорного

пневмогидравлического аккумулятора, $P_{ср}$ - среднее давление в напорном коллекторе за цикл).

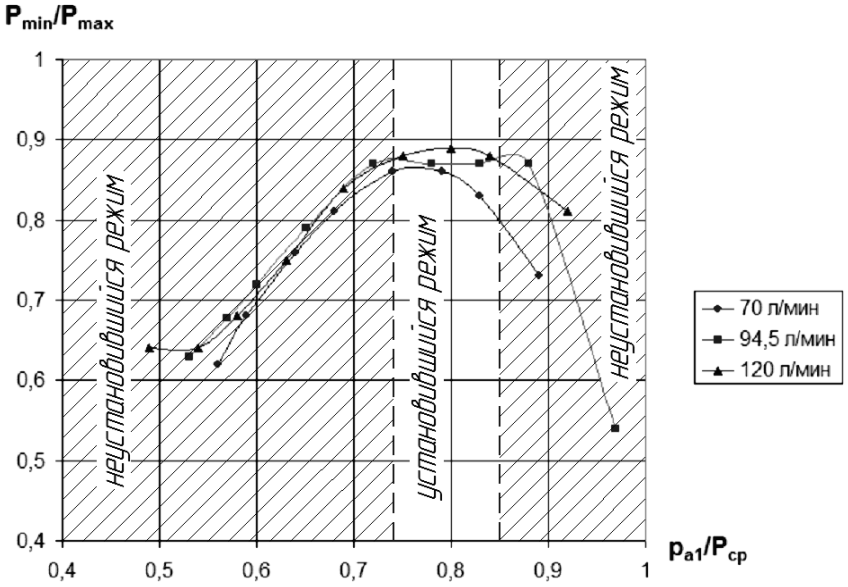


Рис. 4. Зависимости коэффициента равномерности давления от соотношения $p_{a1}/P_{ср}$

Определен диапазон рациональных значений соотношения $p_{a1}/P_{ср}$= *=0.74-0.85* для пневмогидравлических силовых импульсных систем с предохранительным клапаном непрямого действия.

Список литературы

1. Щекочихин А. В., Ушаков Л.С. Гидромолоты: идентификация как способ получения информации // Строительные и дорожные машины №2/2011. С. 10-12.

2. Ушаков Л. С., Котылев Ю. Е., Кравченко В. А. Гидравлические машины ударного действия. М.: Машиностроение, 2000. 416 с.

3. Основные направления развития станочных гидроприводов [Электронный ресурс] URL: http://www.gidrateh.ru/osnovnyie-napravleniya-razvitiya-stanochnyih-gidroprivodov.html (дата обращения 16.02.2012).

4. Щекочихин А.В., Ределин Р.А., Фабричный Д.Н. Комплекс для исследования гидроударников // ИНЖИНИРИНГ-2009: сб. трудов региональной научно-практической конференции. Орел, 2009. С. 214 – 217.

5. «Ударник»: свидет. о регистр. прог. для ЭВМ 2011610771 Рос. Федерация / А.В. Щекочихин, В.А. Кравченко, Л.С. Ушаков; заявитель и правообладатель Орловский гос. техн. ун-т. №2010615930; заяв. 28.09.10; зарег. 13.01.11.

6. Ураимов М., Султаналиев Б.С. Гидравлические молоты. Основы создания, обобщение опыта производства и эксплуатации гидравлических молотов «Импульс». Б.: Илим, 2003. 240 с.

A.V. Shchekochikhin

PRECHARGE PRESSURE OF ACCUMULATOR AT THE HIGH PRESSURE CIRCUIT AND WORK OF HYDROPNEUMATIC FORSE PULSE SYSTEM

The effect of precharge pressure of pneumohydraulic accumulator at the high pressure circuit on working conditions of hydropneumatic forse pulse system and the impact energy of hydraulic striking device is considered.

Key words: pneumohydraulic accumulator, hydropneumatic forse pulse system, hydraulic striking device.

Получено 19.01.12

УДК 539.374, 621.646

А. И. Ефимова, асп., (4872) 33-23-80,
pmdm@tsu.tula.ru (Россия, Тула, ТулГУ),
Е. В. Панченко, д-р техн. наук, проф., (4872) 33-23-80,
pmdm@tsu.tula.ru (Россия, Тула, ТулГУ),
И. В. Лопа, д-р техн. наук, проф., (4872) 33-23-80,
pmdm@tsu.tula.ru (Россия, Тула, ТулГУ)

ПРОДОЛЬНАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ ВЫДВИЖНЫХ ШПИНДЕЛЕЙ ЗАТВОРОВ ТРУБОПРОВОДОВ С УЧЕТОМ СТУПЕНЧАТО ИЗМЕНЯЮЩЕЙСЯ ЖЕСТКОСТЬЮ

Рассматривается продольная устойчивость выдвижного шпинделя как стержня со ступенчатым изменением жесткости, нагруженного сжимающим осевым усилием. Предложен способ оценки его продольной устойчивости, позволяющий рассматривать неоднородные составляющие конструкции в отдельности и определять суммарную величину максимальной нагрузки для конструкции в целом. Проведено удовлетворительное согласование с результатами предыдущих исследователей.

Ключевые слова: продольная устойчивость, штамповка.

В затворах трубопроводов обычно применяются вращаемые и выдвижные шпиндели. При вращаемом шпинделе подъем и опускание клина, диска или тарелки осуществляется с помощью гайки, заложенной в клин. Шпиндель имеет только вращательное движение. При выдвижном шпинделе управление затвором осуществляется путем вращения гайки, связанной с маховиком или шестерней электропривода. Шпиндель имеет только поступательное движение. В силу ряда преимуществ, выдвижные шпинде-

ли применяются значительно чаще. Так как они имеют как резьбовую, так и гладкую части, условия их работы и расчет на продольную устойчивость существенно сложнее по отношению к вращаемому шпинделю, имеющему резьбу по всей длине. Основы расчета однородных вращающихся шпинделей на продольную устойчивость рассмотрены в работе [1].

В предлагаемой статье рассматривается продольная устойчивость выдвижного шпинделя как стержня со ступенчато изменяющейся жесткостью при осевом сжимающем нагружении. Расчетная схема и эпюра сил, действующих на выдвижном шпинделе, представлена на рис.1. Изменением величины осевой сжимающей нагрузки по длине шпинделя можно пренебречь. Винтовая часть шпинделя имеет существенно меньший эффективный диаметр. Как показано в работе [1], этот диаметр близок к среднему диаметру резьбы. Тогда выдвижной шпиндель необходимо рассматривать как стержень со ступенчато изменяющейся жесткостью. Причем возможно наличие не только двух, но и трех и более ступеней. Например, в зонах сальника и клина диаметр может отличаться как от диаметра гладкой части, так и от эффективного диаметра резьбовой части.

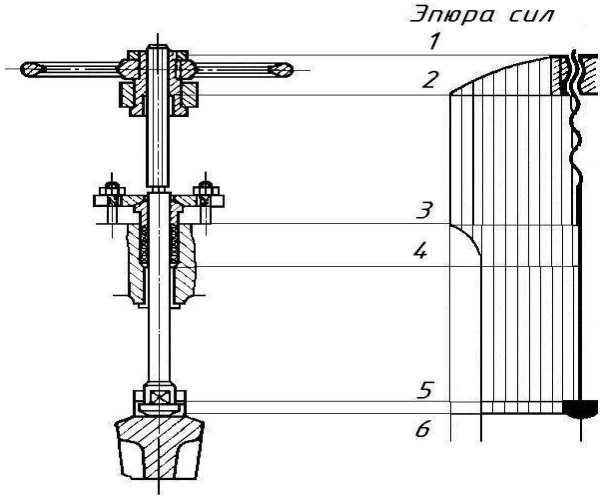


Рис.1. Расчетная схема и эпюра сил, действующих на выдвижном шпинделе

Предлагается стержень шпинделя разделить на 3 (рис. 2) или более независимые части с длинами l_1, l_2, $l_3 \ldots l_n$ соответственно. Для каждой части в отдельности можно посчитать соответствующие значения критических сил $P_1, P_2, P_3 \ldots . P_{n-1}, P_n$ по формуле Л.Эйлера [2]:

$$P_{кр.} = \frac{\pi^2 E J}{l^2}, \qquad (1)$$

где E - приведенный модуль упругости материалов шпинделя; J - приведенный момент инерции поперечного сечения.

Из формулы (1) видно, что длина для каждого участка обратно пропорциональна корню квадратному от величины критической нагрузки $l = \sqrt{\frac{C}{P}}$, $l_1 = \sqrt{\frac{C_1}{P_1}}$, $l_2 = \sqrt{\frac{C_2}{P_2}}$, …, $l_n = \sqrt{\frac{C_n}{P_n}}$. Сумма длин отдельных участков составит длину стержня в целом: $l = l_1 + l_2 + l_3 + ... + l_n$.

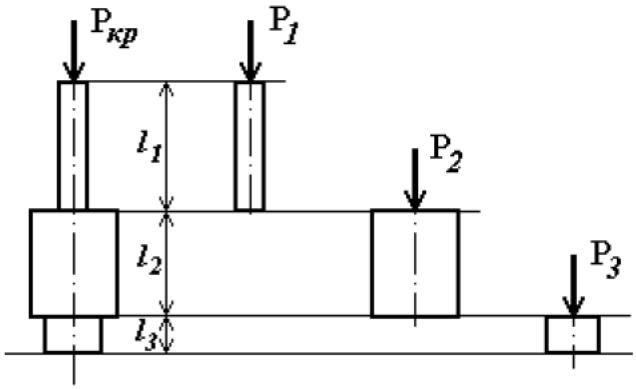


Рис. 2. Схема для определения суммарной критической нагрузки

Тогда справедливо следующее выражение:

$$\sqrt{\frac{C}{P}} = \sqrt{\frac{C_1}{P_1}} + \sqrt{\frac{C_2}{P_2}} + \cdots + \sqrt{\frac{C_n}{P_n}} = \sum_{n=1}^{N} \sqrt{\frac{C_n}{P_n}}, \qquad (2)$$

где константы $C, C_1, C_2, ..., C_n$ подлежат определению.

При выводе условия (2) рассматривалась устойчивость сжатого стержня по Л. Эйлеру, то есть предполагалось, что изгиб упругий и величина критической нагрузки прямо пропорциональна жесткости стержня при изгибе:

$$C = EJ, \quad C_1 = E_1 J_1, \quad C_2 = E_2 J_2, \ldots, C_n = E_n J_n . \qquad (3)$$

В случае геометрически неоднородного стержня предлагается суммарную жесткость определять с учетом длин участков стержня с постоянной жесткостью:

$$C = (EJ)_{np} = E_1 J_1 \frac{l_1}{l} + E_2 J_2 \frac{l_2}{l} + \cdots + E_n J_n \frac{l_n}{l} = \sum_{n=1}^{N} E_n J_n \frac{l_n}{l} . \qquad (4)$$

Поделим левую и правую части уравнения (2) на С. Тогда условие (2) запишется так:

$$\frac{1}{\sqrt{P}} = \frac{K_1}{\sqrt{P_1}} + \frac{K_2}{\sqrt{P_2}} + \frac{K_3}{\sqrt{P_3}} + \ldots + \frac{K_n}{\sqrt{P_n}}, \qquad (5)$$

где $K_1 = \sqrt{C_1/C}$, $K_2 = \sqrt{C_2/C}$, … $K_n = \sqrt{C_n/C}$.

Разрешая (5) относительно P, с учетом (3) и(4) получаем

$$P = \frac{P_1 P_2 \cdot \ldots \cdot P_n}{\left(K_1 \sqrt{P_2}\sqrt{P_3} \cdot \ldots \cdot \sqrt{P_n} + K_2 \sqrt{P_1}\sqrt{P_2} \cdot \ldots \cdot \sqrt{P_n} + K_n \sqrt{P_1}\sqrt{P_2}\sqrt{P_4} \cdot \ldots \cdot \sqrt{P_n}\right)^2}, \quad (6)$$

где

$$K_1 = \sqrt{\frac{E_1 J_1}{E_1 J_1 \frac{l_1}{l} + E_2 J_2 \frac{l_2}{l} + \cdots + E_n J_n \frac{l_n}{l}}},$$

$$K_2 = \sqrt{\frac{E_2 J_2}{E_1 J_1 \frac{l_1}{l} + E_2 J_2 \frac{l_2}{l} + \cdots + E_n J_n \frac{l_n}{l}}}, \ldots,$$

$$K_1 = \sqrt{\frac{E_n J_n}{E_1 J_1 \frac{l_1}{l} + E_2 J_2 \frac{l_2}{l} + \cdots + E_n J_n \frac{l_n}{l}}}.$$

Или окончательно

$$P = \frac{\prod_{n=1}^{N} P_n}{\left[\sum_{n=1}^{N} K_n \cdot \prod_{m=1}^{N} \sqrt{\frac{P_m}{P_n}}\right]^2}, \quad (7)$$

где $K_n = \sqrt{\frac{E_n J_n}{\sum_{n=1}^{N} E_n J_n \frac{l_n}{l}}}$.

Для проверки адекватности модели использовались результаты исследований, изложенные в монографии А. М. Масленникова [3]. Рассматривается стержень со ступенчато изменяющейся жесткостью с заделанным концом и сжатый продольной силой, приложенной к верхнему торцу (рис. 3).

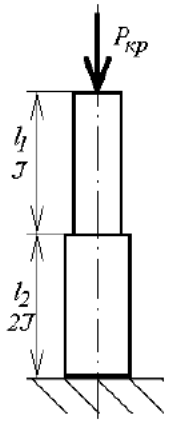


Рис. 3. Расчетная схема, исследуемая А. М. Масленниковым [3]

Для схемы, представленной на рис. 3, по предложенной модели решение имеет вид

$$P_{кр} = \frac{P_1 P_2}{\left(K_1\sqrt{P_2} + K_2\sqrt{P_1}\right)^2}, \tag{8}$$

где $K_1 = \sqrt{\dfrac{E_1 J_1}{E_1 J_1 \dfrac{l_1}{l} + E_2 J_2 \dfrac{l_2}{l}}}$, $K_2 = \sqrt{\dfrac{E_2 J_2}{E_1 J_1 \dfrac{l_1}{l} + E_2 J_2 \dfrac{l_2}{l}}}$.

В качестве примера расчета в работе [3] рассматривался составной однородный стержень круглого сечения, состоящий из двух одинаковых частей длиной $l_1 = l_2 = l$. При этом диаметры поперечных сечений стержней были подобраны так, чтобы выполнялись следующие условия: $J_1 = J$, $J_2 = 2J_1 = 2J$.

По формуле Л. Эйлера (1) для каждой отдельной части стержня имеем

$$P_1 = \frac{\pi^2 E_1 J_1}{l_1^2} \text{ или } P_1 = \frac{\pi^2 EJ}{l^2}, \tag{9}$$

$$P_2 = \frac{\pi^2 E_2 J_2}{l_2^2} \text{ или } P_2 = \frac{\pi^2 E2J}{l^2}. \tag{10}$$

Подставляя (9) и (10) в (8), получим

$$P_{кр} = \frac{\dfrac{\pi^2 EJ}{l^2}\dfrac{\pi^2 E2J2}{l^2}}{\left(K_2\sqrt{\dfrac{\pi^2 EJ}{l^2}} + K_1\sqrt{\dfrac{\pi^2 E2J2}{l^2}}\right)^2}, \tag{11}$$

где $K_1 = \sqrt{\dfrac{1}{\dfrac{1}{2}+1}} = 0{,}82$, и $K_2 = \sqrt{\dfrac{2}{\dfrac{1}{2}+1}} = 1{,}15$.

Приводя в уравнении (11) подобные слагаемые после несложных вычислений, получаем следующий результат:

$$P_{кр} = 5.07\frac{EJ}{l^2}. \tag{12}$$

А. М. Масленниковым при помощи метода конечных элементов для той же задачи был получен следующий результат: $P_{кр}^{Мас} = 4{,}812\dfrac{EJ}{l^2}$. Видно, что погрешность составила 5,4 %, что можно считать удовлетворительным.

Таким образом, предложен способ оценки продольной устойчивости выдвижных шпинделей затворов трубопроводов как стержней со ступенчатым изменением поперечного сечения, нагруженных сжимающим осевым усилием, позволяющий рассматривать неоднородные составляющие конструкции в отдельности и определять суммарную величину максимальной нагрузки для конструкции в целом. Показано, что разработанные модели не только инженерно реализуемы, но и удовлетворительно согласуются с результатами предыдущих исследователей.

Список литературы

1. Лопа И.В., Патрикова Т.С. Влияние резьбы на продольную устойчивость винтов запорной арматуры.// Известия ТулГУ. Технические науки. Вып. 1. Тула: Изд-во ТулГУ , 2011. С.225-227.

2. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. М.: Наука, 1986. 512 с.

3. Масленников А. М. Основы динамики и устойчивости стержневых систем. М.: Мир, 1986.

A.I. Efimova, E.V . Panchenko, I.V. Lopa

LONGITUDINAL STABILITY OF SLIDING SPINDLES OF SHUTTERS OF PIPELINES TAKING INTO ACCOUNT IN STEPS CHANGING THEM RIGIDITY.

Longitudinal stability of a sliding spindle as core with step change of the rigidity, loaded with compressing axial effort is considered. The way of an estimation of its longitudinal stability is offered, allowing to consider non-uniform making designs separately and to define total size of the maximum loading for a design as a whole. The satisfactory coordination with results of the previous researchers is spent.

Key words: longitudinal stability, punching.

Получено 20.01.12

УДК 539.374, 621.646
А. И. Ефимова, асп., (4872) 33-23-80,
pmdm@tsu.tula.ru (Россия, Тула, ТулГУ),
Е. В. Панченко, д-р техн. наук, проф., (4872) 33-23-80,
pmdm@tsu.tula.ru (Россия, Тула, ТулГУ),
И. В. Лопа, д-р техн. наук, проф., (4872) 33-23-80,
pmdm@tsu.tula.ru (Россия, Тула, ТулГУ)

ПРОДОЛЬНАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ ВЫДВИЖНЫХ ШПИНДЕЛЕЙ ЗАТВОРОВ ТРУБОПРОВОДОВ С УЧЕТОМ ПОДДЕРЖИВАЮЩЕГО ВЛИЯНИЯ САЛЬНИКА

Рассматривается продольная устойчивость выдвижного шпинделя затвора трубопровода как шарнирно опертого стержня с промежуточной распределенной поперечной нагрузкой, нагруженного сжимающим осевым усилием. Предложен способ учета поддерживающего влияния сальника при моделировании потери продольной устойчивости шпинделем, позволяющий определить истинную форму потери устойчивости и величину критической нагрузки. Показано, что характеристики сальника оказывают существенное влияние на параметры устойчивости конструкции и их рациональный выбор позволяет существенно повысить запас по устойчивости.

Ключевые слова: продольная устойчивость, штамповка.

Рассмотрим шпиндель затвора трубопровода [1]. Примем гипотезу, что материал уплотнителя сальника сопротивляется изгибу линейно упруго. Тогда схему расчёта такой стержневой конструкции на продольную устойчивость можно представить в виде рис. 1.

Уравнение изогнутой линии в этом случае имеет вид

$$EJ\frac{d^2y(z)}{dz^2} = -Py(z) + R_A z, \qquad (1)$$

где E - модуль упругости материала шпинделя; J - момент инерции поперечного сечения; R_A - реакция опоры.

Реакцию опоры R_A будем определять как сумму двух составляющих:

$$R_A = R_A^I + R_A^{II},$$

где R_A^I - составляющая реакции опоры от распределения нагрузки в виде прямоугольника; R_A^{II} - соответственно от треугольника.

Из уравнений равновесия получим (рис.2)

$$\sum M_A = 0 \Big| R_A^I = k\frac{l-l_1}{l}y(l_1 - \frac{l_2}{2});$$

$$\sum M_B = 0 \mid R_A^{II} = \frac{k}{l_2}y(l_1 + \frac{l_2}{2})\frac{l - l_1 - \frac{1}{6}l_2}{l}.$$

Или окончательно для суммарной реакции

$$R_A = k\frac{l-l_1}{l}y(l_1-\frac{l_2}{2})+\frac{k}{l_2}y(l_1+\frac{l_2}{2})\frac{l-l_1-\frac{1}{6}l_2}{l}. \qquad (2)$$

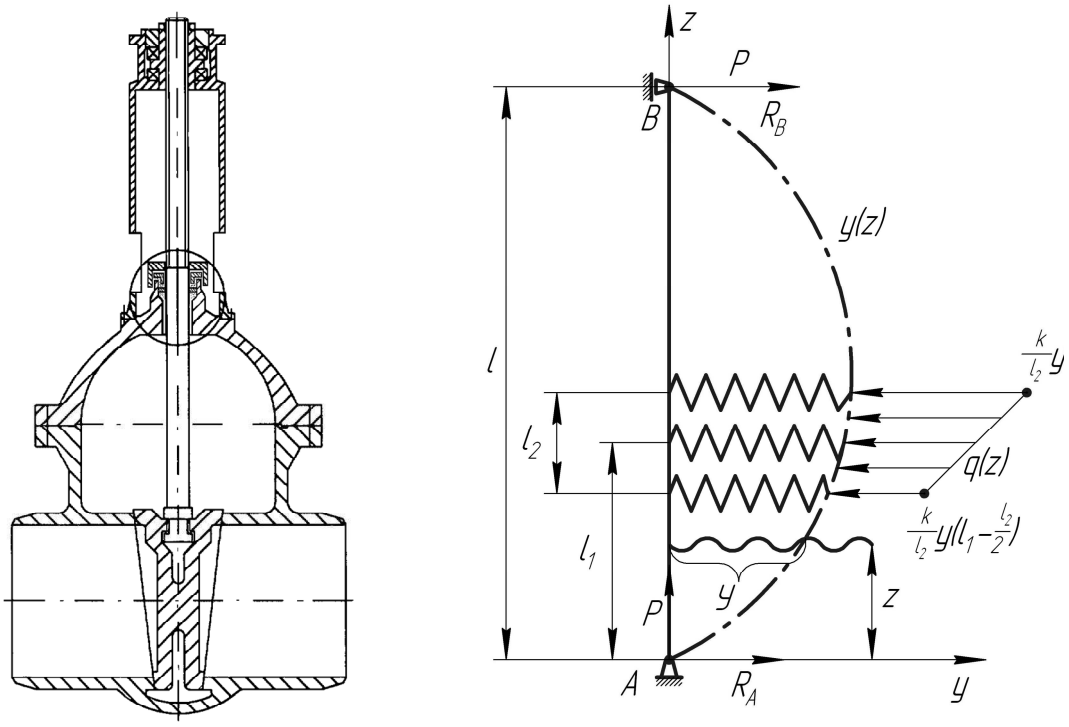


Рис.1. Затвор трубопровода и расчетная схема учета поддерживающего влияния сальника

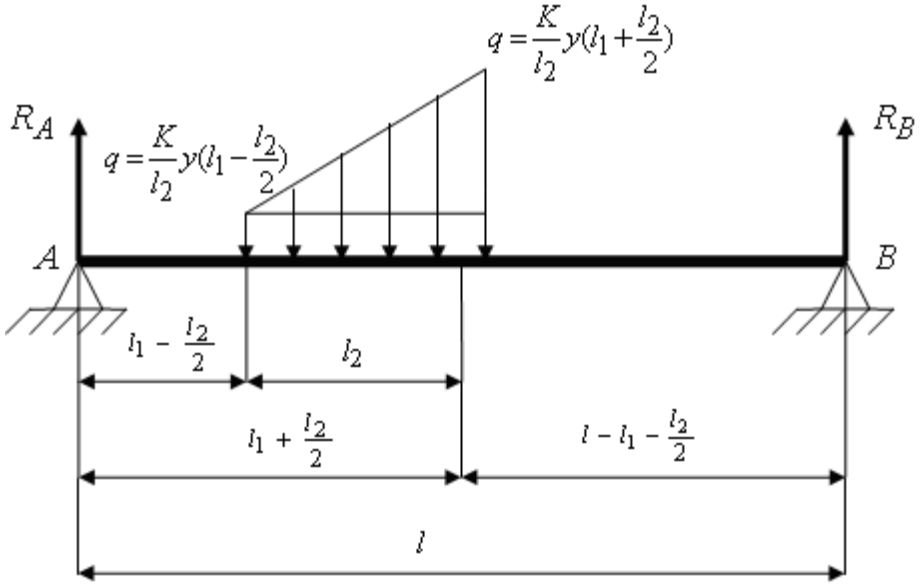


Рис.2. Расчетная схема для определения реакций опор R_A и R_B

Подставляя (2) в (1), получим

$$EJ\frac{d^2y(z)}{dz^2} = -Py(z) + \left(k\frac{l-l_1}{l}y(l_1-\frac{l_2}{2}) + \frac{k}{l_2}y(l_1+\frac{l_2}{2})\frac{l-l_1-\frac{1}{6}l_2}{l} \right) z. \qquad (3)$$

При интегрировании (3) используем метод последовательных приближений [2]. В качестве первого приближения воспользуемся синусоидой Эйлера:

$$y_1(z) = c_0 \sin\frac{\pi z}{l}. \qquad (4)$$

Подставляя (4) в правую часть (3), получим дифференциальное уравнение, в котором правая часть является известной функцией от z:

$$\frac{d^2y_2}{dz^2} = \frac{c_0}{EJ}\left[-P\sin\frac{\pi z}{l} + z\cdot k\left(\frac{l-l_1}{l}\sin\frac{\pi\left(l_1-\frac{l_2}{2}\right)}{l} + \frac{l-l_1-\frac{1}{6}l_2}{l\cdot l_2}\sin\frac{\pi\left(l_1+\frac{l_2}{2}\right)}{l} \right) \right]. \qquad (5)$$

После последовательного интегрирования (5) получим:

$$y_2(z) = \frac{c_0}{E\cdot J}\left[P\left(\frac{l}{\pi}\right)^2\sin\frac{\pi z}{l} + \frac{z^3}{6}k\left(\frac{l-l_1}{l}\sin\frac{\pi\left(l_1-\frac{l_2}{2}\right)}{l} + \frac{l-l_1-\frac{1}{6}l_2}{l\cdot l_2}\sin\frac{\pi\left(l_1+\frac{l_2}{2}\right)}{l} \right) + c_1z + c_2 \right]. \qquad (6)$$

Константы интегрирования определяются из граничных условий

$$y_2(0) = 0 \quad => \ c_2 = 0;$$

$$y_2(l) = 0 => \ c_1 = -\frac{1}{6}l^2k\left(\frac{l-l_1}{l}\sin\frac{\pi\left(l_1-\frac{l_2}{2}\right)}{l} + \frac{l-l_1-\frac{1}{6}l_2}{l\cdot l_2}\sin\frac{\pi\left(l_1+\frac{l_2}{2}\right)}{l} \right). \qquad (7)$$

Из (2) с учетом (4) следует, что

$$R_A = k\left[\frac{l-l_1}{l}\sin\left(\pi\frac{\left(l_1-\frac{l_2}{2}\right)}{l} \right) + \frac{l-l_1-\frac{1}{6}l_2}{l\cdot l_2}\sin\left(\pi\frac{(l_1+\frac{l_2}{2})}{l} \right) \right]. \qquad (8)$$

Заменяя в (7) выражение R_A из (8), получим

$$c_1 = -\frac{1}{6}l^2R_A, \qquad (9)$$

и второе приближение примет вид

$$y_2(z) = \frac{c_0}{EJ}\left[P\left(\frac{l}{\pi}\right)^2\sin\frac{\pi z}{l} + \frac{1}{6}R_A(z^3 - l^2z) \right]. \qquad (10)$$

Для нахождения первого приближения критической силы приравняем амплитуды первого и второго приближений в фиксированной точке, например, $z = l_1$:

$$y_2(l_1) = y_1(l_1) \Rightarrow P_{кр1} = \frac{\pi^2 EJ}{l^2}\left(1 - \frac{R_A}{6\sin\dfrac{\pi \cdot l_1}{l} E \cdot J}\left(l_1^3 - l^2 l_1\right)\right). \qquad (11)$$

Тогда окончательно выражение для второго приближения примет вид

$$y_2(z) = c_0\left[\left(1 - \frac{R_A}{6\sin\dfrac{\pi \cdot l_1}{l} E \cdot J}(l_1^3 - l^2 l_1)\right)\sin\frac{\pi z}{l} + \frac{R_A}{6E \cdot J}(z^3 - l^2 z)\right] \qquad (12)$$

Для нахождения третьего приближения подставим (12) в правую часть (3) и повторим описанную выше процедуру:

$$\frac{d^2 y_3}{dz^2} = \frac{c_0}{E \cdot J}\left[-P\left[\left(1 - \frac{R_A}{6\sin\dfrac{\pi l_1}{l} E \cdot J}(l_1^3 - l^2 l_1)\right)\sin\frac{\pi z}{l} + \frac{R_A}{6E \cdot J}(z^3 - l^2 z)\right] + z \cdot R_A\right], \qquad (13)$$

$$y_3(z) = \frac{c_0}{E \cdot J}\left[-P\left[-\left(\frac{l}{\pi}\right)^2\left(1 - \frac{R_A}{6\sin\dfrac{\pi l_1}{l} E \cdot J}(l_1^3 - l^2 l_1)\right)\sin\frac{\pi z}{l} + \right.\right.$$
$$\left.\left. + \frac{R_A}{6E \cdot J}\left(\frac{z^5}{20} - l^2\frac{z^3}{6}\right)\right] + \frac{z^3}{6}R_A + c_1 z\right], \qquad (14)$$

где $c_1 = P\dfrac{R_A}{6E \cdot J}\dfrac{7l^4}{60} - \dfrac{R_A}{6}l^2$.

Тогда

$$P_{кр2} = \frac{\dfrac{\pi^2 E \cdot J}{l^2} - \dfrac{\pi^2}{l^2}(l_1^3 - l^2 l_1)\dfrac{R_A}{6}}{1 - \dfrac{R_A}{24E \cdot J}\left(\dfrac{\pi^2 l_1^5}{20l^2} + l_1^3\dfrac{6 - \pi^2}{6} + l^2 l_1\dfrac{7\pi^2 - 60}{60}\right)}. \qquad (15)$$

Для проверки адекватности полученных формул предположим, что промежуточная опора расположена на расстоянии $l_1 = \dfrac{l}{2}$. Тогда уравнения (12), (14), и (15) запишутся так:

$$y_2(z) = c_0\left[\left(1+\frac{R_A l^3}{16E\cdot J}\right)\sin\frac{\pi z}{l}+\frac{R_A(z^3-l^2 z)}{6EJ}\right]. \quad (16)$$

$$P_{кр2} = \frac{\frac{\pi^2 E\cdot J}{l^2}+\frac{\pi^2 R_A l}{16}}{1+\frac{R_A l^3}{24E\cdot J}\frac{7\pi^2+240}{640}}. \quad (17)$$

$$y_3(z) = c_0\left[\begin{array}{l}\dfrac{\left(1+\dfrac{R_A l^3}{16E\cdot J}\right)}{1+\dfrac{R_A l^3}{24E\cdot J}\dfrac{7\pi^2+240}{640}}\sin\dfrac{\pi z}{l}+\dfrac{R_A}{6E\cdot J}\left(z^5-l^2 z^3\right)+ \\ +\dfrac{R_A 7l^4 z}{360E\cdot J}\dfrac{\dfrac{\pi^2}{l^2}\left(1+\dfrac{R_A l^3}{16E\cdot J}\right)}{1+\dfrac{R_A l^3}{24E\cdot J}\dfrac{7\pi^2+240}{640}}+\dfrac{R_A}{6}\left(z^3-l^2 z\right)\end{array}\right]. \quad (18)$$

Проанализируем формулы (16)-(18). При к = 0 (сальник отсутствует) выражения (16) - (18) трансформируются в известные формулы Л. Эйлера для шарнирно-опёртой балки.

При к $\to\infty$ (абсолютно жёсткая промежуточная опора) имеем

$$\lim_{k\to\infty} P_{кр2} = \lim_{k\to\infty}\frac{\frac{\pi^2 EJ}{l^2}+\frac{\pi^2 R_A l}{16}}{1+\frac{R_A l^3}{24EJ}\frac{7\pi^2+240}{640}} = \frac{24\pi^2 EJ\,640}{16l^2\left(7\pi^2+240\right)} = \frac{3{,}62\pi^2 E\cdot J}{l^2}, \quad (19)$$

а точное решение (суммарная длина стержня в 2 раза меньше):

$$P_{кр} = \frac{4\pi^2 EJ}{l^2}. \quad (20)$$

Видно, что между точным (20) и приближённым (19) решениями расхождение менее 10 %. Для более точного решения необходимо дальнейшее нахождение приближений. На рис. 3 и 4 представлены результаты численных расчетов, полученные при следующих исходных данных: E = = $2\cdot10^5$ Н/мм^2; J = 491 мм^4; l = 100 мм; l_1 = 50 мм; l_2 = 10 мм. На рис. 3 изображены формы изогнутой оси шпинделя в зависимости от жесткости сальника: кривая y1(z) – при коэффициенте жесткости k=0 (сальник отсутствует); кривая y2(z) – при коэффициенте жесткости k=10^3 н/м; кривая y3(z) – при коэффициенте жесткости k=$5\cdot10^3$ н/м; кривая y4(z) – при коэффициенте жесткости k→∞ (абсолютно жесткая промежуточная опора).

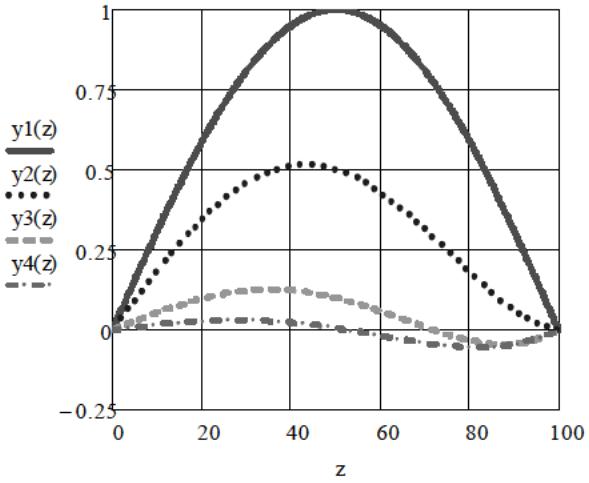


Рис.3. Формы изогнутой оси шпинделя в зависимости от жесткости сальника

Анализ рисунка показывает, что кривая y1(z) совпадает с синусоидой Эйлера; с ростом жесткости сальника амплитуда прогиба уменьшается и при коэффициенте жесткости $k=5\cdot10^3$ н/м (кривая y3(z)) изгиб происходит по уже двум несимметричным полуволнам, а при замене сальника на абсолютно жесткую промежуточную опору (кривая y4(z)) – по двум симметричным полуволнам, что соответствует классическому решению.

На рис. 4 представлена зависимость величины критической нагрузки от жесткости сальника. При к=0 решение совпадает со значением эйлеровой критической силы. С ростом коэффициента жесткости величина критической нагрузки возрастает и при больших величинах коэффициента жесткости приближается к значению, справедливому для стержня с тремя жесткими опорами.

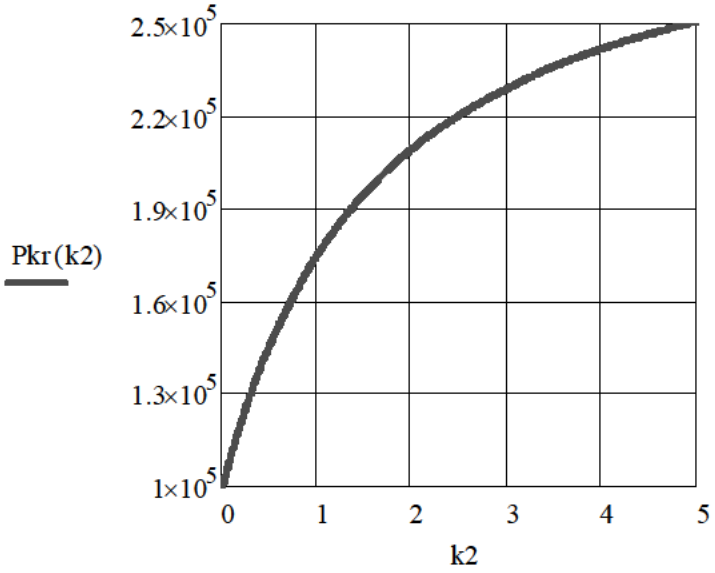


Рис.4. Критическая нагрузка в зависимости от жесткости сальника

Таким образом, предложена модель и получены расчётные формулы для учёта влияния поддерживающего влияния сальника при моделировании потери продольной устойчивости выдвижным шпинделем затвора трубопровода. Показано, что жесткость сальника оказывает существенное влияние на параметры устойчивости конструкции и ее рациональный выбор позволяет существенно повысить запас по устойчивости.

Список литературы

1. Гуревич Д.Ф. Конструирование и расчет трубопроводной арматуры. М.: Машиностроение,1968, 888 с.

2.Тимошенко С.П., Гере Дж. Механика материалов /пер. с английского языка под редакцией Э.И. Григолюка. М.: Мир, 1976. 480 с.

A.I. Efimova, E.V . Panchenko, I.V. Lopa

LONGITUDINAL STABILITY OF SLIDING SPINDLES OF SHUTTERS OF PIPELINES TAKING INTO ACCOUNT SUPPORTING INFLUENCE OF THE EPIPLOON.

Longitudinal stability of a sliding spindle of a shutter of the pipeline as шарнирно опертого a core with the intermediate distributed cross-section loading, loaded with compressing axial effort is considered. The way of the account of supporting influence of an epiploon is offered at modeling of loss of longitudinal stability by a spindle, allowing to define the true form of loss of stability and size of critical loading. It is shown that epiploon characteristics make essential impact on parameters of stability of a design and their rational choice allows to raise essentially a stock on stability.

Key words: longitudinal stability, punching.

Получено 20.01.12

УДК 621.923
Т.А. Плешкова, магистр, (4872) 35-34-16, myConvert@mail.ru
(Россия, Тула, ТулГУ),
М.С. Корнева, канд. техн. наук, (4872) 35-34-16, kormarig@mail.ru
(Россия, Тула, ТулГУ)

ТЕХНОЛОГИЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ КООРДИНАТНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫХ МАШИН ПРИ ИЗМЕРЕНИИ ПОГРЕШНОСТИ ВЗАИМНОГО РАСПОЛОЖЕНИЯ

Рассмотрена технология проведения измерений с помощью координатно-измерительной машины и приведены проблемы её реализации.

Ключевые слова: координатно-измерительная машина, погрешность взаимного расположения

Современные технологии требуют высокого качества производимых деталей, инструментов и узлов. Для обеспечения требуемой точности необходимо измерять погрешности, возникающие при производстве и сборке. Погрешность деталей в сборке сложнее контролировать, так как это требует использования специального инструмента, такого, как координатно-измерительная машина (КИМ). На практике с помощью координатно-измерительной машины проводили измерение погрешности взаимного расположения двух секций калибрующего инструмента для протяжки гайки (рис.1).

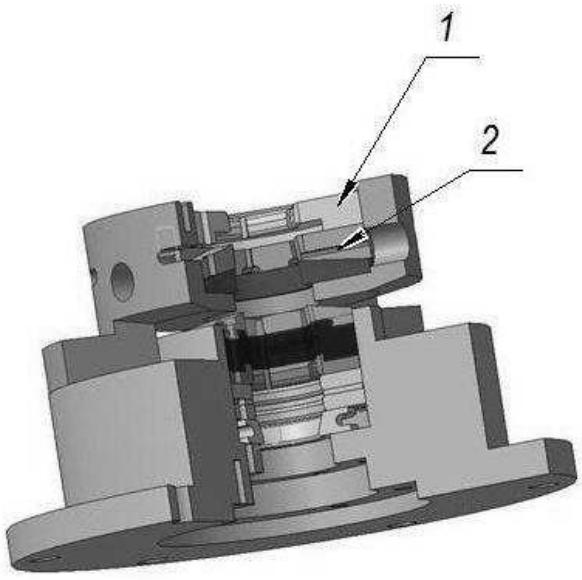


Рис. 1. Калибрующий инструмент для протяжки гайки: 1 - деформирующая секция; 2-режущая секция

Данный инструмент представляет собой сборку из нескольких режущих, калибрующих секций, двух корпусов и др. Он предназначен для

придания гайке формы правильного шестигранника. Особенно важно, чтобы размеры шестигранника и его форма были в допуске. Если шестигранники рабочих секций будут чрезмерно развернуты относительно друг друга, появятся вибрации, связанные с переориентацией заготовки, а также следы неравномерного снятия припуска с граней. Все это негативно скажется на шероховатости обработанной поверхности.

Основное внимание сконцентрировано на погрешности взаимного расположения калибрующей и режущей секциях, так как их правильная ориентация больше всего влияет на качество заготовки.

Измерения выполнялись с помощью координатно-измерительной машины фирмы Mora модель HBG Pico (Германия) (рис.2). Она оснащена персональным компьютером, монитором и программным обеспечением для измерения геометрических параметров поверхностей сложной формы.

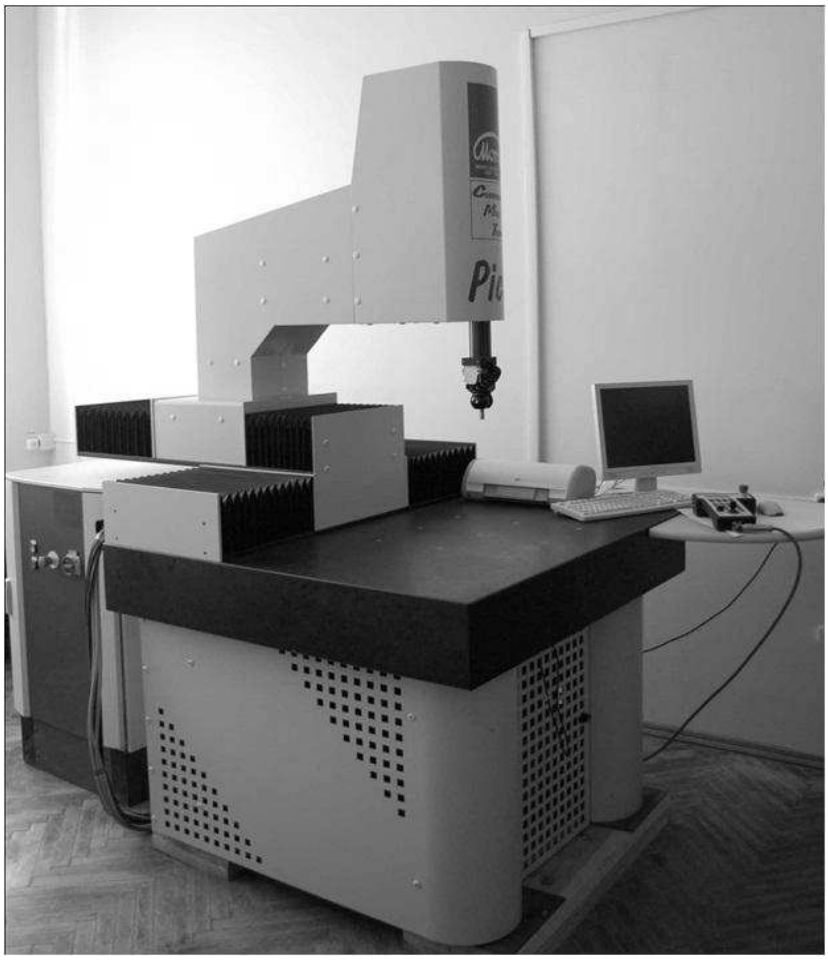


Рис. 2. Координатно-измерительная машина

Методика измерения погрешности взаимного расположения заключается в том, что необходимо создать 3D-модель измеряемой детали (см. рис.1), затем поместить её в прикладную программу КИМ INCA 3D и

выполнить процедуру выравнивания. Затем необходимо с помощью стандартной программы измерить положение шестигранников режущих секций. Эта программа представляет собой алгоритм движения измерительного щупа по поверхности детали.

В КИМ существуют различные комбинации стандартных программ, выбор которых зависит от измерительной задачи. На основании результатов измерений КИМ автоматически рассчитывает величину погрешности взаимного расположения секций.

К сожалению, на практике данную измерительную задачу сложно решить в соответствии с описанным алгоритмом.

Первая сложность возникает с 3D-моделью измеряемой детали. Несогласованная работа прикладной программы КИМ и отечественной программы КОМПАС приводит к искажению 3D-модели (рис.4).

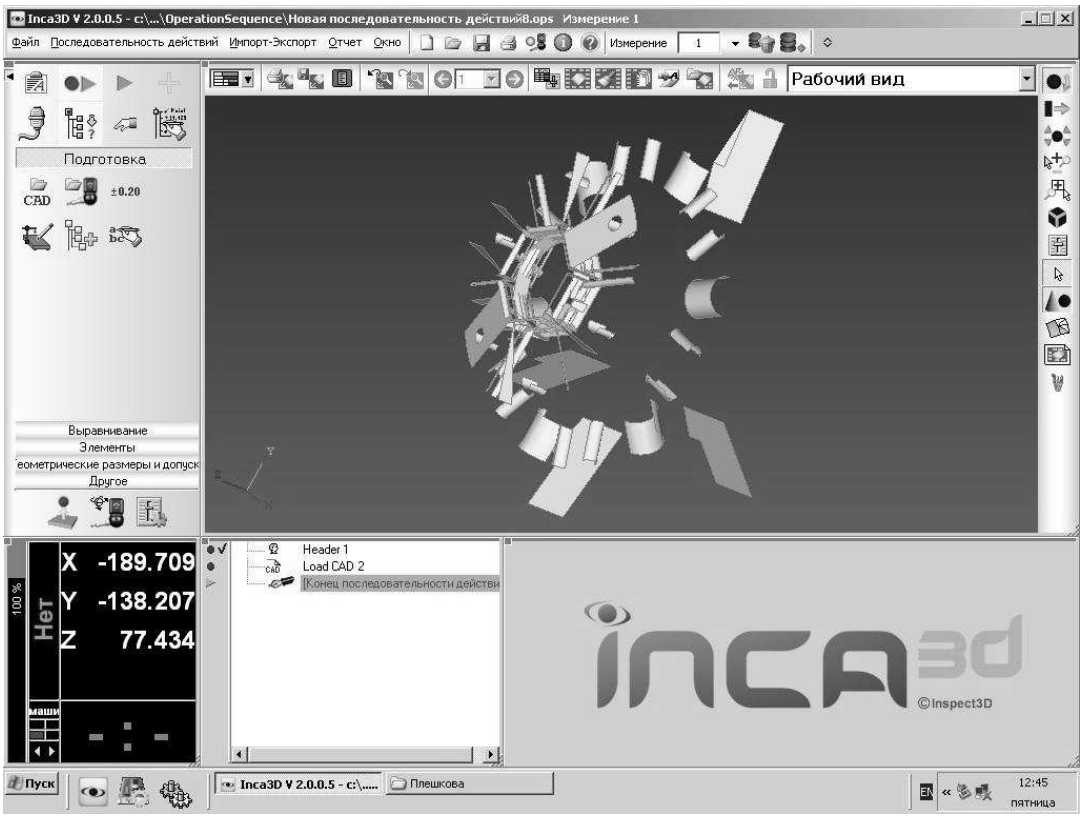


Рис. 4. Модель, созданная в программе КОМПАС

Эксперименты показали, что наиболее подходящая программа для создания 3D-моделей – это SolidWorks. Но, к сожалению, из-за разницы математических алгоритмов установления связи в сборочных деталях поверхность модели искажена (рис.4). В соответствии с этим процедуру выравнивания невозможно выполнить.

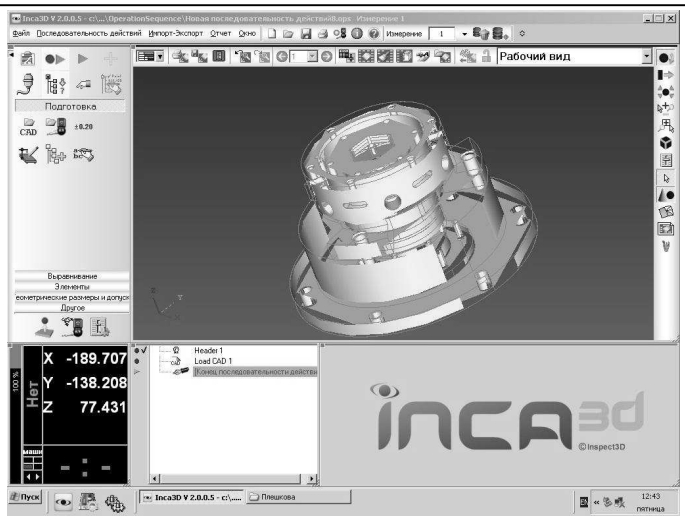


Рис. 4.Чтение модели, импортированной в программу SolidWorks.

Стоит отметить, что машины зарубежных производителей не дают полного доступа к программным продуктам и математическим алгоритмам, что усложняет процесс оценки правильности и достоверности полученных результатов. Кроме того, в инструкции по эксплуатации не описаны процессы замены щупов и их калибровки, что особенно необходимо при решении данной измерительной задачи.

Подводя итоги, стоит отметить, что решение данной измерительной задачи упростит процесс контроля партии сборного инструмента и позволит определять максимально точно погрешность сборки. Но для того, чтобы это решение было найдено, необходимо устранить возникшие проблемы технического и математического характера, которые на данный момент находятся в разработке.

Список литературы

1. Протасьев В.Б., Истоцкий В.В. Компьютерное моделирование процессов проектирования и изготовления сферических борфрез.//Известия ТулГУ. Серия. Технология машиностроения. Вып.2. Тула: Изд-во ТулГУ,2004. 179с.

2. В.В. Истоцкий [и др.] Измерения с использованием 3D моделей //Мир измерений, 2010. №5.С.57

T.A. Pleshkova, M.S. Korneva

COORDINATE MEASURING MACHINES TECHNOLOGY IN MEASURING OF MUTUAL BRACING ERROR

Technology of measurements with the help of coordinate measuring machine and presents problems of its realization were considered.

Key words: coordinate-measuring machine, mutual bracing error.

Получено 20.01.12

УДК 621.7.57
И.В. Григоров, соискатель, (4872) 33-23-95, tms@tsu.tula.ru
(Россия, Тула, ТулГУ),
А.С. Ямников, д-р техн. наук, проф., (4872) 33-23-95, yamnikovas@mail.ru
(Россия, Тула, ТулГУ)

ВЛИЯНИЕ ПОГРЕШНОСТЕЙ ФОРМЫ И ОТНОСИТЕЛЬНОГО ПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА НА ОТКЛОНЕНИЯ ЗАМЫКАЮЩЕГО РАЗМЕРА

Представлены результаты эксперимента по определению влияния погрешностей формы и положения сопрягаемых поверхностей при сборке сложных рычажных механизмов. Обосновано, что нет необходимости вносить поправки, учитывающие погрешности формы сопрягаемых поверхностей, вследствие незначительного их влияния на размер замыкающего звена.

Ключевые слова: погрешности формы и положения, сопрягаемые поверхности, замыкающее звено.

Большую долю механизмов автоматических машин, сборка которых осуществляется с использованием слесарных пригоночных работ, составляют всевозможные рычажные механизмы (рис. 1).

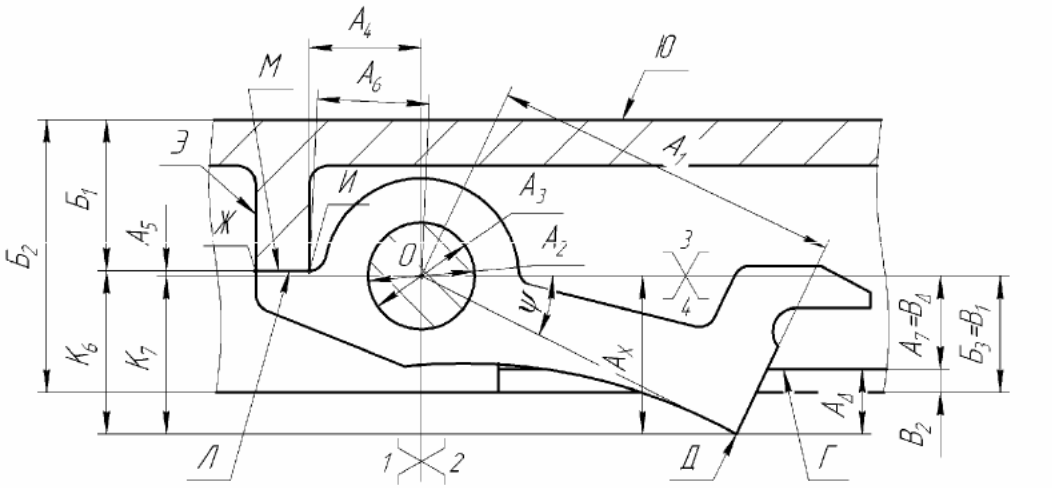


Рис. 1. Схема базирования шептала в спусковом механизме

Обычно техническими условиями на сборку рычажных механизмов предписывается обеспечение нормированного по копоти контакта одного из плеч с базовой деталью и выход противоположного плеча относительно той же базовой детали, который задается линейным или угловым размером. Обеспечение предписанных норм точности производится слесарной доработкой контактируемой поверхности рычага, а их контроль осуществляется при приложении к нему определенной статической нагрузки. Величина прикладываемой статической нагрузки относительно невелика

($Q \approx 150$ Н), однако с учетом передаточного отношения плеч рычага на соприкасающихся поверхностях она увеличивается (300…500 Н), вызывая деформацию в стыках и самих деталей. При слесарной доработке рычага деформации, возникающие от приложенной силы, учитываются при периодическом контроле выходных параметров.

Проверка правильности назначенных по условию обеспечения регламентированного прилегания поверхностей *Л* и *М* норм точности осуществлялась по условию обеспечения, при сборке узла, предписанной величины выхода выступа *Д* плеча шептала относительно плоскостей *Г* крышки. При этом нами учитывались возможные колебания относительного положения выступа *Д* плеча шептала, вызываемые погрешностью формы сопрягаемых поверхностей деталей и контактными деформациями, имеющими место при приложении к шепталу статической нагрузки.

Допуск замыкающего звена с учетом влияния перечисленных факторов определится из уравнения

$$TA_{\Delta} = \sum \xi_i TA_i + \sum \xi_j TA_{j\phi} + \sum \xi_q TA_{q\kappa}, \qquad (1)$$

где $\sum \xi_i TA_i$, $\sum \xi_j TA_{j\phi}$, $\sum \xi_q TA_{q\kappa}$ - составляющие допуска замыкающего звена, учитывающие соответственно допуски размеров механизма, погрешности формы сопрягаемых поверхностей и контактные деформации поверхностей, воспринимающих приложенную к шепталу статическую нагрузку.

Определение составляющих $\sum \xi_j TA_{j\phi} = TA_{\Delta\phi}$, $\sum \xi_q TA_{q\kappa} = TA_{\Delta\kappa}$ производилось на основе экспериментальных данных. Порядок проведения экспериментов и их результаты приведены ниже. Расчетный допуск $TA'_{\Delta} = \sum \xi_i TA_i$, являющийся составляющим допуска замыкающего звена механизма, определяется из уравнения

$$TA'_{\Delta} = TA_{\Delta} - TA_{\Delta\phi} - TA_{\Delta\kappa}. \qquad (2)$$

В эксперименте шептало 1 объединялось с моделью крышки 2 спускового механизма (рис. 2 и 3).

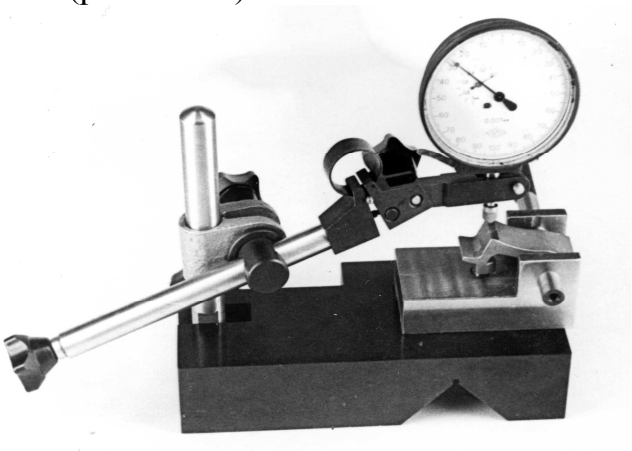


Рис. 2. Общий вид установки для измерения

Базирование шептала производилось с помощью пальца 3, а его угловое положение определялось сопряжением плоскости *М* с плоскостью крышки *Л*. Сопряжение пальца в отверстиях модели крышки осуществлялось по посадке $H8/h9$, сопряжение шептала с пальцем - по такой же посадке $H8/h9$. Поверхность *Л* модели крышки фрезеровалась, обработанная поверхность имела шероховатость *Rz* = 20 мкм. Шлифованная поверхность *М* рычага имела шероховатость *Rz* = 10 мкм. Схема измерения отклонений относительного положения контрольной точки плеча шептала представлена на рис. 2 и 3.

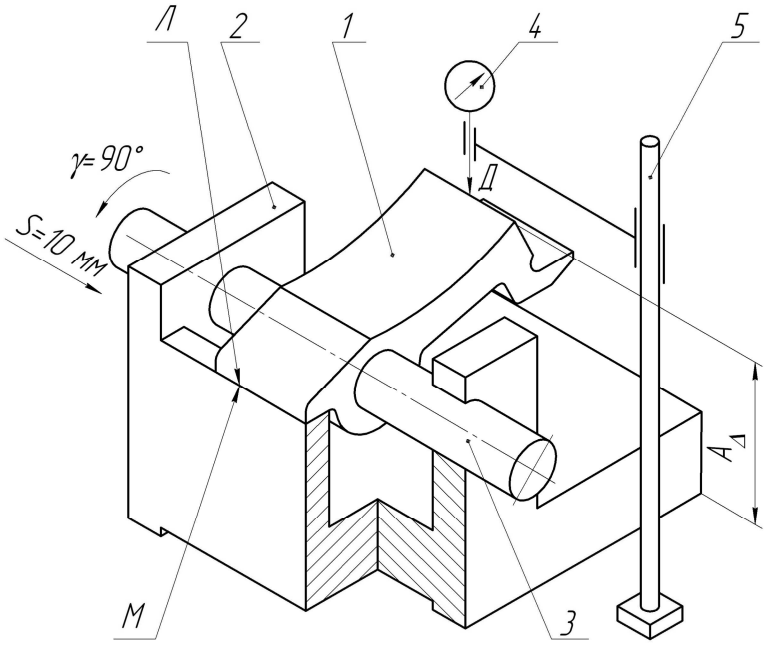


Рис. 3. Схема измерения положения точки Д шептала

Измерения проводились с помощью индикатора 4 с ценой деления шкалы 0,001 мм, закрепленного на стойке 5. Отклонения положения контрольной точки *Д* плеча шептала фиксировались в вертикальной плоскости. Для варьирования условий контакта поверхностей пальца с шепталом и корпусом измерения отклонений положения контрольной точки *Д* проводились по следующей схеме:

а - измерение положения контрольной точки - совмещение отметки "0" шкалы со стрелкой индикатора;

б - поворот пальца на 90° - измерение;

в - поворот пальца на 90° - измерение;

г - поворот пальца на 90° - измерение;

д - сдвиг пальца в осевом направлении относительно шептала на 10 мм - измерение;

е - поворот пальца на 90° - измерение и т.д.

Измерение положения контрольной точки *Д* осуществлялось при

приложении силы 5 Н, обеспечивающей беззазорный контакт сопрягаемых поверхностей. Сила, действующая на плечо шептала по направлению стрелки, создавалась с помощью пружины. Наблюдаемые значения случайной величины x_i, которые определялись при изменении положений контрольной точки *Д* в десяти моделях, сведены в таблицу.

Колебания положений контрольной точки Д в десяти моделях

Номер опыта	Изменение относительного положения сопрягаемых поверхностей шептала и пальца, мкм															
	Положения															
	0	90	180	270	10м	90	180	270	10м	90	180	270	10м	90	180	270
1	0	2	-1	0	2	-1	1	0	1	1	0	2	0	2	1	1
2	0	+1	0	+0	+1	2	2	0	-1	1	0	1	-1	0	0	-1
3	0	+2	+3	1	1	0	-1	0	1	0	1	0	2	2	1	0
4	0	-1	1	2	-1	2	1	2	0	1	2	0	1	-1	0	1
5	0	2	-1	2	1	1	0	2	1	-1	0	0	1	0	1	1
6	0	3	1	2	2	-1	0	1	1	1	2	0	3	2	1	3
7	0	1	0	1	2	2	3	0	2	1	-1	0	2	2	1	0
8	0	1	1	0	1	0	2	-1	2	1	0	1	2	3	1	0
9	0	1	2	0	1	2	1	2	-1	0	2	1	2	0	2	1
10	0	2	2	1	-1	1	0	0	1	2	1	1	2	3	0	2

Анализ результатов измерения показывает, что, несмотря на то, что каждая сборочная модель собиралась из одних и тех же деталей, наблюдалось изменение положения контрольных точек *Д* при измерении всех десяти моделей. Различие в положении контрольных точек может быть объяснено лишь тем, что с изменением относительного положения цилиндрической поверхности пальца и поверхностей отверстия в крышке и шептале их контакт происходил по разным точкам. В результате менялось относительное положение основных и вспомогательных баз. Статистическая обработка результатов измерения, проведенная по методике, изложенной в работе [1], позволила определить среднее значение случайной величины $\bar{x}$ =0,84 *мкм* и ее среднеквадратическое отклонение: S = 1,078 *мкм*. Для определения составляющей допуска замыкающего звена $TA_{\Delta\phi}$ следует найти его верхнее $\Delta_{вA_{\Delta\phi}}$ и нижнее $\Delta_{нA_{\Delta\phi}}$ предельные отклонения. Возможное рассеивание случайной величины определяем по уравнениям [2]

$$\Delta_{вA_{\Delta\phi}} = \bar{x} + A_1 S; \quad (1)$$

$$\Delta_{нA_{\Delta\phi}} = \bar{x} - A_2 S. \quad (2)$$

Для симметричного распределения по закону Гаусса

$$A_1 = A_2 = A = \frac{t_{q,k}}{\sqrt{n-1}} + l_\nu \eta, \qquad (3)$$

где $t_{q,k}$ - параметр распределения Стьюдента; η - коэффициент распределения; l_ν - коэффициент; n - количество измерений.

Значения коэффициента l_ν подсчитаны и приведены в работе [2]. Составляющая допуска замыкающего звена, учитывающая погрешности формы сопрягающихся поверхностей, $TA_{\Delta ф} = \Delta_{вA_{\Delta ф}} - \Delta_{нA_{\Delta ф}} = 0,006$ *мм*, что составляет всего около 1,5 % от величины предписанного техническими условиями допуска на размер A_Δ. Небольшое влияние погрешностей форм и относительного положения сопрягаемых деталей на отклонения замыкающего размера объясняется малым количеством стыков (два), имеющих поверхности небольшой площади при весьма высокой точности обработки. На основании проведенного расчета можно сделать заключение, что в рычажных механизмах, типичным представителем которых является механизм, изображенный на рис. 1, нет необходимости вносить поправки, учитывающие погрешности формы сопрягаемых поверхностей, вследствие незначительного их влияния на размер замыкающего звена.

Список литературы

1. Солонин И.С. Математическая статистика в технологии машиностроения. М.: Машиностроение, 1972. 216 с.

2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Расчет допусков размеров. М.: Машиностроение, 1981. 189 с.

I.W. Grigorov, A.S. Yamnikov

EFFECT OF ERRORS OF THE FORM OF SURFACE AND RELATIVE POSITION LEVER PARTS A MECHANISM FOR THE REJECTION CLOSING

The results of the experiment to determine the influence of error-Stein shape and position of the mating surfaces during assembly of complex linkage. It is proved that there is no need to make corrections due to errors of form mating surfaces due to their negligible influence on the size of the closing level.

Key words: shape and position of uncertainty, mating surfaces, closing link.

Получено 20.01.12

УДК 621.7.57
И.В. Григоров, соискатель, (4872) 33-23-95, tms@tsu.tula.ru
(Россия, Тула, ТулГУ),
А.С. Ямников, д-р техн. наук, проф., (4872) 33-23-95, yamnikovas@mail.ru
(Россия, Тула, ТулГУ)

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СТАНОЧНОЙ ПОЗИЦИИ ДЛЯ МЕХАНИЗИРОВАННОЙ ПРИГОНКИ МНОГОЗВЕННОГО РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

Приведено технологическое решение сложной многозвенной размерной цепи рычажных механизмов путем моделирования в станочной позиции условий работы механизма в конструкции изделия. Показано, что погрешности формы и контактные деформации соприкасающихся поверхностей могут оказать существенное влияние на величину выходного параметра, т.е. замыкающего звена размерной цепи.

Ключевые слова: механизированная пригонка, размерная цепь, рычажный механизм, математическая модель.

В автоматических машинах широко применяют многозвенные рычажные механизмы [1-3]. На рис. 1 показаны условия базирования рычага и его размерные связи в типовом механизме.

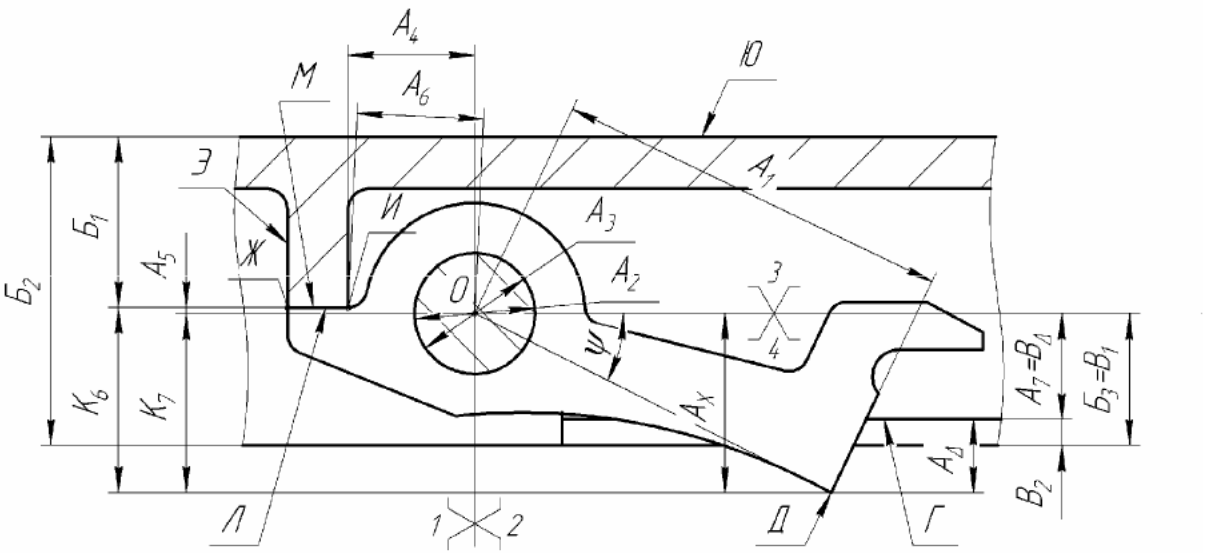


Рис. 1.Схема базирования рычага в спусковом механизме

На рис. 1 размерная цепь рычага включает в себя следующие звенья: A_1 - расстояние от точки *Д* правого плеча рычага до центра *О* пальца, A_2 - диаметр пальца в механизме, A_3 - диаметр отверстия под палец в шептале, A_4 - расстояние от ближайшей точки *И,* принадлежащей плоскости *Л,* до центра пальца *О*, измеренное параллельно плоскости *Л*, A_5 - расстояние от плоскости *Л* до центра пальца *О,* измеренное по нормали к плоскости *Л*, A_6 - расстояние от ближайшей точки *И,* принадлежащей плоскости *Л,* до

центра пальца *О*, $А_х$ - ордината точки *Д* относительно точки *О*, $А_\Delta$ - выступание точки *Д* относительно измерительной базы *Г*, измеренное по нормали к последней.

Звенья размерной цепи, определяющей возможное раскрытие стыка, обозначены буквами $Г_i$: $Г_1 = Б_\Delta$ - погрешность вертикального положения центра отверстия под палец в крышке, $Г_2 = Б_4$ - горизонтальная координата центра пальца относительно поверхности *Э*, являющейся вспомогательной базой, $Г_3$ - расстояние от плоскости *М* до центра пальца *О*, $Г_4$ - расстояние от точки *Ж* контакта плоскостей *М* и *Л*, измеренное параллельно плоскости *М* (рис. 2), $Г'_4$ - расстояние от точки *И* контакта плоскостей *М* и *Л*, измеренное параллельно плоскости *М* (рис. 2), $Г_5$ - радиальное смещение центра отверстия в шептале относительно оси пальца, $Г_6$ - ширина поверхности *Л* (гипотетической поверхности контакта плоскостей *М* и *Л*), γ_2 - возможные значения углов раскрытия стыка.

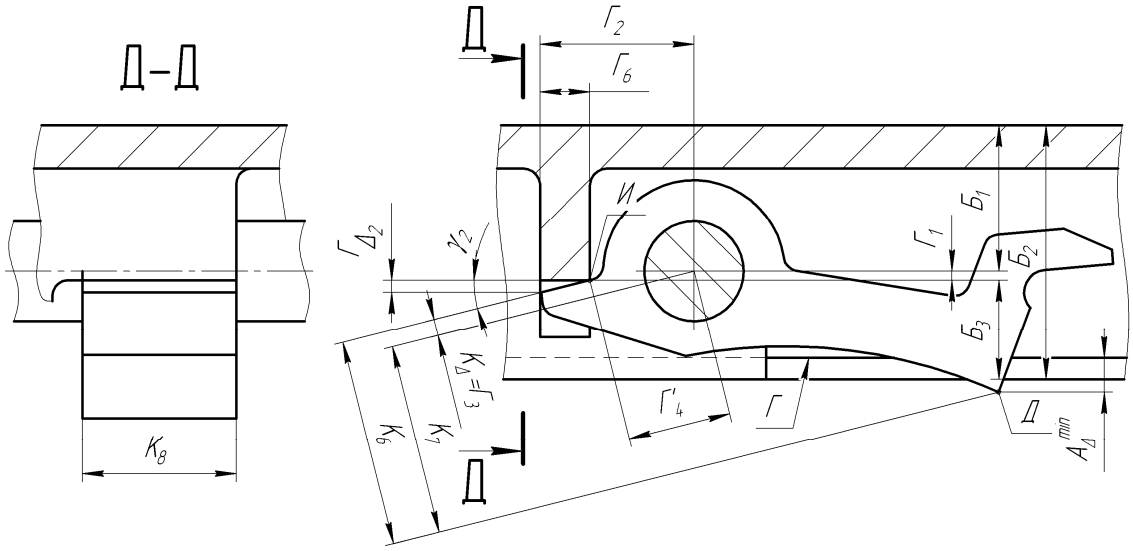


Рис. 2.Схема одного из предельных положений рычага

Величина раскрытия стыка определяется зависимостью $Г_\Delta = Г_6 tg\gamma_i$. Угол раскрытия стыка γ_2 рассматриваемого (см. рис. 2) положения рассчитывается с помощью уравнения

$$Г_1 + Г_3 \cos\gamma_2 - Г'_4 \sin\gamma_2 = 0. \qquad (1)$$

Сводя рассчитанные допуски, получаем таблицу результатов размерного анализа, выполненного с учетом нормированного по копоти контакта.

То есть для обеспечения требований по точности сборки необходимо в 5…10 раз ужесточить допуски на составляющие размеры. Выдерживание столь жестких допусков вызовет значительные затруднения и поэтому можно считать экономически оправданным применение метода пригонки для обеспечения точности сборки узла.

Результаты размерного анализа рычажного механизма, выполненного с учетом нормированного по копоти контакта

Обозначение размеров	Допуски, рассчитанные из условий полной взаимозаменяемости, мм	Допуски, принятые в производстве
$Б_1$	0,02	0,24
$Б_2$	0,033	0,2
$Б_3$	0,02	0,1
$К_6$	0,023	0,2
$К_7$	0,02	0,1

Составляющая допуска замыкающего звена, учитывающая погрешности формы сопрягающихся поверхностей, $TA_{\Delta ф} = \Delta_{вA_{\Delta ф}} - \Delta_{нA_{\Delta ф}} = 0,006$ *мм*, что составляет всего около 1,5 % от величины предписанного техническими условиями допуска на размер A_Δ.

Составляющая допуска замыкающего звена $TA_{\Delta к}$, учитывающая контактные деформации под действием регламентированной статической нагрузки, определяется уравнением:

$$TA_{\Delta к} = \left(\xi_1 \Delta_{вA_{5,6к}} + \xi_2 \Delta_{вA_{2,3к}}\right) - \left(\xi'_1 \Delta_{нA_{5,6к}} + \xi'_2 \Delta_{нA_{2,3к}}\right), \qquad (2)$$

где ξ_1, ξ'_1, ξ_2, ξ'_2 - передаточные отношения, связывающие величину контактных деформаций, соответственно в стыках плоских и цилиндрических поверхностей с погрешностью положения контрольной точки *Д,* рычага; $\Delta_{вA_{qк}}$, $\Delta_{нA_{qк}}$ - предельные величины контактной деформации в стыках плоских и цилиндрических поверхностей.

Составляющая $TA_{\Delta к}$ находилась по результатам статистической обработки результатов измерений. Установлено, что она зависит от метода обработки сопрягаемых поверхностей. Проведенный размерный анализ показал, что полный контакт поверхностей будет показан при контроле по копоти, если раскрытие стыка не превышает значения $Г_\Delta = 0,02$ мм.

Проведем исследование станочной позиции для механизированной пригонки собираемого узла. При традиционной технологии обработки компенсационной поверхности принятые в производстве допуски на размеры деталей, входящих в узел, не позволяют решить сопряженные задачи: обеспечение нормированной площади контакта поверхностей *М* и *Л* (см. рис. 1 и 2) и лимитированный выход правого плеча рычага на размер A_Δ.

Было принято решение при создании станочной позиции использовать принцип подобия, широко известный в методах инженерного творчества. Конкретно, в станочной позиции (рис. 3) обрабатываемый рычаг базировался по аналогии с базированием в рабочем механизме (см. рис. 1).

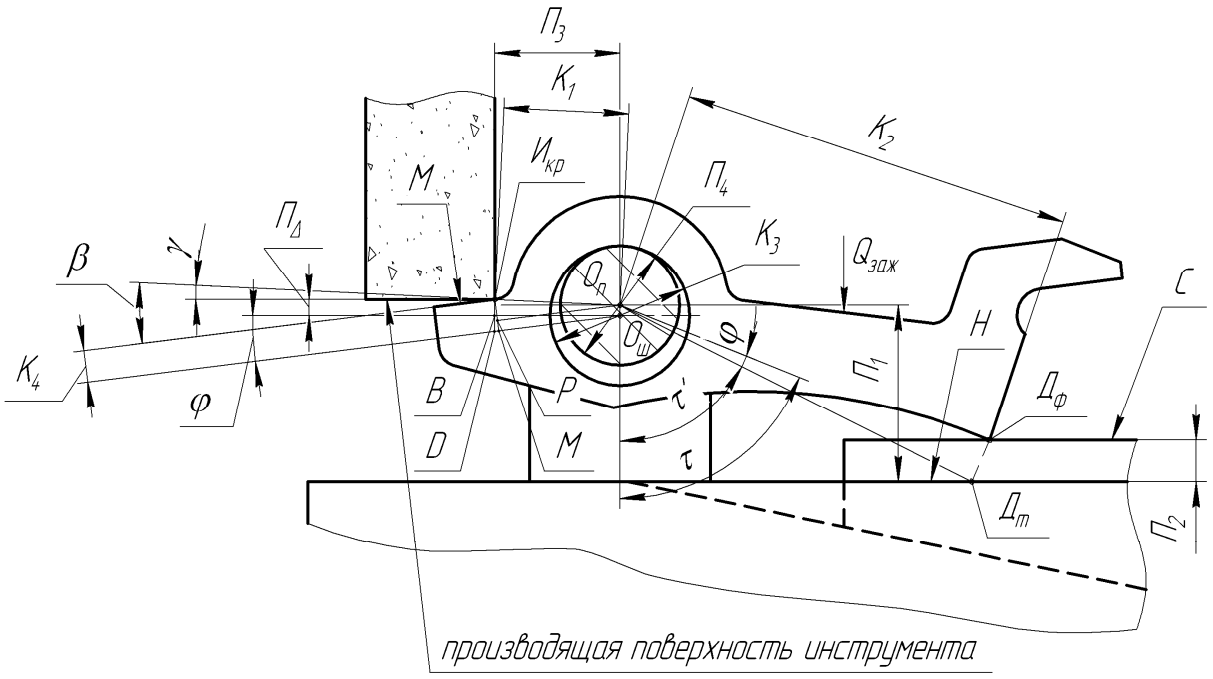


Рис. 3.Схема настройки позиции на станке

Размер A_Δ достигался путем срезания припуска шлифовальным кругом с поверхности *М* при выдвижении регулировочного клина вправо. Требуемое качество контакта поверхностей *М* и *Л* механизма достигалось размещением режущей периферии шлифовального круга аналогично поверхности *Л* корпуса механизма.

Рассмотренный выше конкретный пример дает наглядное представление о том, что возможно обеспечение идентичности положений обрабатываемой детали-компенсатора в момент обработки на станочной позиции и в собранном механизме. Отсюда следует, что размерные взаимосвязи элементов станочной позиции и обрабатываемой детали идентичны тем размерным связям, которые имеют место при установке той же детали-компенсатора в реальном механизме.

Элементами станочной позиции являются установочные поверхности приспособления и производящая поверхность инструмента. Таким образом, станочную позицию для механизированной пригонки можно охарактеризовать и как технологическую модель собираемого механизма.

Однако переносить формально нормы точности механизма на станочную позицию было бы неправильным. Станочная позиция, естественно, должна быть точнее. Чтобы обосновать нормы точности на размеры, опре-

деляющие положение элементов станочной позиции, приходится выявлять размерные связи и решать соответствующие точностные задачи.

Замыкающим звеном размерной цепи станочной позиции для обработки поверхности *М* рычага спускового механизма, схема которой показана на рис. 3, является размер $П_{\Delta}$, определяющий положение режущего инструмента относительной базовой поверхности приспособления. Для того чтобы разобраться в размерных связях узла около центра пальца, в крупном масштабе выполнен рис. 4.

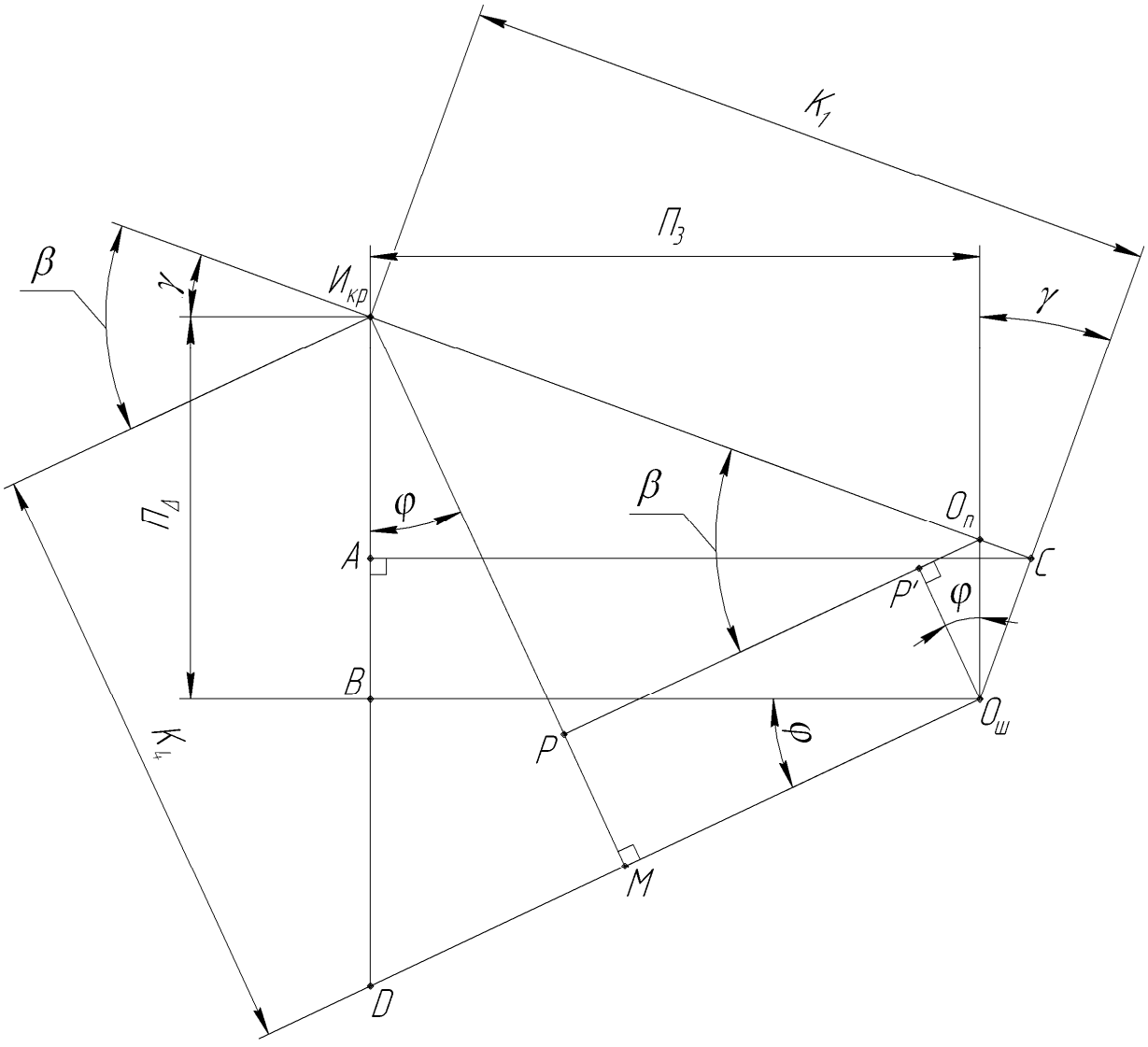


Рис. 4. Расчетная схема для определения взаимосвязи геометрических параметров станочной позиции

Замыкающий размер (раскрытие стыка) станочной позиции определяется уравнением

$$П_\Delta = П_3 tg\left(arctg\frac{K_4 - 0{,}5(K_3 - П_4)\cos\varphi}{П_3 \Big/ \cos\varphi - K_4 tg\varphi + 0{,}5(K_3 - П_4)\sin\varphi} - \varphi \right) + 0{,}5(K_3 - П_4), \quad (3)$$

где

$$\varphi = \tau - \tau'; \quad (4)$$

$$\tau = \arccos\frac{П_1 - \left(\frac{K_3 - П_4}{2}\right) - П_2}{K_2}; \quad (5)$$

$$\tau' = \arccos\frac{П_1 - \left(\frac{K_3 - П_4}{2}\right)}{K_2}. \quad (6)$$

Как видно из уравнений (3)…(6), передаточная функция относительно замыкающего размера $П_\Delta$ является трансцендентной и зависящей от входящих в неё составляющих размеров станочной позиции. Размерный анализ механизма показал, что допустимые отклонения замыкающего звена станочной позиции $\left[\Delta^c_{вП_\Delta}\right]$ = 0,053 мм и $\left[\Delta^c_{нП_\Delta}\right]$ = - 0,043 мм. Эти отклонения зависят от сочетания отклонений размеров рычага и аналогичных размеров станочной позиции.

Если принять допуски на звенья механизма по конструкторским чертежам, а допуски станочной позиции принять $\pm 0{,}1$ мм, то отклонения размера $П_\Delta$ при выполнении приспособления в виде жесткой конструкции значительно превзойдут указанные допустимые границы. Использование клина (см. рис. 3) позволяет компенсировать погрешности приспособления и добиваться нужной точности пригонки на станке, исключая высококвалифицированный ручной труд.

Рассмотренный выше конкретный пример дает наглядное представление о том, что проектирование станочных позиций для механизированной пригонки осуществляется на основании определенного правила, смысл которого заключается в обеспечении идентичности положений обрабатываемой детали-компенсатора в момент обработки на станочной позиции и в собранном механизме. Отсюда следует, что размерные взаимосвязи элементов станочной позиции и обрабатываемой детали идентичны тем размерным связям, которые имеют место при установке той же детали-компенсатора в реальном механизме. (Элементами станочной позиции являются установочные поверхности приспособления и производящая поверхность инструмента).

Таким образом, станочную позицию для механизированной пригонки можно охарактеризовать и как технологическую модель собираемого механизма. Однако переносить формально нормы точности механизма на станочную позицию было бы неправильным. Станочная позиция, естественно, должна быть точнее. В каждом конкретном случае для того, чтобы обосновать нормы точности на размеры, определяющие положение элементов станочной позиции, приходится выявлять размерные связи и решать соответствующие точностные задачи [4].

Список литературы

1. А.А. Маликов, А.Ю. Мигай, А.С. Ямников. Технология сборки машин: учеб. пособие для вузов / под ред. А.А. Маликова. Тула: Изд-во ТулГУ, 2011. 127 с.

2. МР 32-82. Цепи размерные: Расчёт допусков с учётом условий контакта сопряжённых деталей /И.А. Коганов [и др.]. М.: ВНИИНМАШ, 1982. 61с.

3. Терёхин Н.А. Влияние параметров технологической оснастки на точность сборки при машинном удалении компенсационного слоя // Исследования в области технологии механической обработки и сборки. Тула, 1983. С. 10-17.

4. Технология машиностроения. Специальная часть: учебник /М.Н. Бобков [и др.]; под ред. А.А. Маликова и А.С. Ямникова. Тула: Изд-во ТулГУ, 2010. 388 с.

I.W. Grigorov, A.S. Yamnikov

MATHEMATICAL MODEL OF MACHINE POSITION FIT FOR MECHANIZED LADDER LEVER MECHANISM

The technological solution to a complex multi-tier mar-dimensional chain chazhnyh mechanisms by modeling the machining position in terms of the mechanism in the design of the product. It is shown that the errors of form and contact deformation of the contacting surfaces can have a significant impact on the value of the output parameter, ie closing level of dimensional chain.

Key words: Mechanized fit, dimensional chain, lever The mechanism, a mathematical model.

Получено 20.01.12

УДК 621.7.57
И.В. Григоров, соискатель, (4872) 33-23-95, tms@tsu.tula.ru
(Россия, Тула, ТулГУ),
А.С. Ямников, д-р техн. наук, проф., (4872) 33-23-95, yamnikovas@mail.ru
(Россия, Тула, ТулГУ)

АЛГОРИТМ РАСЧЕТА ДОПУСТИМЫХ ОТКЛОНЕНИЙ РАЗМЕРОВ СТАНОЧНОЙ ПОЗИЦИИ ДЛЯ МЕХАНИЗИРОВАННОЙ ПРИГОНКИ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

Описан алгоритм автоматизированного расчета допустимых отклонений станочных позиций для механизированной пригонки многозвенного рычажного механизма с переменным передаточным отношением. Приведены необходимые формулы и сделан вывод о том, что в критических ситуациях необходимы дополнительные уточнения размеров собираемого механизма.

Ключевые слова: автоматизированный расчет, допустимые отклонения, станочная позиция, механизированная пригонка, многозвенный рычажный механизм.

Замыкающим звеном размерной цепи станочной позиции для обработки поверхности *M* рычага спускового механизма, схема которой показана на рис. 1, является размер $П_\Delta$, определяющий положение режущего инструмента относительной базовой поверхности приспособления.

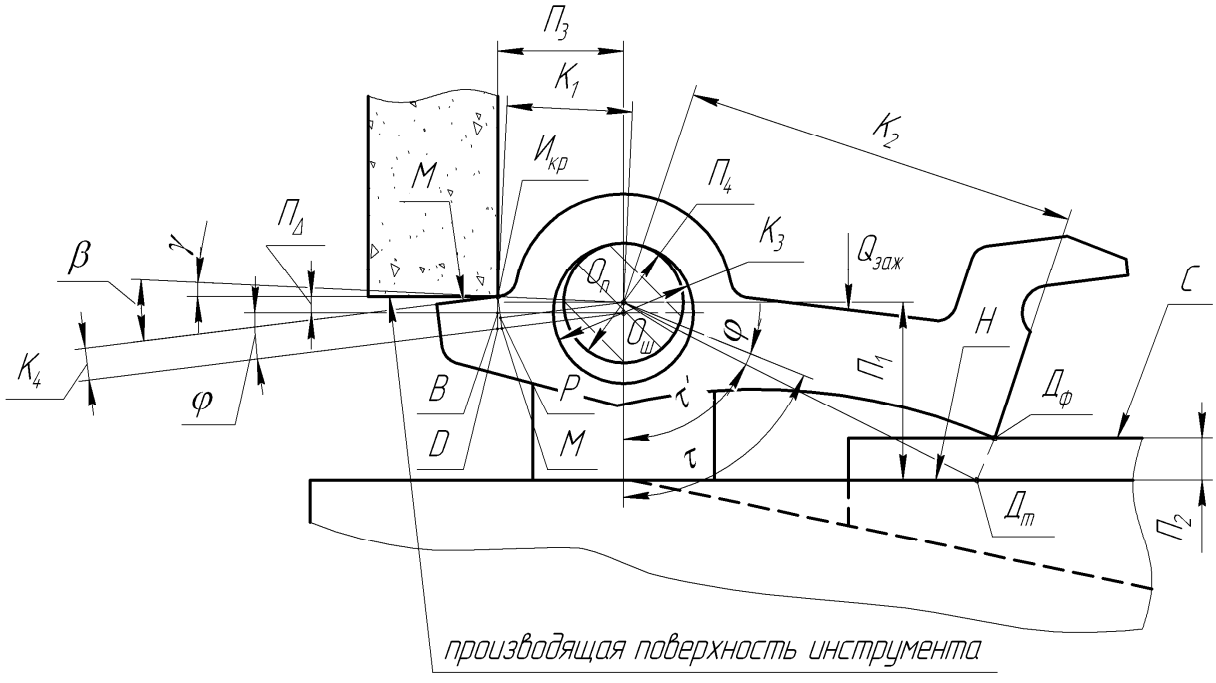


Рис. 1. Схема станочной позиции

Замыкающий размер (раскрытие стыка) станочной позиции определяется уравнением

$$П_\Delta = П_3 tg\left(arctg\frac{K_4 - 0{,}5(K_3 - П_4)\cos\varphi}{П_3 / \cos\varphi - K_4 tg\varphi + 0{,}5(K_3 - П_4)\sin\varphi} - \varphi \right) + 0{,}5(K_3 - П_4), \quad (1)$$

где

$$\varphi = \tau - \tau'; \quad (2)$$

$$\tau = \arccos\frac{П_1 - \left(\frac{K_3 - П_4}{2}\right) - П_2}{K_2}; \quad (3)$$

$$\tau' = \arccos\frac{П_1 - \left(\frac{K_3 - П_4}{2}\right)}{K_2}. \quad (4)$$

Как видно из уравнений (1)…(4), передаточная функция относительно замыкающего размера $П_\Delta$ является трансцендентной и зависящей от входящих в неё составляющих размеров станочной позиции. Допустимые отклонения замыкающего звена станочной позиции $\left[\Delta^c_{вП_\Delta}\right]$ = 0,053 мм и $\left[\Delta^c_{нП_\Delta}\right]$ = - 0,043 мм. Эти отклонения зависят от сочетания отклонений размеров рычага и аналогичных размеров станочной позиции.

Для определения максимально допустимых отклонений замыкающего звена $П_\Delta$ размерной цепи станочной позиции учтем погрешность принятого способа обработки. Погрешность выполнения размеров при шлифовании можно ориентировочно принять равной ≈ 0,02 мм.

Поскольку в уравнениях (1)….(4) связь между параметрами собираемого узла и станочной позиции выражается через комплекс тригонометрических функций и явно не выражена (изменение каждого параметра влияет на замыкающий размер, но связь между составляющими звеньями цепи при обеспечении условия попадания замыкающего звена в заданный допуском интервал не выражена прямой зависимостью), то для численного решения этой задачи в работе составлен комплекс взаимосвязанных алгоритмов с соответствующим программным обеспечением.

Основные параметры составляющих звеньев размерных цепей механизма и станочной позиции сведены в таблицу. Размер K_4 может сильно меняться, т.к. он содержит слой металла, удаляемый при пригонке. По заводским данным его значения колеблются в пределах 1…1,75 мм.

Допуски на звенья механизма взяты из заводских чертежей, номиналы звеньев станочной позиции приняты равными соответствующим номиналам звеньев механизма. Отклонения размеров $П_i$ отсчитываются от середин полей допусков соответствующих звеньев механизма.

Основные параметры составляющих звеньев

Параметры составляющих звеньев, мм	Звено размерной цепи механизма				Звено размерной цепи станочной позиции				Размеры, принадлежащие детали-компенсатору		
	E_1	E_2	E_3	E_4	$П_1$	$П_2$	$П_3$	$П_4$	$К_1$	$К_2$	$К_3$
Номинальные размеры $П_i, E_i$	13,5	2,69	8	10	13,5	2,69	8	10	8	29	10
Верхние отклонения $\Delta_в$	0,05	0,30	0,1	0	-	-	-	-	-	-	-
Нижние отклонения $\Delta_н$	-0,17	-0,3	-0,1	-0,03	-	-	-	-	-	-	-

На рис. 2 представлен алгоритм расчета верхнего и нижнего предельных отклонений замыкающего звена. Он позволяет оценить исходные значения этих параметров в зависимости от геометрических размеров механизма E_i, совпадающих в номинале со значениями размеров приспособления (станочной позиции) $П_i$, их отклонений $\Delta_{нE}, \Delta_{вE}$ и компенсатора $К_i$, величины которых вводятся в блоке 1.

При этом задаются минимально возможные технологические допуски на размеры приспособления $П_i$, (блок 2):

$$\Delta_{вП_i} = s_i + h/2; \tag{5}$$

$$\Delta_{нП_i} = s_i - h/2, \tag{6}$$

где h - ширина поля допуска $П_i$, $s_i = \left(\Delta_{вE_i} + \Delta_{нE_i}\right)/2$ - середина поля допуска для размера E_i.

Для расчета по формулам (5) - (6) в алгоритме введен цикл по переменной $i = 1,...n$ (блоки 3-7), где n - количество звеньев размерной цепи. Также этот цикл служит для расчета станочных допусков на размер (блок 6):

$$\Delta^c_{вП_i} = \Delta_{вП_i} - \Delta_{нE_i};$$

$$\Delta^c_{нП_i} = \Delta_{нП_i} - \Delta_{вE_i}$$

и ширины поля допуска для размеров E_i (блок 4):

$$l_i = \Delta_{вE_i} - \Delta_{нE_i}.$$

Далее рассчитывается номинальная величина замыкающего размера $П_\Delta$ (блок 8). Для этого выполняется вызов функции $f(П, K)$, которая рассчитывает значение по формуле (1) для заданных массивов $П$ и $К$ (рис. 3).

Далее (см. рис. 2) в цикле (i = 1,…,n, блоки 9 - 18) выполняется расчет текущих значений передаточных отношений (блок 16):

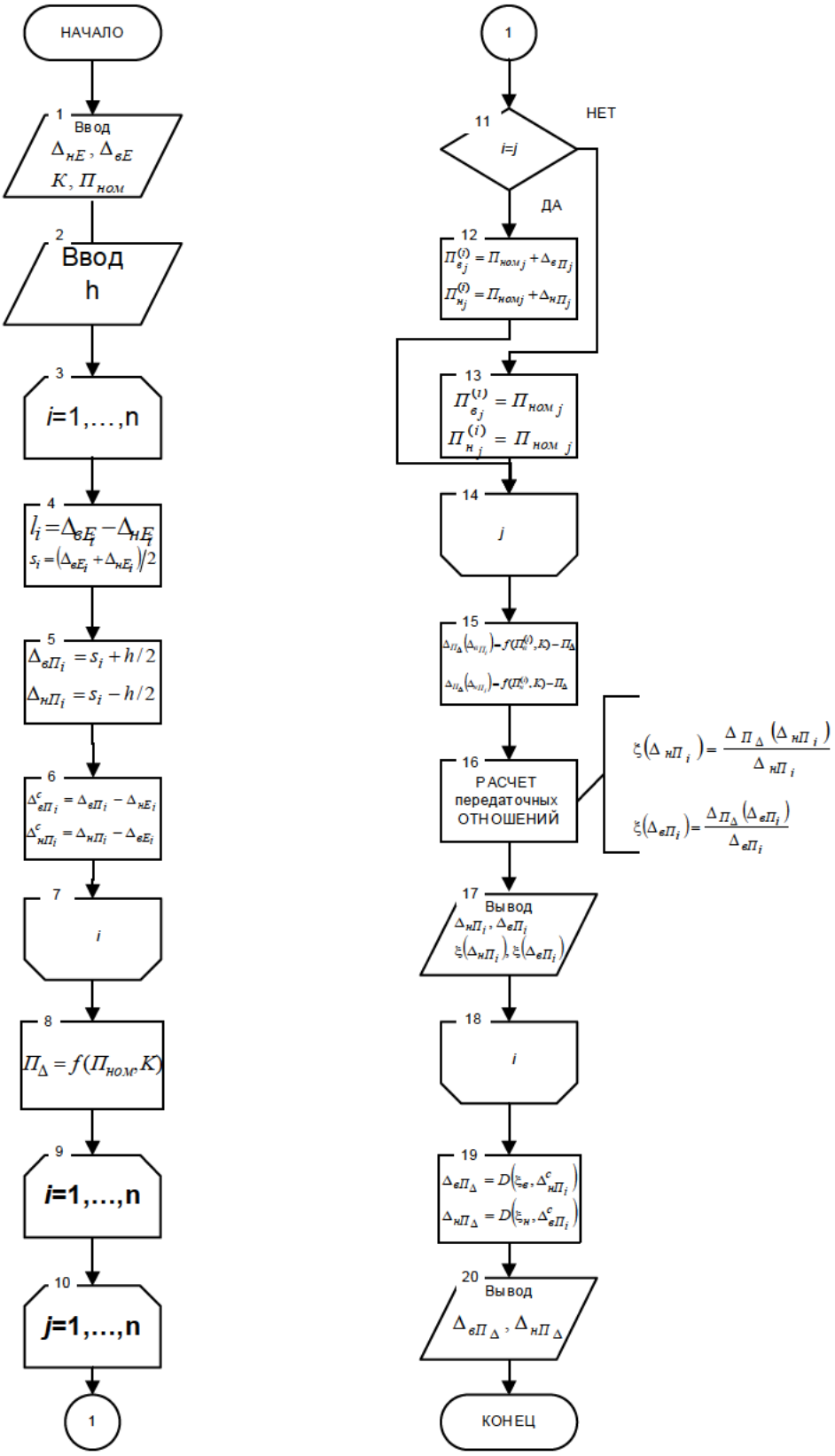


Рис. 2. Блок-схема расчета предельных отклонений замыкающего звена

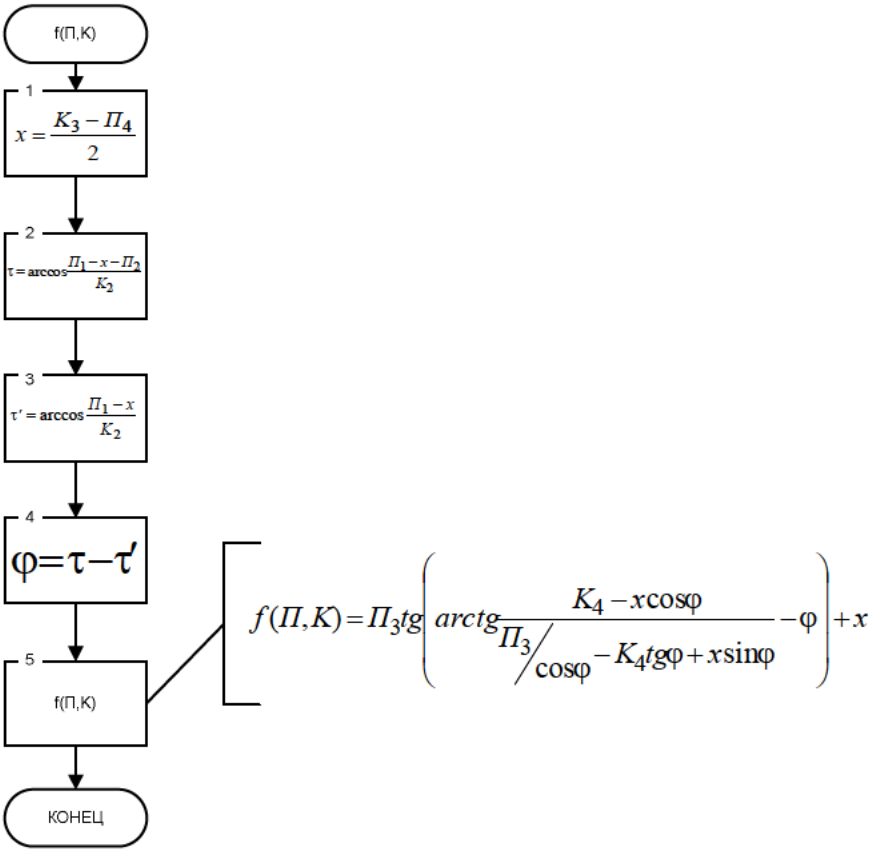


Рис. 3. Блок-схема функции расчета величины замыкающего звена

$$\xi\left(\Delta^c_{вП_1}\right)=\frac{\Delta_{П_\Delta}\left(\Delta^c_{вП_1}\right)}{\Delta^c_{вП_1}};\tag{7}$$

$$\xi\left(\Delta^c_{нП_1}\right)=\frac{\Delta_{П_\Delta}\left(\Delta^c_{нП_1}\right)}{\Delta^c_{нП_1}}\ .\tag{8}$$

Для этого необходимо рассчитать частичные погрешности $\Delta_{П_\Delta}\left(\Delta_{в\,П_i}\right)$ и $\Delta_{П_\Delta}\left(\Delta_{н\,П_i}\right)$ по формулам

$$\Delta_{П_\Delta}\left(\Delta^c_{вП_1}\right)=П_\Delta\left(\Delta^c_{вП_1}\right)-П_{\Delta ном};\tag{9}$$

$$\Delta_{П_\Delta}\left(\Delta^c_{нП_1}\right)=П_\Delta\left(\Delta^c_{нП_1}\right)-П_{\Delta ном}.\tag{10}$$

Это действие выполняется в блоке (15). При этом учитывается вли-

яние соответствующей величины предельного отклонения $\Delta_{в\Pi_i}$ и $\Delta_{н\Pi_i}$ с помощью ввода текущих массивов $\Pi_{в}^{(i)}$ и $\Pi_{н}^{(i)}$ на каждом *i*-м шаге (цикл по j = 1,…,n, блоки 10 - 14), значения которых совпадают с исходным массивом Π кроме *i*-го элемента (блок 13). Этому элементу дается приращение соответственно на величины $\Delta_{в\Pi_i}$ и $\Delta_{н\Pi_i}$ (блок 12).

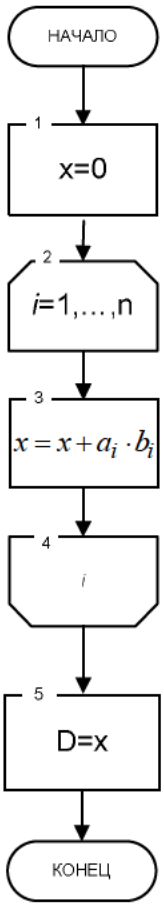


Рис. 4. Блок-схема обобщенной функции D(A,B)

Полученные значения выводятся в таблицу в блоке 17. После цикла происходит расчет верхнего и нижнего предельных отклонений замыкающего звена по формулам

$$\begin{cases} \Delta^{c}_{\Pi_\Delta} = f\left(\Delta^{c}_{\Pi_1}, \Delta^{c}_{\Pi_2}, \ldots \Delta^{c}_{\Pi_i}, \ldots \Delta^{c}_{\Pi_m}\right) \le \left[\Delta^{c}_{\Pi_\Delta}\right]; \\ \Delta_{A'_\Delta} = u\left(\Delta^{c}_{\Pi_1}, \Delta^{c}_{\Pi_2}, \ldots \Delta^{c}_{\Pi_i}, \ldots \Delta^{c}_{\Pi_m}\right) \le \left[\Delta_{A'_\Delta}\right]. \end{cases}; \qquad (11)$$

Для расчета использовалась обобщенная функция скалярного умножения двух векторов D(A,B), где A и B - массивы размерности *n*. Блок-схема вычисления функции были представлена на рис. 4. Результаты работы процедуры представлены на рис. 5.

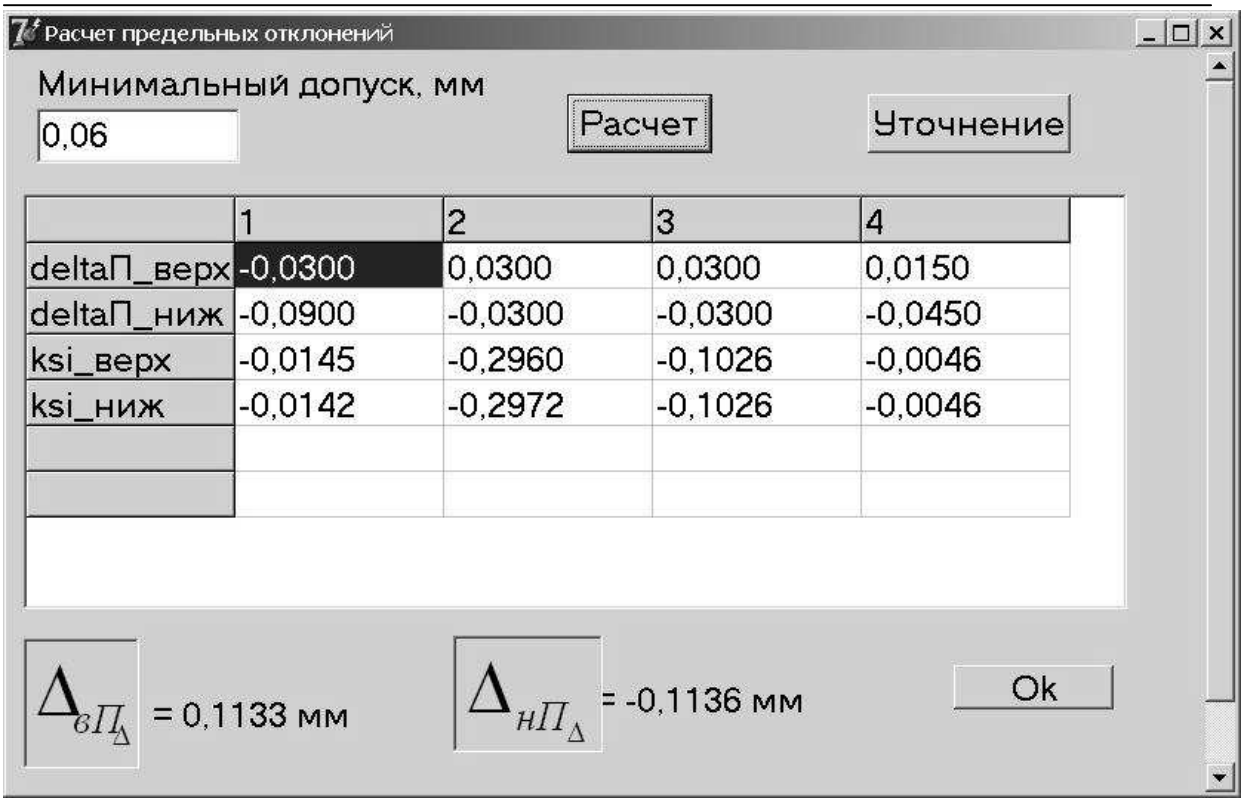


Рис. 5. Результаты компьютерного расчета верхнего и нижнего предельных отклонений замыкающего звена

В случае невыполнения допустимых условий

$$\begin{aligned} \Delta_{вП_\Delta} &< \lfloor \Delta_{в Ном} \rfloor \\ \Delta_{нП_\Delta} &< \lceil \Delta_{н Ном} \rceil \end{aligned} \qquad (12)$$

в программе заложена возможность подобрать ширину допуска на конструктивные размеры, уменьшая их в итерационном процессе (процедура «Уточнение»):

$$\Delta'_{вE_i} = s_i + l_i / m\,; \qquad (13)$$

$$\Delta'_{нE_i} = s_i - l_i / m\,, \qquad (14)$$

где m принимает значения 2, 3, …. до тех пор, пока не выполнится условие (11).

Для включения процедуры «Уточнение» достаточно в диалоговом окне программы (см. рис. 5) нажать клавишу «Уточнение». Блок-схема алгоритма процедуры «Уточнение» представлена на рис. 6.

В блоке 1 определяется начальное значение коэффициента уменьшения m полей допуска $\Delta'_{вE_i}$, $\Delta'_{нE_i}$. В цикле (блоки со 2 по 9) выполняется итерационный расчет текущих значений верхнего и нижнего предельных отклонений замыкающего звена (блок 8).

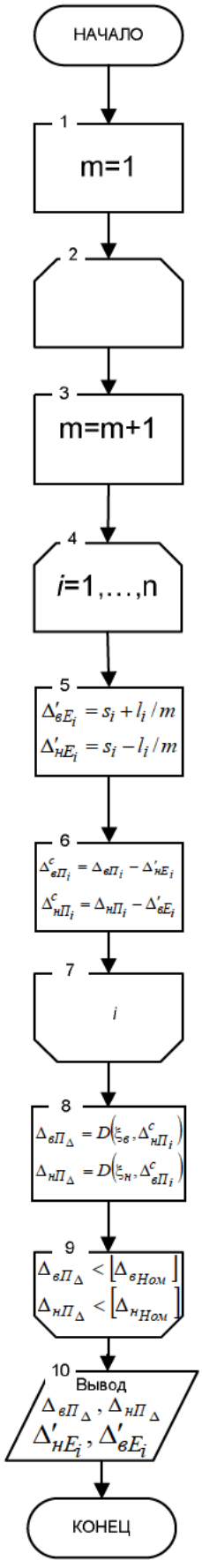


Рис. 6. Блок-схема алгоритма процедуры «Уточнение»

Для чего необходимо в цикле (блоки с 4 по 7) пересчитать не только новые отклонения параметров E_i (блок 5), но и новые значения станочных допусков на размер (блок 6). Пересчет прекращается, когда текущие значения предельных отклонений удовлетворяют допускам.

После цикла новые значения $\Delta'_{вE_i}$, $\Delta'_{нE_i}$ и $\Delta_{вП_\Delta}, \Delta_{нП_\Delta}$ выводятся на панель (рис. 7).



Рис. 7. Новые значения $\Delta'_{вE_i}$, $\Delta'_{нE_i}$ ***при допустимых*** $\Delta_{вП_\Delta}, \Delta_{нП_\Delta}$

После выполнения работы процедуры «Уточнение» технолог принимает решение о принятии полученных значений для коррекции или использовать регулировку размеров саночной позиции, желательно с наибольшим передаточным отношением, то есть в данном случае $П_2$.

Из нашего примера (рис. 7) следует, что только 7-кратное ужесточение допусков на составляющие звенья механизма и принятие жестких допусков на оснастку ($\pm 0{,}03$ мм) может позволить осуществлять механизированную пригонку в приспособлении с неподвижными базовыми элементами. Это экономически неприемлемо, следовательно, допустимые отклонения размера $П_2$ от фактической величины размера E_2 можно выдержать лишь при регулировке положения плоскости С опоры установочного приспособления. Регулировка опоры производится относительно базовой поверхности H по фактическому размеру E_2 механизма, посту-

пившего на сборку (см. рис. 1).

Регулировка положения элемента станочной позиции производится по информации о фактической величине соответствующего размера собираемого механизма, полученной с помощью измерительного устройства. Трудоемкость измерительно-настроечных операций во многом определяет трудоемкость механизированной пригонки, поэтому при выборе регулируемого параметра необходимо учитывать также доступность и удобство измерения положения конструктивных элементов собираемого механизма.

I.W. Grigorov , A.S. Yamnikov

ALGORITHM FOR CALCULATION OF PERMISSIBLE DEVIATIONS OF SIZES MACHINE POSITION FOR MECHANIZED FIT LEVER MECHANISM

An algorithm for automated calculation of tolerances for machine tool products fit multiunit mechanical linkage with a variable gear ratio. The necessary formulas and concluded that in critical situations require additional clarification sizes assembled mechanism.

Key words: automated calculation tolerances, machining position, machine fitting, multi-link linkage.

Получено 20.01.12

УДК 332.1:628.345.9:664
А.С. Горелов, канд. техн. наук, доц., 4872) 33-25-38,
qtay@rambler.ru (Россия, Тула, ТулГУ),
В.Б. Морозов, канд. техн. наук, доц., 4872) 33-25-38,
qtay@rambler.ru (Россия, Тула, ТулГУ),
П.В. Сапронов, бакалавр, магистрант, (4872) 33-25-38,
qtay@rambler.ru (Россия, Тула, ТулГУ)

СТРУКТУРИРОВАНИЕ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ ОТБОРА И ПОДГОТОВКИ ПРОБ ПРОДУКЦИИ И СЫРЬЯ ПИЩЕВОЙ И ПЕРЕРАБАТЫВАЮЩЕЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Построена структура технологической системы пробоотбора в пищевой и перерабатывающей промышленности. Выявлена внутренняя модель системы. Проведён анализ технологического оборудования системы, представлена современная разработка.

Ключевые слова: пищевая и перерабатывающая промышленность, структура, система, отбор проб, современной технологическое оборудование.

Одним из основных показателей конкурентоспособности продукции пищевой и перерабатывающей промышленности является её качество. Оно влияет не только на достижение экономических выгод производителя и государства, но и касается самого важного – жизни и здоровья человека, его нормальной жизнедеятельности в условиях реальностей современного мира и общества. В связи с этим очень важно организовать строгий контроль качества на предприятиях-изготовителях.

Современные подходы к решению такой задачи очень многочисленны. С одной стороны, важное значение имеет методология подходов к контролю качества продукции, с другой стороны – нельзя не учитывать серьёзную роль технического, инструментального оснащения. В современных, рыночных отношениях важным выступает экономическая составляющая. Безусловно, актуальным выступает и необходимость соответствующей информационной поддержки.

С точки зрения системного подхода [9], все эти составляющие должны быть учтены в общем вопросе контроля параметров качества вырабатываемой продукции, с включением элементов оперативного, автоматизированного управления на основе обратных и прямых технологических и информационных связей.

Однако в рассмотрении вышеописанных вопросов уделяется не достаточно внимания такому процессу в контроле качества нештучной (непрерывной по массе, длине, объёму) пищевой продукции как пробоотбор. При этом ориентир устанавливается на частное применение высокоэффективных, достоверных в своей оценке средств инструментального оснащения. В этом есть однозначная правота, но ограниченная территорией лабо-

ратории. При этом сами устройства анализа проб (устройства технохимического контроля) не имеют общей структурной оценки.

В структуре системы отбора и подготовки проб (СОПП) выделены основные функциональные устройства:

- отбора проб;
- накопления проб;
- перемешивания проб;
- деления (сокращения) проб;
- транспортно-загрузочные.

Для каждой совокупности устройств предусмотрен четвертый иерархический уровень, содержащий элементы в составе устройств.

Внутренняя модель структуры СОПП представлена на рис. 1.

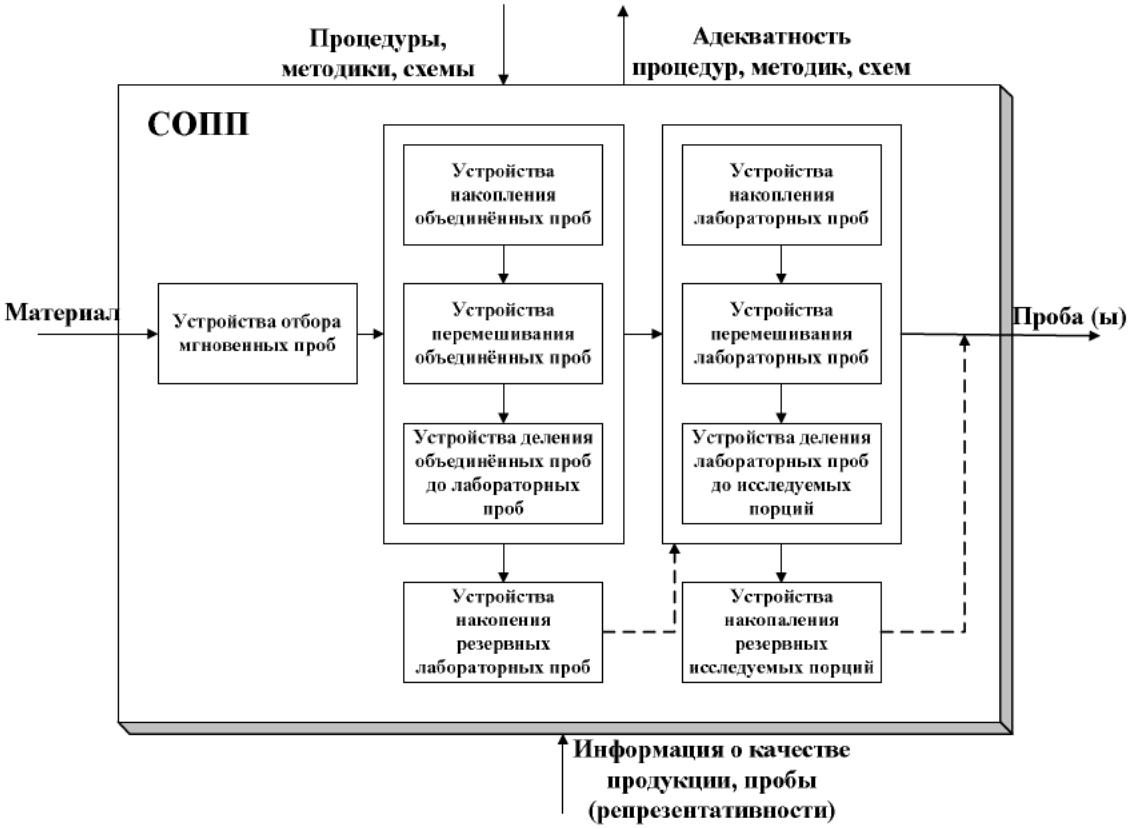


Рис. 1. Внутренняя модель системы отбора и подготовки проб

Предложенная внутренняя модель СОПП отражает специфику устройств, предназначенных для выполнения как отдельных операций, так и нескольких операций одновременно. Также возможно функционирование одного и того же оборудования по назначению для разных этапов подготовки проб.

На всех четырех уровнях структуры СОПП возможно последовательное, параллельное и смешанное (последовательно-параллельное) агрегатирование элементов, позволяющее создавать новые структурно-

компоновочные схемы СОПП и функциональных устройств системы в соответствии с задачами автоматизации процесса отбора и подготовки проб.

Критерии выбора новых технических решений могут быть сформулированы на основе анализа особенностей процесса отбора и подготовки проб, реализуемого в интегрированной системе автоматизированного статистического контроля качества нештучной продукции [1, 2, 3].

В результате проведенного анализа особенностей процесса отбора и подготовки проб для технической системы автоматизированного статистического контроля качества нештучной продукции определены основные требования к конструкциям функциональных устройств СОПП [5]:

1. Обеспечение репрезентативности получаемых проб.

2. Техническая поддержка современных планов и процедур статистического приёмочного контроля качества продукции.

К примеру, применение многоступенчатых процедур требует дополнительного оснащения СОПП устройствами получения последовательных мгновенных проб $\rightarrow$ объединённых проб $\rightarrow$ лабораторных проб $\rightarrow$ испытываемых порций. Процедуры непрерывного контроля качества, базирующиеся на планах, созданных для штучной продукции, требуют технического решения вопроса дискретизации (дифференциации) сплошного потока в некоторые накопительные единицы объёмов в рамках системы манипуляций потоком.

3. Высокая производительность процесса отбора и подготовки проб, которая может обеспечиваться выбором рациональных схем агрегатирования функциональных устройств в СОПП.

4. Общетехнические требования: надёжность, простота конструкции и эксплуатации устройств, малая материалоёмкость, низкие энергозатраты и стоимость, эргономичность, дизайн и т.п.

5. Универсальность или специализированность конструкций.

Возможность применения СОПП для нескольких видов нештучной продукции является в целом положительным фактором, поскольку позволяет расширить область применения созданных технических решений в различных отраслях промышленности. Вместе с тем, в отдельных случаях более эффективным может быть создание специализированных или даже специальных конструкций, что обусловлено видом выпускаемого продукта, особенностями технологического процесса и применяемыми режимами обработки или видом технологического оборудования, используемого в данном конкретном производстве.

Технические решения подразделяются на два основных класса, определённых в патентно-лицензионной документации:

- устройства пробоотбора для жидких материалов, к которым можно отнести непосредственно жидкости, суспензии, эмульсии, пульпы и т.п.;

- устройства отбора и подготовки проб сыпучих (твёрдых в раз-

дробленном состоянии) материалов, к которым относятся зерно, уголь, порошки, грануляры и т.п.

Как известно, устройства, осуществляющие пробоотбор, обеспечивают получение малого количества контролируемого материала, по которому аналитик (работник исследующей лаборатории) может сделать окончательную оценку значений параметров качества. Вследствие этого рассмотрены основные функциональные и конструктивные механизмы, обеспечивающие выполнение требований к устройствам пробоотбора [3].

1. Захватная способность.

Непосредственное замыкание (отсечение) от основной массы контролируемого объекта некоторой порции (порций) должно обеспечить представленность в конечной пробе всех составляющих «слоёв» материала. Это обеспечивается охватом всего продукта стационарными и/или перемещающимися пробоотборниками. В их роли могут выступать такие конструктивные элементы, как отсекатель, канал, ковш, захват, ёмкость, щель, шнек и т.д. Иным вариантом выступает способ концентрации отбираемого материала у пробоотводных или пробозаборных элементов конструкции посредством использования «торпед», конфузоров, сужающихся щелей, гидросопротивлений и т.п., представленных в приложении.

В известных конструкциях захватная способность осуществляется такими элементами, как центральный патрубок, конический пробоотборный патрубок, многовходной отборник, маятниковые механизмы для сыпучих материалов, а также путём использования тангенциального расположения отверстий.

2. Варьируемость величины объёма пробы.

Изменение величины объёма отбираемого нештучного материала, вызванного особенностями работы исследующей лаборатории, необходимо предусмотреть в работе устройств пробоотбора и сокращения проб.

В изобретениях варьируемость может быть реализована управляемыми командоаппаратами и задатчиками, использованием регулируемых щелевых винтов, разностью давлений жидкости и варьируемыми геометрическими параметрами конструктивных элементов.

3. Обеспечение связи между интенсивностью потока нештучной продукции через пробоотборное оборудование с параметрами его функционирования.

Для реального технологического процесса характерны колебания количества выпускаемой продукции как в целом в производстве, так и на конкретном технологическом этапе. Если поток жидкости через трубопровод изменяется, то это может вызвать либо сбой оборудования – техногенное обстоятельство, либо потребность в изменении количества отбираемого материала лабораторией – организационное обстоятельство. Рядом имеющихся устройств подобная ситуация предусмотрена (учитывается).

Примерами конструктивных элементов и функциональных особен-

ностей, реализующих рассматриваемый механизм пробоотбора, являются поршневые камеры, крыльчатки, изменение угла наклона (геометрии) отборного лотка относительно потока сыпучего материала, использование реактивной частоты вращения поточных патрубков относительно сокращающих отверстий.

4. Разделение, совмещение и перенаправление потоков нештучного материала.

Для улучшения параметров работы, внедрения операции сокращения, а также объединения контролируемого материала используют перенаправление и перераспределение потоков. В этом же варианте рассматривается и операция перемешивания. В устройствах сокращения проб, в силу малости объёма исходного для такого процесса материала, применяется перемешивание при помощи, например, шнеков, мешалок, циклонов, групп лотков и т.д.

Осуществляется это направление в известных конструкциях поворотными щелями, каналами, головками, гидросопративлениями, тройниками, смесительными камерами и т.д.

5. Упрощение эксплуатационных свойств и общетехнических характеристик оборудования.

К ним можно отнести общую несложность конструкций, отсутствие сложных подвижных элементов, простое поворотное замыкание материала.

Такие же механизмы характерны для устройств перемешивания и деления, с той лишь разницей, что они предусмотрены на следующих этапах подготовки проб.

Рассмотренные выше требования и являются критериями выбора рациональных структурно-компоновочных и технических решений СОПП, её функциональных устройств и элементов.

Технические решения подразделяются на два основных класса, определённых в патентно-лицензионной документации:

- устройства пробоотбора для жидких материалов, к которым можно отнести непосредственно жидкости, суспензии, эмульсии, пульпы и т.п.;

- устройства отбора и подготовки проб сыпучих (твёрдых в раздробленном состоянии) материалов, к которым относятся зерно, уголь, порошки, грануляры и т.п.

Как известно, устройства, осуществляющие пробоотбор, обеспечивают получение малого количества контролируемого материала, по которому аналитик (работник исследующей лаборатории) может сделать окончательную оценку значений параметров качества. Вследствие этого рассмотрены основные функциональные и конструктивные механизмы, обеспечивающие выполнение требований к устройствам пробоотбора.

1. Захватная способность.

Непосредственное замыкание (отсечение) от основной массы кон-

тролируемого объекта некоторой порции (порций) должно обеспечить представленность в конечной пробе всех составляющих «слоёв» материала. Это обеспечивается охватом всего продукта стационарными и/или перемещающимися пробоотборниками. В их роли могут выступать такие конструктивные элементы, как отсекатель, канал, ковш, захват, ёмкость, щель, шнек и т.д. Иным вариантом выступает способ концентрации отбираемого материала у пробоотводных или пробозаборных элементов конструкции посредством использования «торпед», конфузоров, сужающихся щелей, гидросопротивлений и т.п., представленных в приложении.

В известных конструкциях захватная способность осуществляется такими элементами, как центральный патрубок, конический пробоотборный патрубок, многовходной отборник, маятниковые механизмы для сыпучих материалов, а также путём использования тангенциального расположения отверстий и т.д.

2. Варьируемость величины объёма пробы.

Изменение величины объёма отбираемого нештучного материала, вызванного особенностями работы исследующей лаборатории, необходимо предусмотреть в работе устройств пробоотбора и сокращения проб.

В изобретениях варьируемость может быть реализована управляемыми командоаппаратами и задатчиками, использованием регулируемых щелевых винтов, разностью давлений жидкости и варьируемыми геометрическими параметрами конструктивных элементов.

3. Обеспечение связи между интенсивностью потока нештучной продукции через пробоотборное оборудование с параметрами его функционирования.

Для реального технологического процесса характерны колебания количества выпускаемой продукции как в целом в производстве, так и на конкретном технологическом этапе. Если поток жидкости через трубопровод изменяется, то это может вызвать либо сбой оборудования – техногенное обстоятельство, либо потребность в изменении количества отбираемого материала лабораторией – организационное обстоятельство. Рядом имеющихся устройств подобная ситуация предусмотрена (учитывается).

Примерами конструктивных элементов и функциональных особенностей, реализующих рассматриваемый механизм пробоотбора, являются поршневые камеры, крыльчатки, изменение угла наклона (геометрии) отборного лотка относительно потока сыпучего материала, использование реактивной частоты вращения поточных патрубков относительно сокращающих отверстий.

4. Разделение, совмещение и перенаправление потоков нештучного материала.

Для улучшения параметров работы, внедрения операции сокращения, а также объединения контролируемого материала используют перенаправление и перераспределение потоков. В этом же варианте рассматрива-

ется и операция перемешивания. В устройствах сокращения проб, в силу малости объёма исходного для такого процесса материала, применяется перемешивание при помощи, например, шнеков, мешалок, циклонов, групп лотков и т.д.

Осуществляется это направление в известных конструкциях поворотными щелями, каналами, головками, гидросопративлениями, тройниками, смесительными камерами и т.д.

5. Упрощение эксплуатационных свойств и общетехнических характеристик оборудования.

К ним можно отнести общую несложность конструкций, отсутствие сложных подвижных элементов, простое поворотное замыкание материала и т. п.

Такие же механизмы характерны для устройств перемешивания и деления, с той лишь разницей, что они предусмотрены на следующих этапах подготовки проб [7, 8].

Для всего многообразия устройств отбора и подготовки проб построена классификация, представленная на рис. 2.

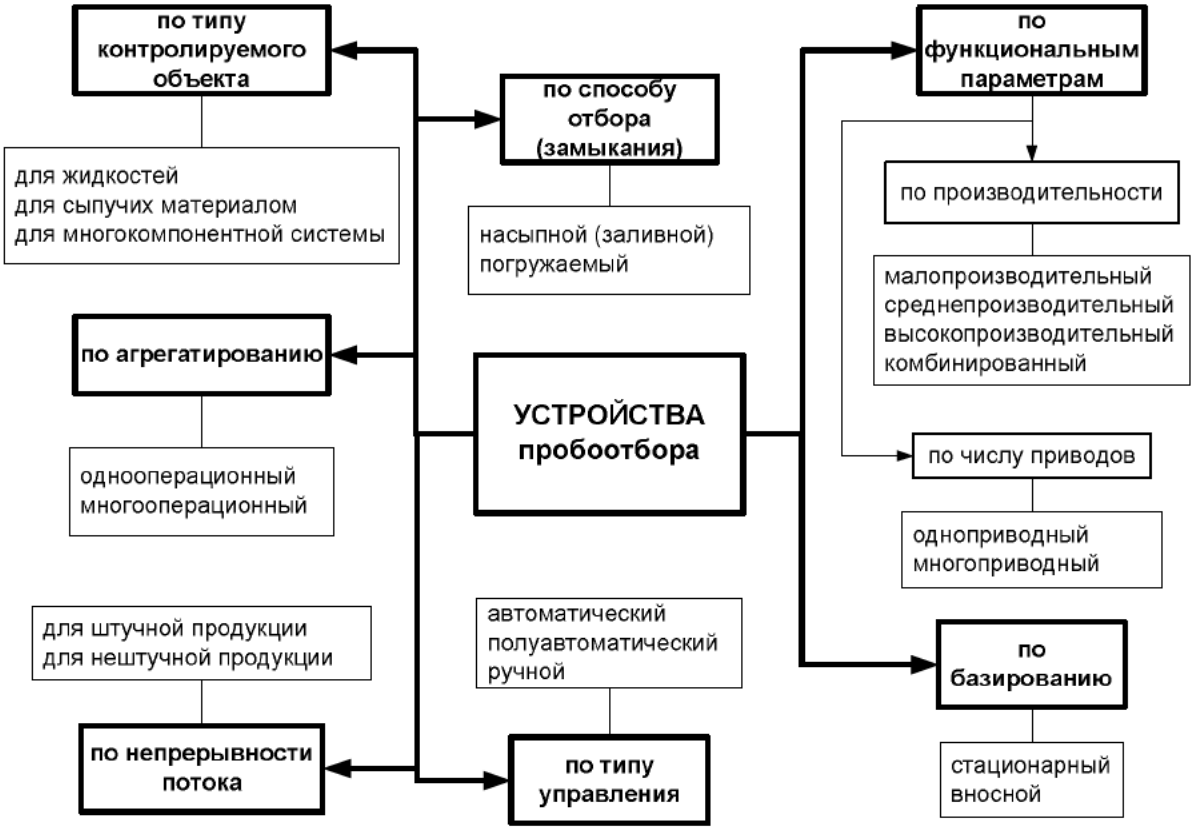


Рис. 2. Общая классификация устройств СОПП ИС АСК качества нештучной продукции пищевой и перерабатывающей промышленности

Она представляет собой отраслевую классификацию. При её составлении, как и при составлении большинства классификаций фактического материала, использовался индуктивный подход, т.е. после изучения имеющихся приборов выделялись основные классификационные признаки.

1. По типу контролируемого объекта устройства поделены на используемые для отбора проб жидкостей, твёрдых сыпучих материалов и многокомпонентных объектов.

2. Признак агрегатирования учитывает число возможных операций, осуществляемых устройством.

3. По базированию в зависимости от движимости, пробоотборник либо стационарный, когда движим поток материала, либо – вносной, когда движимо само устройство.

4. По уровню автоматизации в управлении устройства СОПП бывают ручными, полуавтоматическими и автоматическими.

5. По непрерывности потока контролируемого материала – для штучной (измеряемой штуками) и для нештучной (непрерывной по массе, объёму, длине) продукции.

6. Способ отбора пробы отражает механизм захвата устройством части контролируемого материала и может быть нагружным или погружаемым. Здесь возможны как прямо так и обратно пропорциональная зависимость с классификационным признаком «по базированию».

7. По функциональным параметрам выделяются устройства с различной или комбинированной производительностью и числом приводов функционирования [4].

Устройства пробоотбора сыпучих сред призваны выполнять основные требования, предъявляемые в целом к конструкциям пробоотбора. Принципиальным функциональным отличием, выражающимся и в конструктивных особенностях, являются менее жёсткое условие замыкания, более часто встречающаяся работа с открытым транспортным потоком, большая конструктивная сложность в отношении подвижных элементов. Конкретные особенности устройств представлено ниже.

Устройство для отбора проб сыпучего материала представлено на рис. 3.

Сыпучий материал на транспортёре 10 попадает на пороговое устройство 11, где свободно падает. Установленный на основание 6 вал 4 с втулкой 3 вращается посредством привода 5. При этом через телескопические пластины 2, закреплённые на втулке 3, вращение передаётся сменным пробоотборникам 1. Периодически пробоотборники 1 проходят через поток падающего материала, который таким образом скапливается в засыпной полости 13.

Далее пробоотборник поворачивается на 180^0 и поднимается. Материал из полости 13 через полость 15 высыпается на лоток 7. При этом часть материала через отверстия 14 попадает в полость сброса16, что обес-

печивает сокращение пробы. После этого пробоотборник возвращается обратно и опускается.

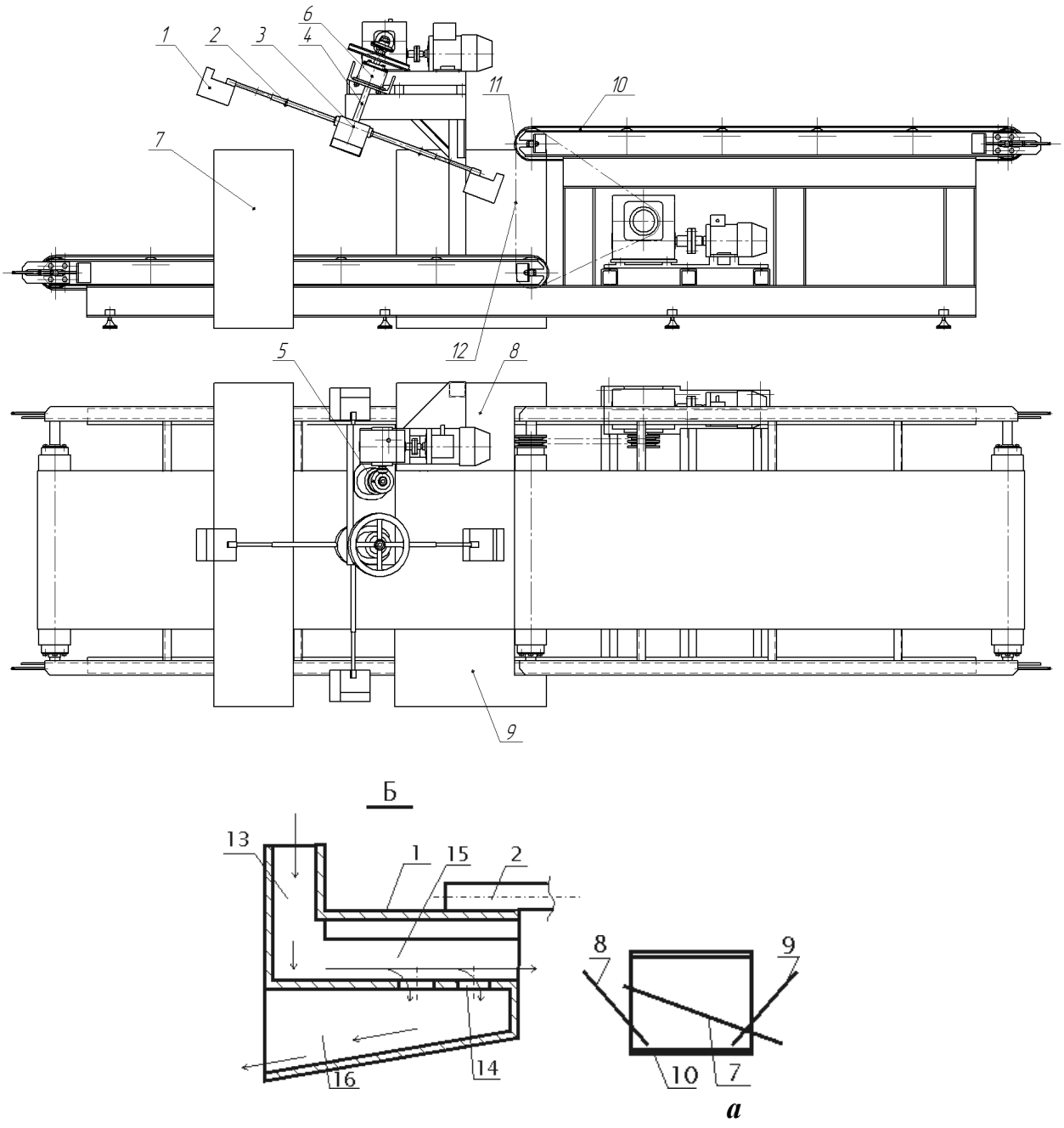


Рис. 3. Устройство для отбора проб сыпучего материала:
1 – пробоотборники, 2 – телескопические пластины, 3 – втулка,
4 – вал,5 – привод, 6 – основание, 7 – приёмный наклонный лоток,
8, 9 – отсекательные щиты, 10 – конвейер, 11 – пороговое устройство,
12 – скребок-щётка, 13 – засыпная полость, 14 – соединительные
отверстия, 15 – полость отвода пробы, 16 – полость сброса;
а – схема расположения лотков

Сменой пробоотборников 1 на подобные иного объёма засыпной полости 13, изменением длины телескопических пластин 2 и частоты вращения привода 5 возможно обеспечить варьирование объёма отбираемой пробы.

На рис. 3. *а*. представлена схема расположения наклонных лотков относительно конвейера в направлении против транспортного потока.

Охват всей толщи сыпучего материала, сокращение проб позволяет достичь их высокой репрезентативности. При этом дополнительным достоинством выступает широкая возможность варьирования объёма отбираемого материала [6].

Список литературы

1. Автоматизация статистического контроля качества пищевой продукции в массовых производствах / А.С. Горелов [и др.]; под ред. В.В. Прейса. Тула : Изд-во ТулГУ, 2009. 120 с.

2. Автоматизация статистического контроля качества пищевой продукции в массовых производствах / А.С. Горелов [и др.]; под ред. В.В. Прейса. 2-е изд. перераб. и доп. Тула: Изд-во ТулГУ, 2011. 140 с.

3. Горелов А.С. Прейс В.В., Сосков В.Б. Системы отбора и подготовки проб для автоматизированного статистического контроля качества нештучной продукции / под ред. В.В. Прейса. Тула: Изд-во ТулГУ, 2006. 104 с.

4. Морозов В.Б. Комплексная безопасность в пищевых и перерабатывающих производствах: учеб. пособие. Тула: Изд-во ТулГУ, 2010. 108 с.

5. Морозов В.Б. Технологические системы подготовки и переработки сырья свёклосахарных производств: учеб. пособие; рукопись. Тула : Изд-во ТулГУ, 2010. 96 с.

6. Пат. 2263890 Российская Федерация, МПК 7 G 01 N 1/20. Устройство для отбора проб сыпучих материалов / Сосков В.Б., Горелов А.С., Прейс В.В.; заявитель и патентообладатель Тул. гос. ун-т. № 2004114051; заявл. 06.05.04; опубл. 10.11.05, Бюл. № 31. 4 с.

7. Сосков В.Б. Представительность процесса пробоотбора нештучной продукции // «Автоматизация и современные технологии». 2005. № 7. С. 36-37.

8. Сосков В.Б. Факторы, влияющие на репрезентативность проб нештучной продукции // Автоматизация: проблемы, идеи, решения: материалы Международной научно-технической конференции. 14-15 октября. Тула: Изд-во ТулГУ, 2004. С. 49-52.

9. Технохимический контроль и анализ параметров качества продукции и сырья пищевой и перерабатывающей промышленности: лабораторный практикум / автор-составитель: В.Б. Сосков. Ч. I. Тула: Изд-во

ТулГУ, 2008. 48 с.

A.S. Gorelov, V.B. Morozov, P.V. Sapronov

THE STRUCTURE OF TECHNOLOGICAL SYSTEM SAMPLING IN FOOD AND PROCESS INDUSTRY IS CONSTRUCTED

The internal model of system is revealed. The analysis of the process equipment of system is carried out, modern working out is presented.

Key words: food and process industry, structure, system, sampling, modern the process equipment.

Получено 20.01.12

УДК 621.9:664

Е.Н. Нестерова, асп., (4872) 33-24-38,
ennesterova@rambler.ru (Россия, Тула, ТулГУ)

РАЗРАБОТКА РЕГУЛИРОВОЧНОЙ ПЛАСТИНЫ ДЛЯ КУТТЕРНЫХ НОЖЕЙ

Анализируются известные методы регулировки зазора между кромкой ножа куттера и чашей куттера с помощью зубчатого, т.е. дискретного крепления. Предложено решение введения регулировочной пластины для повышения точности регулировки положения ножей в ножевых головках куттеров.

Ключевые слова: куттерный нож, куттерование, мясное сырье, точность регулировки.

Одной из главных операций при производстве колбасных изделий является процесс куттерования – процесс тонкого измельчения мясного сырья размерами кусков до 1 мм. Качество готового продукта зависти от многочисленных факторов, но в большей степени от качества измельчения фарша в куттере [3].

Причиной снижения качества продукта может быть:

- неправильно конфигурация и плохое качество заточки ножей;
- недостаточная прочность их крепления в ножевой головке;
- искажение первичной формы ножей в результате износа и периодической заточки;
- увеличение зазора между ножами и чашей;
- неточная балансировка ножей [4].

Существует оптимальная длительность куттерования, при которой все показатели фарша (предельное напряжение сдвига, липкость, вязкость и др.) достигают экстремальных значений.

Резкое возрастание длительности процесса куттерования связано с увеличением зазора между чашей и ножом куттера из-за износа или пере-

заточки ножей в процессе их эксплуатации. Таким образом, возникает необходимость поддержания оптимального и постоянного зазора между чашей и ножом куттера путём периодического регулирования продольного положения ножа в ножевой головке. Следовательно, в конструкции ножевой головки и самих ножей должны быть предусмотрены конструктивные элементы для регулировки положения ножей.

Наиболее простыми и надёжными устройствами для регулировки зазора между чашей и ножами являются сменные вкладки различного размера или фиксаторы, которые по мере износа режущей кромки устанавливают нож в нужное положение.

Недостатком таких конструкций является неодновременное регулирование положения нескольких ножей, хотя при заточке их размеры изменяются неравномерно [5].

Оригинальный способ поддержания зазора между чашей и ножом был предложен фирмой Seydelmann (Германия). Ножа 7 (рис. 1) имеет в посадочной части 1 отверстие 2 в виде неправильного шестиугольного. На торцевых сторонах посадочной части 1 параллельных большим сторонам отверстия выполняют зубчатую насечку 4. Насечка 4 входит в зацепление с зубчатыми планками 6, наложенными на диск 3 и соединёнными с ним винтами 5. По мере износа режущей кромки зазор регулируют перемещением посадочной части ножа на один или несколько зубьев относительно накладки.

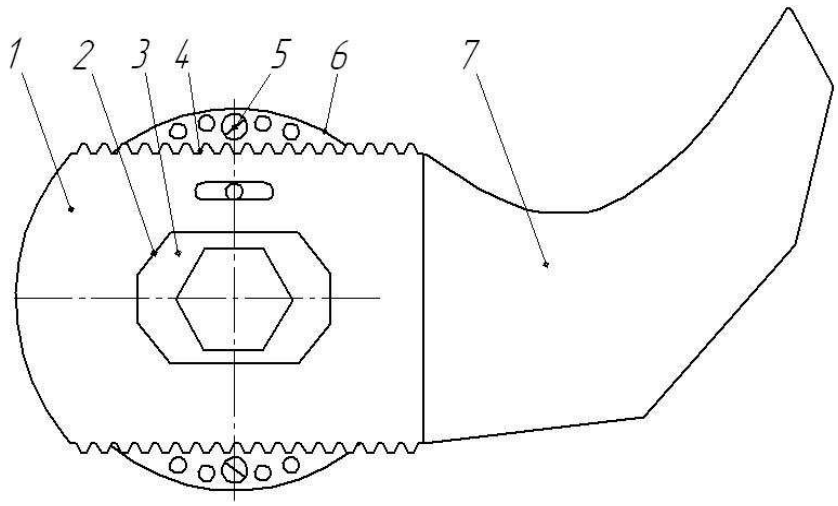


Рис. 1. Нож с зубчатой кромкой

Недостатком данного способа является необходимость дополнительного крепления накладок на диске независимо от крепления диска и ножа на валу куттера, что значительно усложняет конструкцию ножевой головки при необходимости установки двух и более ножей [1].

Также известна конструкция ножевая головка для куттера, пред-

ставленная на рис. 2.

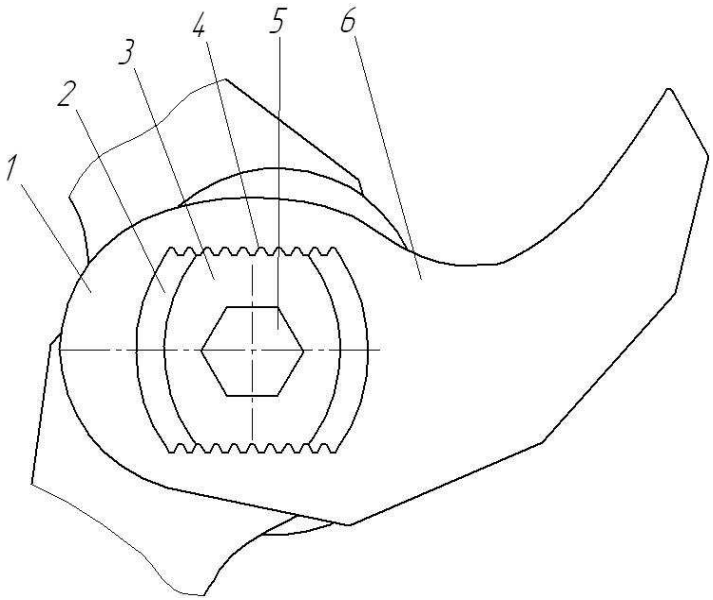


Рис. 2. Ножевая головка для куттера

Ножевая головка содержит нож 6, который имеет в своей посадочной части 1 удлиненное продольное отверстие 2 с размещенной в нем планкой 3, установленной непосредственно на валу куттера 5. На внешних параллельных продольных ребрах планки и внутренних продольных ребрах удлиненного продольного отверстия, обращенных друг к другу, выполнены зубья 4 с равными шагами, а длина внешних продольных ребер планки 3 меньше, чем длина внутренних продольных ребер удлиненного продольного отверстия 2.

При необходимости регулировки продольного положения ножа 6 планку 3 переставляют на один или несколько зубьев 4 вперед или назад по отношению к зубьям продольного удлиненного отверстия, в зависимости от того – требуется уменьшить или увеличить зазор между ножом 6 и чашей куттера [6].

Недостатком данной конструкции является то, что точность регулировки продольного положения ножа на диске ножевой головки определяется величиной шага зубьев, которая ограничена требованиями их прочности и не может быть выполнена менее 2-3 мм.

Для повышения точности регулирования положения ножей можно использовать техническое решение, применяемое в транспортных роторах роторных технологических машин для регулирования роторов по углу, что обеспечивает точное совпадение позиций транспортного и рабочих роторов [7].

На основе проведенного анализа предложен вариант усовершенствования конструкции ножевой головки с дополнительной регулировочной пластиной.

Ножевая головка для куттера содержит диск 1, установленный не-

посредственно на валу 2 шестигранного профиля, ножи 3, установленные на диске 1 и имеющие в посадочной части 4 удлиненное продольное отверстие 5 с размещенной в нем планкой 6, установленной непосредственно на валу 2 куттера, при этом на внешних параллельных продольных ребрах *A* планки 6 и внутренних продольных ребрах *B* удлиненного продольного отверстия 5, обращенных друг к другу, выполнены зубья 7 с равными шагами *h*, а длина внешних продольных ребер *l* планки 6 меньше, чем длина *L* внутренних продольных ребер *B* удлиненного продольного отверстия 5.

Между планкой 6 и внутренними продольными ребрами *A* отверстия 5 дополнительно установлены регулировочные пластины 8, на параллельных продольных ребрах *C* которых выполнены зубья 9, смещенные по шагу друг относительно друга на величину $\Delta = 0{,}2\ldots0{,}7\,h$, где *h* – шаг зубьев 7 и 9, а длина продольных ребер регулировочных пластин 8 равна $l_1 = 0{,}6\ldots0{,}8l$, где *l* - длина внешних продольных ребер планки 6.

Диск 1 с ножами 3, планками 6 и регулировочными пластинами 8 закреплен на валу 2 шестигранного профиля посредством шайбы 10 и гайки 11 [2].

Сущность данной конструкции поясняется на рис. 3, 4.

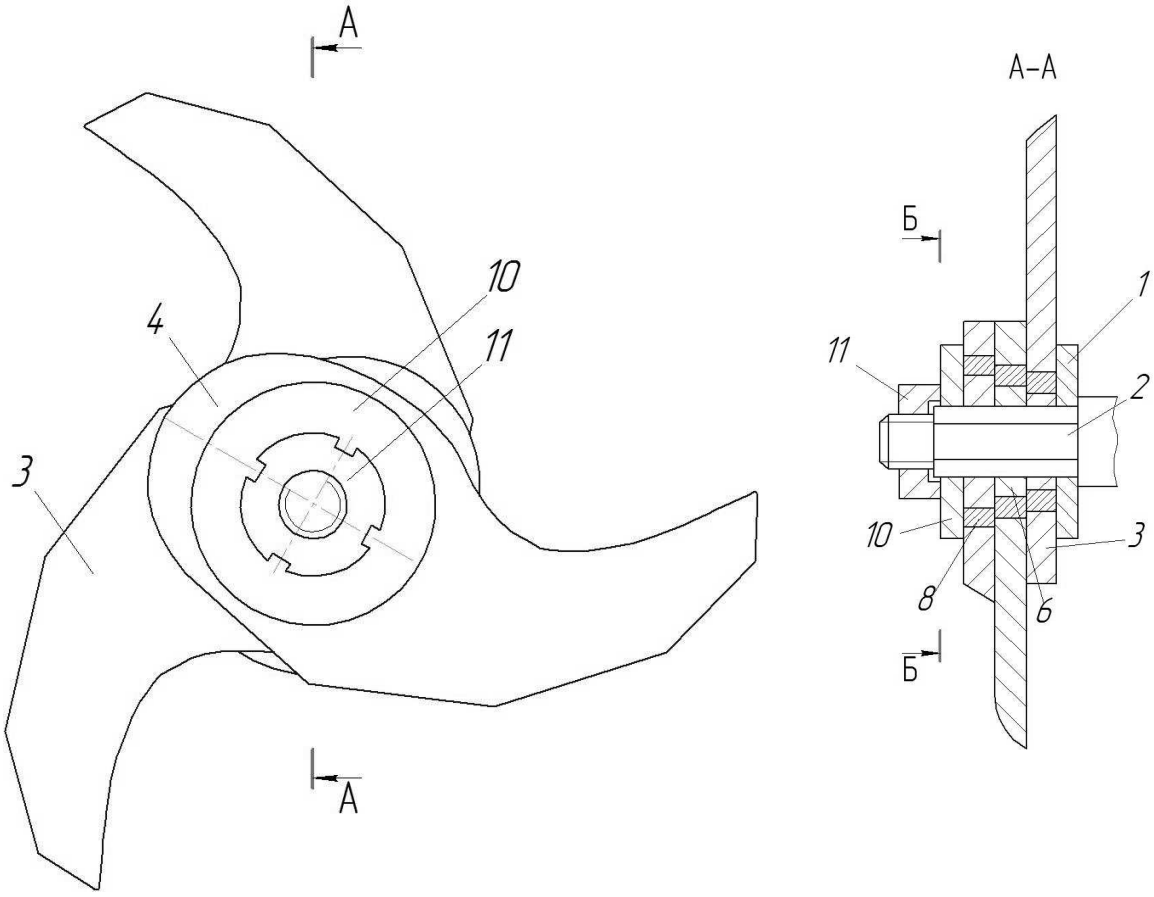


Рис. 3. Ножевая головки для куттера

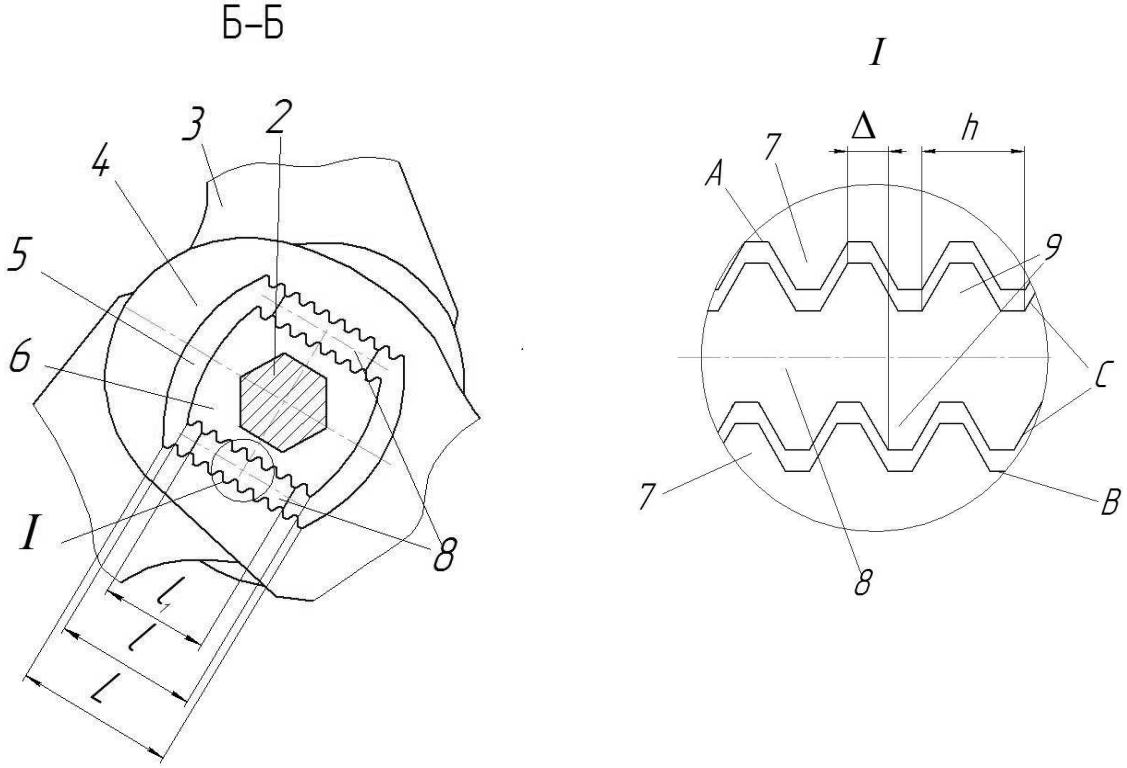


Рис. 4. Сечение по Б-Б рис. 3

Ножевая головка для куттера работает следующим образом.

При необходимости регулировки продольного положения ножей 3 на диске 1 ножевой головки, определяющего зазор между ножами 3 и чашей куттера (на рис. не показана), последовательно для каждого ножа 3 регулировочные пластины 8 переставляют на один шаг вперед или назад по отношению планки 6 (в зависимости от того – требуется уменьшить или увеличить зазор между ножом 3 и чашей куттера) до зацепления зубьев 9 регулировочных пластин 8 с зубьями 7 планки 6, при этом нож 3 переставляют в противоположном направлении, т.е. соответственно на один шаг назад или вперед до зацепления зубьев 9 регулировочных пластин 8 с зубьями 7 внутренних продольных ребер *B* удлиненных продольных отверстия 5 ножа 3.

Поскольку зубья 9 регулировочных пластин 8, смещены по шагу относительно друг друга на величину $\Delta = 0{,}2\ldots0{,}7\ h$, где h – шаг зубьев 7 и 9, то точность регулировки продольного положения ножей 3 на диске 1 ножевой головки, определяющего зазор между ножами 3 и чашей куттера, будет равна величине Δ.

В отличие от величины шага h зубьев 7 и 9, которая ограничена требованиями их прочности и не может быть выполнена менее 2-3 мм, величина Δ смещения зубьев 9 регулировочных пластин 8 может быть выполнена значительно меньше величины шага h зубьев 7 и 9, исходя только из

требуемой точности регулировки продольного положения ножа на диске ножевой головки.

Таким образом, при необходимости регулировки продольного положения ножей в ножевой головке, определяющего зазор между ножами и чашей куттера, последовательно для каждого ножа регулировочные пластины переставляют на один шаг вперед или назад по отношению планки (в зависимости от того – требуется уменьшить или увеличить зазор между ножом и чашей куттера).

Поскольку зубья регулировочных пластин смещены по шагу относительно друг друга на величину меньшую шага зубьев, то точность регулировки продольного положения ножей в ножевой головки будет равна величине смещения.

В отличие от величины шага зубьев, которая ограничена требованиями их прочности и не может быть выполнена менее 2-3 мм, величина смещения зубьев регулировочных пластин может быть выполнена значительно меньше величины шага зубьев, исходя только из требуемой точности регулировки продольного положения ножа в ножевой головке.

Это позволит значительно увеличить точность регулировки продольного положения ножей в ножевой головки, обеспечить оптимальный зазор между ножом и чашей куттера и контролировать качество измельченного сырья при процессе куттерования.

Список литературы

1. Борисенко А.А., Бареян А.Г., Борисенко Л.А. Режущие механизмы пищевой промышленности. Ставрополь: Изд-во Сев.-Кав. ГТУ, 2004. С. 108-109.

2. Нестерова Е.Н., Прейс В.В. Анализ путей повышения точности регулировки положения ножей в ножевых головках куттеров // Молодёжный вестник Политехнического института. Тула: Изд-во ТулГУ, 2011. С. 195-198.

3. Нестерова Е.Н. Анализ измельчения мясного сырья путём куттерования // Технологии и оборудование химической, биотехнологичес-кой и пищевой промышленности: материалы 2-й Всерос. науч.-практ. конф., асп. и мол. ученых. Бийск: Изд-во АлтГТУ, 2009. С. 334-339.

4. Нестерова Е.Н. Совершенствование процесса резания мясного сырья на основе математического моделирования формы режущих инструментов // Молодежные инновации: IV молодежная науч.-практ. конф. ТулГУ. Тула: Изд-во ТулГУ, 2010. С. 165-167.

5. Чижикова Т.В. Машины для измельчения мяса и мясных продуктов. М.: Изд-во “Легкая и пищевая промышленность”, 1982. С.197-198.

6. Пат. 51240 BG. МПК[7] B 02 C 18/20. Ножевая головка для куттера

/ М. Стеффенс, Ремсчейд. Опубл. 15.03.1993. Бюл. № 3.

7. РМО 1155-62. Автоматические роторные машины линии. Методика проектирования. Узлы и элементы: руководящий материал Госкомитета. М., 1964. 432 с.

E.N. Nesterova

DEVELOPMENT OF ADJUSTING PLATE FOR CUTTER KNIVES

This article analyses the known methods for the regulation of a backlash between a cutter knive edge and a cutter bowl with the help of a dentate, i.e. discrete fixation. It introduces an adjusting plate to increase the accuracy of regulation of the knives position in the cutter knives heads.

Key words: cutter knive, cutting, raw meat products, accuracy of regulation.

Получено 20.01.12

УДК 67.083

Н.Е. Проскуряков, д-р техн. наук, проф., (4872)35-24-93, tppzi@tsu.tula.ru
(Россия, Тула, ТулГУ),
А.В. Моисеев, асп., (4872)35-24-93, tppzi@tsu.tula.ru
(Россия, Тула, ТулГУ)

КОНЦЕПЦИЯ, ВАРИАНТЫ КОМПОНОВОК И ПЕРСПЕКТИВЫ ВНЕДРЕНИЯ МОБИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ РЕГЕНЕРАЦИИ ОРГАНИЧЕСКИХ РАСТВОРИТЕЛЕЙ

Рассматриваются варианты решения задачи утилизации отработанных органических растворителей на промышленных предприятиях путем использования мобильной установки регенерации, что позволяет повысить экологическую безопасность предприятий и решить проблему незаконного слива использованных растворителей в окружающую среду.

Ключевые слова: мобильная установка, утилизация, регенерация, органический растворитель.

В настоящее время в зарубежной и отечественной полиграфической промышленности расширяется использование мобильных установок регенерации (МУР) отработанных органических растворителей. МУР формирует практически безотходный процесс промывки фотополимерных печатных форм для флексографской печати [1-2]. Использование МУР отработанных растворителей оптимально в качестве альтернативы для тех полиграфических предприятий флексографской печати, которые по экономическим или другим причинам не могут приобрести собственную уста-

новку для регенерации растворителей.

Основные задачи, решаемые МУР:

- регенерация отработанного растворителя;
- организация переработки отработанного растворителя для предприятий Центрального Федерального Округа РФ;
- обеспечение эксплуатации регенераторов МУР на месте переработки растворителя.

Основные этапы функционирования МУР:

1. По требованию клиента мобильная установка направляется для переработки отработанных растворителей к месту их накопления и временного хранения на предприятии.
2. Переработка отработанных растворителей производится на промплощадке предприятия.
3. Конкретное место на промплощадке выбирается без каких-либо ограничений со стороны санитарно-эпидемиологических служб, так как переработка отработанного растворителя абсолютно безвредна для окружающей среды и безопасна как для персонала предприятия, так и лиц, обслуживающих установку регенерации.
4. Подключение и работа МУР осуществляется через электросеть предприятия или через автономный источник электропитания.
5. Отделенные после регенерации загрязняющие вещества утилизируются на специализированных предприятиях по переработке отходов.
6. Очищенный с помощью МУР растворитель передается предприятию для вторичного использования.
7. После завершения процесса регенерации мобильная установка покидает территорию предприятия.

Использование регенераторов формирует практически безотходный процесс промывки фотополимерных печатных форм для флексографской печати, что способствует как повышению экологической безопасности, так и экономии денежных средств предприятия, пользующегося регенераторами или услугами МУР.

Мобильная установка не имеет стационарных производств, являющихся объектом государственной экологической экспертизы, что не требует наличия проекта на осуществление хозяйственной деятельности и положительного заключения государственной экологической экспертизы.

На рынке услуг по утилизации отходов полиграфической отрасли в Тульской области практически отсутствуют предприятия, перерабатывающие в больших объемах отработанные органические растворители. Вместе с тем в России уже широко представлен и быстро развивается рынок услуг по переработке отходов и их использованию в качестве вторичного сырья.

Организация продвижения отходов от производителя к переработчику требует решения большого количества организационных вопросов,

особенно если собственник отходов и приемщик находятся в разных регионах.

Использование МУР является перспективным, так как переработка отработанных органических растворителей осуществляется на территории производителя отходов по прибытии МУР.

Организация переработки отработанного растворителя включает выполнение следующих работ:

- уточнение количества растворителя, подлежащего переработке, согласование графика прибытия МУР;

- организация переработки отработанного сольвента на месте прибытия МУР.

Мобильная установка регенерации используется для переработки отработанных органических растворителей непосредственно на местах их временного накопления и образования.

На основании данных опросного листа определяется предварительный перечень отработанных растворителей, которые нужно переработать с помощью МУР, и последующая переработка отработанных растворителей производится непосредственно на промышленной площадке предприятия, а твердые отходы, оставшиеся после переработки, необходимо обезвредить заказчику. При этом конкретное место на промплощадке выбирается без каких-либо ограничений со стороны санитарно-эпидемиологических служб, так как переработка отработанного растворителя абсолютно безвредна для окружающей среды.

Рассмотрим воздействие на окружающую среду, оказываемое мобильной установкой регенерации:

1. Технология переработки отходов в мобильной установке не предусматривает использования водных ресурсов и сброса сточных вод в водоемы и на рельеф.

2. Работа МУР производится на промплощадке заказчика. Организация собственной промплощадки и временных складов отходов, от которых могло бы быть загрязнение почвы за счет ливнестоков и пылеуноса, не требуется.

Основным вопросом охраны земель при эксплуатации МУР является обеспечение сбора и утилизации твердых отходов после регенерации отработанных органических растворителей, предотвращающее их несанкционированное попадание в почву.

3. В случае нестандартной ситуации предусматривается комплектация установки первичными средствами пожаротушения.

4. Использование МУР не предусматривает собственных производственных помещений, стационарного технологического оборудования и

объектов конечного размещения отходов. Для хранения МУР арендуется гаражный бокс.

Таким образом, повышается экологическая безопасность предприятий и решается проблема незаконного слива использованных растворителей в окружающую среду.

Предложена концепция и варианты компоновки МУР, которые могут функционировать в двух исполнениях: на базе автомобиля КАМАЗ-65117 (для крупных предприятий) и на базе изотермического грузовика ГАЗ 3302 (для малых предприятий) [3].

На рис. 1 показан общий вид МУР на базе автомобиля КАМАЗ-65117, а на рис. 2 – состав установки, которая включает:

1. Систему непрерывного цикла регенерации растворителя ECO 122 PLUS.

2. Взрывозащищенный регенератор IST 62 EExd.

3. Электрический вакуумный генератор FV 100 E.

4. Две емкости для временного хранения загрязненного растворителя, объемом 250 литров.

5. 2 емкости для временного хранения очищенного растворителя, объемом 250 литров.

6. Электрораспределительный шкаф во взрывозащищенном исполнении для электроснабжения устройств.

7. Насос для перекачивания растворителей из бочек в емкости и обратно.

8. Герметичная емкость для временного хранения твердого осадка, оставшегося после регенерации, в специальных полимерных мешках, объемом 250 л.

9. Автономная фильтровальная вентиляционная установка, обеспечивающая десятикратный часовой обмен воздуха в фургоне МУР.

10. Установка пожаротушения (углекислотная или порошковая) с автоматическим и ручным пуском.

11. Два шкафа для хранения комплектов шлангов (химически стойких) длиной по 25 м.

12. Два шкафа для хранения респираторов (противогазов) с набором патронов для различных растворителей, ЗИП и 200 мешков для регенерации.

13. Система освещения в контейнере.

14. Кабель для подключения внешнего источника электропитания 30 кВт, 380 В через электрораспределительный шкаф на катушке 100 п.м.

Общий вид МУР на базе изотермического грузовика ГАЗ 3302 показан на рис. 3.

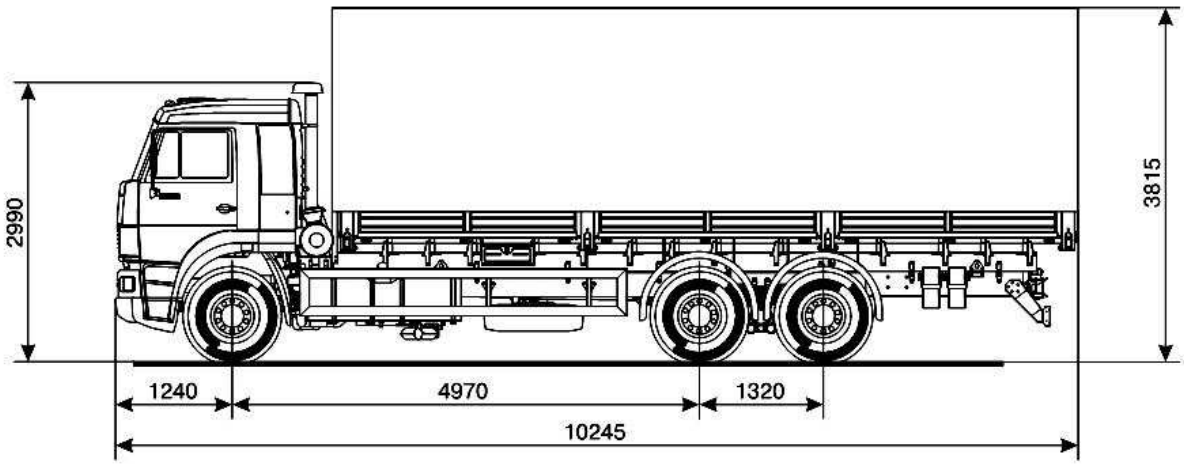


Рис. 1. Общий вид МУР на базе автомобиля КАМАЗ-65117

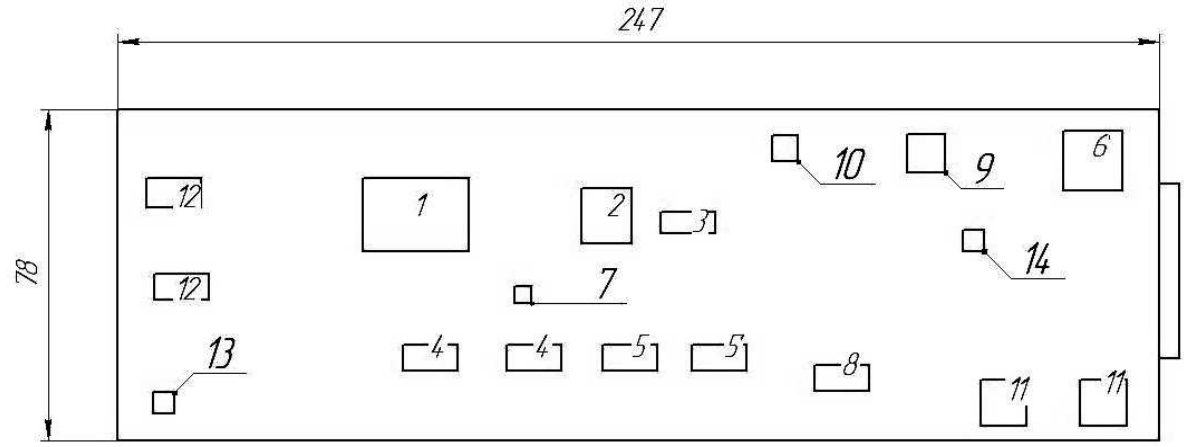


Рис. 2. Состав МУР на базе автомобиля КАМАЗ-65117

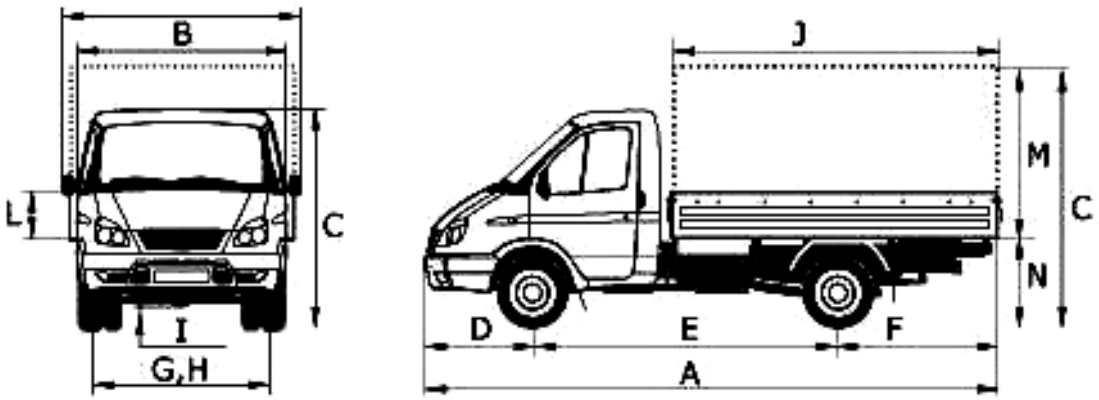


Рис. 3. Общий вид МУР на базе изотермического грузовика ГАЗ 3302

В своем составе МУР имеет следующие узлы и механизмы (рис 4):

1. Взрывозащищенный регенератор IST 62 EExd.
2. Пневматический вакуумный генератор FV 70 E.
3. Взрывозащищенный регенератор IST 10 EExd.
4. Насос для перекачивания растворителей из бочек в емкости и обратно.
5. Установка пожаротушения (углекислотная или порошковая) с автоматическим и ручным пуском.
6. Кабель для подключения внешнего источника электропитания 30 кВт, 380 В, через электрораспределительный шкаф на катушке 100 п.м.

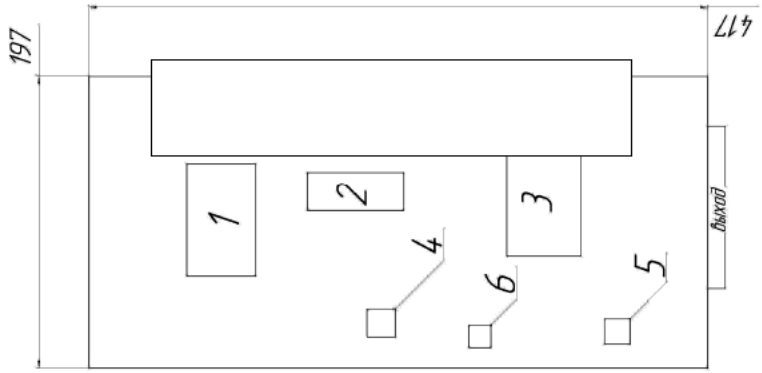


Рис. 4. Состав МУР на базе изотермического грузовика ГАЗ 3302

Выводы:

1. Мобильная установка регенерации позволяет сделать шаг на пути к экологически безопасному производству, её использование выгодно и для самих потребителей растворителей, что, при соответствующем контроле со стороны государства, практически исключает возможность незаконного слива отходов в канализацию.

2. Мобильную установку регенерации целесообразно использовать в каждом регионе Российской Федерации при её ведомственной принадлежности к одной из государственных природоохранных структур, например Федеральной службе по надзору в сфере природопользования. Мобильная установка регенерации способствует как повышению экологической безопасности, так и экономии денежных средств предприятия, так как предприятия получают чистый растворитель путем очистки и утилизации загрязненного, и, таким образом, отпадает необходимость покупать новый растворитель.

Список литературы

1. Оборудование для регенерации отработанных растворителей

[Электронный ресурс]. Режим доступа: http:// www.rossita.ru.

2. Установки для вакуумной дистилляции (регенерации) растворителей. [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://www.unieko.ru/d/56042/d/reklamnyy_prospekt__ustanovki_lomi_dlya_vakuumnoy_distillyacii_regeneracii_rastvoriteley.pdf

3. Проскуряков Н.Е., Моисеев А.В. Мобильная установка для утилизации загрязненных растворителей на малых промышленных предприятиях // Известия ТулГУ. Технические науки. Вып. 6. В 2 ч. Ч.2. Тула: Изд-во ТулГУ, 2011. С. 288-297.

N.E. Proskuryakov, A.V. Moiseev

THE CONCEPT, VARIANTS OF CONFIGURATIONS AND PROSPECT OF INTRODUCTION OF MOBILE INSTALLATION OF REGENERATION OF ORGANIC SOLVENTS

Variants of the decision of a problem of recycling of the fulfilled organic solvents at the industrial enterprises by use of mobile installation of regeneration that allows to raise ecological safety of the enterprises are considered and to solve a problem illegal plum of the used solvents in environment.

Key words: mobile installation, recycling, regeneration, organic solvent.

Получено 20.01.12

УДК 621.7.57

Ю.Л. Маткин, д-р техн. наук, проф., (4872) 33-24-38, pp@tsu.tula.ru
(Россия, Тула, ТулГУ),
Н.А. Гордеева, канд. техн. наук, доц., (4872) 33-24-38, pp@tsu.tula.ru
(Россия, Тула, ТулГУ)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИОННОГО ЗАГРУЗОЧНОГО УСТРОЙСТВА

Рассмотрены преимущества использования вибрационных загрузочных устройств и приведены методы определения их параметров, с учетом снижения передачи вибрации в окружающую среду.

Ключевые слова: вибрационное загрузочное устройство, оппозитный вибропривод, резонансные частоты, рациональная конструкция.

В настоящее время из множества традиционной техники для загрузки предметов обработки в технологическое оборудование все более широкое применение находят вибрационные загрузочные устройства (ВЗУ),

имеющие значительные преимущества перед механическими устройствами загрузки. Разнообразные по функциональному назначению ВЗУ включают немалый диапазон конструкций. Данные устройства совместили в себе транспортные функции и функции подготовки к захвату, захвата и ориентирования заготовок [1, 2]. По сравнению с другими конструкциями загрузочных устройств, при использовании ВЗУ практически исключается заклинивание, падение, удары заготовок, т. е. сохраняется их качество, что исключительно важно для некоторых, например, точных производств.

Однако наряду с достоинствами, вибрационные загрузочные устройства имеют и недостатки. Прежде всего, это неблагоприятное воздействие вибрации на окружающую среду и смежное технологическое оборудование. Поэтому при использовании вибрационных все больше внимания уделяется вопросам их оптимизации с целью снижения передачи вредных воздействий. Решить такую задачу возможно, используя в ВЗУ электромагнитный вибровозбудитель. Он придает устройству такие качества, как долговечность, надежность, в нем отсутствуют трансмиссии, минимальны потери на трение, допускаются достаточные по величине тяговые усилия при малых зазорах между якорем и ярмом, удобное регулирование производительности, компактность.

Сила, приводящая электромагнитный вибровозбудитель в движение, обусловлена действием электромагнита поперечного действия (ЭМПД) [3, 4]. Применение в электромагнитных вибровозбудителях ЭМПД является целесообразным, т. к. позволяет увеличить КПД механизма, исключает соударение полюсов, т. е. явление “стопа”. Существование серьезного недостатка – наличие паразитных сил – устраняется применением оппозитного ЭМПД. Эффективной особенностью механизма является то, что нормальные составляющие возмущающих сил действуют только на корпус устройства и упругая система разгружается. В качестве виброизоляции механизма признан эффективным способ, при котором динамическим поглотителем колебаний являются элементы ВЗУ, совершающие рабочее движение в противофазе [4, 5].

Анализ данных конструкций привел к разработке нового конструктивного решения вибрационного устройства – ВЗУ с двойным лотком. Создание такого перспективного варианта конструкции ВЗУ было определено стремлением к интеграции достоинств ВЗУ с электромагнитным приводом на базе ЭМПД, а также поиском решения задачи снижения вредных воздействий вибрации на окружающую среду. ВЗУ с двойным лотком и оппозитным виброприводом оснащено рабочими элементами, действие которых осуществляется в противофазе и является динамическим гасителем колебаний (рис. 1). Устройство является наиболее эффективным для загрузки малых штучных заготовок.

Разработка наиболее рациональной конструкции, обладающей совокупностью оптимальных характеристик функционирования, является задачей, требующей рассмотрения динамики устройства.

При построении математической модели ВЗУ объектом исследования можно считать трехмассовую систему с двумя противофазно движущимися рабочими элементами, физическая схема замещения которого представлена на рис. 2.

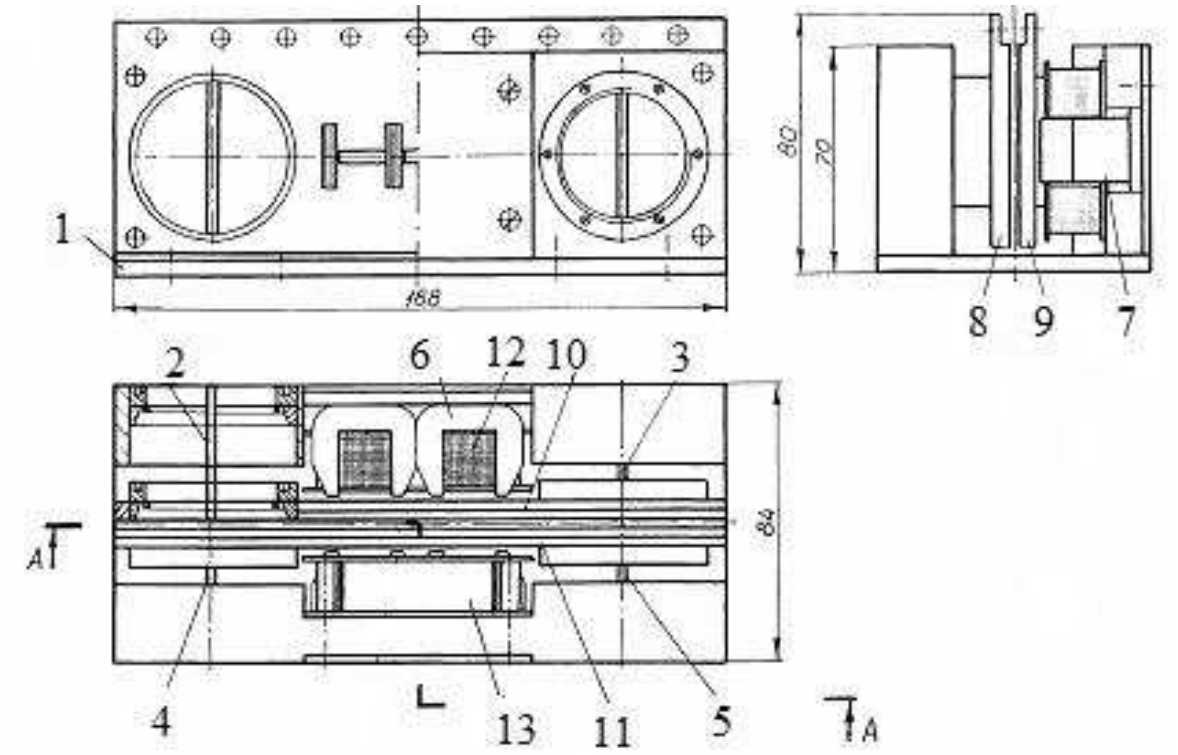


Рис. 1. Модуль оппозитного вибропривода:
1 – основание; 2, 3, 4, 5 – плоские пружины упругой системы;
6, 7 – ярма оппозитного электромагнита поперечного действия;
8, 9 – пластины; 10, 11 – шихтованные якоря, образующих якорные группы, 12, 13 – катушки

Тело 2 массой m_2 крепится к неподвижной опоре посредством пружины 3 жесткостью c_2. К телу 2 на пружинах 1` и 1`` жесткостями c_{11} и c_{12} крепятся тела 4 и 5 массами m_{11} и m_{12} соответственно, причем тело 5 массой m_{12} во избежании возможных перекосов крепится на двух пружинах жесткостью $c_{12}/2$ каждая. Тело 4 совершает колебательные движения под действием возмущающей силы F. A – амплитуда возмущающей силы, ω – частота вынужденных колебаний, t – время.

Система дифференциальных уравнений колебательного движения

элементов ВЗУ имеет вид

$$\begin{aligned} m_{11}\ddot{y}_4 &= -c_{11}(y_4 - y_2) + F_1; \\ m_{12}\ddot{y}_5 &= -c_{12}(y_5 - y_2) + F_2; \\ m_2\ddot{y}_2 &= -c_2 y_2 + c_{12}(y_5 - y_2) + c_{11}(y_4 - y_2). \end{aligned} \qquad (1)$$

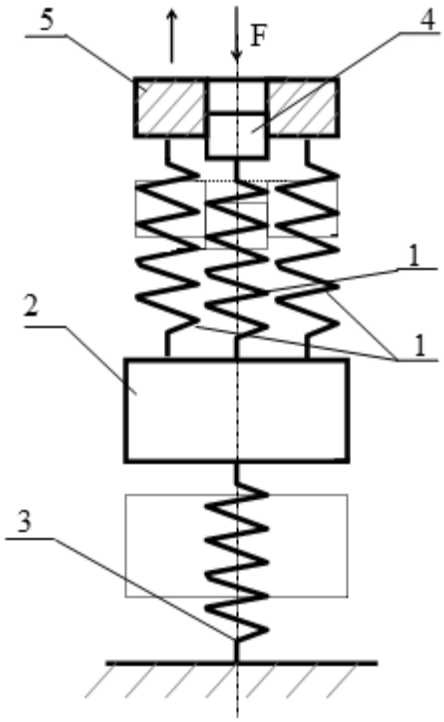


Рис. 2. Структурная схема ВЗУ с оппозитно-движущимися активными массами

Общий вид решения уравнения (1) можно записать следующим образом:

$$\begin{aligned} y_4 &= \frac{A}{\Delta}\left[C_{11} - C_{12}\right]; \\ y_5 &= \frac{A}{\Delta}\left[C_{12} - C_{22}\right]; \\ y_2 &= \frac{A}{\Delta}\left[C_{13} - C_{23}\right], \end{aligned} \qquad (2)$$

где

$$\Delta = (c_{11} - m_{11}\omega^2)(c_{12} - m_{12}\omega^2)(c_{11} + c_{12} + c_2 - m_2\omega^2) -$$
$$-c_{11}{}^2(c_{12} - m_{12}\omega^2) - c_{12}{}^2(c_{11} - m_{11}\omega^2);$$

$$C_{11} = (c_{12} - m_{12}\omega^2)(c_{11} + c_{12} - m_2\omega^2) - {c_{12}}^2;$$
$$C_{12} = c_{11}c_{12};$$
$$C_{13} = -c_{11}(c_{12} - m_{12}\omega^2);$$
$$C_{21} = C_{12};$$
$$C_{22} = (c_{11} - m_{11}\omega^2)(c_{11} + c_{12} + c_2 - m_2\omega^2) - {c_{11}}^2;$$
$$C_{23} = -c_{12}(c_{11} - m_{11}\omega^2);$$
$$C_{31} = C_{13};$$
$$C_{32} = C_{23};$$
$$C_{33} = (c_{11} - m_{11}\omega^2)(c_{12} - m_{12}\omega^2).$$

Выражение, показывающее общий вид решения системы дифференциальных уравнений (2), определяет, что при изменении параметра ω возможны ситуации, когда знаменатель Δ(ω) обращается в нуль, а при этом амплитуда Y_K – в ∞, т.е. наступает явление резонанса устройства. Бесконечные значения резонансных амплитуд предписаны характером принятой математической модели, не учитывающей диссипативные свойства упругих элементов - пружин, что является общепринятым при исследовании виброустройств.

Определяя резонансные частоты как функции параметров ВЗУ с оппозитным вибропривода, можно решить задачу определения такого набора конструктивных параметров - масс и жесткостей ВЗУ, которые обеспечивают резонансный режим на заданной частоте, в частности, 50 Гц.

Математическим решением системы являются корни частотного уравнения, по физическому смыслу представляющие квадраты частот свободных колебаний. Вводя некоторые числовые значения входящих в систему элементов, исследуется влияние относительных параметров устройства, выраженных входящими в нее двумя активными и реактивной массами и жесткостями упругой системы. При этом подразумевается, что значения активных масс являются уравненными. Используемая в данном исследовании компьютерная программа Mathcad позволяет получить такую зависимость в графическом виде (линии уровня).

В качестве примера был рассмотрен вариант работы ВЗУс параметрами: реактивная масса – 1,765 кг; жесткости пружин, соединяющих рабочие массы с реактивной, приблизительно равны 21000 Н/м. Жесткость пружины, которая соединяет реактивную массу с основанием – 8700 Н/м. Безразмерный параметр жескостей пружин β = 0,471. Существуют некоторые значения рабочих масс, при которых частота собственных колебаний системы будет близка к промышленной (50 Гц), т.е. будет выполняться околорезонансный режим работы устройства. Рис. 3 показывает полученные расчетные зависимости в графическом виде.

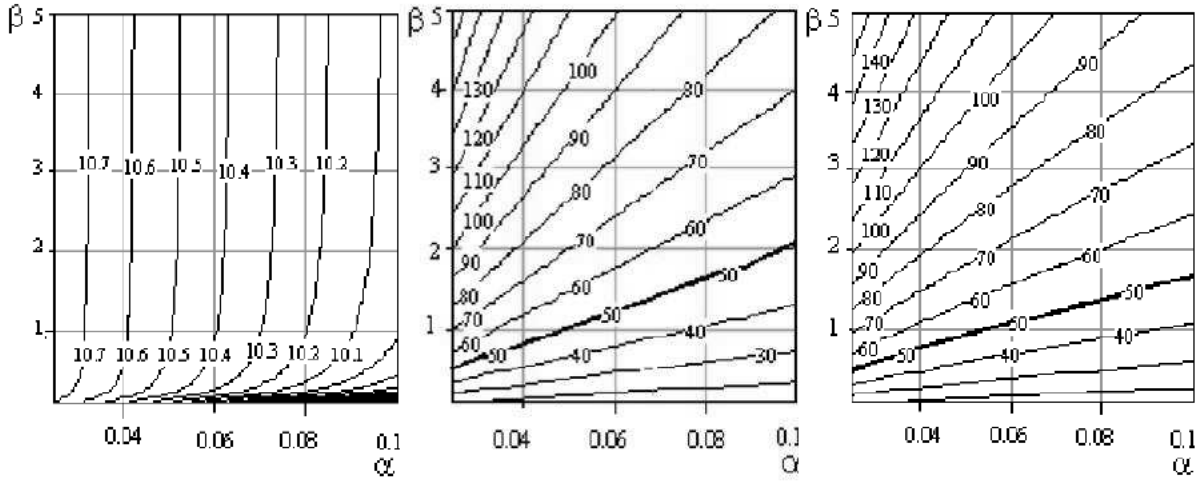


Рис. 3. Зависимость частот от относительных параметров ВЗУ

Построенные линии уровня частот лежат в следующих диапазонах: пределы изменения относительной массы α - 0.025…0.1, относительной жесткости упругой системы β - 0.1…5. Данные пределы задаются из конструктивных соображений. Три представленных графика определяются тремя корнями характеристического уравнения, преобразованных в частоты свободных колебаний системы. На оси абцисс отображен диапазон изменения относительного параметра α, на оси ординат – относительного параметра β. Функциональные линии графиков соответствуют искомым значениям частот, отсортированных по возрастанию.

На представленном рисунке видно, что два корня характеристического уравнения определяют околорезонансный режим функционирования ВЗУ на промышленной частоте, показанный линиями уровня с числовым значением, равным 50. Значения α и β, соответствующие этим линиям, определяют множество вариантов ВЗУ с параметрами $m_{11} = m_{12}$, имеющие резонансную частоту 50 Гц. Например, при $\beta = 2{,}1$ такой режим возможен при значении относительной массы $\alpha = 0{,}098$. Данному параметру соответствует значение активной массы, равное 0,173 кг.

В дальнейшем, прорабатывая методом подбора различные варианты значений параметров, можно отыскать такие возможные варианты, при которых имеет место околорезонансный режим работы ВЗУ с оппозитным виброприводом. Это позволит теоретическим путем откорректировать работу устройства нужным образом и определить оптимальные конструктивные параметры. Такой анализ, выявляющий наиболее эффективное функционирование системы, целесообразно использовать при оптимизации работы ВЗУ в целом.

Список литературы

1. Автоматизация загрузки прессов штучными заготовками. Расчет и проектирование / В.Ф. Прейс [и др.]; под общ. ред. В.Ф. Прейса. М.: Машиностроение, 1975. 280 с.

2. Автоматическая загрузка технологических машин: справочник / И.С. Бляхеров [и др.]; под общ. ред. И.А. Клусова. М.: Машиностроение, 1990. 400 с.

3. Браускас Р.А., Кульветис Г.П., Рагульскис К.М. Расчет и проектирование вибродвигателей. Л.: Машиностроение, 1984. 99 с.

4. Ганзбург Л.Б., Вейц В.Л. Бесконтактные магнитные механизмы. Л.: Из-во Ленинградского ун-та, 1985. 152 с.

5. Гончаревич И.Ф., Фролов К.В. Теория вибрационной техники и технологии. М.: Наука, 1981. 318 с.

U.L. Matkin, N.A. Gordeeva

DETERMINATION OF OPTIMUM DESIGN PARAMETERS VIBRATING DEVICE BOOT

The advantages of the use of vibratory feeders and provides methods for the determination of their parameters, taking into account the reduction of re-giving vibrations in the environment.

Key words: vibratory loading device, boxer vibration actuator, the resonance frequency, the rational design

Получено 20.01.12

УДК 621.833
А. С. Горелов, канд. техн. наук, доц., (4872) 35-23-31, asgorelov@rumbler.ru (Россия, Тула, ТулГУ),
В.В. Прейс, д-р техн. наук, проф., (4872)33-24-38, preys@klax.tula.ru (Россия, Тула, ТулГУ),
Е.А. Саввина, канд. техн. наук, доц., (4872)33-24-38, savek@rambler.ru (Россия, Тула, ТулГУ)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ СТАТИСТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА НА ОСНОВЕ ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ

Рассмотрена новая методика определения параметров статистического регулирования технологического процесса на основе экономических параметров для различных способов статистического контроля качества продукции.

Ключевые слова: статистическое регулирование, технологический процесс, экономические показатели, качество продукции.

Технологический процесс может считаться налаженным, если ему соответствует доля брака, не превышающая допустимую величину, и разлаженным, если доля брака превышает допустимую величину. Перевод разлаженного технологического процесса в налаженный называют наладкой, а обратный перевод – разладкой.

Для контроля над состоянием технологического процесса на производстве используют методы статистического регулирования. Статистическое регулирование технологического процесса заключается в том, что в определенные моменты времени отбирают выборки или пробы и измеряют контролируемый параметр продукции. По результатам измерений определяют одну из статистических характеристик и в зависимости от значения данной характеристики принимают решение о корректировке (наладке) процесса или о продолжении процесса без корректировки.

К параметрам статистического регулирования относятся объем выборок и период отбора выборок. Методика определения параметров статистического регулирования содержалась в ГОСТ 15893-77, отмененном к настоящему времени. В соответствии с ним период τ отбора выборок определялся как

$$\tau = \left\{ \frac{c_0 + c_1 \cdot n + \dfrac{c_2}{L_0}}{\lambda (L_1 - 0{,}5)\left[c_3 (q_1 - q_0) - \lambda c_2\right]} \right\}^{0{,}5}, \qquad (1)$$

где c_0 – единовременные затраты на контроль одной выборки; c_1 – затраты на контроль единицы продукции; c_2 – стоимость наладки; c_3 – стои-

мость убытков от одной дефектной единицы продукции; n – объем выборки; L_0, L_1 – среднее число выборок между соседними наладками при налаженном и разлаженном процессе соответственно; q_0, q_1 – доля брака при налаженном и разлаженном процессе соответственно; $\overline{N} = \frac{1}{\lambda} = \Pi\overline{T}$ – количество изделий, прошедших процесс обработки в среднем между наладкой и разладкой технологического процесса; П – производительность технологического оборудования; $\overline{T}$ – средняя наработка на отказ.

Коэффициент 0,5 в формуле (1) приблизительно учитывает тот факт, что отказ технологического оборудования происходит в течение межпроверочного периода. Логично предположить возможность округления среднего числа выборок при разлаженном процессе в большую сторону аналогично среднему числу выборок при налаженном процессе.

Исходными данными для расчета по формуле (1) являются значения c_0, c_1, c_2, c_3, $\overline{T}$, q_0, q_1, $L_0 = \frac{1}{\alpha}$, $L_1 = \frac{1}{1-\beta}$, n. При этом величины c_0, c_1, c_2, c_3 могут быть получены из экономических служб, значение $\overline{T}$ находится из анализа надежности технологического оборудования, значение q_0 соответствует среднему уровню дефектности налаженного производства. Значения L_0, L_1, q_1, n, определяются через риски Изготовителя α и Потребителя β. Риски должны назначаться обоснованно. Кроме того, использование величин q_0 и q_1 ограничивает применение формулы (1) только для статистического контроля по альтернативному признаку.

В предлагаемой методике определения параметров статистического регулирования построение функций затрат при различных планах статистического регулирования (значениях n, τ и контрольных границ) позволяет Изготовителю выбрать план, обеспечивающий приемлемые значения затрат z_0 при налаженном процессе и обеспечивающий при разладке процесса (неокончательном или окончательном отказе) приемлемые значения затрат z, которые могут быть точками экстремума [1-4].

Рассмотрим применение предлагаемых методик для различных способов статистического контроля качества продукции.

Контроль штучной продукции по альтернативному признаку:

$$z = z_1 + z_2 + z_3,$$

$$z_2 = c_2 \cdot [1 - P(q_0)]\frac{\Pi\,\overline{T}}{\tau} + c_2 \frac{\tau}{\Pi\overline{T}}\left[\frac{1}{1-P(q_1)} - 0{,}5\right], \qquad (2)$$

$$z_3 = c_3 \cdot (q_1 - q_0)\,\tau\left[\frac{1}{1-P(q_1)} - 0{,}5\right],$$

где z_1 – затраты на контроль; z_2 – затраты на наладку технологического оборудования; z_3 – убытки от брака; $P(q_0)$, $P(q_1)$ – вероятности безотказной работы оборудования при долях брака q_0 и q_1.

Предлагаемая методика расчета параметров статистического регулирования заключается в следующем.

1. Задают исходные значения: c_0, c_1, c_2, c_3, П, $\overline{T}$, q_0, q_1, n.

2. Определяют вероятности $P(q_0)$ и $P(q_1)$.

Для этого в стандартном программном пакете *MathCad* используют оператор *pbinom(k, n, q)* при $k = 0$, т.е. условием наладки является наличие единственного дефектного изделия в выборке.

3. Задают ряд значений τ и получают функции $z_1(\tau)$, $z_2(\tau)$, $z_3(\tau)$.

4. Полученная итоговая зависимость $z = \varphi(\tau)$ может быть проанализирована Изготовителем. Оптимальным считают значение τ при уровне затрат z, устраивающих Изготовителя.

5. Затем принимают другое значение n. При этом изменяют значения вероятностей $P(q_0)$ и $P(q_1)$.

При практических расчетах величины затрат (2) удобно представлять в относительной форме (например, по отношению к себестоимости продукции). В качестве примера рассмотрим производство специальных изделий на роторных машинах (рис.1). Исходные данные: $c_0 = 20$, $c_1 = 0{,}5$, $c_2 = 100$, $c_3 = 0{,}4$, $q_0 = 0{,}001$, $q_1 = 0{,}01$, П = 180 шт./мин = 3 шт./с, $\overline{T} = 8$ ч $= 28800$ с, $\tau = 2700...10800$ шт., $n = 3$.

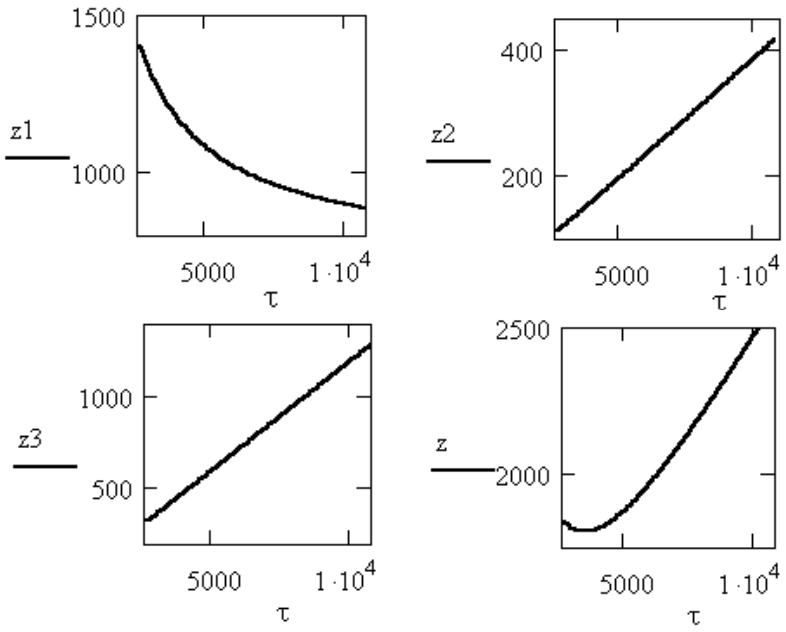


Рис. 1. Зависимости относительных затрат от периода отбора выборок при альтернативном контроле штучной продукции

Приведенные зависимости наглядно иллюстрируют изменение составляющих затрат $z_1(\tau)$, $z_2(\tau)$, $z_3(\tau)$ от периода отбора выборок τ и доказывают возможность наличия минимума суммарных затрат z при определенном периоде отбора (правый нижний график).

Контроль нештучной продукции по количественному признаку:

$$z = z_1 + z_2 + z_3,$$

$$z_1 = c_K\left(\frac{\overline{T}}{t} + \frac{1}{1-P_1} - 0{,}5\right),$$

$$z_2 = c_N(1-P_0)\frac{\overline{T}}{t} + c_N\frac{t}{\overline{T}}\left(\frac{1}{1-P_1} - 0{,}5\right), \qquad (3)$$

$$z_3 = c_p t\Pi\left(\frac{1}{1-P_1} - 0{,}5\right),$$

где c_K – затраты на проведение контроля проб; c_N - затраты на проведение наладки оборудования; c_p - убытки от выпуска объемной или весовой единицы продукции при разлаженном состоянии технологического процесса; t – временная периодичность пробоотбора; Π – производительность (объемная или весовая) технологического оборудования; P_0, P_1 – вероятности безотказной работы технологического оборудования при приемлемом уровне качества и предельном уровне качества продукции.

В зависимости от способа контроля вероятности безотказной работы рассчитывают по следующим формулам:

- при контроле по среднему значению параметра $\overline{X}$

$$P_0 = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma}\int_{x_L}^{\infty}\exp\left[-\frac{(\bar{x}-AQL)^2}{2\sigma^2}\right]d\bar{x}; \qquad (4)$$

- при контроле по нижнему предельному значению x_L

$$P_1 = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma}\int_{x_L}^{\infty}\exp\left[-\frac{(\bar{x}-LQL)^2}{2\sigma^2}\right]d\bar{x};$$

$$P_0 = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma}\int_{-\infty}^{x_U}\exp\left[-\frac{(\bar{x}-AQL)^2}{2\sigma^2}\right]d\bar{x}; \qquad (5)$$

- при контроле по верхнему предельному значению x_U

$$P_1 = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma}\int_{-\infty}^{x_U}\exp\left[-\frac{(\bar{x}-LQL)^2}{2\sigma^2}\right]d\bar{x}, \qquad (6)$$

где σ – среднее квадратическое отклонение среднего значения параметра.

Для расчета вероятностей по формулам (4)-(6) используют оператор

pnorm (MathCad): $P_0 = 1 - pnorm(x_L, AQL, \sigma)$, $P_1 = 1 - pnorm(x_L, LQL, \sigma)$, $P_0 = pnorm(x_U, AQL, \sigma)$, $P_1 = pnorm(x_U, LQL, \sigma)$.

Исходными данными являются: c_k, c_N, c_p, $\overline{T}$, AQL, LQL, σ. LQL берется из стандарта на продукцию, AQL и σ находятся в результате анализа качества совокупности партий. Значения x_L или x_U используются Изготовителем в качестве технологического допуска и могут быть изменены по экономическим соображениям. Поэтому расчет затрат при различных значениях t можно обобщить на случай использования различных x_L или x_U. При этом из отдельных функций $z = \varphi(t)$ могут быть получены поверхности, наглядно представляющие экстремумы затрат $z = \varphi(t, x_L, x_U)$.

В качестве примера рассмотрим контроль нештучной продукции по параметру «жирность» (рис. 2). Затраты (3) представлены по отношению к себестоимости. Исходные данные: $c_p = 1{,}2$, $c_N = 0{,}5$, $c_K = 0{,}2$, $LQL = 20$ %, $AQL = 22$ %, $\sigma = 0{,}5$ %, $\overline{T} = 6$ ч, $t = 0{,}25...1$, $x_L = 20{,}2$ %, $\Pi = 5$ т/ч.

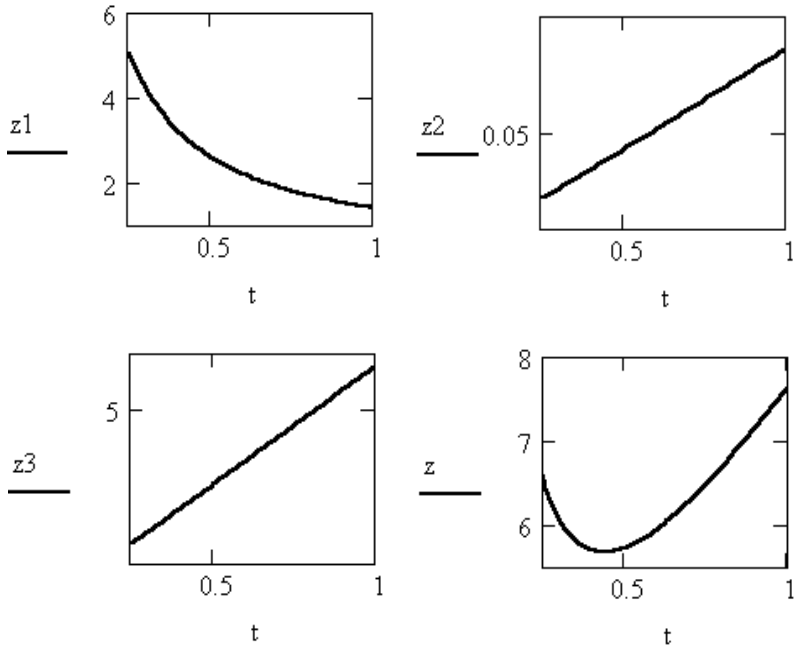


Рис. 2. Зависимости при контроле нештучной продукции по количественному признаку

Приведенные зависимости наглядно иллюстрируют изменение составляющих затрат $z_1(\tau)$, $z_2(\tau)$, $z_3(\tau)$ от периода отбора выборок τ и доказывают возможность наличия минимума суммарных затрат z при определенном периоде отбора (правый нижний график).

Контроль штучной продукции по количественному признаку:

$$z = z_1 + z_2 + z_3,$$

$$z_1 = (c_0 + c_1 n)\left(\frac{\Pi\overline{T}}{\tau} + \frac{1}{1-P_1} - 0{,}5\right),$$

$$z_2 = c_2(1-P_0)\frac{\Pi\overline{T}}{\tau} + c_2\frac{\tau}{\Pi\overline{T}}\left(\frac{1}{1-P_1} - 0{,}5\right), \qquad (7)$$

$$z_3 = c_3(P_0 - P_1)\tau\left(\frac{1}{1-P_1} - 0{,}5\right).$$

Здесь используются обозначения, аналогичные случаю контроля по альтернативному признаку, за исключением вероятностей P_0 и P_1, аналогичных случаю контроля нештучной продукции. При этом величина σ находится через предварительно определенное среднее квадратическое отклонение S и объем выборки n.

В качестве примера (рис. 3) рассмотрим контроль продукции по параметру «влажность». Исходные данные: $c_0 = 10$, $c_1 = 0{,}1$, $c_2 = 100$, $c_3 = 1{,}1$, $LQL = 80\,\%$, $AQL = 77\,\%$, $S = 1\,\%$, $x_U = 78{,}7\,\%$, $\overline{T} = 8$ ч $= 480$ мин, $\tau = 150...600$ шт., $n = 3$, $\Pi = 10$ шт./мин.

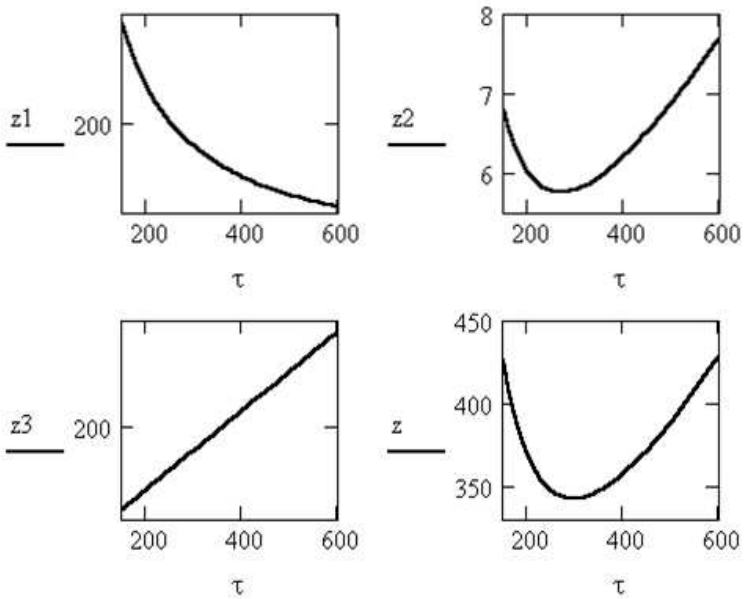


Рис. 3. Зависимости при контроле штучной продукции по количественному признаку

Приведенные зависимости наглядно иллюстрируют изменение составляющих затрат $z_1(\tau)$, $z_2(\tau)$, $z_3(\tau)$ от периода отбора выборок τ и доказывают возможность наличия минимума суммарных затрат z при определенном периоде отбора (правый нижний график).

Таким образом, предложенная методика определения параметров статистического регулирования на основе оценки затрат Потребителя, связанных с процессом производства и реализации продукции, позволяет выбрать рациональные значения периода отбора выборок для различных способах статистического контроля качества штучной и нештучной продукции, обеспечивающих минимум суммарных затрат.

Список литературы

1. Горелов А.С. Автоматизированный статистический контроль продукции массовых производств; под науч. ред. В.В. Прейса. Тула: Изд-во ТулГУ, 2010. 220 с.

2. Планирование контроля качества продукции на основе экономико-статистических критериев / А.С. Горелов [и др.]; под. науч. ред. В.В. Прейса. Тула: Изд-во ТулГУ, 2010. 120 с.

3. Системы отбора и подготовки проб для автоматизированного статистического контроля качества нештучной продукции / А. С. Горелов [и др.], под. науч. ред. В. В. Прейса. Тула: Изд-во ТулГУ, 2006. 104 с.

4. Автоматизация статистического контроля качества пищевой продукции в массовых производствах / А.С. Горелов [и др.]; под ред. В.В. Прейса. 2-е изд. перераб. и доп. Тула: Изд-во ТулГУ, 2011. 140 с.

A.S. Gorelov, V.V. Prejs, E.A. Savvina

DEFINITION OF ARGUMENTS OF STATISTICAL PROCESS MONITORING ON THE BASIS OF ECONOMIC INDICATORS

The new procedure of definition of arguments of statistical process monitoring on the basis of economical arguments for various modes of statistical check of a product quality is considered.

Key words: statistical adjusting, an operating procedure, economic indicators, a product quality.

Получено 11.01.12

УДК 534.16: 621.86.067-86
Ю.П. Смирнов, д-р техн. наук, проф., (84872351869), spira@tula.net
(Россия, Тула, ТулГУ)

ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ИМПУЛЬСНОГО ВИБРОТРАНСПОРТНОГО УСТРОЙСТВА

Строится математическое описание движения вибротранспортного устройства, приводимого в действие задаваемыми импульсами. Прямым компьютерным перебором решается задача отыскания характеристик возвратной пружины лотка, обеспечивающих наибольшее значение средней скорости транспортируемых частиц в режиме установившегося движения, а также задача оптимальной загрузки лотка.

Ключевые слова: вибрационное транспортное устройство, импульс, лоток, частица.

Постановка задачи. Вибротранспортное устройство представляет собой плоский лоток, движущийся по прямолинейным направляющим, параллельным плоскости лотка (рис. 1). Ход лотка ограничен двумя упорами и равен L. При соприкосновении с левым упором к лотку прикладывается сосредоточенное импульсное воздействие S, отбрасывающее систему вправо и параллельное направляющим. Справа установлена пружина, толкающая лоток влево. Жесткость пружины равна C, а сила предварительного поджатия $П$. Лоток имеет массу M, а его направляющие наклонены к горизонту под углом α.

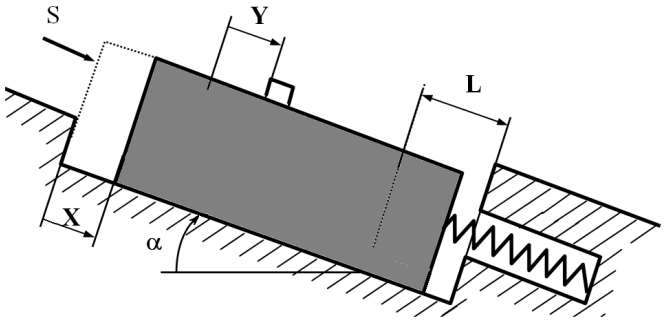


Рис. 1. Схема конструкции вибротранспортного устройства

На поверхности лотка находится частица массой m (или множество частиц общей массой m) с коэффициентом трения частицы о поверхность f, а коэффициент трения лотка в направляющих $f_{н.}$.

Перед началом работы система лоток-частица покоится, а лоток упирается в упор слева. При включении генератора импульсов начинается движение. Для повышения средней скорости частицы на правом упоре установлен механизм противоотскока, а на левом механизм приложения импульса срабатывает сразу же после отскока, коэффициент восстановления скорости k_o задан. В результате этих мер длительности прямого и возврат-

ного движения лотка оказываются существенно различными.

Задача проектирования состоит в следующем: для заданных величин M, m, S, L, k_o, α, f, $f_н$ найти такие параметры возвратной пружины $П$ и C, которые бы обеспечили наибольшую среднюю скорость частицы после того, как движение системы установится.

Анализ уравнений движения системы и алгоритм оптимального синтеза. Положение лотка определим координатой X, равной расстоянию между левым упором и левым торцем лотка, а положение частицы относительно лотка – координатой Y. Начальная точка относительной координатной оси Y произвольна. Координатные оси X и Y параллельны и значения координат возрастают при смещении объектов вправо.

Запишем уравнения движения системы

$$\begin{gathered} M\ddot{X} = -П - CX + Mg\sin\alpha - (M+m)gf_н\cos\alpha\cdot\operatorname{sign}\dot{X} + mgf\cos\alpha\cdot\operatorname{sign}\dot{Y}; \\ m(\ddot{X}+\ddot{Y}) = mg\sin\alpha - mgf\cos\alpha\cdot\operatorname{sign}\dot{Y}. \end{gathered} \quad (1)$$

Систему уравнений (1) целесообразно привести к безразмерному виду, так как это сократит число произвольно задаваемых параметров и некоторые из преобразованных параметров будут изменяться в более узких интервалах. Введем ряд масштабных величин: L – единица измерения длины; M – единица массы; S/M – единица скорости; $L*M/S$ – масштабное время; $S*S/(M*M*L)$ – масштабное ускорение. Далее поделим первое уравнение системы (1) на произведение M с масштабным ускорением, а второе – на произведение m также с масштабным ускорением. Это приведет к безразмерной системе уравнений

$$\begin{gathered} \ddot{x} = -p - k^2 x + g_m\left(\sin\alpha - (1+\mu)f_н\cos\alpha\cdot\operatorname{sign}\dot{x} + \mu\cdot f\cdot\cos\alpha\cdot\operatorname{sign}\dot{y}\right); \\ \ddot{x}+\ddot{y} = g_m(\sin\alpha - f\cos\alpha\cdot\operatorname{sign}\dot{y}) \end{gathered} \quad (2)$$

и зависимостям для безразмерных параметров

$$\begin{gathered} x=X/L\ ;\ y=Y/L;\ \dot{x}=\dot{X}\ *M/S\ ;\ \dot{y}=\dot{Y}\ *M/S\ ;\ \mu = m/M; \\ p=П^{*}M*L/(S*S\ ;\ \ k^2=C*L*L*M/(S*S);\ \ \theta = t*S/(L*M); \\ g_m = g*M*M*L/(S*S), \end{gathered} \quad (3)$$

где p – сила предварительного поджатия; k^2 – безразмерный квадрат круговой частоты; θ – безразмерное время.

Коэффициент g_m можно назвать коэффициентом относительной мощности вибропривода, значения которого могут меняться в пределах от нуля до бесконечности. С его увеличением мощность привода падает, частота вибраций снижается.

Из формул (3) легко получить обратные зависимости и вычислить размерные величины, если известны безразмерные.

Начальные условия движения:

$$\text{при } \theta = 0 \text{ имеем } x = 0,\ \dot{x} = 1,\ y = 0,\ \ \dot{y} = 0. \quad (4)$$

Условия изменения скоростей при ударах. Кроме уравнений движения, для анализа потребуются условия скачкообразного изменения ско-

ростей при ударах лотка в упоры. При ударе в левый упор имеем послеударное значение скорости лотка $\dot{x}' = -k_0\dot{x} + 1$, если $x \le 0$, а при ударе в правый упор $\dot{x}' = 0$, если $x \ge 1$.

Абсолютная скорость частицы при этих ударах не изменяется, однако относительная скорость претерпевает разрывы. При ударе в левый упор имеем $\dot{y}' = \dot{y} + \dot{x}(1 + k_0) - 1$, если $x \le 0$, а при ударе в правый упор $\dot{y}' = \dot{y} + \dot{x}$, если $x \ge 1$.

Условия сцепления частицы с поверхностью лотка. В процессе работы системы временами возможны периоды относительного покоя частицы. Тогда движение системы описывается уравнением

$$\ddot{x} = -(k^2 + p)/(1 + \mu) + g_m(\sin\alpha - \cos\alpha \cdot f_н \cdot \operatorname{sign}\dot{x}). \qquad (5)$$

Уравнение (5) включается в работу при следующих условиях:

$$0 < x < 1, \qquad \dot{x} * \dot{x}'' \le 0, \qquad |\ddot{x}| \le g_m|\sin\alpha - f\cos\alpha \cdot \operatorname{sign}\dot{x}|, \qquad (6)$$

где $\dot{x}''$ – величина скорости лотка на предыдущем шаге интегрирования.

При соблюдении условий (6) частица покоится:

$$\dot{y} = 0, \quad \ddot{y} = 0\ . \qquad (7)$$

Формулы (2) – (7) вместе с условиями для ударов составляют основу алгоритма численного интегрирования рассмотренной модели вибротранспортной системы.

Требования к уровню усилия пружины. После удара в правый упор пружина должна обеспечить возвратное движение лотка, преодолевая трение в направляющих и весовую составляющую конструкции. Минимальная сила, которая обеспечит хотя бы начальный сдвиг, должна удовлетворять условию $p + k^2 > g_m(\sin\alpha + f_н\cos\alpha)(1 + \mu)$, а сила, которая непременно вернет лоток влево до упора, должно быть не меньше, чем $p \ge g_m(\sin\alpha + f_н\cos\alpha)(1 + \mu)$.

Из этих условий видно, что при заданных параметрах пружины увеличение угла α снижает модуль ускорения возвратного движения лотка и снижает среднюю его скорость.

Определение условий движения лотка, обеспечивающих отсутствие ударов в упор справа. Если характеристики пружины p, k взять достаточно жесткими, то лоток будет двигаться, не ударяясь в правый упор. Такой режим движения малоэффективен для вибротранспортирования, в чем можно убедиться, сравнивая результаты нескольких численных экспериментов. В связи с этим целесообразно провести границу в пространстве параметров амортизатора p, k, отделяющую режим движения с ударами в правый упор от «безударного» режима.

Обратимся к системе уравнений (2), которые являются кусочно-линейными на участках, где силы изменяются непрерывно, и допускают аналитическое решение для этих участков. Запишем выражение аналитического решения первого уравнения системы (2), для упрощения записи

включив три последних слагаемых в обозначение приведенного предварительного поджатия p':

$$p' = p - g_m\left(\sin\alpha - (1+\mu) f_н \cos\alpha - \mu \cdot f \cdot \cos\alpha\right);$$

$$x = A\cos(k\theta) + B\sin(k\theta) - p'/k^2; \qquad (8)$$

$$\dot{x} = -Ak\sin(k\theta) + Bk\cos(k\theta)\ .$$

Из системы уравнений (8) с учетом начальных условий (4) имеем закон движения лотка до первого удара в правый или левый упор

$$x = \frac{p'}{k^2}\cos(k\theta) + \frac{1}{k}\sin(k\theta) - \frac{p'}{k^2}; \qquad \dot{x} = -\frac{p'}{k}\sin(k\theta) + \cos(k\theta)\,. \qquad (9)$$

Потребуем теперь, чтобы соприкосновение лотка с правым упором осуществлялось со скоростью, равной нулю, и из системы уравнений (9) получаем

$$1 = \frac{p'}{k^2}\cos(k\theta_*) + \frac{1}{k}\sin(k\theta_*) - \frac{p'}{k^2}; \qquad 0 = -\frac{p'}{k}\sin(k\theta_*) + \cos(k\theta_*)\,. \qquad (10)$$

Исключив из (10) время момента соприкосновения θ_*, найдем зависимость

$$p' = \frac{1-k^2}{2}. \qquad (11)$$

Зависимость (11) и устанавливает границу в пространстве параметров пружины, отделяющую режим движения лотка с ударами в правый упор:

$$p' < \frac{1-k^2}{2} \qquad (12)$$

от «безударного» режима

$$p' > \frac{1-k^2}{2}. \qquad (13)$$

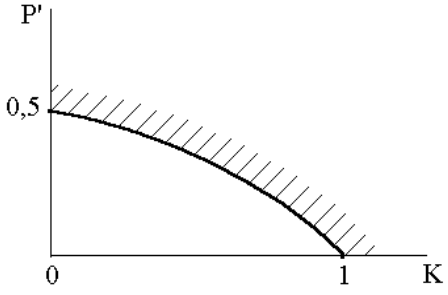


Рис. 2. Область допустимых значений параметров амортизатора

Неравенство (12) выделяет в пространстве параметров пружины (рис. 2) ограниченную параболой не заштрихованную область. Приведенный анализ свидетельствует о том, что имеет смысл изменять параметр k в процессе поиска наилучшего решения в пределах между нулем и единицей, а параметр p' – между нулем и одной второй.

Алгоритм поиска наилучшей комбинации параметров пружины. Из всего сказанного следует весьма простой алгоритм синтеза оптимальной конструкции:

1. Составляем программу численного моделирования движения системы, опирающуюся на формулы (2) – (7). Заметим, что в эти формулы входит только шесть задаваемых величин (μ, k_o, α, f, $f_н$, g_m), а не восемь, как в размерном виде.

2. Задаемся шагом интегрирования, а также значениями шести параметров и сравнительно большим значением времени конца процесса моделирования, чтобы процесс наверняка установился.

3. Выбираем критерий. Это может быть, например, модуль абсолютного перемещения частицы к концу процесса моделирования.

4. Помещаем программу моделирования в двойной цикл изменения параметров пружины: цикл изменения параметра k от 0 до 1 с заданным шагом и цикл изменения параметра p' от 0 до $(1 - k^2)/2$. Шаги изменений по k и p' могут быть разной длины.

5. Внутри этого цикла помещаем условие сравнения и отбора по выбранному критерию.

Результаты численных экспериментов. Эксперименты показывают, что в выделенной для анализа области может быть несколько локальных экстремумов и что максимум критерия может оказаться и на границе $p' = 0$.

Увеличение коэффициента $f_н$ приводит к снижению средней скорости частиц и к снижению частоты колебаний лотка.

Увеличение угла α снижает среднюю скорость частиц и при достижении некоторого предельного угла $\alpha_п$ движение частиц в заданном направлении вообще становится невозможным.

Увеличение коэффициентов k_o и f повышает скорость частиц.

Анализ влияния коэффициента μ показывает, что можно говорить об оптимальной загрузке вибротранспортера.

Определение размеров пружины. После определения оптимальных значений p и k следуют перейти к их размерным аналогам

$$П = p*S*S/(M*L)\ , \qquad C = k^2*S*S/(M*L*L).$$

Для расчета пружины потребуются также максимальное усилие $П_{max}$ и максимальная осадка L_{max}

$$П_{max} = (p + k^2)*S*S/(M*L); \quad L_{max} = (p/k^2 + 1)L.$$

Из известных для винтовых пружин соотношений [1] получим

$$\frac{2R(p+k^2)S^2\left(1+\dfrac{r}{2R}\right)}{MLr^3p}=\frac{[\tau]}{n_{\text{зп}}};\qquad Gr^4=\frac{4k^2S^2R^3n}{ML^2}. \tag{14}$$

где r – радиус проволоки; R – радиус витка по центру сечения пружины; n – число витков пружины; G – модуль сдвига материала пружины; $[\tau]$ – допускаемое касательное напряжение; $n_{\text{зп}}$ – коэффициент запаса прочности.

Из выражений (14) можно найти оба радиуса r, R и число витков n, если задаться одной из этих трех величин или отношением радиусов.

Список литературы

1. Беляев Н.М. Сопротивление материалов. М.: Наука, 1976. 607 с.

Y.P. Smirnov

PARAMETRICAL SYNTHESIS OF THE PULSE VIBRATING TRANSPORT DEVICE

The mathematical description of movement of the vibrating transport device actuated by set pulses is given. The straight line computer scanning solves a task of the characteristics search of a returnable tray spring ensuring the maximum meaning of average speed of particles in a mode of the established movement, and also task of optimum loading of a tray.

Key words: the vibrating transport device, pulse, tray, particle.

Получено 20.02.12

УДК 531.44–46
Ю.П. Смирнов, д-р техн. наук, проф., 84872351869, spira@tula.net
(Россия, Тула, ТулГУ)

ОБ ЭФФЕКТАХ ТРЕНИЯ В СФЕРИЧЕСКОМ ШАРНИРЕ

Показано, что в шаровом шарнире модуль силы трения скольжения и модули моментов трения скольжения и верчения зависят от взаимного расположения оси вращения тела и центра давления пятна контакта звеньев. В случае Эйлера главная ось тяжелого тела с наибольшим моментом инерции стремится приблизиться к вертикали. Задача обобщена на случай вращения опоры.

Ключевые слова: шаровой шарнир, пятно контакта, коэффициенты трения.

Приведение сил трения к центру шарнира. Рассматривается тяжелое твердое тело, свобода движений которого ограничена шаровым шарниром радиуса r. Предполагается, что зазор между звеньями отсутствует и в шарнире развивается трение. Контакт звеньев осуществляется по площадке, называемой пятном контакта, причем форма и размеры пятна, а также распределение давлений в нем неизвестны. Естественно считать для однородных изотропных материалов звеньев форму пятна круговой, а распределение нормальных давлений вокруг центра пятна осесимметричным. Размеры пятна определим угловым радиусом α_0, а давление вдоль радиальной координаты α полагаем распределенным по закону косинуса $n = n_0 \cos(\alpha\pi / 2\alpha_0)$. Модуль главного вектора нормальных давлений в пятне N (нормальной реакции опоры) определится выражением

$$N = 2\pi r^2 n_0 \int_0^{\alpha_0} \sin\alpha\cos\alpha\cos\left(\frac{\alpha\pi}{2\alpha_0}\right)d\alpha .$$

Интеграл в этом соотношении обозначим символом h

$$h = \int_0^{\alpha_0} \sin\alpha\cos\alpha\cos\left(\frac{\alpha\pi}{2\alpha_0}\right)d\alpha = \frac{2\alpha_0(\pi\sin 2\alpha_0 - 4\alpha_0)}{\pi^2 - 16\alpha_0^2}.$$

Силы трения, действующие в пятне, можно привести к главному вектору $\overline{\Phi}$, модуль которого определится выражением

$$\frac{\Phi}{N} = \frac{f}{\pi h}\int_0^{\alpha_0}\int_0^{2\pi} \frac{\sin\alpha\cos\left(\frac{\alpha\pi}{2\alpha_0}\right)(\cos\alpha\sin\gamma - \sin\alpha\cos\gamma\cos\beta)d\alpha d\beta}{\sqrt{1-(\cos\alpha\cos\gamma + \sin\alpha\sin\gamma\cos\beta)^2}}, \qquad (1)$$

и к главному моменту, приведенному к центру шарнира. Главный момент составится из момента трения скольжения $\overline{M}$ и момента трения верчения $\overline{M}_B$; модули их найдутся из соотношений

$$\frac{M}{rN}=\frac{f}{\pi h}\int_0^{\alpha_0}\int_0^{2\pi}\frac{\sin\alpha\cos\left(\frac{\alpha\pi}{2\alpha_0}\right)(\sin\gamma-\sin\alpha^2\sin\gamma\cos^2\beta-\sin\alpha\cos\alpha\cos\gamma\cos\beta)d\alpha d\beta}{\sqrt{1-(\cos\alpha\cos\gamma+\sin\alpha\sin\gamma\cos\beta)^2}};\quad(2)$$

$$\frac{M_{\text{В}}}{rN}=\frac{f}{\pi h}\int_0^{\alpha_0}\int_0^{2\pi}\frac{\sin^2\alpha\cos\left(\frac{\alpha\pi}{2\alpha_0}\right)(\sin\alpha\cos\gamma-\cos\alpha\sin\gamma\cos\beta)d\alpha d\beta}{\sqrt{1-(\cos\alpha\cos\gamma+\sin\alpha\sin\gamma\cos\beta)^2}},\quad(3)$$

где f – коэффициент трения скольжения материалов трущихся поверхностей; β – окружная координата точки пятна контакта; γ – угол между осью вращения тела (вектором угловой скорости ω) и радиусом-вектором $\boldsymbol{r}$, проведенным из центра шарнира в центр давления пятна контакта.

С уменьшением угла γ распределение скоростей в пятне приближается к вихревому, что приводит к уменьшению Ф и росту $M_{\text{В}}$. Наибольшее удаление центра пятна от оси вращения соответствует углу $\gamma = \pi/2$.

Правые части формул (1) – (3), представляющие собой приведенные коэффициенты трения, не выражаются в элементарных функциях, поэтому они определяются численно. Интегралы (1) – (3) являются функциями угла γ, зависят от размеров пятна контакта α_0 и достигают наибольших значений при $\gamma = \pi/2$ и равны нулю при $\gamma = 0$. Момент верчения равен нулю при $\gamma = \pi/2$ и максимален при $\gamma = 0$.

Аппроксимации приведенных коэффициентов трения, соответствующих интегралам (1) и (2), могут быть записаны, например, так:

$$f_1=\frac{\Phi}{\text{N}}=f\left(1-\exp(-f_*(\alpha_0)\cdot\gamma)\right);\qquad f_2=\frac{M}{rN}=f\left(1-\exp(-f_{**}(\alpha_0)\cdot\gamma)\right),\quad(4)$$

а коэффициент при модуле момента верчения

$$f_3=\frac{M_{\text{В}}}{rN}=f_{***}(\alpha_0)\cdot f\cdot\exp(-f_{****}(\alpha_0)\cdot\gamma).\quad(5)$$

С уменьшением размеров пятна абсолютное значение показателей экспонент в формулах (4), (5) возрастает, а коэффициент f_{***} в формуле (5) уменьшается.

Таким образом, не решая контактной задачи теории упругости, можно представить действие трения в шарнире вектором силы трения скольжения

$$\overline{\Phi}=-f_1N\frac{\overline{\omega}\times\overline{r}}{|\overline{\omega}\times\overline{r}|},\quad(6)$$

моментом трения скольжения

$$\overline{M}=-f_2N\frac{\overline{r}\times\overline{\omega}\times\overline{r}}{|\overline{\omega}\times\overline{r}|}\quad(7)$$

и моментом трения верчения

$$\overline{M}_{\text{В}}=-f_3N\cdot\overline{r}\cdot\operatorname{sign}(\overline{\omega}\cdot\overline{r})\quad(8)$$

Для определения приведенных коэффициентов могут потребоваться

эксперименты.

Определение реакции опоры в случае Эйлера. Шарнирное соединение может быть конструктивно оформлено в виде двух вариантов: опоры-полости и опоры-шара. Очевидно, что нормальная реакция $\overline{N}$ связана с вектором $\bar{r}$ соотношением

$$\overline{N} = \mp \frac{\bar{r}}{r} N .$$

Здесь и далее верхний знак имеет место, когда опора представляет собой тело со сферической полостью, нижний знак – для опоры-шара.

Чтобы вычислить реакцию N, запишем закон движения центра инерции тела

$$m\left(\frac{d\overline{\omega}}{dt} \times \overline{R} + \overline{\omega} \times \overline{\omega} \times \overline{R} \right) = \overline{P} - N\left(\pm \frac{\bar{r}}{r} + f_1 \frac{\overline{\omega} \times \bar{r}}{|\overline{\omega} \times \bar{r}|} \right) \tag{9}$$

и теорему об изменении кинетического момента в осях, жестко связанных с телом

$$\frac{d\overline{L}}{dt} + \overline{\omega} \times \overline{L} = \overline{R} \times \overline{P} + \overline{M} + \overline{M}_{\text{В}}, \tag{10}$$

где m – масса тела; $\overline{P}$ – вес тела; $\overline{R}$ – радиус-вектор центра масс тела, проведенный из центра шарнира.

В общем случае ($R \neq 0$) для вычисления всех компонент реакции N следует разрешить уравнение (10) относительно компонент вектора $\dot{\overline{\omega}}$ и подставить выражение этого вектора в уравнение (9). К полученному уравнению необходимо добавить условие нормировки

$$\bar{r} \cdot \bar{r} = r^2 \tag{11}$$

и соотношение для определения угла γ

$$\cos\gamma = \frac{\overline{\omega} \cdot \bar{r}}{\omega r}, \tag{12}$$

где ω – модуль угловой скорости тела.

Система пяти скалярных уравнений относительно неизвестных $\bar{r}$, N, y оказывается нелинейной и ее решение возможно искать лишь приближениями. Однако в случае Эйлера ($R = 0$) левая часть уравнения (9) равна нулю независимо от величины $\dot{\overline{\omega}}$ и, следовательно,

$$N\left(\pm \frac{\bar{r}}{r} + f_1 \frac{\overline{\omega} \times \bar{r}}{|\overline{\omega} \times \bar{r}|} \right) = \overline{P} . \tag{13}$$

Значение N можно получить, возведя обе части соотношений (13) в квадрат и складывая

$$N = \frac{P}{\sqrt{1 + f_1^2}} . \tag{14}$$

Для определения положения центра давления пятна контакта $\bar{r}$ ум-

ножим скалярно обе части равенства (13) на вектор $\bar{r}$:

$$\bar{P} \cdot \bar{r} = \pm Nr \tag{15}$$

и на вектор $\bar{\omega}$:

$$\pm\, \bar{\omega} \cdot \bar{r} = r(\bar{P} \cdot \bar{\omega}) / N. \tag{16}$$

Система скалярных уравнений (11), (14) – (16) дает возможность вычислить координаты вектора $\bar{r}$. Наиболее просто соотношения (14) и (15) можно записать в неподвижных осях

$$\mp P_z r_z = Nr; \qquad \omega_x r_x + \omega_y r_y + \omega_z r_z = r(\mp P\omega_z),$$

так как

$$P_x = 0; \qquad P_y = 0; \qquad P_z = -P.$$

Окончательно найдем

$$r_x = \mp \frac{f_1 r}{(\omega_x^2 + \omega_y^2)\sqrt{1 + f_1^2}} \left(f_1 \omega_x \omega_z \mp \omega_y \sqrt{\omega_x^2 + \omega_y^2 - f_1^2 \omega_z^2} \right);$$

$$r_y = \mp \frac{f_1 r}{(\omega_x^2 + \omega_y^2)\sqrt{1 + f_1^2}} \left(f_1 \omega_y \omega_z \pm \omega_x \sqrt{\omega_x^2 + \omega_y^2 - f_1^2 \omega_z^2} \right); \tag{17}$$

$$r_z = \mp \frac{r}{\sqrt{1 + f_1^2}}.$$

Через приведенный коэффициент трения f_1 сюда входит пока еще не определенный угол γ. Для его определения подставим величины (17) в равенство (12):

$$\cos\gamma = \mp \frac{\omega_z}{\omega} \sqrt{1 + f_1^2}\,. \tag{18}$$

Учитывая соотношение (4), получаем уравнение

$$\cos^2\gamma = \left(\frac{\omega_z}{\omega} \right)^2 \left(1 + f^2 (1 - \exp(-f_*(\alpha_0)\gamma))^2 \right), \tag{19}$$

из которого можно находить угол γ последовательными приближениями, например, в такой форме:

$$\gamma_{k+1} = \gamma_k + \frac{0.1}{1 + f^2} \left\{ \cos^2\gamma_k - \left(\frac{\omega_z}{\omega} \right)^2 \left(1 + f^2 (1 - \exp(-f_*(\alpha_0)\gamma_k))^2 \right) \right\}. \tag{20}$$

Множитель при фигурных скобках обеспечивает достаточное условие сходимости в области $[0;\ \pi/2]$ для любых значений f и γ_0, причем начальное значение γ_0 можно брать по формуле

$$\gamma_0 = \frac{\pi}{2} \left(1 - \left| \frac{\omega_z}{\omega} \right| \right).$$

Соотношения (17) и (19) показывают, что положение центра давления зависит только от положения вектора угловой скорости и величины

коэффициента трения f.

Вектор скорости скольжения центра давления $\overline{\omega}\times\overline{r}$ расположен в вертикальной плоскости и направлен по меридиану вниз. Это следует из возможности записать выражение момента трения скольжения в форме

$$\overline{M}=\overline{r}\times\overline{\Phi}=-\overline{r}\times\overline{P} \qquad (21)$$

и из условия равенства нулю главного вектора сил

$$\overline{P}+\overline{N}+\overline{\Phi}=0.$$

Знаки перед радикалами в формулах (17) выбраны так, чтобы обеспечить проекции скорости центра давления пятна контакта на вертикальную ось отрицательное значение

$$(\overline{\omega}\times\overline{r})_z=-f_1 r\frac{\sqrt{\omega_x^2+\omega_y^2-f_1^2\omega_z^2}}{\sqrt{1+f_1^2}}$$

и отрицательное значение величины мощности сил трения (без учета момента верчения)

$$MO=-Pf_1 r\frac{\sqrt{\omega_x^2+\omega_y^2-f_1^2\omega_z^2}}{\sqrt{1+f_1^2}}.$$

Модуль скорости проскальзывания центра давления определяется формулой

$$|\overline{\omega}\times\overline{r}|=r\sqrt{\omega_x^2+\omega_y^2-f_1^2\omega_z^2}\,.$$

Из уравнения (18) следует, что $\gamma=\pi/2$ при $\omega_z=0$, то есть при горизонтальном положении вектора $\overline{\omega}$ векторы $\overline{r}$ и $\overline{\omega}$ ортогональны. При вертикальном положении оси вращения $(\omega_z/\omega=1)$ векторы $\overline{\omega}$ и $\overline{r}$ расположены на одной прямой – имеем случай чистого верчения.

Величина $\omega_x^2+\omega_y^2-f_1^2\omega_z^2$ всегда неотрицательна и равна нулю только в случае чистого верчения.

Описание движения тела. С учетом формулы (21) уравнения движения (10) для случая Эйлера примут вид

$$\frac{d\overline{L}}{dt}+\overline{\omega}\times\overline{L}=-\overline{r}\times\overline{P}+\overline{M}_{\mathrm{B}}. \qquad (22)$$

Момент верчения с учетом формул (5), (8), (12), (18) запишется выражением

$$\overline{M}_{\mathrm{B}}=\frac{f\,P\,\overline{r}}{\sqrt{1+f_1^2}}f_{***}(\alpha_0)\exp(-f_{****}(\alpha_0)\gamma)\mathrm{sign}(\omega_z).$$

Хотя аналитическое решение уравнений движения не представляется возможным, однако они дают возможность установить некоторые зако-

номерности движения тела.

Оценивая модули моментов трения скольжения и верчения, можно пренебречь последним по сравнению с первым, за исключением очень узкой области, где угол γ близок к нулю.

Формула (21) показывает, что вектор-момент трения скольжения расположен горизонтально, из чего вытекает сохранение вертикальной компоненты кинетического момента тела

$$L_z = \text{const},$$

если пренебречь моментом трения верчения.

Поскольку трение скольжения непрерывно уменьшает кинетическую энергию, то тело в своем движении будет стремиться к минимально возможному уровню энергии

$$T_{\min} = \frac{L_z^2}{2I_1},$$

где I_1 – наибольший момент инерции тела.

Это означает, что главная ось тела с наибольшим моментом инерции устремится к вертикальному положению из любого начального положения, если $L_z \neq 0$. Верчение вокруг двух других главных осей оказывается неустойчивым, так как малейшее отклонение от вертикали поведет к появлению трения скольжения, которое будет непрерывно уменьшать кинетическую энергию. Величина последней окажется меньше уровней, задаваемых соотношениями

$$T_2 = \frac{L_z^2}{2I_2}, \qquad T_3 = \frac{L_z^2}{2I_3},$$

и потому тело не сможет вернуться к верчению вокруг этих главных осей ввиду отсутствия энергии.

В случае шарового тензора инерции имеем уравнения движения

$$\dot{\omega}_x = P \cdot r_y I^{-1}; \qquad \dot{\omega}_y = -P \cdot r_x I^{-1}; \qquad \dot{\omega}_z = 0.$$

Умножив скалярно векторы $\overline{\omega}$ и $\dot{\overline{\omega}}$, получим

$$\overline{\omega} \cdot \dot{\overline{\omega}} = -Pf_1 r \frac{\sqrt{\omega_x^2 + \omega_y^2 - f_1^2 \omega_z^2}}{\sqrt{1 + f_1^2}}.$$

Последнее соотношение показывает, что модуль угловой скорости монотонно уменьшается, а так как $\omega_z = \text{const}$, то это происходит за счет уменьшения модуля горизонтальной проекции $\overline{\omega}$, а, следовательно, ось вращения тела монотонно приближается к вертикали. Хотя главная ось с

наибольшим моментом инерции и стремится к вертикали, однако у тела может не хватить для этого энергии и оно остановится в любом промежуточном положении, которое нельзя предсказать аналитически. Это вытекает из факта существования малого, но конечного по величине трения верчения, когда ось вращения близка к вертикали. Без трения верчения трение скольжения станет исчезающе малым при вращении около вертикали, и тело смогло бы установить главную ось с наибольшим моментом инерции вертикально.

Отмеченные закономерности движения согласуются с теоремой Аппеля [1] о стремлении материальных систем избегать трения и подтверждаются вычислениями на ЭВМ.

Обобщение задачи на случай вращения опоры. Предположим, что опора вращается вокруг произвольно расположенной оси, проходящей через центр шарнира, с заданной угловой скоростью $\overline{\omega}_0$. Тогда при определении координат центра давления в пятне контакта в формулах (17), (19) и в выражениях для Ф, M и $M_в$ следует полагать вместо $\overline{\omega}$ величину $\overline{\omega}_r$.

$$\overline{\omega}_r = \overline{\omega} - \overline{\omega}_0,$$

где $\overline{\omega}_r$ есть вектор угловой скорости тела относительно опоры.

Движение тела по-прежнему подчиняется уравнению (22), а вектор-момент трения скольжения M по-прежнему остается горизонтальным и потому не меняет вертикальной компоненты кинетического момента тела. Изменение L_z происходит здесь также только за счет момента трения верчения.

При постоянстве угловой скорости $\overline{\omega}_0$ система стремится избавиться от трения, то есть $\overline{\omega} \to \overline{\omega}_0$. Учитывая, что имеет место подвод энергии от внешнего источника, можно утверждать, что главная ось с наибольшим моментом инерции совпадет с осью вращения опоры, ибо такому движению тела соответствует наибольшая кинетическая энергия.

При отсутствии трения верчения (точечный контакт)

$$L_z = \text{const}$$

и при постоянстве величины $\overline{\omega}_0$ главная ось с наибольшим моментом инерции стремилась бы совместиться с вертикальной плоскостью, в которой находится вектор $\overline{\omega}_0$. При этом тело вращалось бы вокруг этой главной оси и опирание имело бы место в самой нижней (или верхней) точке шарнира без проскальзывания. Для этого необходимо, чтобы горизонтальные проекции векторов $\overline{\omega}$ и $\overline{\omega}_0$ были бы равны. Однако разница вертикальных компонент угловых скоростей и контакт по площадке непременно вызовут момент верчения, который, изменяя L_z, заставляет вектор

$\overline{\omega}$ совпасть с вектором $\overline{\omega}_0$.

Список литературы

1. Аппель П. Теоретическая механика. М.: Физматгиз, 1960. Т. 2. 487 с.

Y.P. Smirnov
SOME FRICTIONAL EFFECT IN A SPHERICAL JOINT
In a spherical joint the friction force module of sliding and the modules of the moments of friction of sliding and rotating depend on a mutual arrangement of an axis of rotation of a body and centre of pressure of a stain of contact. In Euler case the main axis of a heavy body with the greatest moment of inertia comes nearer to a vertical. The task is generalized on a case of a support rotation.
Key words: spherical joint, stain of contact, factors of friction.

Получено 20.01.12

УДК 621.9.06.52-133.2:338
Е.Н. Фролович, д-р техн. наук, (495) 996-58-79,
(Россия, Климовск, ОАО «КБАЛ им. Л.Н. Кошкина»)

АВТОМАТИЧЕСКИЕ РОТОРНЫЕ ЛИНИИ – ОТ СОЗДАНИЯ К СОВРЕМЕННОМУ ЭТАПУ ПРОМЫШЛЕННОГО РАЗВИТИЯ

Рассматриваются исторические этапы создания и развития направления комплексной автоматизации массового производства в промышленности России на основе автоматических роторных линий.
Ключевые слова: комплексная автоматизация, автоматическая роторная линия.

Становление автоматических роторных линий (АРЛ), как основы комплексной автоматизации массового производства в промышленности России, связано с именем академика Л.Н. Кошкина и относится к сороковым годам XX века. Это научно-техническое направление, как и многие другие, в те годы, было связано с развитием оборонной промышленности, а именно, с решением задачи коренной модернизации патронной промышленности СССР на основе отечественного технологического оборудования, обеспечивающего массовый выпуск патронов при минимальных затратах.

Патроны для стрелкового оружия – это один из основных видов боеприпасов, применяемых в армии и других силовых структурах государст-

ва для обеспечения его внутренней и внешней безопасности. Объем их выпуска уже к началу 40-х годов прошлого века только в нашей стране исчислялся миллиардами штук в год. При простоте своей конструкции патроны отвечают весьма жестким требованиям, предъявляемым к ним, а именно:

высокой пластичностью и прочностью элементов патронов, которые обеспечивают работу стрелкового оружия при высоких давлениях пороховых газов и скоростях срабатывания механизмов оружия;

высокой точностью изготовления, обусловленной необходимостью 100 % взаимозаменяемости при стрельбе из различных типов оружия;

высокой коррозионной стойкостью в процессе боевого применения и при длительном хранении.

Естественно, что эти требования определяли необходимость создания технологического оборудования патронного производства самого высокого уровня, а именно высокопроизводительного и высокоавтоматизированного оборудования.

В 1940 году под руководством Л.Н. Кошкина на Ульяновском машиностроительном заводе были созданы первые в отечественном станкостроении роторные станки-автоматы для обработки резанием и сборки элементов патронов стрелкового оружия. Создание роторных станков-автоматов не было каким-то показным актом. В отличие от зарубежного оборудования периодического действия, применяемого в те годы на патронных заводах, роторные станки-автоматы ознаменовали создание качественно нового типа отечественного оборудования непрерывного действия. В суровые годы Великой Отечественной войны (1941-1945 годов) новое оборудование прошло первые жесткие испытания. Оно с самого начала показало высокие эксплуатационные показатели при изготовлении элементов патронов и способствовало все более нарастающему выпуску патронов, так необходимых во время войны. Несмотря на эвакуацию ряда заводов в Сибирь и Среднюю Азию, выпуск патронов из года в год увеличивался и составил к 1944 году более 7 млрд. шт. в год. В течение всей войны Красная Армия не знала недостатка в патронах [1].

Успешное развитие работ по созданию нового оборудования послужило основанием того, что приказом наркома вооружений СССР Д.Ф. Устинова (позднее – министр оборонной промышленности, министр обороны СССР, маршал) в июне 1944 года было создано Центральное Конструкторское бюро (ЦКБ-3). Бюро было создано как самостоятельное предприятие на базе СКБ патронного станкостроения, организованного в 1943 году по предложению Л.Н. Кошкина при заводе в Кунцеве (г. Москва). Основной задачей ЦКБ-3 стало создание автоматических роторных машин и линий для производства патронов стрелкового оружия. Начальником и главным конструктором Конструкторского бюро был назначен Л.Н. Кошкин. В 1946 году ЦКБ-3 перебазировалось на завод в

г. Подольск (Московская обл.), а в 1951 году – на свою постоянную базу в г. Климовск (Московская обл.) и было переименовано в Конструкторское бюро автоматических линий (КБАЛ).

В послевоенные годы правительством СССР был поставлен вопрос о путях дальнейшего развития отечественного патронного производства. Высказывалось мнение о целесообразности использования оборудования германских патронных заводов, оказавшихся в советской зоне оккупации. Однако для коллектива КБАЛ во главе с Л.Н. Кошкиным сомнений не было, что развитие патронного производства должно быть связано только с отечественным оборудованием – АРЛ.

По инициативе Д.Ф. Устинова на Климовском штамповочном заводе (КШЗ) началось создание экспериментального автоматизированного производства патронов. В 1947 году были смонтированы и в 1949 году внедрены в эксплуатацию АРЛ для снаряжения пистолетных патронов. В 1950 году в КБАЛ были изготовлены и переданы КШЗ в опытную эксплуатацию две АРЛ с вертикальным расположением роторов: для изготовления пульных оболочек (Л-5) и снаряжения патронов (Л-8). С перебазировкой КБАЛ из г. Подольска в г. Климовск на территорию КШЗ условия контакта двух предприятий значительно улучшились. Завод превратился в испытательный полигон для опытных образцов АРЛ, создаваемых КБАЛ.

Хотя чаша весов нередко склонялась не в пользу роторного оборудования, но правильность выбранного пути, твердость коллективов КБАЛ и ведущих заводов (Климовского штамповочного и Тульского патронного) в достижении конечных результатов работы позволили выиграть эту изнурительную борьбу. Показатели работы первых патронных производств, автоматизированных на базе АРЛ, стали значительно превосходить результаты работы аналогичных производств на операционном оборудовании периодического действия в 1,5…2 раза. Это означало существенный прорыв к достижению качественно нового технического уровня производства. В последующие годы технико-экономические показатели в производстве патронов повысились еще в 2…3 раза.

К началу 60-х годов в патронном производстве страны в основном завершился переход от разработки отдельных образцов роторных машин и линий к созданию первых комплексно-автоматизированных участков и цехов, оснащенных АРЛ с производительностью 120…150 шт./мин. В 1962 году коллективу инженерно-технических работников КБАЛ в составе: Л.Н. Кошкина, М.Д. Власова, А.С. Зажигина, В.И. Кузнецова, В.М. Таныгина, В.В. Хмелевского была присуждена Ленинская премия в области науки и техники.

Конец 50-х начало 60-х годов ознаменовались становлением и интенсивным развитием общетеоретических принципов комплексной автоматизации производства, теории проектирования и эксплуатации автоматических роторных машин и линий. Проведение указанных работ

сопровождалось поисками конструктивных решений вновь создаваемого оборудования и зарождением отечественной научной школы, которую возглавил Л.Н. Кошкин в стенах КБАЛ, а также в ряде ВУЗов страны, где ведущие позиции занял Тульский Механический институт (в настоящее время – Тульский государственный университет).

В 1954 году Л.Н. Кошкин начинал вести по совместительству научно-педагогическую работу в промышленной академии Министерства Вооружения, а затем с 1957 года – в Тульском механическом институте. В институт он был приглашен по инициативе заведующего кафедрой «Оборудование и автоматизация штамповочного производства» (ОАШП) В.Ф. Прейса для чтения факультативного курса лекций по основам проектирования роторных машин и линий. Следует отметить, что В.Ф. Прейс (впоследствии д-р техн. наук, профессор, заслуженный деятель науки и техники РСФСР) был не просто сторонником идей Л.Н. Кошкина в области комплексной автоматизации производства на базе АРЛ, но и активным их проводником. Он был также инициатором и организатором подготовки инженерных и научных кадров для этого направления. На кафедре ОАШП Л.Н. Кошкин преподавал вплоть до кончины В.Ф. Прейса в 1973 году.

К началу 60-х годов Тульский политехнический институт стал подлинным научным центром по проблемам теории технологических машин роторного типа. Начиная с 1965 года, на кафедре ОАШП в рамках ежегодных научно-технических конференций института рассматривались и обобщались научные и технические достижения в области комплексной автоматизации производства на базе роторных линий, а также в области исследования, проектирования и эксплуатации средств автоматической загрузки технологических машин. В работе конференций, проводимых кафедрой ОАШП, постоянно принимали участие представители многих научных и проектных организаций, вузов, промышленных предприятий.

Немаловажную роль в развитии нового научного направления сыграл академик И.И. Артоболевский – директор НИИМАШ АН СССР, при поддержке которого в Тульском политехническом институте с 1971 года стал действовать Тульский филиал Всесоюзного совещания по основным проблемам теории механизмов и машин (ТММ). Первым научным руководителем Тульского семинара по проблемам ТММ был зав. кафедрой ОАШП проф. В.Ф. Прейс. Научная проблематика в области комплексной автоматизации производства на основе роторных машин и линий вошла в координационные планы работ АН СССР, результаты научных исследований докладывались на ежегодных международных конференциях по ТММ в г. Варшаве (Польша).

В 1965 г. образовалось Министерство оборонной промышленности ССР и КБАЛ становится головной организацией патронной отрасли. Оно стало проводить и координировать работы не только по созданию оборудования для патронного производства, но и в целом по техническому

уровню всех производств. Успешное внедрение первых серий линий и автоматизированных производств явилось толчком к развертыванию широкой реконструкции патронных производств на заводах. Осуществление программы реконструкции патронного производства позволило на первом этапе сократить трудоемкость изготовления патронов по сравнению с операционным оборудованием в три, а затем в пять раз, а производственные площади в 2…2,5 раза. Заводами отрасли было изготовлено и внедрено в производства более 6000 линий. Более 300 линий работали за рубежом, в том числе изготовленных по лицензии в других странах СЭВ (Чехия, Венгрия, Германия).

К середине 70-х годов на базе АРЛ с производительностью 200…250 шт./мин было создано более 50 автоматизированных производств, в том числе три комплексно-автоматизированных производства (КАП) «Модуль», обеспечивающих изготовление патронов из исходных материалов до упаковки изделий при полном автоматизированном цикле. КАП «Модуль» были первыми, по-настоящему, заводами-автоматами с замкнутым и непрерывным циклом изготовления патронов от исходного материала до полностью готовой и упакованной продукции. Создание подобных заводов потребовало новой организации труда, контроля качества и управления производством. Впервые в практике производства штучной продукции оборонного назначения была разработана и внедрена система непрерывного приемочного контроля качества на базе статистических методов. Впервые в машиностроительной практике были разработаны и внедрены система бригадного обслуживания технологических линий и автоматизированная система управления производством на основе широкого использования ЭВМ.

Создание КАП «Модуль» обеспечило повышение производительности труда в патронном производстве в 4…6 раз, снижение трудоемкости изготовления патронов в 3…4 раза, сокращение производственных площадей в 2,7…3,0 раза, сокращение производственного цикла изготовления патронов в 10…20 раз [2].

Работа большого коллектива ведущих специалистов КБАЛ под руководством Л.Н. Кошкина и ряда специалистов патронных заводов страны по созданию и освоению КАП «Модуль» была отмечена Государственной премией СССР в области науки и техники за 1980 год. Среди лауреатов премии: Е.Н. Фролович, Г.В. Комаров, А.Н. Шибанов.

Заслуженным признанием этого вклада явилось награждение в 1984 году коллектива Конструкторского бюро автоматических линий, руководимого Л.Н. Кошкиным, орденом Трудового Красного Знамени.

Более чем сорокалетний практический опыт, накопленный коллективом КБАЛ в создании АРЛ и нашедший научное обобщение в трудах Л.Н. Кошкина, а также в трудах его сторонников и последователей, позволил говорить о направлении комплексной автоматизации производства на

базе технологических систем роторных машин, как об общем и принципиальном направлении ускорения научно-технического прогресса во многих отраслях народного хозяйства страны. С целью широкого внедрения АРЛ и АРКЛ в различных отраслях народного хозяйства в 1985 году был создан Межотраслевой научно-технический комплекс (МНТК) «Ротор», головной организацией которого стало КБАЛ, а генеральным директором МНТК был назначен Л.Н. Кошкин. В работе МНТК «Ротор» приняли участие 35 научно-исследовательских и конструкторских организаций 17 министерств.

Перед МНТК «Ротор» были поставлены следующие задачи:

разработка прогнозов и рекомендаций по расширению области применения роторных и роторно-конвейерных линий в отраслях народного хозяйства;

определение главных направлений конструкторских разработок и научных исследований в области развития роторных и роторно-конвейерных линий, создание на их основе комплексно-автоматизированных производств;

разработка и внедрение в производство новых видов роторных и роторно-конвейерных линий на основе прогрессивных ресурсосберегающих технологий, уровень которых превышает передовые достижения отечественной и зарубежной науки и техники;

координация работ по проектированию автоматических роторных и роторно-конвейерных линий в отраслях промышленности, проводимых головными отраслевыми НИИ и КБ, использующими результаты технических разработок, накапливаемых в банке наиболее прогрессивных типовых решений;

подготовка инженерных и научных кадров, повышение квалификации работников отраслей народного хозяйства для проектирования роторных и роторно-конвейерных линий;

организация и отработка типовых конструкторских решений в условиях действующего производства.

В 1985 году Л.Н. Кошкин выступил на совещании в Политбюро ЦК КПСС под председательством генерального секретаря М.С. Горбачева о задачах перспективах комплексной автоматизации различных производств на базе АРЛ. По итогам совещания в рамках МНТК «Ротор» была создана общесоюзная программа на 1986-1990 годы и на период до 2000 года, которая предусматривала выпуск около 5000 линий 352 типов.

Наряду с уже имеющимися образцами линий была намечена разработка принципиально новых образцов АРЛ, в частности, для изготовления щелочных гальванических элементов, обрезиненных вентилей, резинотехнических изделий типа манжет и уплотнений, подрельсовых подкладок, точного литья металлов; производства метизов различных типоразмеров; пластмассовых деталей методами прессования и литья под давлением, та-

ких, как фломастеры, корпуса шариковых ручек; для механической обработки и сборки роликов ленточных конвейеров, вентильных головок; пресс-масленок, ниппелей, цепей и целого ряда других изделий. Было намечено также широкое внедрение новых автоматических линий в пищевую промышленность: для производства сосисок, расфасовки и упаковки продуктов, розлива молока, уксуса, растительного масла, мороженого эскимо и др.

Широкие масштабы развертывания работ по созданию и внедрению в отраслях народного хозяйства АРЛ потребовали и особого подхода в деле передачи опыта проектирования линий и комплексно-автоматизированных производств на их основе, ввода их в эксплуатацию. Было организована система обучения специалистов с разработкой конкретных проектов под руководством специалистов КБАЛ. С этой целью совместным решением Минобразования и Миноборонпрома СССР, в структуре Межотраслевого факультета повышения квалификации при МВТУ им.Н.Э. Баумана была организована кафедра «Комплесная автоматизация производства на основе роторных и роторно-конвейерных линий» во главе с Л.Н. Кошкиным. Было начато строительство межотраслевого научно-информационного центра с учебным конструкторским бюро, что позволило бы обеспечить не только теоретическую, но и практическую подготовку специалистов-проектировщиков.

К сожалению, известные итоги прошедшей перестройки прервали поступательный процесс развития роторных технологий в 1991 году. Причинами такого положения явились: резкий спад промышленного производства, чрезмерное заполнение российского рынка импортной продукцией, отсутствие материальных ресурсов на совершенствование имеющихся разработок на развитие научно-технической базы.

Новые условия формирования нашей экономики диктуют и особые подходы к применению роторных технологий. Если ранее создание роторного оборудования основывалось на достижении максимально возможной производительности, то в настоящее время требуются машины универсального применения при изготовлении различной продукции с экономически целесообразной производительностью. В послеперестроечный период основные работы по применению роторных технологий были направлены на выполнение немногочисленных заказов по созданию новых АРЛ, на приспособление неиспользуемых АРЛ для выпуска требуемой продукции, на организацию многономенклатурного одновременного выпуска различной продукции.

Перспективным направлением работ стало создание АРЛ для пищевой и перерабатывающей отраслей промышленности. Это одни из отраслей, где роторное оборудование стало широко применяться еще в начале XX века и сегодня занимает в мире одно из лидирующих мест по масштабам использования и темпам развития [3].

Имеющийся опыт автоматизации различных производств на основе АРЛ с учетом современных требований позволил КБАЛ успешно решить задачу создания гаммы малых роторных машин, в частности, для дозирования, наполнения и укупорки различных жидких, вязких и пастообразных продуктов в стеклянные банки и бутылки с винтовыми крышками типа «ТВИСТ-ОФФ с производительностью 5000 банок/ч. Примером новых машин, созданных в последнее десятилетие, являются: автомат дозирования пастообразной продукции в стеклянные банки емкостью до 1 литра, с производительностью до 100 шт./мин; установка контроля герметичности укупоренных банок с применением отечественного датчика и контроллера, а также автомат закатки жестяных банок. Весь комплекс оборудования для дозирования, наполнения и укупорки при укладке готовой продукции в гофроящик включает 15 типов оборудования, а при упаковке в термопленку – 11 типов оборудования, часть которых выпускается заводами России.

Конечной целью ОАО «КБАЛ им. Л.Н. Кошкина» в этом направлении является поставка полных комплектов оборудования для переработки плодоовощной и другой продукции. Это даст возможность перерабатывающим предприятиям строить производство из отечественного оборудования, обеспечить сервисное обслуживание оборудования и централизованную поставку запасных деталей.

В настоящее время, в период намечающегося подъема промышленности в России, направлениями дальнейшего развития АРЛ, могли бы стать:

- совершенствование и доведение до мирового уровня отечественного роторного оборудования для пищевой и медицинской промышленности и полное замещение им импортного оборудования;
- разработка новых методов для определения областей применения роторных технологий, при анализе реальных производств, требующих выбора оптимальных решений при их совершенствовании;
- повышение универсальности и унификации роторных машин, развитие многономенклатурности одновременного изготовления различных изделий;
- развитие теории и методов проектирования, определяющих критерии экономически целесообразной производительности роторных машин, оптимальности их весовых и энергетических характеристик;
- создание мобильных роторных машин для производств различной продукции на малых предприятиях;
- применение современных вычислительных средств в изыскании простейших конструктивных решений при проектировании, обеспечивающих надежную работу роторных машин и оперативное управление процессами изготовления продукции;
- дальнейшее развитие теории проектирования силовых приводов рабочих машин в направлении повышения их КПД;

- подготовка и сохранение в производствах, работающих по роторным технологиям обслуживающего персонала;

- повышение уровня подготовки инженерных кадров в ВУЗах по стратегии дальнейшего совершенствования и использования роторных технологий.

Мировой опыт применения роторного оборудования в развитых странах Европы и США, показывает правомерность и перспективу широкого использования АРЛ в различных отраслях промышленности России.

Список литературы

1. Оружие победы / И.В. Бах [и др.]; под общ. ред. В.Н. Новикова. М.: Машиностроение, 1987. 512 с.

2. Прейс В.В., Бондаренко Д.С. Автоматические роторные и роторно-конвейерные машины и линии в пищевых производствах // Вестник машиностроения. 2003. № 7. С. 37-43.

3. Роторные технологии, машины и линии на современном этапе промышленного развития / В.А. Быстров [и др.] // Вестник машиностроения. 2003. № 10. С. 43-47.

E.N.Frolovich

AUTOMATIC ROTOR LINES FROM CREATION HISTORY TO THE INDUSTRIAL DEVELOPMENT PRESENT STAGE

Historical stages of creation and development of a direction of complex automation of mass production in the industry of Russia on the basis of automatic rotor lines are considered.

Key words: complex automation, an automatic rotor line.

Получено 20.01.12

УДК.531.383
М.И. Дегтярев, асп., degtarev_mihail@mail.ru
(Россия, Тула, ТулГУ)

К АНАЛИЗУ УСТОЙЧИВОСТИ ДВУХОСНОГО ИНДИКАТОРНОГО ГИРОСТАБИЛИЗАТОРА НА ДИНАМИЧЕСКИ НАСТРАИВАЕМОМ ГИРОСКОПЕ

Приведена методика анализа устойчивости двухосного индикаторного гиростабилизатора на динамически настраиваемом гироскопе.

Ключевые слова: гиростабилизатор, динамически – настраиваемый гироскоп, система стабилизации.

В настоящее время актуальной является задача повышения точности управляемых гиростабилизаторов (ГС), работающих в совмещенных режимах стабилизации и управления.

Области применения таких систем расширяются, вместе с тем, возрастают требования к ним по точности стабилизации, точности определения параметров ориентации, минимизации массы, габаритов, стоимости, энергопотребления, времени готовности и способности интегрироваться в современные системы управления объекта.

В индикаторных ГС, находящих в настоящее время широкое применение, гироскоп играет роль чувствительного элемента, моделирующего опорную систему координат. Точность ГС определяется как точностью системы стабилизации, обеспечивающей совмещение платформы с опорной системой координат, так и точностью самой опорной системы.

Высокие точностные характеристики, технологичность конструкции, малое число функциональных элементов, и, следовательно, повышенная надежность, возможность функционирования в широком диапазоне температур и перегрузок при малом времени готовности, малая потребляемая мощность, рациональное использование внутреннего объема благодаря наличию внутреннего карданова подвеса, обеспечивающее малые габаритные размеры и массу динамически настраиваемого гироскопа (ДНГ), большое расстояние между приводом и чувствительным элементом – ротором, а следовательно, малое влияние тепловыделения в приводе на точность ДНГ определяют целесообразность их использования в качестве чувствительных элементов ГС.

Представляют интерес вопросы исследования устойчивости таких ГС

Электрокинематическая схема ГС на ДНГ. Двухосный индикаторный ГС на ДНГ изображен на рис.1. Он содержит наружное кольцо 1, платформу 2, на которой установлен оптический датчик (на рисунке не указан) и ДНГ 3. На осях стабилизации установлены двигатели стабилизации 7 и 6, подключенные к соответствующим датчикам угла ДНГ 11 и 12

через усилительно-преобразующие тракты 4, 5; Δx, Δy – выходные сигналы с оптического датчика, которые через усилительно-преобразующие тракты 9, 10 контуров управления ГС поступают на датчики момента ДНГ 8, 9.

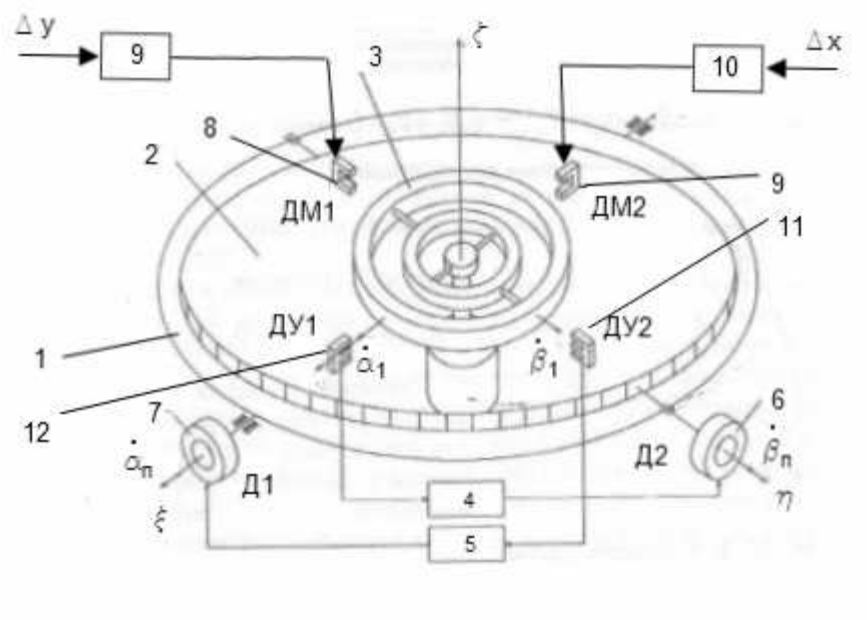


Рис.1. Электрокинематическая схема ГС на ДН

Анализ устойчивости индикаторного гиростабилизатора на ДНГ. Собственное движение ГС на ДНГ в первом приближении описывается системой однородных линейных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами:

$$\begin{cases} J_{П}s^2\alpha_{П} + D_{П}s\alpha_{П} + K_yW_p(s)\alpha_1 + Qs\beta_г = 0; \\ J_{П}s^2\beta_{П} + D_{П}s\beta_{П} + K_yW_p(s)\beta_1 - Qs\alpha_г = 0; \\ A_Гs^2\alpha_Г + D_Гs\alpha_1 + Hs\beta_Г - A_K\dot{\phi}s\beta_{П} = 0; \\ A_Гs^2\beta_Г + D_Гs\beta_1 - Hs\alpha_Г - A_K\dot{\phi}s\alpha_{П} = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где $J_П$ – момент инерции платформы; $D_П$ – удельный момент демпфирования, определяемый в основном демпфированием в двигателях стабилизации; $A_Г = A + 0.5B_1$; $D_Г = 0.5(D_\alpha + D_\beta)$; $H = (C + B_1)\dot{\varphi}$; $A_к = 0.5(A_1 + B_1 - C_1)$; Q – момент, действующие со стороны гироскопа на платформу относительно осей стабилизации; $K_yW_p(s)\alpha_1$ и $K_yW_p(s)\beta_1$, записанные в операторной форме выражения для моментов двигателей стабилизации $M_{дс1}$ и $M_{дс2}$ соответственно, где $K_yW_p(s)$ – передаточная функция регулятора; $К_у = К_{д.у}К_р К_м$; $К_{д.у}$ – коэффициент передачи преобразователя угла ДНГ; $К_м$ – коэффициент передачи по моменту двигателя стабилизации; K_p – коэф-

фициент передачи регулятора.

На основании полученных уравнений приведена структурная схема гиростабилизатора на ДНГ (рис.2):

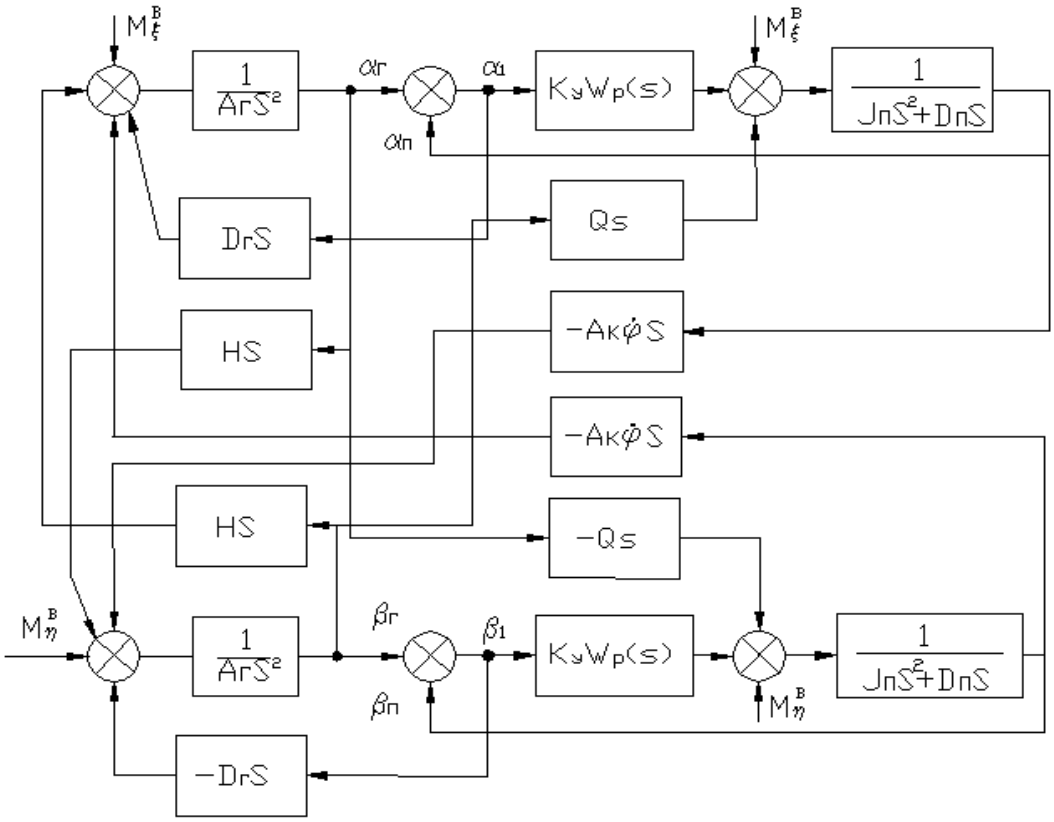


Рис. 2. Структурная схема ГС на ДНГ

В этой схеме можно выделить два канала регулирования по координатам $\alpha_П$, $\beta_П$, определяющим положение платформы, между которыми имеются перекрестные связи.

Можно считать, что гиростабилизатор устойчив, если устойчивы система стабилизации и ДНГ на подвижном основании [1, 2].

Составим передаточную функцию гиростабилизатора по одному из каналов (например, $\alpha_П$) относительно момента M_ξ^B, воздействующего на ДНГ по тому же каналу:

$$\Phi(s)=\Phi_Г(s)\Phi_{с.с}(s), \qquad (2)$$

где $\Phi_Г(s)$ – передаточная функция системы, структурная схема которой обведена на рис. 3 пунктиром.

Передаточная функция канала системы стабилизации имеет вид

$$\Phi_{c.c}(s) = \frac{K_y W_p(s)}{J_П s^2 + D_П s + K_y W_p(s)} = \frac{\alpha_П}{\alpha_Г} = \frac{\beta_П}{\beta_Г}. \qquad (3)$$

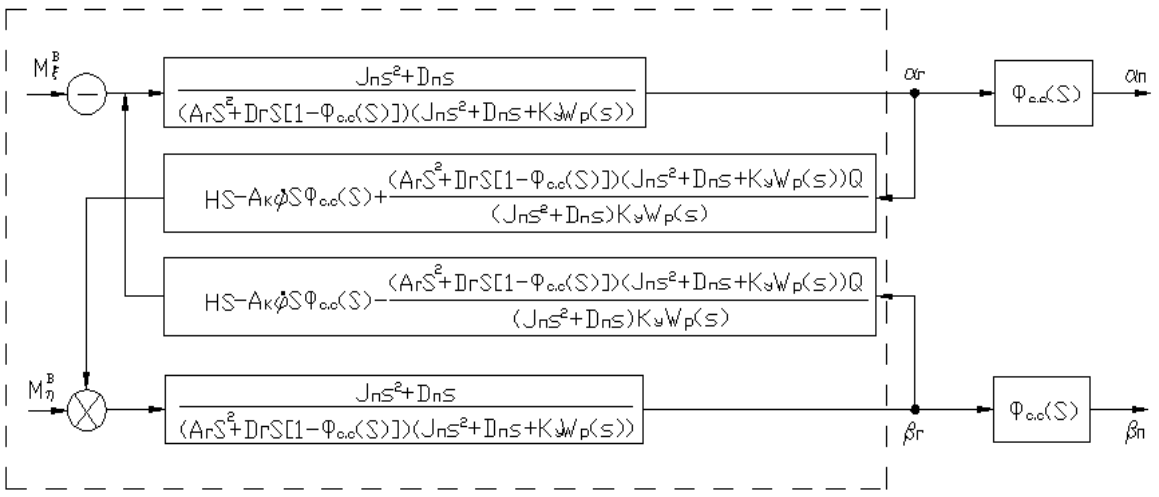


Рис. 3. Преобразованная структурная схема ГС

В соответствии с рис.3 передаточная функция для $\Phi_\Gamma(s)$ имеет вид

$$\Phi_\Gamma(s) = \frac{\dfrac{J_n s^2 + D_n s}{\left(A_\Gamma s^2 + D_\Gamma s[1-\Phi_{c\,c}(s)]\right)\cdot\left(J_n s^2 + D_n s + K_y W_p(s)\right)}\times}{\left[Hs - A_K \dot{\phi} s \Phi_{c\,c}(s) - \dfrac{Qs\cdot\left(J_n s^2 + D_n s + K_y W_p(s)\right)\cdot\left(A_\Gamma s^2 + D_\Gamma s[1-\Phi_{c\,c}(s)]\right)}{\left(J_n s^2 + D_n s\right)K_y W_p(s)}\right]^2} \times 1 + \frac{}{\left\{\left(A_\Gamma s^2 + D_\Gamma s[1-\Phi_{c\,c}(s)]\right)\cdot\left(J_n s^2 + D_n s + K_y W_p(s)\right)\right\}^2} \quad (4)$$

Выражение (4) определяет передаточную функцию ДНГ на подвижном основании, которым является платформа гиростабилизатора.

В соответствии с выражением 3 и 4 рассмотрим устойчивость системы стабилизации и ДНГ на подвижном основании.

На рис. 4 представлены логарифмические амплитудно-фазовые частотные характеристики (ЛАФЧХ) разомкнутой следящей системы по каналу $\alpha_П$.

Из рис.4 видно, что запас по фазе на частоте среза составляет $\varphi=50^\circ$, следовательно, система стабилизации устойчива.

На рис. 5 представлены ЛАФЧХ разомкнутой схемы ДНГ на подвижном основании.

Из рис.5 видно, что запас по фазе на частоте среза составляет $\varphi=35^\circ$. Из этого следует, что данная система устойчива.

Т.к. система стабилизации и ДНГ на подвижном основании устойчивы, следовательно ГС на ДНГ устойчив [1, 2].

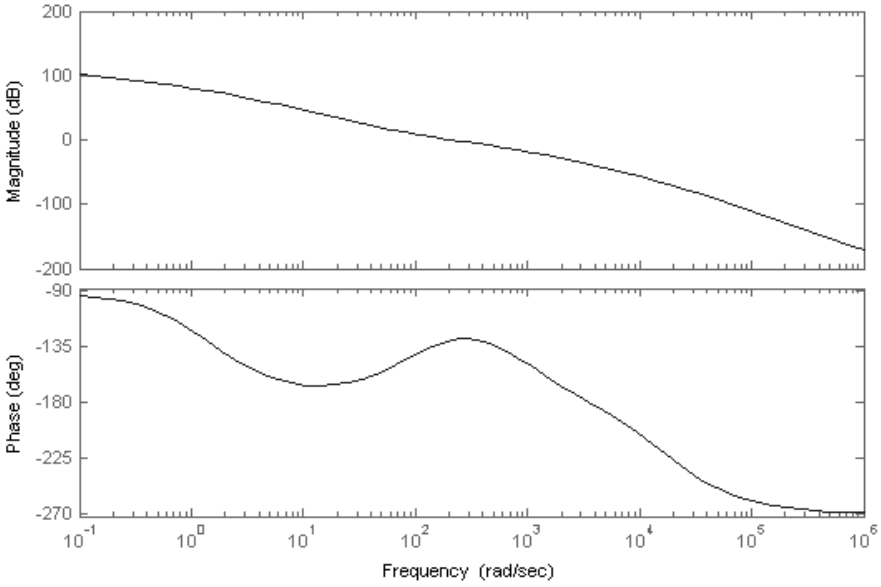


Рис. 4. ЛАФЧХ разомкнутой следящей системы по каналу $\alpha_П$

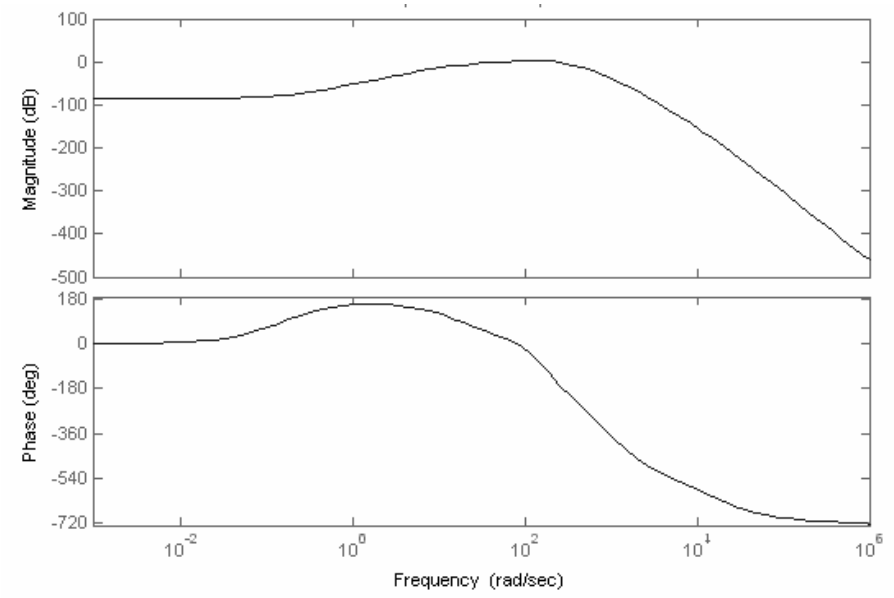


Рис. 5. ЛАФЧХ разомкнутой схемы ДНГ на подвижном основании

Логарифмические амплитудно-фазовые частотные характеристики были получены в программной среде MathLab при следующих параметрах двухосного индикаторного ГС на ДНГ: $К_У$ = 31000; $J_П$ = 0,026 кгм^2; $D_П$ = 0,0041 Нмс; H = 0,0014 Нмс; Q = 0,0014 Нмс; $W_P(s) = \dfrac{(1+T_1 s)}{(1+T_2 s)}, T_1 > T_2$, T_1 = 0,01 с, T_2 = 0,0012 с; моделирование проведено для параметров гироскопа, соответствующих паспортным данным на ДНГ ГВК-16.

Заключение.

Приведены выражения для анализа устойчивости двухосного индикаторного ГС на ДНГ, представляющего собой сложную многоконтурную систему.

Работа проводилась при поддержке Государственного контракта № 02.740.11.558

Список литературы

1. Пельпор Д.С., Матвеев В.А. Динамические настраиваемые гироскопы // М.: Машиностроение; 1988.

2. Матвеев В.А., Подчезерцев В.П., Фатеев В.В. Гироскопические стабилизаторы на динамически настраиваемых гироскопах. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005.

M.I. Degtarev

THE ANALYSIS OF STABILITY OF AN INDICATOR BIAXIAL GYROSTABILIZER ON THE DYNAMICALLY ADJUSTED GYROSCOPE

In this paper a method of analyzing the stability of an indicator biaxial gyrostabilizer on the dynamically adjusted gyroscope is described.

Key words: stabilizer, dynamically adjusted gyroscope, system of stabilization.

Получено 20.01.12

УДК 621.313.333

В.Н. Мещеряков, д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой, 8(4742)32-80-56, mesherek@stu.lipetsk.ru (Россия, Липецк, ЛГТУ),
Е.Е. Диденко, асп., 8(4742)27-57-69, didenko_ee@mail.ru
(Россия, Липецк, ЛГТУ)

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ГЛАВНЫМ ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ ПРОКАТНОЙ КЛЕТИ

Приведено описание построения математической модели системы управления электроприводом рабочих валков клети чистовой группы непрерывного широкополосного стана горячей прокатки.

Ключевые слова: система управления, сигнал обратной связи, регулятор тока, регулятор скорости, математическая модель, момент вращения, двухзонное регулирование скорости электропривода.

Основными агрегатами чистовой группы непрерывного широкополосного стана (НШПС) горячей прокатки являются прокатные клети. В них формируются окончательные геометрические параметры, а также

осуществляется транспортировка прокатываемой полосы. Вращение рабочих валков клетей производится электродвигателями главных приводов. Клети чистовых групп станов горячей прокатки различаются количеством валков, конструкцией механических передач вращения валков, главные электроприводы отличаются мощностью и типом электродвигателей. В настоящее время наибольшее распространение среди отечественных станов горячей прокатки имеют четырёхвалковые клети (по два рабочих и опорных валка), тип электропривода – постоянного тока. В общем случае прокатные клети чистовой группы имеют общий вид, изображённый на рис. 1.

Так как в рамках данной статьи ставится задача не провести динамический анализ приводной линии прокатной клети, а представить математическую модель системы управления главным электроприводом, то примем в качестве допущения, что приводная линия прокатной клети является одномассовой механической системой. То есть в линии отсутствуют люфты, все связи между массивными элементами абсолютно жёсткие, а момент инерции J_Σ приводной линии равен сумме моментов инерции ротора электродвигателя, муфт, валов шестерённой клети, валков клети и т.д.

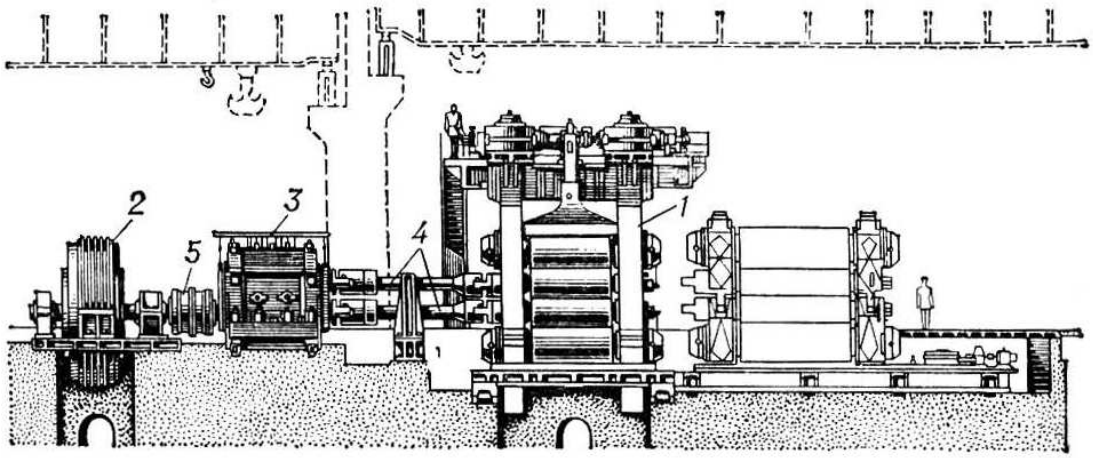


Рис. 1. Общий вид четырёхвалковой клети:
1 − четырёхвалковая клеть; 2 − электродвигатель; 3 − шестерённая клеть; 4 − шпиндель; 5 − муфты

При вычислении J_Σ следует учитывать наличие в трансмиссии участков, связанных ускоряющими или замедляющими передачами. Однако обычно трансмиссия рабочих валков чистовой клети не содержит понижающих или повышающих передач, в этом случае операция приведения моментов инерции не требуется. Система регулирования скорости электропривода рабочих валков прокатной клети чистовой группы в большинстве случаев – это система двухзонного регулирования. Применение двухзонного регулирования объясняется требованием широкого диапазона

регулирования скорости при сохранении оптимальных энергетических, массогабаритных и экономических показателей электропривода. [1]

Примем в качестве основного оборудования системы управления главным электроприводом прокатной клети:

1. Двухякорный электродвигатель постоянного тока типа 2МП-16000-65УЗ-М независимого возбуждения. (В электроприводах прокатных клетей часто применяются двухякорные двигатели из-за меньшего момента инерции по сравнению с одноякорными той же мощности) Паспортные данные электродвигателя:

$$U_{н1} = U_{н2} = 930 \text{ В}; I_{н1} = I_{н2} = 9100 \text{ А};$$

$$(R_{я1}+R_{дп1}+R_{ко1})_{15^o} = 0{,}002755 \text{ Ом};$$

$$(R_{я2}+R_{дп2}+R_{ко2})_{15^o} = 0{,}002655 \text{ Ом}; n_н = 66 \text{ об/мин};$$

$$n_{мах} = 100 \text{ об/мин}; I_{вн1} = I_{вн2} = 425 \text{ А}; R_{ов1(15^o)} = 0{,}249 \text{ Ом};$$

$$R_{ов2(15^o)}=0{,}248 \text{ Ом}. \Phi_{н1}= \Phi_{н2}=0{,}868 \text{ Вб}.$$

2. Соединённые параллельно, работающие на один якорь реверсивный и нереверсивный преобразователи Simoreg DCC-S 930V/7100A с электроникой СМ (SW 2.26): реверсивный - группа вперёд/назад ($U_{dн} = 1050$ В; $I_{dн} = 7100/7100$ А) и нереверсивный преобразователь группа вперёд ($U_{dн} = 1050$ В; $I_{dн} = 7100$ А);

3. Тиристорный возбудитель Simoreg DCC-S 380V/500A с мастером DC (SW 2.25) ($U_с = 380$ В; $U_{dн} = 400$ В; $I_{dн} = 500$ А);

4. Питающий трансформатор ТРДНП − 40000/35-У1.

Паспортные данные: группа соединений обмоток: 1) Δ/Δ; 2) Δ/Y; 3) Δ/Z; 4) Δ/Z:

$$S_{тр.н} = 25000 \text{ кВА}, U_{с\,н.} = 10000 \text{ В}, I_{с.н.} = 1450 \text{ А},$$

$$\Delta P_{к.з.} = 179000 \text{ Вт}, U_{к.з.} = 10{,}1 \text{ \%}, \Delta P_{х\,х.} = 25500 \text{ Вт}, I_{х.х.} = 0{,}454 \text{ \%}$$

$$U_{2фн(Δ/Δ)}= 896 \text{ В}; U_{2лн(Δ/Y)}= 904 \text{ В}; U_{2лн(Δ/Z)}= 932 \text{ В};$$

$$I_{2фн(Δ/Δ)}= I_{2фн(Δ/Y)}= I_{2фн(Δ/Z)}= 4080 \text{ А}.$$

5. Сглаживающие реакторы в цепи преобразователей (СРОСЗ-5000МУХЛ4) $\Delta P_м$=7500 Вт (номинальные потери в меди); $L_{срн}$=0,315 мГн; $I_{срн}$=5000 А.

6. Питающий трансформатор тиристорного возбудителя ТСЗП-250/0,7У3. Паспортные данные: группа соединений обмоток: Δ/Δ-0; $S_{тр\,н} = 220$ кВА; $U_{с\,н.} = 380$ В; $U_{2фн(Δ/Δ)}= 315$ В; $I_{2фн(Δ/Δ)}= 408$ А; $\Delta P_{х\,х.} = 915$ Вт; $\Delta P_{к.з.} = 3400$ Вт; $U_{к.з.} = 4{,}4$ %; $I_{х.х.} = 3{,}6$ %.

Функциональная схема управления электроприводом прокатной клети с учётом принимаемого к рассмотрению оборудования показана на рис. 2.

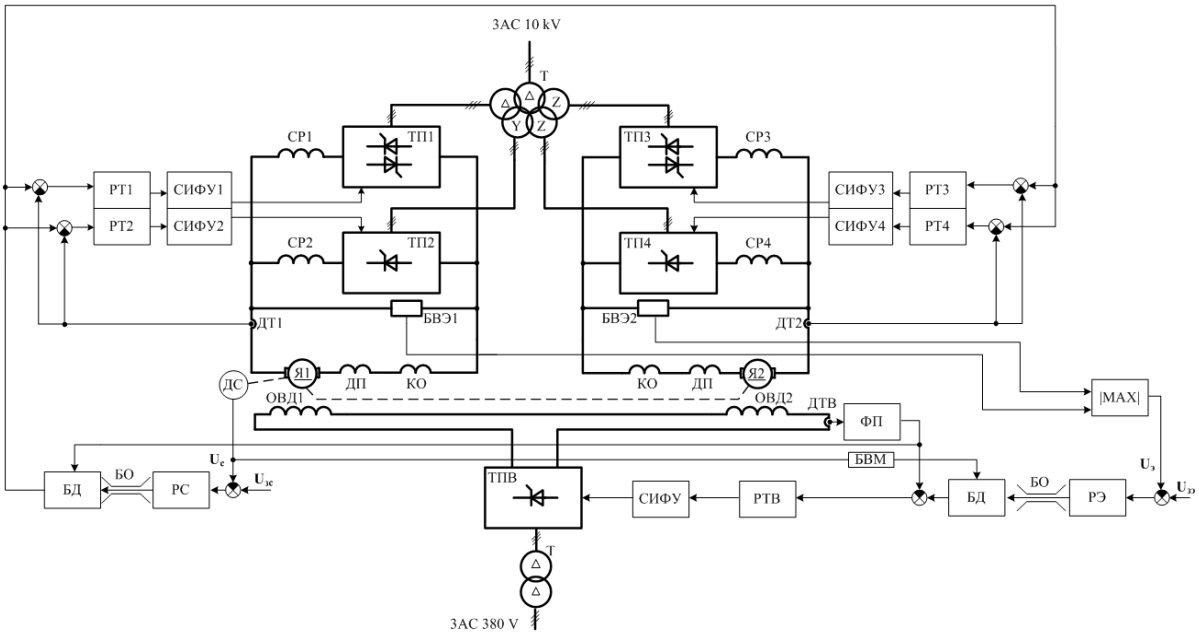


Рис. 2. Функциональная схема управления главным электроприводом прокатной клети чистовой группы:
Т − силовой трансформатор; ТП − тиристорный преобразователь; Я – якорь двигателя; СР − сглаживающие реакторы; ОВД – обмотка возбуждения двигателя; ДП, КО – обмотка дополнительных полюсов и компенсационная обмотка якоря двигателя; БВЭ – блок вычисления ЭДС якоря; ДТ − датчик тока; ДС – датчик скорости; СИФУ – система импульсно-фазового управления; РТ – регулятор тока; РС – регулятор скорости; РТВ – регулятор тока возбуждения; РЭ – регулятор ЭДС; ФП – функциональный преобразователь; БО блок ограничения сигнала; БД – блок деления; БВМ – блок выделения модуля сигнала; |МАХ| - блок выделения максимального сигнала, модуль максимального сигнала; ТПВ – тиристорный преобразователь возбудителя; $U_{зс}$, $U_{зэ}$ – задания на скорость и эдс привода; $U_с$, $U_э$- сигналы обратных связей по скорости и ЭДС

Рассматривая совокупность электродвигателя и приводной линии клети как одномассовую механическую систему, функциональной схеме, приведённой выше, соответствует структурная схема, приведённая на рис. 3.

Структурная схема, представленная на рис. 3, составлена на основе функциональной схемы системы управления главным электроприводом прокатной клети (см. рис. 2). Однако для удобства дальнейшей разработки математической модели в структурной схеме применены некоторые упрощения. А именно: два тиристорных преобразователя, работающих параллельно на один якорь, подключенные к разным вторичным обмоткам сило-

вого трансформатора, а также соответствующие два регулятора тока заменены в структурной схеме на один регулятор тока и один преобразователь. При этом параметры якорной цепи и «эквивалентного» регулятора тока необходимо рассчитывать с учётом параллельного соединения реальных преобразователей, активных сопротивлений и индуктивностей фаз вторичных обмоток трансформатора и сглаживающих реакторов. Учитывая, что обмотки возбуждения обоих якорей, расположенных на одном валу, соединены последовательно, соответствующим образом определяются параметры контура возбуждения $T_{ов}$, $T_{вт}$, $R_{ов}$ и регулятора возбуждения. Далее полагая, что кривые намагничивания обмоток возбуждения идентичны, соответствующим образом рассчитываются параметры контура и регулятора ЭДС.

Определим параметры математической модели в соответствии со структурной схемой и принятыми допущениями.

По данным, приведённым ранее, вычислим необходимые параметры по методикам, изложенным в [2], [6], [7]:

$$R_{я1\,75^\circ} = 1{,}22 \cdot (R_{я1} + R_{дп1} + R_{ко1})_{15^\circ} = 1{,}22 \cdot 0{,}002755 = 0{,}0033611 \text{ Ом}; \quad (1)$$

$$R_{я2\,75^\circ} = 1{,}22 \cdot (R_{я2} + R_{дп2} + R_{ко2})_{15^\circ} = 1{,}22 \cdot 0{,}002655 = 0{,}0032391 \text{ Ом}; \quad (2)$$

$$\omega_{н} = \frac{n_{н} \cdot \pi}{30} = \frac{66 \cdot \pi}{30} \approx 6{,}9 \text{ рад/с}; \quad (3)$$

$$\omega_{мах} = \frac{n_{н} \cdot \pi}{30} = \frac{100 \cdot \pi}{30} \approx 10{,}47 \text{ рад/с}; \quad (4)$$

$$k_1 \cdot \Phi_{н1} = \frac{U_{н} - I_{н} \cdot R_{я1\,75^\circ}}{\omega_{н}} = \frac{930 - 9100 \cdot 0{,}0033611}{6{,}9} \approx 130{,}35 \text{ В·с}; \quad (5)$$

$$k_2 \cdot \Phi_{н2} = \frac{U_{н} - I_{н} \cdot R_{я2\,75^\circ}}{\omega_{н}} = \frac{930 - 9100 \cdot 0{,}0032391}{6{,}9} \approx 130{,}5 \text{ В·с}, \quad (6)$$

где $k_{1,2}$ – конструктивные постоянные якорей 1 и 2 двигателя.

Из выражений (5) и (6) видно, что $k_1 \cdot \Phi_{н1} = k_2 \cdot \Phi_{н2} \approx 130$ В·с, тогда $k_1 = k_2 \approx 150{,}17$.

Для определения индуктивности якоря двигателя воспользуемся значениями, которые формирует преобразователи SIEMENS Simoreg DCC в режиме теста: $L_{я1}$=0,85мГн; $L_{я2}$=0,80мГн.

Теперь следует рассчитать параметры трансформатора [5, 6, 7]. Расчёт следует вести для каждой вторичной обмотки трансформатора, к которым подключены преобразователи, параллельно работающие на свои якори электродвигателя.

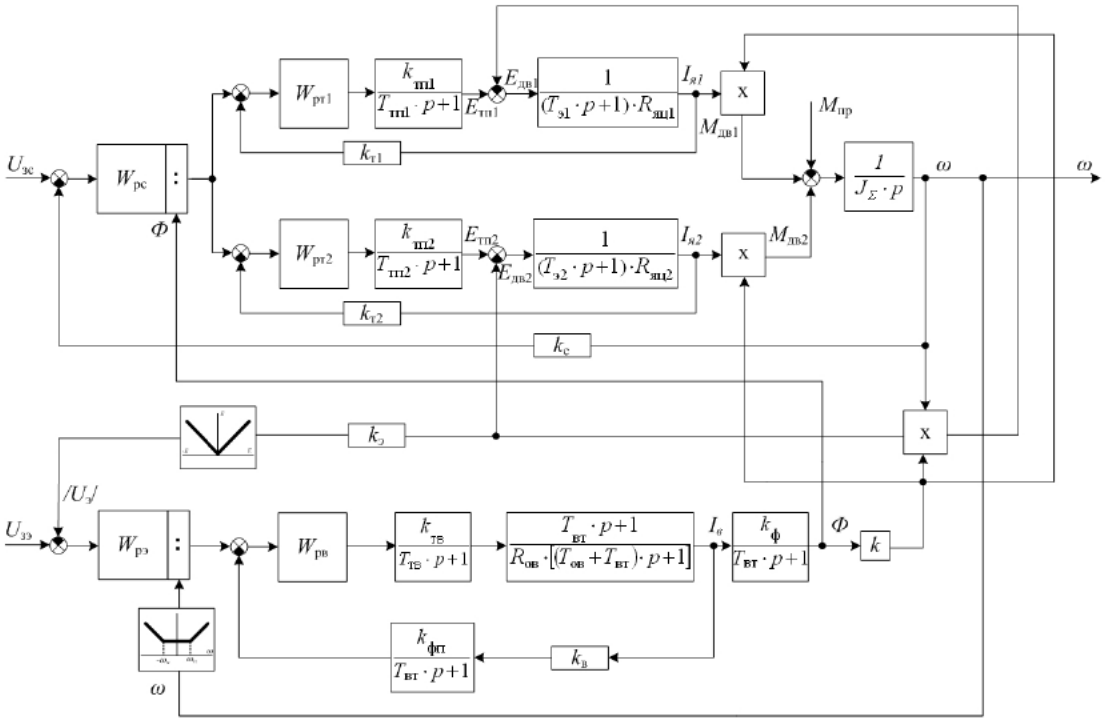


Рис.3 Структурная схема системы управления главным электроприводом прокатной клети чистовой группы: $W_{рс}$ - передаточная функция регулятора скорости; $W_{рт1}$, $W_{рт2}$ - передаточные функции регуляторов преобразованных контуров регулирования тока первого и второго якорей главного электропривода; $W_{рэ}$ - регулятор ЭДС электропривода; $W_{рв}$ - регулятор возбуждения; $k_{тп1}$, $k_{тп2}$, $k_{тв}$ - коэффициенты передачи питающих преобразователей для якорей 1 и 2, а также тиристорного возбудителя; $k_{т1}$, $k_{т2}$ - коэффициенты обратных связей по току якорей 1 и 2; $k_с$ - коэффициент обратной связи по скорости электропривода; ω – угловая скорость электропривода; $E_{тп1}$, $E_{тп2}$ – ЭДС преобразователей для якорей 1 и 2; $R_{яц1}$, $R_{яц2}$ - активные сопротивления якорных цепей 1 и 2 (после преобразования); $I_{я1}$, $I_{я2}$ - токи якорей 1 и 2; $E_{дв1}$, $E_{дв2}$ – противо - ЭДС якорей 1 и 2; $T_{э1}$, $T_{э2}$ – преобразованные электромагнитные постоянные времени для якорей 1 и 2; $M_{дв1}$, $M_{дв2}$ – моменты вращения, развиваемые на общем валу от якоря 1 и 2; J_{Σ} – суммарный момент инерции главного электропривода прокатной клети; $T_{тв}$ – постоянная времени тиристорного возбудителя; $T_{ов}$, $T_{вт}$, $R_{ов}$ – постоянные времени обмотки возбуждения и вихревых токов и активное сопротивление обмотки возбуждения (с учётом того, что обмотки возбуждения якорей 1 и 2 соединены последовательно); $k_{ов}$ – коэффициент обратной связи по току возбуждения

1. Якорь 1 электродвигателя. Обмотка реверсивной группы.

Полное сопротивление фазы трансформатора будет иметь вид

$$Z_a = \frac{U_{\text{к.з.}}}{100} \cdot \frac{U_{2\text{ф н}}}{I_{2\text{ф н}}} = \frac{10{,}1}{100} \cdot \frac{896}{4080} \approx 0{,}022 \text{ Ом}. \quad (7)$$

Активное сопротивление фазы трансформатора

$$R_a = \frac{\Delta P_{\text{к.з.}}}{3 \cdot I_{2\text{ф н}}^2} = \frac{179000}{3 \cdot (4080)^2} \approx 0{,}0036 \text{ Ом}. \quad (8)$$

Реактивное сопротивление фазы трансформатора

$$X_a = \sqrt{Z_a^2 - R_a^2} = \sqrt{0{,}022^2 - 0{,}0036^2} \approx 0{,}02 \text{ Ом}. \quad (9)$$

Индуктивность фазы трансформатора

$$L_a = \frac{X_a}{2 \cdot \pi \cdot f_c} = \frac{0{,}02}{314} \approx 0{,}000064 \text{ Гн}, \quad (10)$$

где f_c=50 Гц - частота питающей сети.

В данном случае последовательно с реверсивной группой включен сглаживающий дроссель СР1 $L_{\text{СР1}}$=0,315 мГн, поэтому с учётом этого определим параметры активного сопротивления и индуктивности цепи трансформатор - реверсивная группа - сглаживающий дроссель СР1, при этом надо учитывать, что реверсивная группа подключена к вторичной обмотке трансформатора, соединённый в «треугольник», которая «работает» с линейными напряжениями, а, следовательно, ток нагрузки течет только по одной из обмоток трансформатора:

$$L_I = L_{\text{ср1}} + L_a = 0{,}000315 + 0{,}000064 = 0{,}000379 \text{ Гн}, \quad (11)$$

$$R_I = R_{\text{ср1}} + R_a + \frac{X_a \cdot m_в}{2 \cdot \pi}, \quad (12)$$

где $\frac{X_a \cdot m_в}{2 \cdot \pi}$ - сопротивление, вызывающее коммутационное падение напряжения в преобразователе, X_a - индуктивное сопротивление фазы трансформатора (сопротивление на стороне переменного напряжения), $m_в$ - число коммутаций за период (для трёхфазной мостовой схемы $m_в$=6) [5].

Активное сопротивление сглаживающего дросселя определяется по формуле

$$R_{\text{ср1}} = \frac{\Delta P_{\text{М}}}{I_{\text{срн}}^2} = \frac{7500}{5000^2} = 0{,}0003 \text{ Ом}; \quad (13)$$

$$R_I = 0{,}0003 + 0{,}0036 + \frac{0{,}02 \cdot 6}{2 \cdot \pi} = 0{,}023 \text{ Ом}.$$

2. Якорь 1 электродвигателя. Обмотка нереверсивной группы.

Аналогично по выражениям (7) - (14) находим параметры электрической цепи трансформатор - нереверсивная группа - сглаживающий дроссель СР2, учитывая, что соединение вторичной обмотки трансформатора к которой подключена нереверсивная группа имеет тип соединения «звезда»:

Z_a = 0,013 Ом; R_a = 0,0036 Ом; X_a = 0,0125 Ом; L_a = 0,00004 Гн;

$R_{ср2}$ = 0,0003 Ом; L_{II} = 0,000395 Гн; R_{II} = 0,02 Ом.

Далее рассчитываем параметры полной цепи якоря 1, учитывая, что электрические цепи реверсивной и нереверсивных групп соединены параллельно:

$$R_{\Sigma} = R_{я175^{\circ}} + \frac{R_I \cdot R_{II}}{R_I + R_{II}} = 0{,}014 \text{ Ом}; \quad (14)$$

$$L_{\Sigma} = L_{я1} + \frac{L_I \cdot L_{II}}{L_I + L_{II}} = 1{,}043 \text{ мГн}. \quad (15)$$

Электромагнитная постоянная времени электропривода (для якоря 1):

$$T_э = \frac{L_{\Sigma}}{R_{\Sigma}} = \frac{0{,}001043}{0{,}014} = 0{,}0745 \text{ с}. \quad (16)$$

Аналогичным образом по формулам (7) - (16) ведётся расчёт параметров для электрических цепей якоря 2 электродвигателя. Расчёт параметров обмоток трансформатора, соединённых по схеме «зигзаг», ведётся с использованием тех же выражений, как и для обмоток по схеме «звезда».

3. Якорь 2 электродвигателя. Обмотка реверсивной группы.

Z_a = 0,0133 Ом; R_a = 0,0036 Ом; X_a = 0,0128 Ом; L_a = 0,0000407 Гн;

$R_{ср3}$ = 0,0003 Ом; L_I = 0,000397 Гн; R_I = 0,02 Ом;

4. Якорь 2 электродвигателя. Обмотка нереверсивной группы.

Z_a = 0,0133 Ом; R_a = 0,0036 Ом; X_a = 0,0128 Ом; L_a = 0,0000407 Гн;

$R_{ср4}$ = 0,0003 Ом; L_{II} = 0,000397 Гн; R_{II} = 0,02 Ом.

Тогда R_{Σ}= 0,013 Ом; L_{Σ}= 0,001 Гн=1 мГн; $T_э$=0,0768 с.

Для вычисления электромеханической постоянной электропривода требуется знать суммарный момент инерции главной линии прокатной клети. Следует заметить, что вообще главная линия является разветвлённой кинематической схемой, поэтому для упрощения задач моделирования разветвлённую кинематическую схему приводят к цепной.[1] Для этого приводят момент инерции опорного валка к оси вращения рабочего и учитывают, что в процессе прокатки верхний и нижний валки связаны полосой. Эквивалентная цепная схема привода чистовой клети стана 2000, а также значения моментов инерции составляющих приведены на рис. 4. Ранее было условлено в качестве упрощения не учитывать упругости, связывающие сосредоточенные массы кинематической схемы. Так как схема не содержит повышающих или понижающих передач, то общий момент

инерции будет равен сумме моментов инерции сосредоточенных масс цепной кинематической схемы привода. В данном случае J_{Σ} = 192720 кг·м^2.

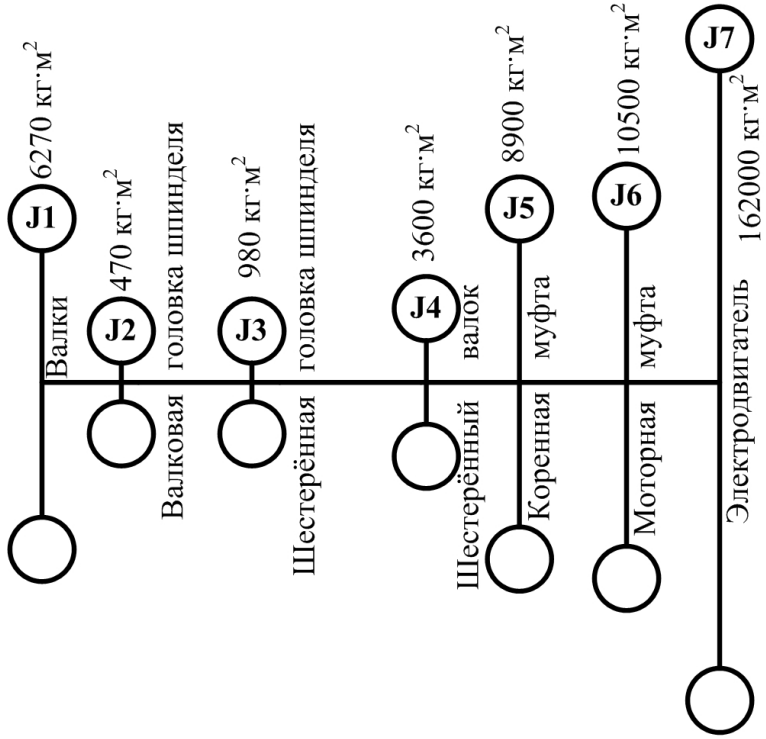


Рис. 4. Эквивалентная цепная схема привода чистовой клети стана 2000

При расчёте электромеханической постоянной времени необходимо учитывать следующее. Так как в данном случае рассматривается многодвигательный привод (два якоря Я1 и Я2 на одном валу), то эквивалентное сопротивление двухдвигательного электропривода [3], [4]

$$\mathrm{R}_{\text{экв}} = \frac{R_{\Sigma 1} \cdot R_{\Sigma 2}}{R_{\Sigma 1} + R_{\Sigma 2}} = 0{,}0067\text{Ом}, \qquad (17)$$

где $R_{\Sigma 1}$= 0,014 Ом и $R_{\Sigma 2}$= 0,013 Ом – суммарные активные сопротивления якорей 1 и 2 рассчитанные ранее.

Так как $k_1 \cdot \Phi_{\text{н}1} = k_2 \cdot \Phi_{\text{н}2} \approx 130$ В·с, можем вычислить значение электромеханической постоянной времени двухякорного электропривода прокатной клети:

$$T_{\text{м}} = \frac{J_{\Sigma} \cdot R_{\text{экв}}}{(k \cdot \Phi_{\text{н}})^2} = 0{,}077 \text{ с}. \qquad (18)$$

Максимальное значение выпрямленного напряжения преобразователей рассчитывается как [5,6]

$$E_{d0} = U_{2л\,н} \cdot k_{сх}, \qquad (19)$$

где $k_{сх}$- коэффициент схемы преобразователя, для трёхфазной мостовой схемы (как в данном случае) равен 1,35. Для всех преобразователей обоих якорей значение E_{d0}≈1220 В.

Теперь целесообразно перейти к упрощённой схеме системы управления электроприводом прокатной клети, структурная схема которой показана на рис. 3. Параметры контуров тока соответствуют рассчитанным ранее по формулам (1), (2), (14),(15),(16) для обоих якорей. Заменяя два преобразователя якоря на один, также заменяем два регулятора тока на один с эквивалентными параметрами.

Рассчитаем регуляторы тока при настройке контуров регулирования тока на модульный (технический) оптимум. [2], [5], [7]
Регуляторы тока для обоих якорных цепей будет ПИ-типа с передаточной функцией

$$W_{рт}(p) = k_{рт} + \frac{1}{T_и \cdot p}, \tag{20}$$

где $k_{рт}$- коэффициент пропорциональной части регулятора, $T_и$-постоянная времени интегрирования интегральной части регулятора.

Для расчёта коэффициентов регуляторов, использующихся для математической модели, применим методику, изложенную в работах [2], [5], [7], в них расчёт коэффициентов производится в масштабе номинала сигналов для аналоговых систем управления (10 В).

Тогда коэффициент обратной связи по току (принимается максимальный ток привода – 2,5 номинального значения)

$$k_т = \frac{10}{I_{max}} \approx 0{,}00044, \tag{21}$$

где I_{max}=2,5·$I_{ян}$=22750 А.

В данном случае эквивалентный преобразователь заменяет два преобразователя, включенных параллельно с номинальными токами $I_{dн}$ = 7100 А. Тогда номинальный ток эквивалентного преобразователя $I_{dн}$ = 14200 А.

Коэффициент эквивалентных тиристорных преобразователей соответственно будет равен:

$$k_{тп} = \frac{E_{d0}}{10} = 122. \tag{22}$$

Тогда параметры регулятора тока первого якоря

$$k_{рт} = \frac{T_э}{2 \cdot T_{тп} \cdot \dfrac{k_{тп} \cdot k_т}{R_\Sigma}} = \frac{0{,}0745}{\dfrac{2 \cdot 0{,}01 \cdot 122 \cdot 0{,}00044}{0{,}014}} \approx 0{,}97; \tag{23}$$

$$T_{\text{и}} = \frac{T_{\text{э}}}{k_{\text{рт}}} = \frac{0{,}0745}{0{,}97} \approx 0{,}077 \text{ с.} \qquad (24)$$

Параметры регулятора тока второго якоря

$$k_{\text{рт}}=0{,}93;\ T_{\text{и}}=0{,}08\text{с.}$$

Вполне удовлетворительные характеристики, соответствующие быстродействию ($4{,}7T_{\mu}$, $9{,}4T_{\mu}$) и перерегулированию (4,3 % задания) при настройке контура на модульный оптимум получаются при следующих коэффициентах регуляторов тока: $k_{\text{рт}}=1{,}1$ и $T_{\text{и}}=0{,}071$ с. Настроечные параметры, переходные процессы, как и параметры цепей обоих якорей практически идентичны.

Расчёт параметров регулятора скорости (в данном случае при двухзонном регулировании) также проводятся по методикам, изложенным в работах [2], [5], [7]. При этом коэффициент обратной связи по скорости

$$k_{\text{с}} = \frac{10}{\omega_{\text{мах}}} = \frac{10}{10{,}47} = 0{,}955, \qquad (25)$$

На отечественных НШПСГП применяются в качестве регуляторов скорости главных электроприводов клетей чистовой группы, регуляторы П-типа (настройка на «модульный оптимум»). Это объясняется большим перерегулированием скорости при настройке на «симметричный оптимум» в динамических режимах, что крайне нежелательно при прокатке, так как это негативно сказывается на натяжении полосы между соседними клетями, а также на работе трансмиссии. Контур регулирования скорости, настроенный на модульный оптимум с регулятором скорости П-типа,

$$k_{\text{рс}} = \frac{T_{\text{м}}}{4 \cdot T_{\text{тп}} \cdot \dfrac{R_{\Sigma} \cdot k_{\text{с}}}{k_{\text{т}} \cdot k \cdot \Phi}} = \frac{J_{\Sigma} \cdot k_{\text{т}}}{4 \cdot T_{\text{тп}} \cdot k_{\text{с}}} \cdot \frac{1}{k \cdot \Phi} = \frac{14{,}78}{\Phi}. \qquad (26)$$

Если величину $k_{\text{рс}}$ выбрать для номинального значения потока, то при ослаблении поля процессы в контуре регулирования скорости будут замедленными. Если же настройку вести для минимального значения потока, то при усилении поля контур регулирования скорости станет колебательным. Таким образом, при ослаблении поля коэффициент передачи регулятора скорости должен возрастать.[2]

Далее следует рассчитать параметры контура регулирования возбуждения. При настройке контура возбуждения по «модульному» оптимуму передаточная функция регулятора возбуждения имеет вид

$$W_{\text{рв}}(p) = \frac{R_{\text{ов}} \cdot [(T_{\text{ов}} + T_{\text{вт}}) \cdot p + 1]}{2 \cdot T_{\text{тв}} \cdot p \cdot k_{\text{тв}} \cdot k_{\text{в}} \cdot k_{\text{фп}}}, \qquad (27)$$

где $R_{\text{ов}}$ и $T_{\text{ов}}$ - активное сопротивление и постоянная времени цепи обмотки возбуждения; $k_{\text{тв}}$ и $T_{\text{тв}}$- коэффициент усиления и постоянная времени тиристорного возбудителя; $k_{\text{фп}}$ - коэффициент передачи функционального пре-

образователя; $k_в$ - коэффициент обратной связи по току возбуждения; $T_{вт}$ – постоянная времени вихревых токов.

В цепи обратной связи по току возбуждения (см. рис. 3) установлен функциональный преобразователь ФП, который представляет собой инерционное звено с постоянной времени $T_{вт}$ контура вихревых токов. В статическом режиме преобразователь воспроизводит кривую намагничивания. Величины $T_{ов}$, $T_{вт}$, $k_{фп}$ зависят от магнитного потока двигателя. Так как двигатели постоянного тока чаще всего работают в первой части характеристики кривой намагничивания (на её линейном участке), то при расчёте регулятора возбуждения полагают систему линеаризованной, а все параметры определяют для номинального режима.

Расчёт параметров для контура возбуждения следует проводить с учётом того, что обмотки возбуждения обоих якорей включены последовательно и «обтекаются» общим током возбуждения. Также учитывается и то, что трансформатор питания возбудителя имеет соединения обмоток Δ/Δ. Используя выражения (1), (2), (7)-(10),(12),(16) вычисляем следующие параметры: Z_a = 0,034 Ом; R_a = 0,007 Ом; X_a = 0,033 Ом; L_a = 0,0001 Гн; $R_{ов1\ 75^o}$= $R_{ов1\ 75^o}$≈0,3Ом; $R_Σ$=0,64 Ом. Для вычисления суммарной индуктивности цепи возбуждения используем значение индуктивности обмоток возбуждения соединённых последовательно по показаниям электроники преобразователя возбуждения SIMOREG в режиме теста. $L_{ов1}$+$L_{ов2}$= 330 мГн. $L_Σ$≈330мГн. Тогда, $T_{ов}$= $L_Σ$/ $R_Σ$=0,52с.

$$T_{вт} = 0,2 \cdot T_{ов} = 0,1 \text{ с}, \tag{28}$$

где $T_{вт}$ - постоянная времени вихревых токов.

По аналогии с расчётом параметров контура тока якоря (учитывается, что максимальным значением тока является номинальный ток возбуждения) $k_{тв}$ = 315·1,35/10=42,5; $k_в$=10/425=0,0235, имеем

$$k_{фп} = \frac{k_φ \cdot Φ}{k_в \cdot I_в}, \tag{29}$$

где $k_φ$ - коэффициент масштаба сигнала потока в приведении к уровню сигнала 10 В, т.е. $k_φ \cdot Φ_н$=10В. $k_в$ – коэффициент обратной связи по току возбуждения (коэффициент масштаба сигнала $I_в$). Поэтому $k_{фп}$= $(k_φ \cdot Φ_н)/(k_в \times \times I_{вн})$ = 1 - для линейного участка кривой намагничивания – номинального режима, при этом $k_Φ$=$Φ/I_в$=$ΔΦ/ΔI_в$=$Φ_н/ I_{вн}$=0,868/425=0,00204 Вб/А .

Здесь следует заметить следующее. Как указано ранее, две обмотки возбуждения обоих якорей соединены последовательно и по ним протекает общий ток возбуждения, создающий магнитные потоки $Φ_1$ и $Φ_2$ для обоих якорей. Параметры цепей возбуждения обоих якорей одинаковы, рассчитанный контур возбуждения регулирует оба потока одновременно. Для построения структурной схемы системы управления и расчёта математической модели можно рассматривать условно только один поток, участвующий в расчётах ЭДС, моментах вращения и т.д. В соответствии с

(27), имеем

$$W_{\text{рв}}(p) = \frac{0{,}64 \cdot (0{,}62 \cdot p + 1)}{2 \cdot 0{,}01 \cdot p \cdot 42{,}5 \cdot 0{,}0235 \cdot 1} = 20 + \frac{32}{p}. \qquad (30)$$

Однако для реализации переходных процессов, соответствующих настройке на «модульный оптимум», требуется тиристорный возбудитель с гораздо большим $U_{d\text{н}}$ (и $k_{\text{тв}}$) для обеспечения требуемого темпа нарастания тока при скачкообразном задании. Иначе переходные процессы в контуре возбуждения будут замедленными. Поэтому в этом случае с данным оборудованием, относительно приемлемые переходные процессы в контуре возбуждения обеспечиваются с регулятором возбуждения $W_{\text{рв}}(p)=4{,}3+2{,}3/p$.

Так как по параметрам оба якоря электродвигателя прокатной клети практически одинаковы и связаны общим валом (т.е. их угловые скорости равны всегда), то для расчёта контура ЭДС можно использовать любой из якорей. Примем, что в контуре регулирования ЭДС используется блок, позволяющий непосредственно определить величину ЭДС, тогда цепь для измерения ЭДС является безынерционной с коэффициентом передачи $k_{\text{дэ}}$. Коэффициент обратной связи по ЭДС рассчитывается исходя из номинального значения ЭДС: $k_{\text{э}}=10/900\approx 0{,}011$.

Передаточная функция регулятора ЭДС при настройке контура на «модульный оптимум» имеет вид

$$W_{\text{рэ}}(p) = \frac{k_{\text{в}} \cdot k_{\text{фп}}}{4 \cdot T_{\text{тв}} \cdot p \cdot k \cdot k_{\text{ф}} \cdot k_{\text{э}} \cdot \omega}. \qquad (31)$$

Если вести расчёт контура ЭДС относительно номинального значения скорости, то при повышении скорости выше номинальной (вторая зона регулирования) настройка контура будет неоптимальной. Для сохранения оптимальной настройки контура в блок регулятора ЭДС включено делительное устройство для корректирующего деления коэффициента усиления регулятора ЭДС на значение скорости при превышении номинального значения.

Следует отметить, что, как и в случае с сигналом обратной связи по ЭДС, корректирующий сигнал скорости для регулятора ЭДС берётся по модулю для обеспечения регулирования при реверсе (в случае отрицательного значения скорости вращения). Так как основным режимом работы электропривода является вращение двигателя в одну сторону, то рассматривается именно нереверсивный режим. В соответствии с выражением (31) $W_{\text{рэ}}(p)=174{,}34/(p\cdot\omega)$.

Математическая модель системы управления прокатной клети, выполненная в среде MathLab, представлена на рис.5. Электромеханическая характеристика, а также графики переходных процессов основных параметров при пуске и набросе нагрузки приведены на рис. 6, а, 7. При этом задание на скорость задаётся скачком от нулевого до максимального зна-

чения. В этом случае разгон во второй зоне происходит с постоянным током электропривода, но со сниженным темпом разгона, т.е. $d\omega/dt$ уменьшается. Если задание на скорость формировать по задатчику интенсивности с требуемым темпом разгона, то разгон во второй зоне происходит с постоянным значением $d\omega/dt$= const, как и в первой зоне разгона, но с увеличивающимся током электропривода.

Электромеханическая характеристика, а также графики переходных процессов основных параметров при пуске электропривода с постоянным темпом разгона и в обеих зонах (при M_c=0) приведены на рис. 6, б, 8.

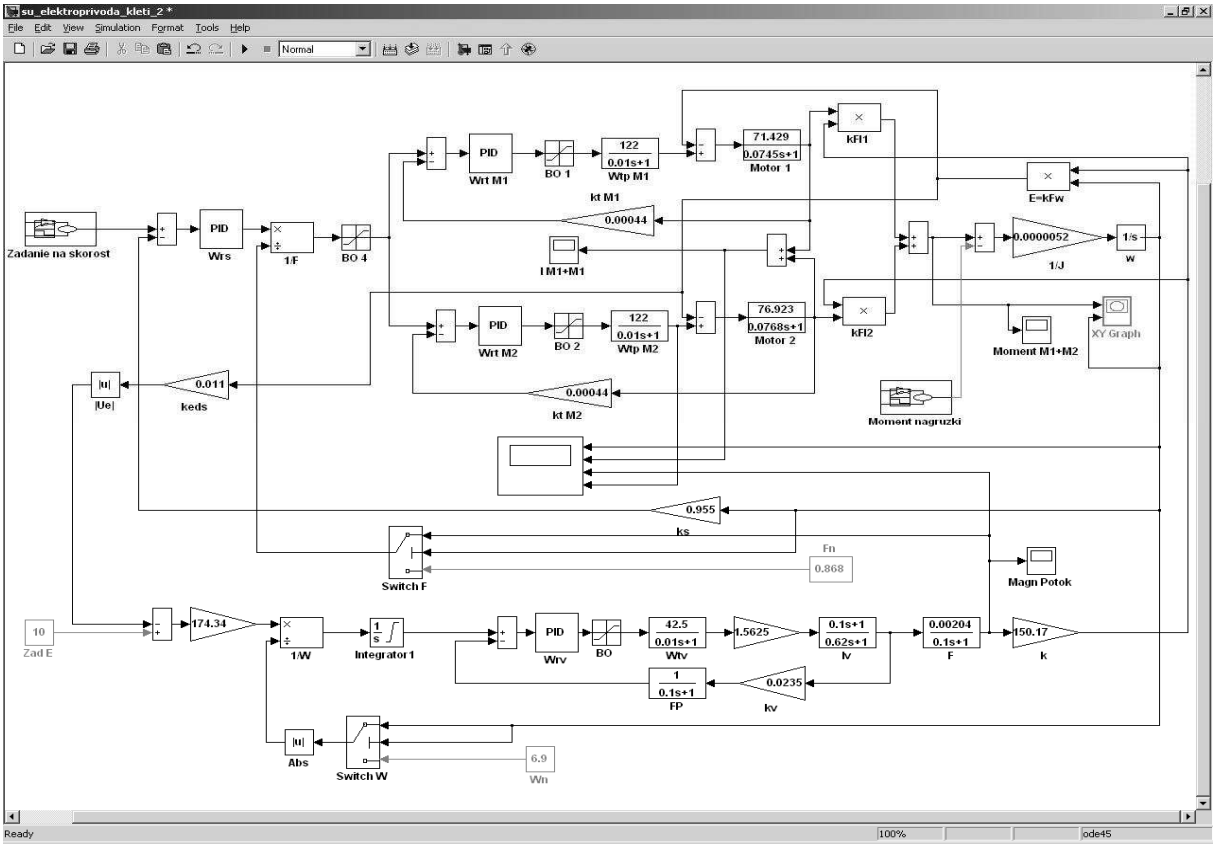
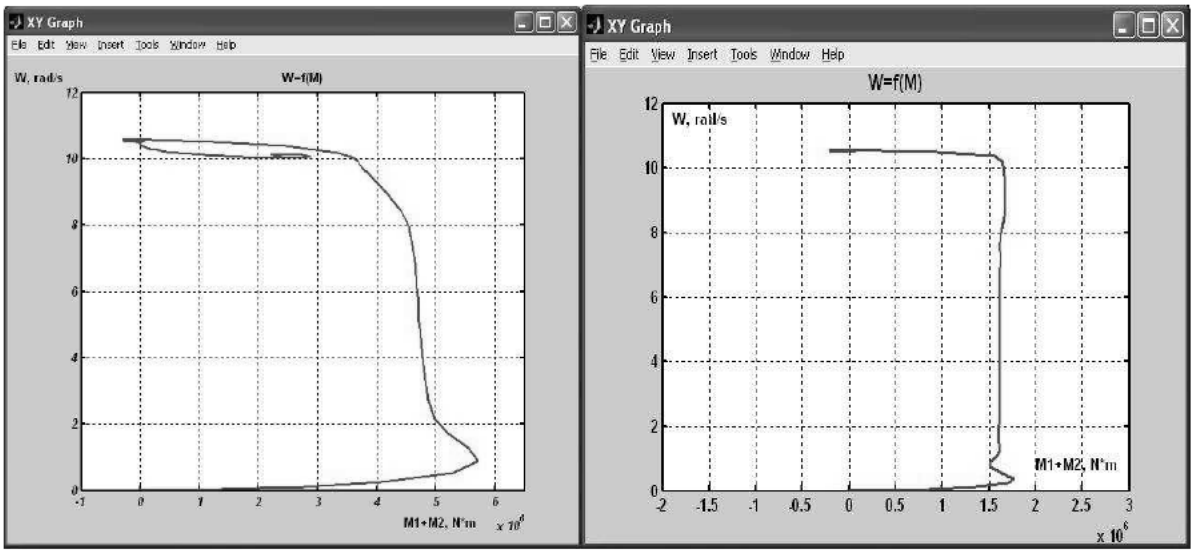


Рис. 5. Математическая модель системы управления прокатной клети, выполненная в среде MathLab

Следует отметить, что оптимальная настройка и переходные процессы определяются характеристиками выбранного оборудования, в частности, параметрами питающих трансформаторов и тиристорных преобразователей. Так, например, наличие «среза» характеристики, показанной на рис. 6, а, выше скорости 8 рад/с объясняется «насыщением» тиристорных преобразователей якорей двигателя, достигших предела регулирования выходного напряжения. Это, в свою очередь, сказывается на динамике привода при разгоне.



а *б*

Рис.6. Электромеханическая характеристика электропривода прокатной клети по математической модели:
а - разгон до максимальной скорости при M_c=0 Н·м, наброс нагрузки, соответсвующей Мс=Мн=2366 кН·м;
б - разгон до максимальной скорости при M_c=0 Н·м по задатчику скорости с постоянным темпом

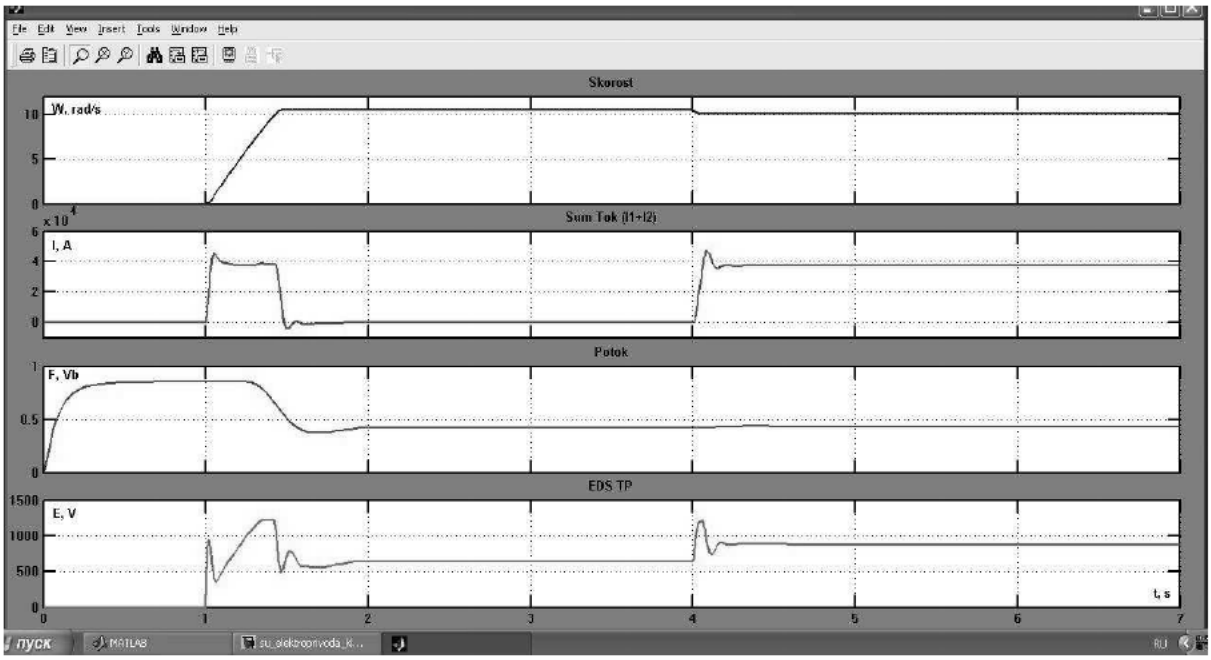


Рис. 7. Графики переходных процессов ω= f(t), $I_{я1}+I_{я2}$= f(t), Ф=f(t), E_{mn}=f(t) в электроприводе прокатной клети, соответствующие характеристике на рис. 6

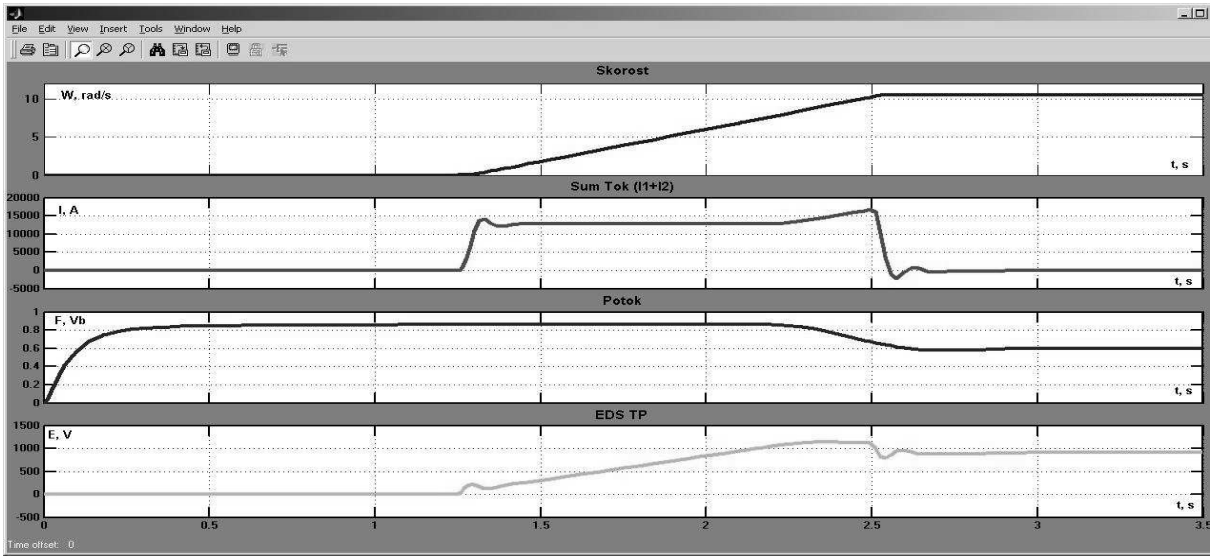


Рис. 8. Графики переходных процессов ω= f(t), $I_{я1}+I_{я2}$= f(t), Ф=f(t), E_{mn}=f(t) в электроприводе прокатной клети, соответствующие характеристике на рис.6, б

Представленную математическую модель можно использовать, например, в дальнейших исследованиях и моделировании динамических процессов межклетевого промежутка непрерывного широкополосного стана горячей прокатки.

Список литературы

1. Динамика процессов прокатки: учебное пособие / Коцарь С.Л. [и др.]. М: Металлургия, 1997. 255 с.

2. Щедринов А.В. Методические указания к курсовому проектированию по автоматизированному электроприводу типовых производственных механизмов для студентов специальности 0628. Липецк: Липецкий политехнический институт, 1988. 40 с.

3. Ключев В.И. Теория электропривода: учебник для вузов. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Энергоатомиздат, 1998. 704 с.

4. Онищенко Г.Б. Электрический привод: учебник для вузов. М.: РАСХН, 2003. 320 с.

5. Попков О.З. Основы преобразовательной техники: учеб. пособие для вузов. М.: Издательство МЭИ, 2005. 200 с.

6. Комплектные тиристорные электроприводы: справочник. / Евзеров И.Х., [и др.]. М.: Энергоатомиздат, 1988. 319 с.

7. Драчев Г.И. Теория электропривода: Учебное пособие к курсовому проектированию для студентов заочного обучения спец. 180400. 2-е

изд., доп. / Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2002. 137 с.

V.N. Mecherykov, E.E. Didenko

MATHEMATICAL MODEL OF THE CONTROL SYSTEM OF ELECTRIC DRIVE OF ROLLING MILL STAND

In this article construction of mathematical model control system of electric drive of mill rollers of mill stand of the finishing train the hot-rolling mill is described.

Key words: control system, feedback signal, regulator of current, regulator of speed, mathematical model, load torque, two-zoned regulation of speed of electric drive.

Получено 20.01.12

УДК 004.932.2

В.В. Котов, д-р техн. наук, проф., (4872) 35-02-19, vkotov@list.ru (Россия, Тула, ТулГУ),
Е.А. Сергеев, асп., sea071@ya.ru (Россия, Тула, ТулГУ)

ОБНАРУЖЕНИЕ ПОДВИЖНЫХ ОБЪЕКТОВ МЕТОДОМ ПРОСТРАНСТВЕННО-ВРЕМЕННОЙ ФИЛЬТРАЦИИ

Рассмотрены особенности применения нерекурсивных КИХ-фильтров для обнаружения движения в последовательности кадров.

Ключевые слова: детектор движения, обнаружение движения, нерекурсивный фильтр.

Одним из элементов автоматической оценки визуальной обстановки на объектах, просматриваемых видеокамерами в системах мониторинга окружающей обстановки, является движение тех или иных объектов на контролируемых сценах [1]. Качество обнаружения подвижных объектов напрямую зависит от применяемых алгоритмов обработки видеоинформации. В данной статье рассмотрен вопрос применения нерекурсивных фильтров для обнаружения движения в последовательности кадров.

Изображение, формируемое видеодетектором, представляет собой последовательность кадров $P_0, P_1, ..., P_k, ...$, каждый из которых описывается прямоугольной матрицей, состоящей из M строк и N столбцов. Элементы $P_k[m,n]$ соответствующего кадра рассматриваются как скалярные величины, что соответствует монохромному изображению.

В стандартных условиях камера системы обнаружения движения в основном наблюдает неподвижную сцену–фону $\{P_B[m,n]\}$. Если пренебречь воздействием на формируемое изображение шумов активных элементов системы формирования изображения (шумы матрицы фотоэлектронного преобразователя, усилителей, аналого-цифрового преобразовате-

ля и т.п.), а также считать, что за время, протекающее между моментами формирования последовательных кадров, освещение и иные условия съёмки сохраняются постоянными, то при отсутствии движения в зоне пространства, соответствующего пикселю с координатами $[m,n]$, можно считать значение его яркости постоянным, т.е. $P_k[m,n]=P_{k-1}[m,n]$ для $k=1,2,\ldots$, (рисунок).

Таким образом, неизменность яркости пикселя $P[m,n]$ в пределах некоторой последовательности кадров можно рассматривать как критерий отсутствия движения в соответствующей зоне наблюдаемого пространства.

На практике изображения не бывают свободны от случайных помех (шумовой составляющей). Основным источником шума являются помехи аппаратуры, ошибка квантования при преобразовании аналогового сигнала в цифровую форму, а также погрешности коррекции изображения (например, ошибки округления при выполнении математических преобразований).

В общем случае формируемый видеосигнал $P_k[m,n]$ можно рассматривать как сумму истинного значения сигнала $P_k^*[m,n]$ и некоторого случайного шума $\varepsilon_k[m,n]$:

$$P_k[m,n]=P_k^*[m,n]+\varepsilon_k[m,n],$$

где $\varepsilon_k[m,n]$ — реализация случайного шумового процесса в пикселе $[m,n]$ k-го кадра.

В случае, когда камера наблюдает неподвижную сцену, истинное значение сигнала соответствует фону $P_B[m,n]$:

$$P_k[m,n]=P_B[m,n]+\varepsilon_k[m,n]. \qquad (1)$$

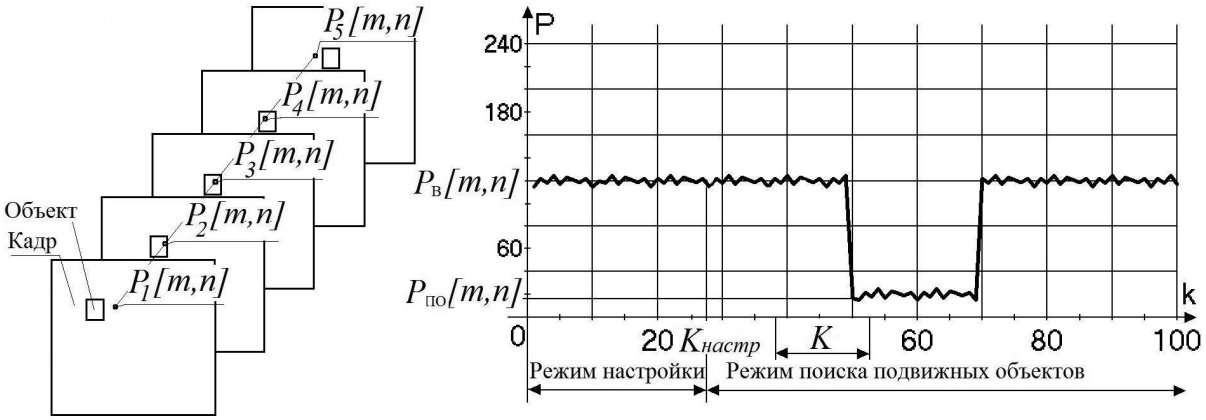
С учетом центральной предельной теоремы наличие множества независимых случайных факторов, определяющих флуктуации выходного сигнала видеокамеры, позволяет с достаточной точностью рассматривать значения шума ε как случайные величины, распределенные по нормальному закону и характеризующиеся функцией плотности распределения вероятностей:

$$f(\varepsilon,\mu,\sigma)=\frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma}e^{\frac{-(\varepsilon-\mu)^2}{\sigma^2}}$$

с математическим ожиданием $\mu=0$ и со среднеквадратическим отклонением $\sigma=const$.

Движение в изображении проявляется в изменении яркости отдельных пикселей, по координатам которых происходит перемещение изображения объекта. Причем в большинстве случаев объект имеет сравнительно

чёткие границы, поэтому движение обычно сопровождается резким всплеском яркости. Иные колебания яркости проходят плавно (будь то смена естественного освещения или колеблющаяся листва деревьев).



Изменение яркости отдельного пикселя при движении объекта:
$P_{по}[m,n]$ — яркость подвижного объекта;
$P_В[m,n]$ — яркость фона; K — размер окна;
$K_{настр}$ — период оценки параметров сцены

Предположим, что в начальный, достаточно продолжительный период настройки системы, включающий первые $K_{\text{настр}}$ кадров (см. рисунок), камера наблюдает неподвижную сцену, содержащую только статические элементы фона. Это позволяет достаточно точно выполнить оценку истинной яркости фона:

$$\overline{P}_{\text{настр}}[m,n] = \frac{1}{K_{\text{настр}}} \sum_{k=0}^{K_{\text{настр}}-1} P_k[m,n] \cong P_B[m,n], \qquad (2)$$

и величину дисперсии шума $\sigma^2_{\text{настр}}[m,n]$ видеодатчика:

$$\sigma^2_{\text{настр}}[m,n] = \frac{1}{K_{\text{настр}}-1} \sum_{k=0}^{K_{\text{настр}}-1} \left(P_k[m,n] - \overline{P}_{\text{настр}}[m,n]\right)^2 \cong \sigma^2.$$

По завершении оценки параметров сцены система переходит в режим поиска движения. В этом режиме по приходу очередного кадра для каждого пикселя вычисляется текущая оценка средней яркости по последним K кадрам, что можно интерпретировать как результат линейной пространственно-временной усредняющей фильтрации в пределах окна размером K отсчётов:

$$\overline{P}_k[m,n] = \frac{1}{K}\sum_{i=0}^{K-1} P_{k-i}[m,n]. \qquad (3)$$

При отсутствии движения в пределах анализируемого пикселя можно ожидать, что полученная оценка (3) будет достаточно близкой к ранее вычисленной величине средней яркости фона $P_B[m,n]$. В этом случае в качестве критерия обнаружения движения в пределах пикселя с координатами $[m,n]$ можно использовать условие вида

$$\left|\overline{P}_k[m,n] - \overline{P}_{\text{настр}}[m,n]\right| \le P_{\text{пор}}, \qquad (4)$$

где $P_{\text{пор}}$ — некоторое пороговое значение.

На выбор величины $P_{\text{пор}}$ влияют различные факторы (величина шума, контраст подвижного объекта относительно фона, размеры окна фильтрации и т.п.). Для оценки их влияния, подставив выражение (1) в (3), получим

$$\overline{P}_k[m,n] = P_B[m,n] + \frac{1}{K}\sum_{i=0}^{K-1} \varepsilon_{k-i}[m,n].$$

Тогда с учётом допущения (2) критерий (4) преобразуется к виду

$$\left|\frac{1}{K}\sum_{i=0}^{K-1} \varepsilon_{k-i}[m,n]\right| \le P_{\text{пор}}.$$

Левая часть последнего выражения представляет собой оценку математического ожидания шума ε, вычисленную по K последним кадрам. Полагая истинное значение математического ожидания шума равным нулю (то есть при формировании сигнала отсутствует систематическая погрешность), найдём интервал, в пределах которого может варьироваться величина данной оценки с заданной доверительной вероятностью β. Подобная задача решается с использованием распределения Стьюдента.

Искомая ширина интервала и, как следствие, минимальная величина порога

$$P_{\text{пор}} = t_\beta \frac{\sigma_{\text{настр}}[m,n]}{\sqrt{K}},$$

где t_β — коэффициент Стьюдента — величина, зависящая от количества кадров K, участвующих в вычислениях и заданного уровня доверительной вероятности β (определяется по таблице, приводимой в справочниках [2]).

Предложенный метод обнаружение подвижных объектов в последовательности кадров решает проблему шума аппаратуры и проблему плавного перепада яркости фона небольшой амплитуды.

Для экспериментальной проверки было разработано алгоритмическое и программное обеспечение, которое было реализовано на языке C++.

Список литературы

1. Сергеев Е.А., Котов В.В. Выбор рациональных параметров фильтрации в задаче обнаружения движения // Сборник трудов Международной научной конференции «Математические методы в технике и технологиях» ММТТ-22. Т.8. Секция 9. Псков: Изд-во ПГПИ, 2009. С. 26-28.

2. Вентцель Е.С. Теория вероятностей: учеб. для вузов / 8-е изд., стер. М.: Высш. шк., 2002. 575 с.

V.V. Kotov, E.A. Sergeev
MOVING OBJECT DETECTION BY METHOD SPATIOTEMPORAL FILTERING
The characteristics of FIR filter to detect motion in a sequence of frames.
Key words: motion detection, detection of object movement, a non-recursive filter.

Получено 20.01.12

УДК 004.932.2
Е.А. Сергеев, асп., (4872) 35-02-19, sea071@ya.ru (Россия, Тула, ТулГУ)

МОДЕЛЬ ФОРМИРОВАНИЯ ИЗОБРАЖЕНИЯ ПОДВИЖНОГО ОБЪЕКТА В СИСТЕМЕ ОБНАРУЖЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ

Построена зависимость изменения изображения сцены с подвижным объектом от траектории движения объекта в трехмерном пространстве. Модель предназначена для формирования требований к техническим средствам формирования изображений и оценки отдельных параметров алгоритмов обнаружения движения.

Ключевые слова: модель, изображения, обнаружение движения.

Одним из элементов автоматической оценки визуальной обстановки на объектах, просматриваемых видеокамерами в системах видеонаблюдения, является движение тех или иных объектов на контролируемых сценах. При этом задача обнаружения движущихся объектов в силу своей специфики до сих пор полностью не решена [1]. Поэтому исследования в этой области представляются весьма актуальными.

В видеокамере световой поток, проходящий через объектив, с фокусным расстоянием F, попадая на чувствительный элемент ПЗС-матрицу размером $W \times H$, вызывает накопление в каждой ячейке матрицы электрического заряда, пропорционального освещенности этой ячейки: этот электрический заряд периодически последовательно считывается со всех ячеек матрицы и преобразуется в видеосигнал.

Будем полагать, что изображение представляет собой последовательность кадров $P_0, P_1, ..., P_k, ...$, формируемых в моменты времени $t_0, t_1, ..., t_k, ...$ В дальнейшем будем полагать $t_0 = 0$, а $t_k - t_{k-1} = \Delta t = const$ для любых $k = 0,1...$, т.е. частоту кадров f_k будем считать постоянной. Каждый из кадров P_k представляет собой прямоугольную матрицу размером M строк и N столбцов.

Наблюдаемый объект с линейными размерами L_x, L_y, L_z (рис. 1) находится на расстоянии B от камеры. Согласно законам геометрической оптике [2] линейные $l_y \times l_x$ размеры объекта на видеосенсор

$$l_y = \frac{FL_y}{B - F};\ l_x = \frac{FL_x}{B - F}. \tag{1}$$

С учетом (1) размер изображения этого объекта

$$R_y = \frac{FL_y M}{(B - F)H};\ \ R_x = \frac{FL_x N}{(B - F)W}. \tag{2}$$

В зависимости от направления движения в трехмерном пространстве объект на двухмерном изображении может перемещаться параллельно горизонтальной или вертикальной оси, отдаляться или приближаться или смешено.

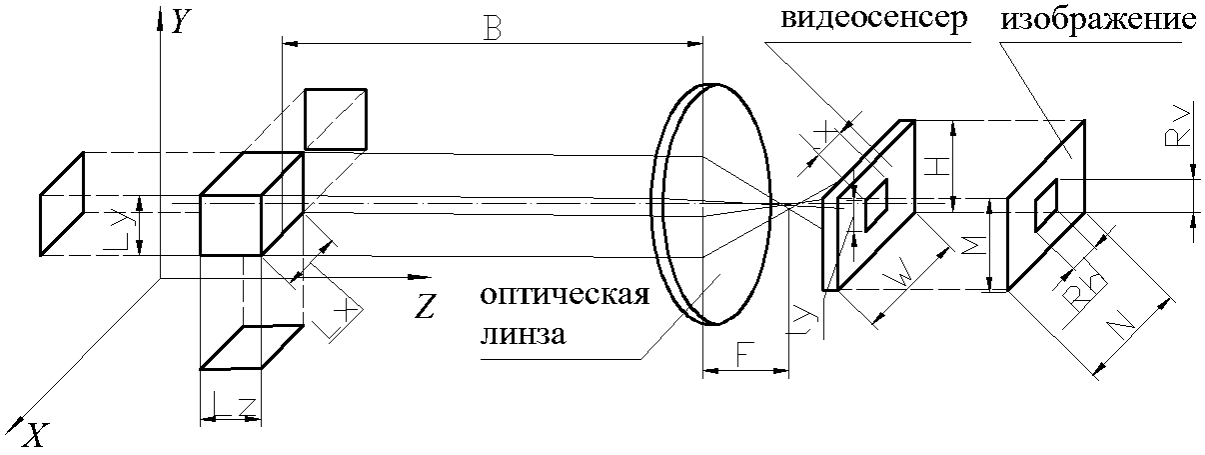
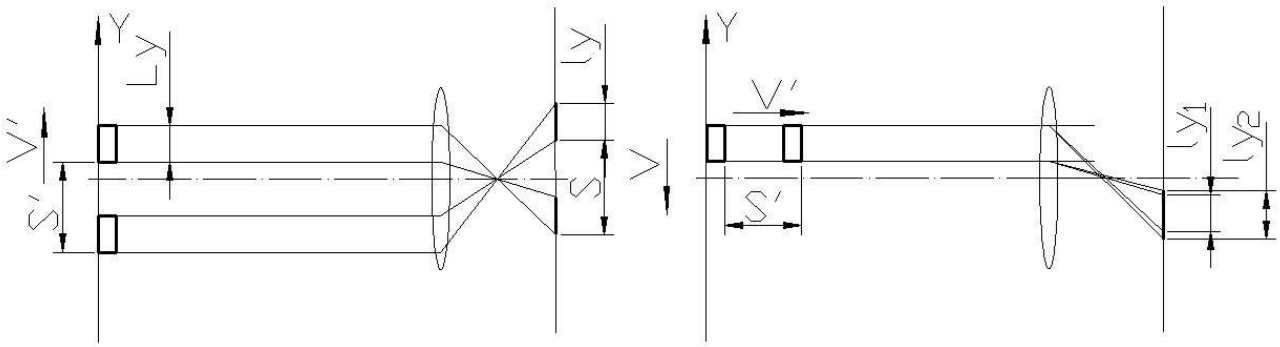


Рис. 1. Связь объекта в трехмерном пространстве и его изображения

Для определения движения решающую роль играет пространственно-временное изменение уровня яркости. Можем определить движение только в частях изображения, которые проявляют изменения уровней яркости.



а *б*

Рис. 2. Изменение возникшие на изображении:
а - при движении объекта плоскопараллельно относительно камеры;
б - при отдалении или приближении объекта

При движении объекта вдоль оси X или Y (см. рис. 2) на изображении также происходит движение строго по горизонтальной или вертикальной оси, причем линейные размеры объекта не изменяются. В случае, когда объект движется вдоль оси Z, размеры изображения объекта изменяются, но движения не видно.

Изменения размера изображения объекта по горизонтали ΔR_{zx} и вертикали ΔR_{zy} при движении вдоль оси Z

$$\Delta R_{zx} = \frac{FNL_x S_x'}{(B_н - F)(B_н - S_x' - F)};\ \ \Delta R_{zy} = \frac{FML_y(B_н - B_к)}{(B_н - F)(B_к - F)},$$

где $B_н$ — расстояние до объекта в начальный момент времени; S'_x, S'_y — путь, пройденный объектом относительно осей X и Y соответственно.

Путь, пройденный объектом на изображении за время t при движении вдоль оси Y:

$$S_y = \frac{FS'_y M}{(B - F)H};$$

при движении вдоль оси X:

$$S_x = \frac{FS'_x N}{(B - F)W}.$$

С учетом (2) скорости объекта на изображении при движении вдоль оси Y

$$V_y = \frac{FS'_y M}{(B - F)H} \cdot t;$$

при движении вдоль оси X

$$V_x = \frac{FS'_x N}{(B - F)W} \cdot t;$$

при движении вдоль оси

$$V_z = \frac{FNL_x(B_н - B_к)}{(B_н - F)(B_к - F)} \cdot t \quad \text{или} \quad V_z = \frac{FNL_y(B_н - B_к)}{(B_н - F)(B_к - F)} \cdot t .$$

Тогда при движении объекта размером $L_x \times L_y$ под углом α к оси X со скоростью V' на расстоянии $B >> F$ количество кадров k_v, требующееся для прохождения изображения объекта по пикселю

$$k_{vx} = f_k \cdot \frac{L_x}{V' \cos\alpha} \quad \text{или} \quad k_{vy} = f_k \cdot \frac{L_y}{V' \sin\alpha},$$

где f_k — частота кадров видеокамеры.

Обнаружение подвижных объектов при его плоскопараллельном движении относительно видеосенсора можно рассматривать как пространственно-временную фильтрацию последовательно формируемых кадров видеоизображения. В частности, можно использовать различные нерекурсивные и рекурсивные фильтры для межкадровой попиксельной обработки с целью формирования оценки яркости фона и обнаружения локальных отклонений, обусловленных появлением подвижных объектов.

Разработанная математическая модель позволяет выявить зависимость движения объекта в трехмерном пространстве и изменение в видеоизображении.

Список литературы

1. Сергеев Е.А. Выделение движущихся объектов по серии изображения // Приборы и управление: Сборник статей молодых ученых. Вып. 7 / под общ. ред. Е.В. Ларкина. Тула: Изд-во ТулГУ, 2009. С 117-121.

2. Понс Д., Форсайт Ж. Комьютерное зрение. Современный подход: пер. с анг. М.: Вильямс, 2004. 928 с.

E.A. Sergeev

THE MODEL OF IMAGE FORMATION OF MOVING OBJECT FOR MOTION DETECTORS

The dependence of changes in an image that described a scene with moving object on the path of the object in three dimensions. The model is designed to support the requirements to the technical means of imaging and evaluation of individual parameters of motion detection algorithms.

Key words: model, image, detection of object movement.

Получено 20.01.12

УДК 629.7.06
Е.В. Ларкин, д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой, (4872)35-02-19, elarkin@mail.ru (Россия, Тула, ТулГУ),
Т.А. Акименко, канд. техн. наук, доц., (4872) 23-12-95 tantan72@mail.ru (Россия, Тула, ТулГУ)

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ НАКОПЛЕНИЯ ЗАРЯДА В ЯЧЕЙКЕ ЛИНЕЙНОГО ФОТОЭЛЕКТРОННОГО ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ

Предложена математическая модель накопления заряда в фотоэлектронном преобразователе, ориентированная на обеспечение неподвижности данного прибора относительно сцены.

Ключевые слова: фотоэлектронный преобразователь, система технического зрения, заряд.

В системах технического зрения роботов (СТЗ), как правило, используются приборы с накоплением заряда, ориентированные на то, чтобы в момент накопления была обеспечена неподвижность фотоэлектронного преобразователя зарядовой связью (ФПЗС) относительно сцены. Если в момент накопления линия визирования смещается в пространстве, то это означает искажение изображения. Поэтому основной задачей является установление связи между параметрами движения и характером искажений. Это в дальнейшем позволит связать конструктивные особенности механики робота и параметров работы СТЗ на базе ФПЗС с качественными характеристиками изображения.

Предположим, что яркость света, сфокусированного на входной апертуре фоточувствительной ячейки, меняется со временем, т.е.

$$\widetilde{B}_{\Sigma} = \widetilde{B}_{\Sigma}(Z,t). \qquad (1)$$

Существующие источники [1] прямо указывают, что скорость формирования зарядов пропорциональна интегральной освещенности элементарной ячейки, поэтому дифференциальное уравнение, описывающее процесс накопления зарядов, имеет вид

$$\dot{q}(t) = k_q \int_{-\beta/2}^{\beta/2} \widetilde{B}_{\Sigma}(Z,t)dZ, \qquad (2)$$

где q – заряд, накопленный в ячейке; k_q – коэффициент передачи, определяемый материалом, из которого сделан ЛФЗС, конструкцией и размерами элементарной фоточувствительной ячейки, величиной управляющего напряжения U_{12} и другими факторами.

Из (1) следует, что

$$\widetilde{q} = k_q \int_{0}^{\tau} \int_{-\beta/2}^{\beta/2} \widetilde{B}_{\Sigma}(Z,t)\,dZ\,d\tau, \qquad (3)$$

где τ - время накопления заряда, определяемое наличием на электроде U_{12} активного потенциала.

Если $\int_{-\beta/2}^{\beta/2} \widetilde{B}_{\Sigma}(Z,t)\,dZ = = \text{const}_t = \widetilde{b}$, то

$$q = q_0 + k_q \widetilde{b}\, t; \;\; \widetilde{q} = q_0 + k_q \widetilde{b}\,\tau. \qquad (4)$$

Таким образом, при постоянной интегральной освещенности входного окна заряд в элементарной фоточувствительной ячейке ФПЗС нарастает линейно (рис. 1). Нарастание происходит от некоторого заряда q_0, который остается в ячейке к моменту перевода управляющего сигнала U_{12} в активное состояние.

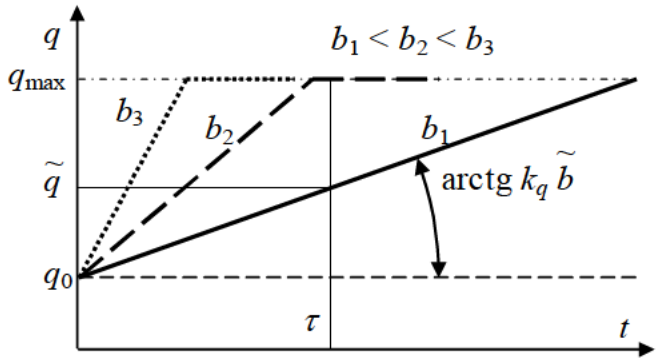


Рис. 1. Изменение заряда в ячейке ФПЗС при постоянной интегральной освещенности

Как и всякий реальный прибор, фоточувствительная ячейка обладает ограничением. При превышении величины накопленного заряда q_{max}, как правило, начинают работать антиблуминговые схемы, входящие в систему управления ФПЗС, что способствует более устойчивой работе ячейки.

Предположим, что дискретизатор является идеальным и определяется δ-функцией Дирака:

$$\delta(Z) = \begin{cases} 0, \text{ если } Z \neq 0; \\ \infty, \text{ если } Z = 0; \end{cases}$$

$$\int_{-\infty}^{\infty} \delta(Z)\,dZ = 1. \qquad (5)$$

Предположим также, что дискретизатор перемещается относительно изображения по координате Z со скоростью v_Z, которую в пределах времени τ накопления заряда в элементарной фоточувствительной ячейке

можно считать постоянной, т.е. v_Z = const. Тогда за время dt изображение, двигаясь со скоростью v_Z, переместится на расстояние

$$dZ = v_Z\, dt. \tag{6}$$

Всего за время τ дискретизатор сместится на величину $v_Z\tau$, при этом будем считать эту величину центрированной и изменяющейся в пределах (рис. 2)

$$-\frac{v_Z\tau}{2} \le Z \le \frac{v_Z\tau}{2}. \tag{7}$$

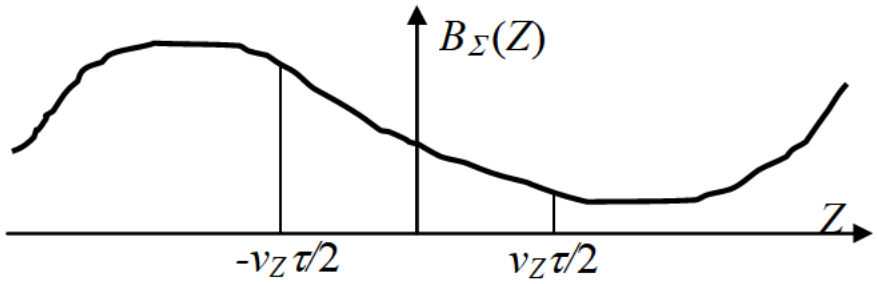


Рис. 2. Изменение местоположения дискретизатора относительно сигнала $B_\Sigma(Z)$

Пусть за время dt в идеальном дискретизаторе накапливается элементарный заряд $dq = \overline{B}_\Sigma(t)dt$. Тогда на всем участке (7) будет накоплен заряд

$$q = \int_{-\tau/2}^{\tau/2} \overline{B}_\Sigma(t)dt = \frac{1}{v_Z}\int_{-v_Z\tau/2}^{v_Z\tau/2} \overline{B}_\Sigma\left(\frac{Z}{v_Z}\right)dZ. \tag{8}$$

Зависимость (8) показывает, что если изображение дискретизируется идеальным дискретизатором, перемещающимся относительно него с постоянной скоростью v_Z, то это эквивалентно операции дискретизации реальным дискретизатором с импульсным откликом

$$g_\beta(Z) = \begin{cases} 0 \text{ при } Z < -\dfrac{\beta}{2}; \\ 1 \text{ при } -\dfrac{\beta}{2} \le Z \le \dfrac{\beta}{2}; \\ 0 \text{ при } Z > \dfrac{\beta}{2}. \end{cases} \text{ и } g_\tau(Z) = \frac{1}{v_Z}\begin{cases} 0 \text{ при } Z < -\dfrac{\tau v_Z}{2}; \\ 1 \text{ при } -\dfrac{\tau v_Z}{2} \le Z \le \dfrac{\tau v_Z}{2}; \\ 0 \text{ при } Z > \dfrac{\tau v_Z}{2}. \end{cases} \tag{9}$$

Отметим, что если $v_Z \to 0$, то $g_\tau(Z) \to \delta(Z)$ (см. (5)).

Передаточная функция, амплитудная и фазовая частотная характеристики пространственного дискретизатора (9) определяются по зависимостям

$$G_\tau(\omega_Z) = \frac{\tau}{\sqrt{2\pi}}\operatorname{sinc}\left(\frac{\omega_Z v_Z \tau}{2}\right). \quad (10)$$

$$A_{G\tau}(\omega_Z) = \frac{\tau}{\sqrt{2\pi}}\left|\operatorname{sinc}\left(\frac{\omega_Z v_Z \tau}{2}\right)\right|; \quad (11)$$

$$\varphi_{G\tau}(\omega_Z) = \frac{\pi}{2}\left[1 - \operatorname{sgn}\left(\operatorname{sinc}\frac{\omega_Z v_Z \tau}{2}\right)\right]. \quad (12)$$

Таким образом, идеальный дискретизатор для движущихся изображений представляет собой пространственный фильтр, размеры которого зависят от скорости движения изображения относительно апертуры дискретизатора. При нулевой скорости перемещения дискретизатор преобразуется в δ-функцию Дирака, а его амплитудная частотная характеристика – в константу [2].

Исходя из (9) для движущегося изображения и ФПЗС с конечными размерами апертуры входного окна элементарной фоточувствительной ячейки может быть получена импульсная переходная характеристика

$$g_{CCD}(Z) = g_\beta(Z) * g_\tau(Z). \quad (13)$$

Если $\beta < vZ\tau$, то

$$g_{CCD}(Z) = \frac{1}{v_Z}\begin{cases} 0 \text{ при } Z < -\dfrac{v_Z\tau + \beta}{2}; \\ Z + \dfrac{v_Z\tau + \beta}{2} \text{ при } \dfrac{v_Z\tau + \beta}{2} \le Z \le \dfrac{\beta - v_Z\tau}{2}; \\ 1 \text{ при } \dfrac{\beta - v_Z\tau}{2} \le Z \le \dfrac{v_Z\tau - \beta}{2}; \\ -Z + \dfrac{v_Z\tau + \beta}{2} \text{ при } \dfrac{v_Z\tau - \beta}{2} \le Z \le \dfrac{v_Z\tau + \beta}{2}; \\ 0 \text{ при } Z > \dfrac{v_Z\tau + \beta}{2}. \end{cases}$$

Если $\beta < vZ\tau$, то

$$g_{CCD}(Z) = \frac{1}{v_Z}\begin{cases} 0 \text{ при } Z < -\dfrac{v_Z\tau + \beta}{2}; \\ Z + \dfrac{v_Z\tau + \beta}{2} \text{ при } -\dfrac{v_Z\tau + \beta}{2} \le Z \le \dfrac{v_Z\tau - \beta}{2}; \\ 1 \text{ при } \dfrac{v_Z\tau - \beta}{2} \le Z \le \dfrac{\beta - v_Z\tau}{2}; \\ -Z + \dfrac{v_Z\tau + \beta}{2} \text{ при } \dfrac{\beta - v_Z\tau}{2} \le Z \le \dfrac{v_Z\tau + \beta}{2}; \\ 0 \text{ при } Z > \dfrac{v_Z\tau + \beta}{2}. \end{cases}$$

Несложно убедится, что при $v_Z \to 0$, (13) $\to$ (9).

Передаточная функция элементарной фоточувствительной ячейки для движущегося изображения имеет вид

$$G_{\beta\tau}(\omega_Z) = \frac{\tau\beta}{2\pi}\operatorname{sinc}\left(\frac{\omega_Z v_Z \tau}{2}\right)\operatorname{sinc}\left(\frac{\omega_Z \beta}{2}\right). \quad (14)$$

Амплитудная и фазовая частотные характеристики (14) определяются по зависимостям

$$A_{G\beta\tau}(\omega_Z) = \frac{\tau\beta}{2\pi}\left|\operatorname{sinc}\left(\frac{\omega_Z v_Z \tau}{2}\right)\right|\left|\operatorname{sinc}\left(\frac{\omega_Z \beta}{2}\right)\right|. \quad (15)$$

$$\varphi_{G\tau}(\omega_Z) = \frac{\pi}{2}\left\{\left[1-\operatorname{sgn}\left(\operatorname{sinc}\frac{\omega_Z v_Z \tau}{2}\right)\right]+\left[1-\operatorname{sgn}\left(\operatorname{sinc}\frac{\omega_Z \beta}{2}\right)\right]\right\}. \quad (16)$$

где v_Y – скорость изменения изображения по координате *Y*.

Повторение предыдущих выкладок для координаты *Y* дает передаточную функцию движущегося изображения

$$G_{\beta\tau}(\omega_Z) = \frac{\tau\beta}{2\pi}\operatorname{sinc}\left(\frac{\omega_Z v_Y \tau}{2}\right)\operatorname{sinc}\left(\frac{\omega_Z \beta}{2}\right). \quad (17)$$

Процесс переноса зарядов при подаче управляющих напряжений (U_{11}, U_{12}, U_{13}), (U_{21}, U_{22}, U_{23}) или (U_{21}, U_{22}, U_{23}) описывается следующим дифференциальным уравнением:

$$\theta\frac{dq_i}{dt} + q_i = u_i, \quad (18)$$

где θ – постоянная времени, приблизительно одинаковая для всех ячеек прибора с зарядовой связью; q_i – величина заряда в *i*-й ячейке; u_i – управляющее воздействие на соответствующем фазовом электроде.

В результате решения дифференциального уравнения (18) и необходимых упрощений может быть получено, что заряд, переносимый под соседний управляющий электрод, в транспортных регистрах ФПЗС, будет определяться величиной

$$q_i \to q_{i+1}\,\kappa_{CCD}, \quad (19)$$

где κ_{CCD} – коэффициент, характеризующий потери при переносе.

В настоящей работе для простоты положим, что $\kappa_{CCD} = 1$, и потерь информации в процессе переноса не происходит.

На основании анализа процесса накопления заряда в матричном ФПЗС определены его импульсный отклик и пространственная частотная характеристика, формируемая за счет перемещения фоточувствительных ячеек относительно изображения в процессе накопления заряда; показано, что параметры указанной характеристики определяются скоростью перемещения изображения относительно фоточувствительной ячейки.

Список литературы

1. Ларкин Е.В., Акименко Т.А., Лучанский О.А. Моделирование движения автономных колесных транспортных средств: монография. Тула: Изд-во ТулГУ, 2011. 160 с.

2. Акименко Т.А., Лучанский О.А. Модели механического воздействия на транспортируемую аппаратуру //Системы управления электротехническими объектами: сб. трудов 4 Всероссийской научно-технической конференции СУЭТО-4. Тула: ТулГУ, 2007. С. 27 - 30.

E.V. Larkin, T.A. Akimenko

MATHEMATICAL MODEL OF CHARGE STORED IN CELL LINE CONVERTER PHOTOELECTRON

A mathematical model of charge accumulation in the photoelectron converter, focused on ensuring the immobility of the device relative to the scene, is proposed.

Key words: photoelectric converter, vision system, the charge.

Получено 20.01.12

УДК 621.7-1; 621.98; 621.9.01

А.В. Кутергин, асп., 8-910-703-76-66, Lizard1371@yandex.ru
(Россия, Тула, ТулГУ),
А.С. Ямников, д-р техн. наук, проф., (4872) 33-32-10, Yamnikovas@mail.ru
(Россия, Тула, ТулГУ)

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ШЕСТИГРАННОГО КОРПУСА

Проведены экспериментальные исследования параметров напряженно-деформированного состояния полого, шестигранного корпуса из листового металла с одним сварным швом в процессе пневмоиспытаний и вакуумирования методом тензометрирования.

Ключевые слова: деформация, нагружение, напряжение, прочность, точность, неплоскостность, шестигранный корпус.

Предложена технология изготовления шестигранного корпуса усечённого по одной стороне из листового проката стали марки 12Х18Н9Т, гнутого, с одним сварным швом, с заданными параметрами точности. Основными проблемными позициями при изготовлении изделия являлось проявление технологической наследственности, которая приводит к появлению остаточных напряжений. В работе рассмотрены теоретические положения всех этапов технологического процесса, на основе которых вы-

браны режимы, способы и оборудование для решения поставленной задачи. Выбор по каждому из критериев обоснован как теоретически, так и экспериментально. Установлена необходимость применения инструментов, изготовленных из инструментальных материалов, обладающих более высокими режущими свойствами. При сварке рассмотрено применение сборочно–сварочной технологической оснастки, типа винтовой прижим. Использование оснастки для сварки корпуса призвано обеспечить плоскостность стыка. Для снятия напряжений и улучшения стойкости сварного соединения выбран режим термической обработки - стабилизирующий отжиг при 850-880 ^{o}C в течение двух часов.

Проведены экспериментальные исследования параметров напряженно-деформированного состояния корпуса в процессе пневмоиспытаний и вакуумирования методом тензометрирования, для подтверждения плотности конструкции корпуса.

В качестве первичных преобразователей для измерения относительных деформаций использовались тензорезисторы.

Тензорезисторы состоят из чувствительного элемента, полимерной подложки и выводных проводников. Коммуникационные трассы для тензометрических измерений изготавливались из 6-ти жильного кабеля измерительного с общим экраном. Выводные концы тензорезисторов с первичными трассами соединялись методом пайки оловянно-свинцовым припоем [1].

В качестве вторичной контрольно-измерительной аппаратуры использовалась универсальная информационно-измерительная система, совместимая с PC/AT. Система имеет процессор позволяющий управлять съемом информации (в зависимости от времени или другого физического параметра) с первичных преобразователей в автоматическом и ручном режимах при квазистатическом нагружении, с практически неограниченным числом измерений, а также проводить ее первичную обработку.

В качестве вторичной обрабатывающей аппаратуры использовалась PC/AT с комплексом программных средств, обеспечивающим: управление процессом измерений; сбором информации; обработкой экспериментальной информации.

Передача выходной информации с контрольно-измерительной аппаратуры на PC/AT производилась через интерфейс типа RS232C.

Выбор контрольных сечений и точек измерения деформаций проводился на основании анализа факторов нагружения и конструкции корпуса. В каждой точке измерения устанавливалась прямоугольная трехкомпонентная тензометрическая розетка.

Места расположения контрольных сечений (КС) и контрольных точек (КТ) приведены на рис. 1.

Измерения на корпусе и кожухе выполнялись поэтапно, на каждом этапе использовались измерительные каналы с номера 1 по n_{max}.

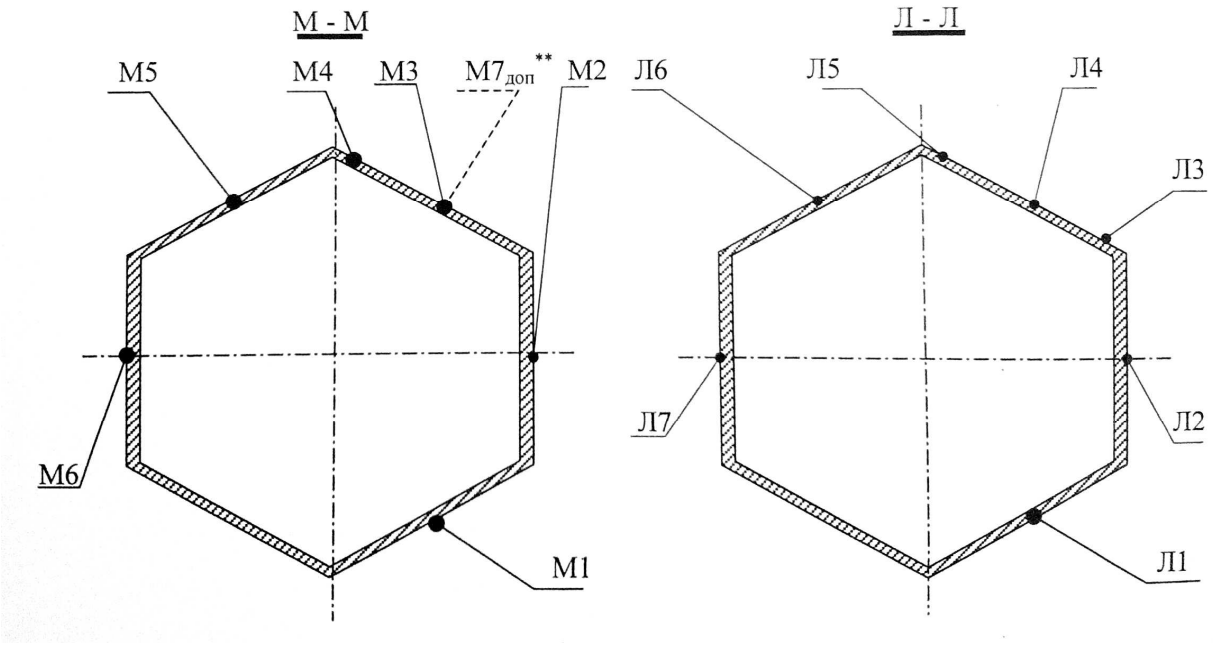


Рис. 1. Схема расположения контрольных точек измерения в контрольных сечениях корпуса на «шестиграннике» (• - контрольные точки измерения)

Исследование метрологических характеристик (МХ) тензорезисторов проводилось в соответствии с ГОСТ 21616-91. На тензометрическую балку с размерами 400х30х6 мм, изготовленную из стали 12Х18Н9Т были наклеены 8 тензорезисторов. В дальнейшем тензометрическая балка нагружалась моментом (чистым изгибом) на градуировочном устройстве.

Контроль прогиба тензометрической балки осуществлялся с помощью индикатора часового типа с ценой деления 0,01 мм. Нагрузка (величина прогиба) задавалась ступенчато с шагом 0,5 мм в диапазоне ±5,0 мм, а деформация (ε) рассчитывалась по формуле

$$\varepsilon = \delta \cdot h \cdot 10^{-4},$$

где δ - прогиб тензометрической балки, мм; h = 6 - толщина тензометрической балки, мм.

В процессе обработки результатов исследования МХ была определена приведенная погрешность чувствительности ($K_ч$) тензорезисторов, которая составила 2,5 % , что было принято для дальнейших исследований [2].

Калибровка вторичной аппаратуры проводилась в соответствии со значением приведенной погрешности ±1,0 %.

Значение приведенной погрешности системы измерения для определения напряжений (γ) в соответствии с ГОСТ 8.207-76 (2006), рассчитывалось по формуле

$$\gamma =, K_{\partial} \cdot \sqrt{\sum \gamma_i^2},$$

где K_{∂} = 1,1 - коэффициент для нормального распределения с доверительной вероятностью $P_{д}$ = 0,95; γ_1 = 1,0 % - приведенная погрешность прибора; γ_2 = 2,5 % - приведенная погрешность $K_{ч}$; γ_3 = 5,0 % - приведенная погрешность модуля упругости (не превышает 5 %).

Отсюда приведенная погрешность для напряжений равна 6,3 %, что составляет примерно 12,5 МПа.

Был принят следующий порядок проведения экспериментальных работ.

На первом этапе на образцах (тензометрических балках), изготовленных из используемого материала корпуса (сталь марки 12Х18Н9Т), отрабатывались и уточнялись:

- методика технологии наклеивания тензорезисторов;
- метрологические (основные) характеристики тензорезисторов.

На втором этапе проводились работы по монтажу тензорезисторов и коммуникационных трасс на корпусе, а затем наладка и тестирование системы измерения.

На третьем этапе проводились измерения относительных деформаций корпуса: при пневмоиспытании. Диаграмма нагружения при пневмоиспытании и вакуумировании корпуса приведена на рисунке 2.

На четвертом этапе проводились измерения относительных деформаций при пневмоиспытании:

1-й цикл:

- нагружение корпуса: от 0,0 до 0,2 МПа;
- разгрузка корпуса: от 0,2 до 0,0 МПа;

2-й цикл:

- нагружение корпуса: от 0,0 до 0,29 МПа;
- разгрузка корпуса: от 0,29 до 0,28, 2,8 МПа;

3-й цикл

- разгрузка корпуса: от 0,28 до 0,0 МПа.

Нагружение давлением и разгрузка осуществлялись ступенчато. Для проведения измерений и осмотра корпуса на каждой ступени нагружения (давлением и вакуумированием) давалась выдержка длительностью от 10 до 20 мин.

На четвертом этапе, информация, полученная на втором и третьем этапах, обрабатывалась и анализировалась.

Анализ результатов экспериментальных работ при пневмоиспытаниях и вакуумировании показал, что значения напряжений в материале корпуса как при нагружении, так и при разгрузке для всех контрольных точек измерения изменяются практически прямо пропорционально изменению внутреннего давления и находятся в упругой области деформирования.

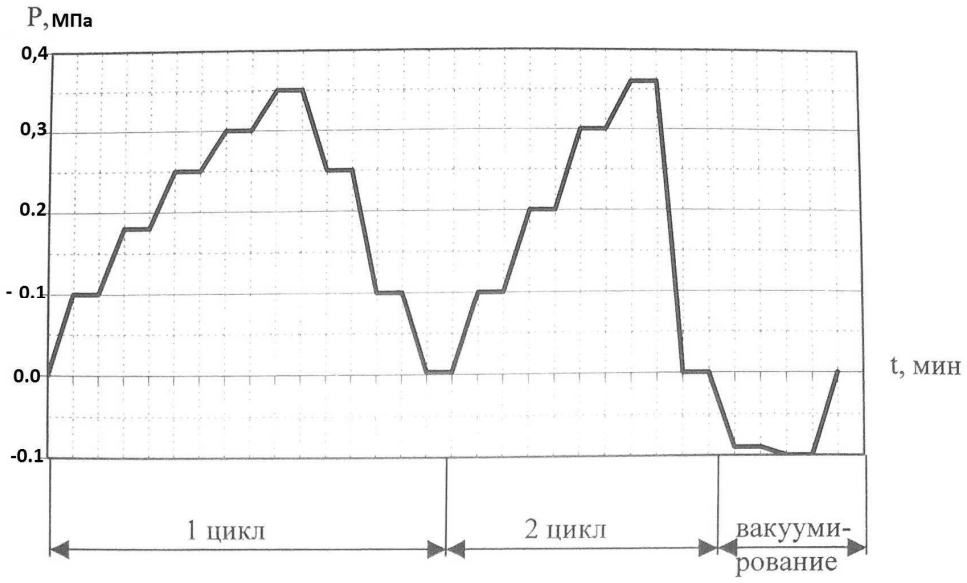


Рис. 2. Диаграмма нагружения при пневмоиспытании корпуса

Максимальные значения главных напряжений при пневмоиспытаниях зафиксированы в центральных областях пластин шестигранников, которые составили 102,7 МПа для корпуса.

При вакуумировании корпуса напряжения имеют знак, противоположный нагружению избыточным давлением, а значения главных напряжений (по модулю) практически равны напряжениям при нагружении избыточным давлением равным 0,1 МПа (разница составляет менее 5 %, что меньше погрешности измерения). Сравнение значений главных напряжений, полученных расчетным путем и полученных в настоящей работе, показало хорошую сходимость, так в центральных областях пластин шестигранников корпуса были получены главные напряжения: 106,9 МПа по расчету и 102,7 МПа из эксперимента, т.е. разница составляет менее 5 %, что меньше погрешности измерений.

Из анализа результатов напряженного состояния корпуса при пневмоиспытаниях и вакуумировании следует:

- значения напряжений в процессе испытаний изменяются практически пропорционально изменению внутреннего давления;
- значения напряжений, для всего исследуемого диапазона давлений, лежат в упругой области деформирования;
- прочность и плотность конструкции корпуса для давлений пневмоиспытаний и вакуумирования экспериментально подтверждена;
- результаты экспериментальных и расчетных исследований имеют достаточно хорошую сходимость.

Из сравнения значений допускаемых и фактических (экспериментально полученных) напряжений видно, что напряжения не превышают

допускаемых значений и, следовательно, металлоконструкции корпуса (для всех контрольных точек измерения) удовлетворяют условиям статической прочности.

Список литературы

1. ГОСТ 21616-91. Тензорезисторы. Общие технические условия.
2. ГОСТ 25156-82. Металлы. Динамический метод определения характеристик упругости.

A.V.Kutergin, A.S. Yamnikov

THE EXPERIMENTAL RESEARCHES OF THE PARAMETERS OF THE DEFLECTED MODE OF THE SIX-SIDED VESSEL

The experimental researches of the parameters of the deflected mode of hollow, six-sided vessel from sheet metal with one welded seam in the course of pneumotests, and pumping by using extensometer are conducted.

Key words: deformation, loading, pressure, durability, accuracy, nonflatness, the six-sided vessel.

Получено 20.01.12

УДК621.9.02.025

В.Б. Протасьев, д-р техн. наук, проф., (4872) 37-33-30, imstulgu@pocta.ru (Россия, Тула, ТулГУ),
Л.А. Омельченко, канд. техн. наук, 8-10-380-629-50-31-48, imstulgu@pocta.ru (Украина, Мариуполь, МДТУ)

ОСОБЕННОСТИ ТЕХНОЛОГИИ ФРЕЗЕРОВАНИЯ КОРЕШКОВ БУМАЖНЫХ БЛОКОВ

Рассматриваются различные аспекты операции торцового фрезерования и особенности процесса, отличающие его от традиционных фрезерных операций

Ключевые слова: бумага, фреза, шероховатость, качество, скорость резания.

Книги для «легкого чтения» занимают все больший объем в общем выпуске литературы.

Книгоиздатели такой литературы не рассчитывают на длительные сроки ее использования и в целях снижения производственных затрат ис-

пользуют бесшовные переплеты.

Качество таких переплетов во многом зависит от параметров корешков бумажных блоков, на которые наносится клей.

Главным является обеспечение шероховатости R_z 200…500 мкм, отсутствие вырывов, гладкостей и т.п. отклонений от общего фона обработанной поверхности.

Наиболее приемлемым способом обработки является торцовое фрезерование [1, 2, 3, 4].

Экспериментально авторами исследовалась возможность использования: шлифования, иглофрезерования, традиционной разрезки длинными ножами, - торцовое фрезерование обеспечивает наиболее приемлемые результаты, но конструкция фрез отличается от инструментов для обработки металлов.

На рис. 1 показаны два варианта формы используемых твердосплавных пластин. Первый вариант имеет угол в плане $\varphi = 75°$, второй $\varphi = 135°$. При $\varphi = 75°$ резание неэффективно, т.к. инструмент больше отжимает срезаемый слой, чем его режет. Аналогом второго варианта является обычная ручная коса, которая режет «под корень» даже неплотно прилегающие друг к другу стебли.

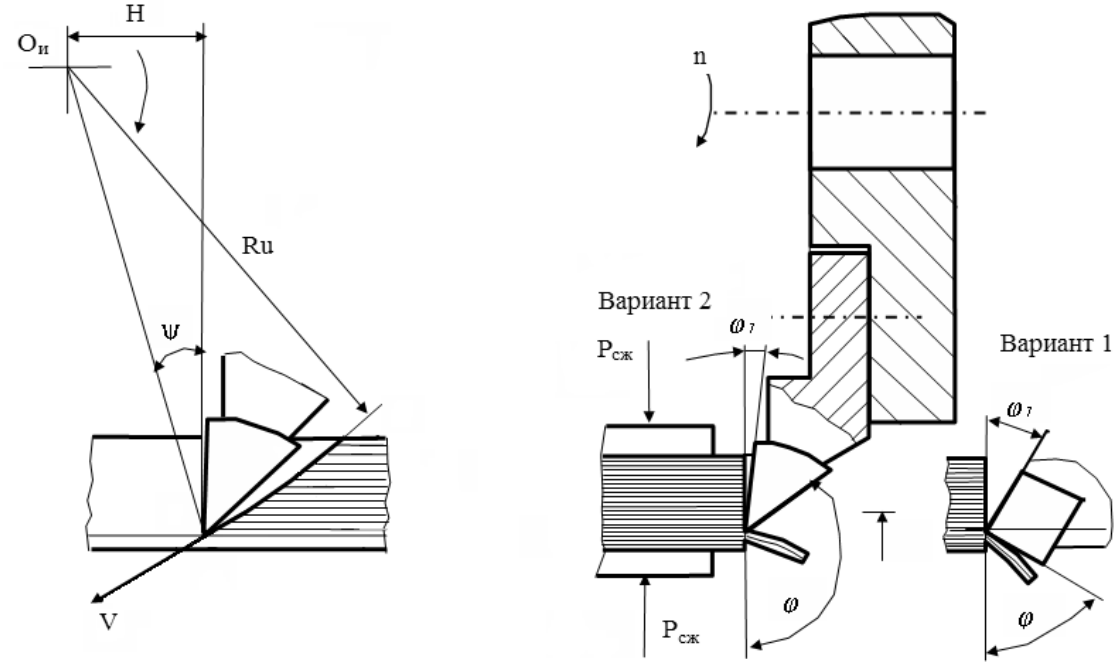


Рис. 1. Схема фрезерования корешков бумажных блоков

Смещение режущей кромки на величину H способствует использованию косоугольного резания всегда более эффективного, чем ортогональное, при котором режущая кромка располагается перпендикулярно вектору окружной скорости V. Проскальзывание вдоль режущей кромки, имеющее

место при косоугольном резании, очень эффективно, а использование больших углов в плане φ также этому способствует.

Торцовые фрезы имеют значительные диаметральные размеры (D≈240 мм) и имеют рабочую частоту вращения порядка n = 1500 $мин^{-1}$. Все это, с одной стороны, обеспечивает скорость резания V = 18,8 м/с, с другой, повышает требования к точности установки фрез на шпинделях бумагофрезерных станков. Торцовое биение 0,02 мм является идеально допустимым.

Снятие фрез на переточки и последующая установка на станок кроме дополнительных затрат времени также не способствуют точности установки и, как следствие, снижению торцового биения.

Резание бумаги – специфический процесс – такие понятия, как стружка, срезаемый слой, его толщина и т.п., – весьма условны.

Существенное отличие имеется и в самой зоне резания. На рис. 2 показан в сечении режущий элемент торцовой фрезы и листы бумаги в стопе, подлежащие обработке.

Стопа 1 с помощью прижимов 2 с технологическим зазором Δ фрезеруется с помощью режущих элементов 3.

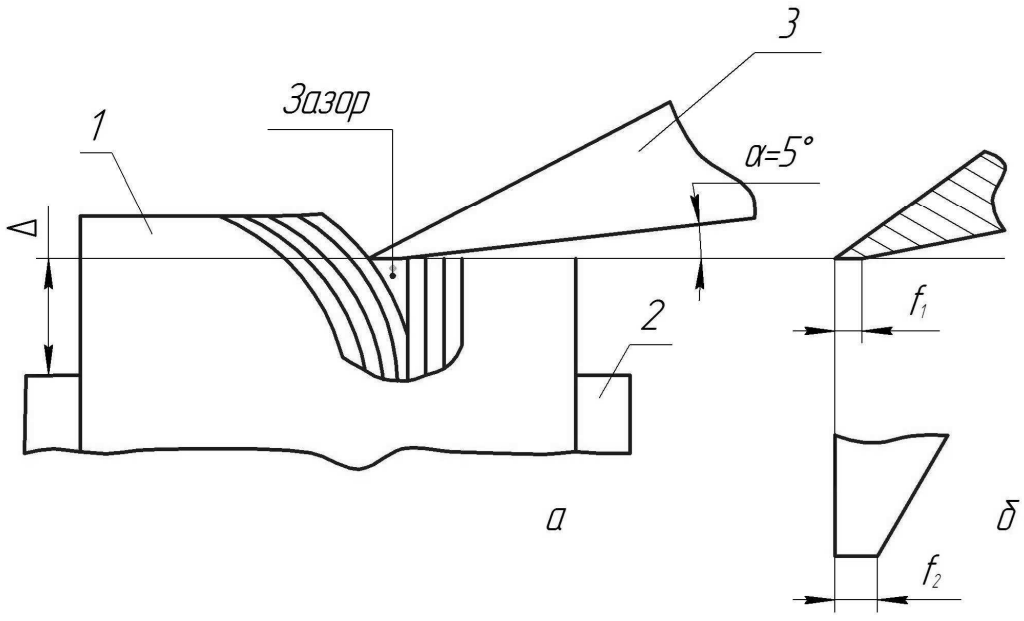


Рис. 2. Режущий элемент торцовой фрезы в зоне резания

За счет отжатия срезаемых листов (стопа не является сплошным телом и разделена листами на слои, перпендикулярные плоскости рисунка) образуется зазор (рис. 2, а), который можно использовать в конструкции режущих элементов, изменив задний угол до нуля в пределах фаски $f_1 = 1...2$ *мм*.

Фиска $f_2 = 1...2$*мм* (рис. 2, б) укрепляет слабое место резца – его

вершину.

Такое изменение позволяет получить существенные преимущества при эксплуатации фрез.

Острота лезвия является доминирующим параметром, обеспечивающим заданную шероховатость поверхности корешков бумажных блоков. Радиус скругления режущей кромки более $\rho = 0,05$ *мм* неприемлем для фрезерования корешков бумажных блоков, а новые режущие элементы должны иметь $\rho = 0,02$ *мм*.

При переточках торцовая фреза всегда снимается с шпинделя станка и передается в соответствующее производственное отделение.

Практика эксплуатации торцовых фрез показывает, что при установке новой фрезы ее торцовое биение превышает 0,04 мм; что недопустимо, т.к. наиболее выступающие режущие элементы быстро изнашиваются, подача на зуб возрастает, а шероховатость обработанной поверхности также значительно возрастает.

Регулирование режущих элементов с целью снижения торцового биения до 0,02 мм требует наладчиков высокой квалификации (их практически нет в типографическом производстве) и, главное, остановки конвейера на время настройки.

При использовании режущих элементов с нулевыми задними углами появляется возможность восстанавливать режущие свойства фрез без снятия их со шпинделя. Для этого необходима незначительная модернизация фрезерной позиции.

На этой позиции необходимо установить регулируемый алмазный брусок, который вначале подводится под заднюю поверхность, потом сближается с ней, восстанавливает остроту режущей кромки и отводится в исходное положение.

Механизм установки алмазного бруска показан на рис. 3.

Алмазный брусок 1, установленный на поворотном устройстве 2, имеет возможность точного перемещения за счет дифференциального винта 3 в направлении стрелки S вдоль вертикальной стойки 4.

При отжиме фиксатора 6, прижатого плоской пружиной 5, имеется возможность поворота устройства 2 на 180° из исходного положения в рабочее и наоборот. Стойка 4 имеет продольные пазы для перемещения в вертикальном направлении и фиксации устройства в двух рассмотренных положениях.

Дифференциальный винт 3 имеет правую резьбу с шагами $t_1 = 2$ *мм* и $t_2 = 1,35$ *мм*. При повороте винта 3 на один оборот обеспечивается перемещение на разницу шагов Δt = 0,25 мм.

При 100 делениях лимба цена одного деления составляет

0,0025 мм, что вполне достаточно для точного перемещения алмазных брусков, которые имеют заходную фаску под углом 10°.

Ширина бруска должна перекрывать режущую кромку, а длина обеспечивать нахождение в контакте с бруском одновременно одного – двух зубьев с целью сохранения натяга в системе “брусок – затачиваемый инструмент”. Возможна установка на поворотном устройстве шлифовальной машинки с алмазным кругом.

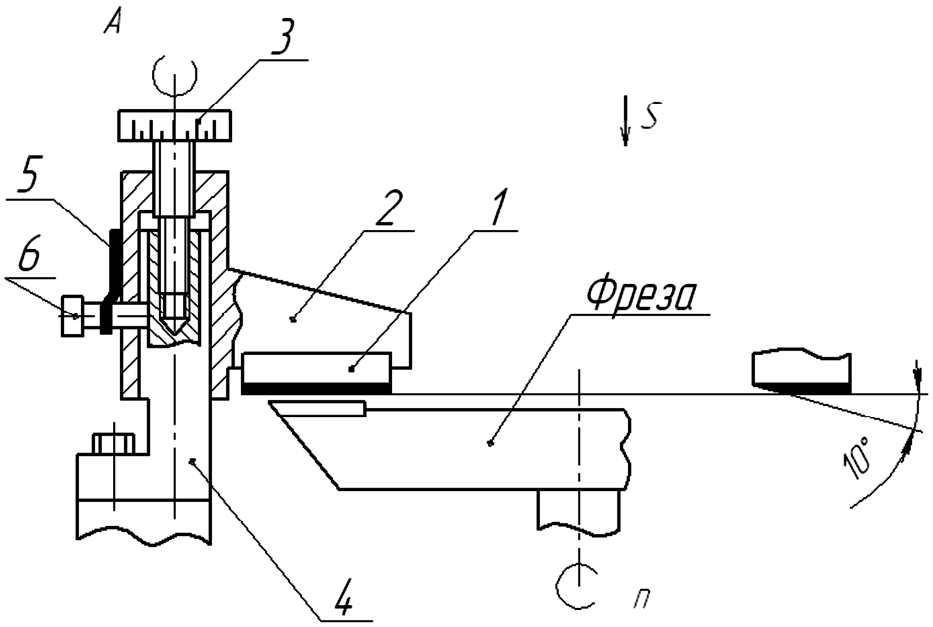


Рис. 3. Устройство для восстановления остроты фрез

Усилие сжатия стопы бумаги $P_{сж}$ (см. рис. 1) не должно быть чрезмерным. Эксперименты показали, что уменьшение высоты стопы с 25 мм до 2 мм под действием силы $P_{сж}$ вполне достаточно для выполнения операции фрезерования. Реологические свойства бумаги таковы, что при сильном сжатии возникают значительные остаточные деформации, что неблагоприятно для склеивания и для возникновения зазора под задней поверхностью режущих элементов фрез.

На рис. 4 показано типичное изменение шероховатости R_z по толщине при фрезеровании стопы из типографской бумаги № 2. В начале стопы и ее середине (до 148 листов из 150) значения R_z находятся в приемлемом диапазоне, а на выходе происходит отрыв последних листов и шероховатость превышает верхний предел допустимых значений (R_z=600).

Картина типичная, и устранить отрыв последних листов возможно при изменении технологического зазора 1. Обычно эта величина одинакова (см. рис.2) у обоих прижимов и составляет Δ=0,5 мм. Необходимо в начале

стопы использовать это значение, а в конце стопы снизить его до Δ=(0,3…0,2)мм.

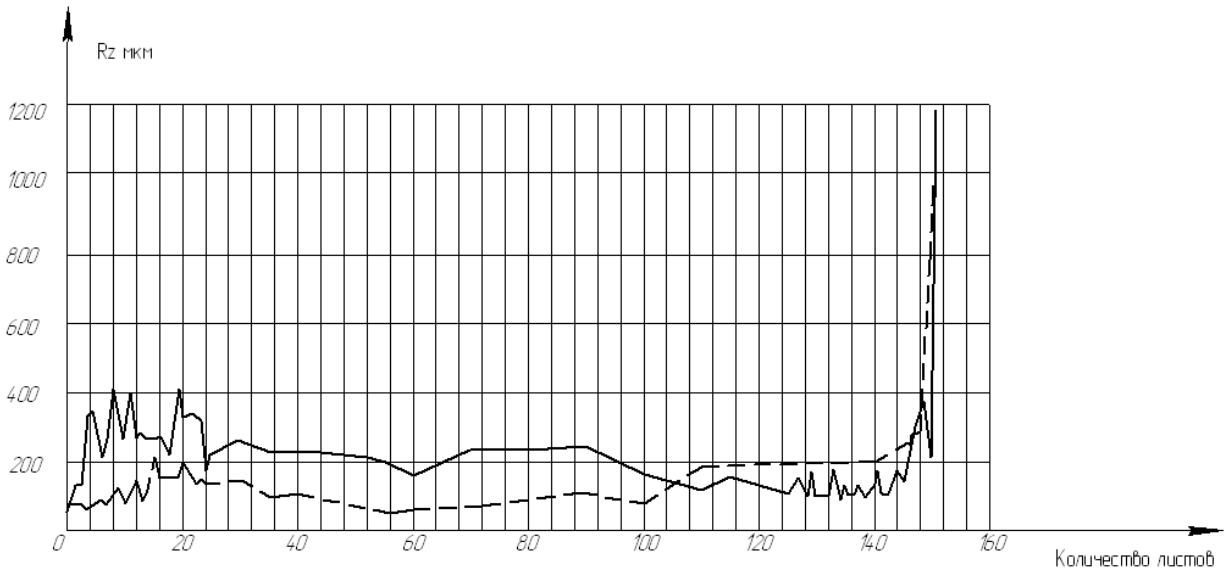


Рис. 4. Графики зависимости шероховатости от места расположения листа в стопе: Δ=0,5 мм; n=1500 об/мин; ВК10-ХОМ; Sz=0,5 мм/зуб; - - - – новые режущие элементы; ------ – изношенные режущие элементы

Из множества марок твердых сплавов [3] лучшие результаты показал сплав ВК10ХОМ, более длительное время сохраняющий остроту лезвия в процессе эксплуатации.

Учет отмеченных особенностей позволяет рационально использовать бесшовные переплеты и не вызывать преждевременных нареканий покупателей.

Список литературы

1. Омельченко Л.А., Протасьев В.Б., Спиридонов Э.С. Влияние угла наклона режущей кромки на процесс резания бумажных блоков // Фундаментальные и прикладные проблемы технологии машиностроения «Технология 2002». Орел: ОрелГТУ. 2002. С.107-112.

2. Омельченко Л.А., Протасьев В.Б, Спиридонов Э.С. Конструктивные параметры фрез и режимы резания при фрезеровании корешков бумажных блоков // Фундаментальные и прикладные проблемы технологии машиностроения. «Технология 2002». Орел: ОрелГТУ. 2002. С.113-119.

3. Омельченко Л.А. Выбор оптимальной марки твердого сплава при фрезеровании блоков бумажных изделий // Сборник научных трудов Меж-

дународной научно-технической конференции «Технологические системы в машиностроении». Тула: Изд-во ТулГУ. 2002. С.159-163.

4. Омельченко Л.А., Протасьев В.Б. Конструкция торцовых фрез для обработки корешков бумажных блоков / Известия Тульского государственного университета. Сер. Технические науки. Вып. 3. Тула: Изд-во ТулГУ, 2007. С.89-92.

V. B. Protasiev, L.A. Omelchenko

FEATURES OF TECHNOLOGY OF MILLING OF BACKS OF PAPER BLOCKS

Various aspects of face milling operation and the features of process distinguishing it from traditional milling operations are considered.

Key words: paper, a mill, a roughness, quality, speed of cutting.

Получено 20.01.12

ТРАНСПОРТ

УДК 519.6: 656.13: 537.8
А.Ю. Кретов, магистр,
8-953-428-62-70, alex_yurich@mail.ru
(Россия, Тула, ТулГУ)

КЛАССИФИКАЦИЯ МОДЕЛЕЙ КЛЕТОЧНЫХ АВТОМАТОВ. ОСНОВНЫЕ ПРАВИЛА

Представлены различные классификации клеточных автоматов, даны краткие описания правил детерминированных и стохастических моделей, используемых для исследования транспортных потоков.

Ключевые слова: клеточный автомат, транспортный поток, затор, микроскопические модели.

Введение

Микроскопическое моделирование дорожного движения в области моделирования потока всегда рассматривался как сложный процесс, связанный с детализацией модели, которая описывает поведение отдельно взятых транспортных средств. Около двадцати лет назад были разработаны новые микроскопические транспортные модели, основанные на парадигме программирования клеточных автоматов (КА). Их главным преимуществом было то, что в процессе компьютерного моделирования они демонстрировали эффективность и высокую производительность. Недостатком же оказалась относительно низкая точность в микроскопических масштабах. Причиной этого является то, что эти так называемые транспортные клеточные автоматы (ТКА), являются динамическими системами, которые дискретны по своей природе - время представляет собой дискретную величину, а пространство разбито на клетки [1]. Величины дистанции и скорости напрямую связаны друг с другом. Дистанция между автомобилями измеряется в количестве клеток между соседними транспортными

средствами, а скорость - в количестве клеток, на которое может переместиться автомобиль за одну итерацию.

Классификация КА правил. Рассматриваемое пространство КА представляет собой поле (матрицу) разбитое на клетки. При рассмотрении достаточно большого поля для получения траекторий движения транспортных средств может потребоваться множество или даже бесконечное число итераций. Поэтому с целью повышения точности результатов размеры поля системы должны быть приняты бесконечно большими, но даже рассмотрение 1000 клеток двоичного элементарного клеточного автомата (ЭКА) приводит к увеличению размера рассматриваемого пространства до $2^{1000} \approx 10^{300}$ конфигураций. Стивен Вольфрам эмпирически изучил множество конфигураций бинарных правил ЭКА, рассматривая поле состоящее из трех ячеек, что составило $2^{23} = 256$ различных правил. В 1984 году на основе этого исследования Вольфрам выделил четыре различных класса КА [2]:

Класс I: Развитие происходит с конечным числом итераций до уникального однородного состояния, то есть до предельной точки.

Класс II: Генерируются регулярные, периодические узоры, переходящие в предельный цикл.

Класс III: Структуры изменяются с определенным периодом, зависят от начальной конфигурации, их траектории лежат на хаотическом аттракторе.

Класс IV: В этот класс входят все КА, которые развиваются по сложным траекториям. Такие автоматы имеют возможность универсальных вычислений.

По утверждению Вольфрама эта классификация не совершенна, хотя и является основной и наиболее распространенной [3]. Тип классификации обеспечивают фенотипические свойства, по которым она базируется на различных характеристиках, в то время как генотипическая классификация может основываться на внутренней структуре правил в каждом классе.

Задача классификации правил по-прежнему остается открытой, о чем свидетельствуют проводимые исследования в динамических системах. Другие попытки классификации правил ЭКА включают следующее:

1) Кулик и Юи выделили формальные классы Вольфрама [4].

2) Ли и Паккард привели структуру пространства правил ЭКА в соответствие с некоторыми метрическими расстояниями, в результате чего появился пятый класс [5].

3) Брага и др. систематизировали модели на 3 класса, основанные на развитии узоров наблюдаемых в КА моделях [6].

Вуенш, благодаря использованию различных методов автоматического создания сложных правил, классифицировал правила динамики пространства [7].

4) Дубак и др. классифицировали КА модели по уровню их алгоритмической сложности путем измерения информационного наполнения местных саморегулирующихся переходов [8].

5) Фэйтс, используя макроскопические параметры, отделил хаотические правила ЭКА от нехаотических [9].

Все модели можно разделить на одноклеточные и многоклеточные. Одноклеточными называют автоматы, в которых транспортные средства занимают одну клетку пространства модели. Многоклеточные КА являются более сложными, но при этом более точно описывают взаимодействия различных транспортных средств, так как автомобили занимают несколько связанных клеток, и имеют различную длину, например автобус обозначен пятью клетками, в то время как легковой автомобиль одной.

Одноклеточные модели КА. В данном типе КА ячейка может быть либо пустой, либо занятой ровно одним автомобилем. Все транспортные средства имеют одинаковую длину $L_i = 1$ клетке. Поток считается однородным, то есть характеристики всех транспортных средств приняты одинаковыми. Рассмотрим следующие модели ТКА:

1) Детерминированные модели:
   правило Вольфрама 184 (CA-184);
   детерминированные ТКА Фукуи-Ишибаши (DFI-TCA).
2) Стохастические модели:
   ТКА Нагель-Шрекенберг (STCA);
   СТКА с круиз-контролем (STCA-CC);
   Стохастические ТКА Фукуи-Ишибаши (SFI-TCA);
   ТКА Эммериха-Ранга (ER-TCA).

Для других обзоров ТКА моделей, рекомендуем обратиться к работам Чоудхури и соавт. [10], Кносп и соавт. [11], Нагель [12], Нагель и соавт. [13], Шадшнайдер [14, 15].

Детерминированные модели. ***Правило Вольфрама 184 (CA-184).*** Правило 184 может быть использовано как простая модель для дорожного потока на одной полосе дороги и представляет собой базу для большого числа усложненных моделей дорожного движения в клеточных автоматах. В данной модели частицы, представляющие автомобили, перемещаются в одном направлении, останавливаясь и проезжая в зависимости от наличия машин рядом с ними. Число частиц остается неизменным на всем протяжении моделирования. Из-за такого применения Правило 184 называется «Правилом трафика»

На каждом шаге автомат Правила 184 применяет к массиву ячеек определенный закон для определения нового состояния: 111– *11; 110 – *11; 101 – *10; 100 – *10; 011 – *01; 010 – *01; 001 – *00; 000 – *00, где 1 – клетка занятая автомобилем, 0 – свободная клетка, * - предыдущее состояние рассматриваемой клетки. При рассмотрении центральной ячейки пра-

вило может быть записано следующим образом:

Текущий шаблон	111	110	101	100	011	010	001	000
Новое состояние	1	0	1	1	1	0	0	0

Если интерпретировать каждую ячейку, содержащую единицу как частицу, эти частицы ведут себя во многом сходно с находящимися на одной полосе автомобилями: они перемещаются слева направо с постоянной скоростью, если перед ними существует открытое пространство (ноль в клетке справа) и останавливаются на один, если справа от него пространство отсутствует (единица в клетке справа). Несмотря на свою примитивность, Правило 184 демонстрирует некоторые типичные свойства реального потока: кластеры свободно движущихся автомобилей, разделенные открытыми участками дороги, когда поток разреженный, и волны “стоп-старт”, когда поток перегружен.

ТКА Фукуи-Ишибаши (DFI-TCA) **[17].** В 1996 году Фукуи и Ишибаши разработали свое правило на основе КА-184 ТКА. Хотя их модель является и стохастической, мы сначала обсудим ее с точки зрения детерминированной. Идея Фукуи и Ишибаши была двоякой: с одной стороны, максимальная скорость движения была увеличена с 1 до V_{max} *клеток/шаг* по времени, с другой стороны, транспортные средства могут мгновенно ускоряться, чтобы двигаться с максимально возможной скоростью. В соответствии с определениями правила набора ТКА модели, КА-184 по правилу 1 (Пр.1), изменяется следующим образом:

Пр.1, ускорения и торможения

$$V_i(t) \to \min\left(g_{s_i}(t-1), V_{\max}\right).$$

где $g_{Si}(t - 1)$ – расстояние до следующего впереди автомобиля на предыдущем шаге, V_{max} – максимальная скорость.

Как и прежде, автомобиль должен избегать столкновения, учитывая дистанцию. С этой целью он будет мгновенно затормаживаться. Например, быстро движущееся транспортное средство должно остановиться, когда оно приблизится к началу пробки, тем самым резко уменьшив свою скорость от V_{max} до 0 за одну итерацию.

Стохастические модели. ***ТКА Нагель-Шрекенберг (STCA)*** **[13].**

В STCA Нагеля-Шрекенберга используется минимальный набор правил, который при определенных условиях выдает необходимое микроскопическое поведение.

Длина ячейки задает минимальное расстояние между ближайшими автомобилями в потоке. Это обратная к плотности величина может быть определена как *7,5 м* (k_j *= 133 авт/км*). Δt - время обновления (шага), достаточно произвольно, обычно используется время реакции водителя, которое лежит в промежутке между 0,6 и 1,2 с. Таким образом, и Δt можно рассматривать как параметр для калибровки. Скорость от 0 до V_{max} *= 6 кл/*Δt*,* что соответствует скорости *162 км / ч* для Δt *= 1* с STCA использует пове-

денческую модель, которая приближенно описывает динамику вождения автомобиля: возможно ехать так быстро, как позволяют правила и так как позволяет впереди идущее транспортное средство, чтобы поддерживать безопасную дистанцию.

Исходя из этого, вытекают следующие четыре правила STCA. Обозначая разрыв как количество свободных участков впереди транспортного средства, x - фактическое положение и V - фактическая скорость транспортного средства, получим:

Пр.1 Ускорение. Если $V_n < V_{max}$, то скорость n-го автомобиля увеличивается на единицу, если $V_n = V_{max}$, то скорость не изменяется:

$$V_n \to min(V_n + 1,\ V_{max}).$$

Пр.2 Торможение. Если $d \le V_n$, то скорость n-го автомобиля уменьшается до $d_n - 1$:

$$V_n \to min(V_n,\ d_n - 1).$$

Пр.3 Случайные возмущения. Если $V_n > 0$, то скорость *n-го* автомобиля может быть уменьшена на единицу с вероятностью p; если $V_n = 0$, то скорость не изменяется:

$$V_n \to max(V_n - 1,\ 0).$$

Пр.4 Движение. Каждый автомобиль продвигается вперед на количество ячеек, соответствующее его новой скорости, после выполнения шагов 1-3:

$$x_n \to x_n + V_n .$$

Первый шаг отражает общее стремление всех водителей ехать как возможно быстрее. Второй гарантирует отсутствие столкновений с впереди идущими автомобилями. Элемент стохастичности, учитывающий случайности в поведении водителей, вводится на третьем шаге.

Исходя из правил, скорости и ускорения/замедления транспортного средства зависят от скорости других транспортных средств в каждый момент времени. Они задаются функцией расстояния до впереди идущего автомобиля. Тем не менее, соотношение ускорения и замедления может принимать бесконечное большое значение, если автомобиль меняет свою скорость в соответствии с настоящими правилами. Несмотря на крайнюю простоту, эта модель показывает множество особенностей, которые согласуются с движением в реальном потоке. С некоторыми модификациями STCA может быть использован для описания систем массового обслуживания, например, пересечения двух городских улиц. В этом случае STCA обеспечивает очень хорошие результаты, сопоставимые с реальными условиями движения.

STCA с контролем скорости (STCA-CC) **[18].** Модель STCA порождает много неустойчивых искусственных пробок. Одним из способов исправить это – стабилизировать поток на перегоне до спокойного состоя-

ния. Это может быть сделано путем введения случайного изменения ускорений для высокоскоростных автомобилей. С этой целью Нагель и Паксуйски вновь рассмотрели правила Пр.1- Пр.3 STCA и дополнили правилом Пр.0.

Пр.0 определение стохастических возмущений:

$$V_i(t-1) = V_{\max} \Rightarrow p'(t) \leftarrow 0,$$
$$V_i(t-1) < V_{\max} \Rightarrow p'(t) \leftarrow p.$$

p'(t) – случайность, вводимая в STCA, в правило Пр.2. Это новое правило эффективно гасит появление случайных изменений скорости высокоскоростн7ых транспортных средств.

Использование контроля скорости/ускорения может привести к различным непредвиденным выводам. Транспортная система может быть воспринята, как имеющая основную критическую точку, при которой система переходит к бесконечной пробке. Существование этой точки тесно связано со сложностью самоорганизации модели STCA: отток из бесконечной пробки автоматически самоорганизуется в состояние максимально достижимой равномерности потока [19,20,21,22]. Во время движения будет наблюдаться высокая степень хаотичности, уменьшая тем самым ее предсказуемость [23,24,21].

Стохастические ТКА Фукуи-Ишибаши (SFI-TCA) **[17].** Стохастические ТКА Фукуи-Ишибаши модели используются для описания движения транспортных средств на максимально возможной скорости V_{max} *клеток / шаг* по времени. Мы можем выявить правила этой модели, рассматривая правила Пр.2 и Пр.3 из STCA, но используя совместно с правилом Пр.1 DFI-TCA для мгновенного ускорения, и, как в предыдущей модели, введя дополнительное правило Пр.0:

Пр.0 правило отключающее случайные изменения скорости

$$V_i(t-1) = V_{\max} \Rightarrow p'(t) \leftarrow p, \quad V_i(t-1) < V_{\max} \Rightarrow p'(t) \leftarrow 0.$$

Исходя из этого в SFI-TCA модели, водители, которые движутся с максимальной скоростью, не изменяют свою скорость из-за случайных факторов, в то время как водители, еще не достигшие максимальной скорости, могут совершать случайные изменения траектории и скорости своего движения.

ТКА Эммерих-Ранга (ER-TCA) **[26].** Эммерих и Ранга рассмотрели различия между моделью STCA и реальными данными. С этой целью они предложили увеличить влияние дистанции между транспортными средствами на изменение скорости. Эта модификация STCA была проведена в два этапа: сначала они изменили параллельный процесс обновления состояний на последовательное обновление справа налево и изменили поведение замедляющихся транспортных средств. Это привело к важному результату - транспортные средства в рассматриваемый момент времени состояния могли двигаться непосредственно друг за другом (т.е. с нулевой

дистанцией) на высоких скоростях, поэтому дистанции в транспортном потоке использовались более эффективно. Это стало возможно благодаря последовательному обновлению, то есть перемещение последующего автомобиля уже произошло, после чего перед предыдущим автомобилем образовалось большее свободное пространство. В модели ER TCA скорость автомобиля зависит от переменной безопасного расстояния и его текущей скорости [27]. Каждый автомобиль сначала проверяет, находится ли перед ним транспортное средство в пределах 10 клеток. Если это так, то автомобиль уменьшает скорость в соответствии с таблицей изменения скорости, которая определяется по матрице M^T:

$$M^T = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 0 & 1 & 2 & 2 & 2 & 2 & 2 & 2 & 2 & 2 & 2 \\ 0 & 1 & 2 & 3 & 3 & 3 & 3 & 3 & 3 & 3 & 3 \\ 0 & 1 & 2 & 3 & 4 & 4 & 4 & 4 & 4 & 4 & 4 \\ 0 & 1 & 2 & 3 & 4 & 4 & 4 & 4 & 4 & 4 & 5 \end{pmatrix}.$$

Достоинство данной модели состоит в отсутствии сгустков и заторов, автомобили продолжают движение на минимальных скоростях и при большой плотности. Однако, у нее есть некоторые серьезные недостатки: Во-первых, данная схема исключает резкие изменения параметров движения при малых плотностях потока. Во-вторых, из-за последовательного обновления заторы становятся неустойчивыми так же, как и в модели STCA [11]. В-третьих, скорость автомобилей не согласуется с реальными данными, особенно в режимах пробок.

Заключение.

В данной статье были рассмотрены и описаны основные принципы разделения моделей КА, и даны некоторые правила одноклеточных автоматов. В процессе развития правил клеточных автоматов они все более точно описывали различные процессы, происходящие в транспортном потоке. Но как мы видим у каждой модели есть свои недостатки и преимущества. Они обусловлены упрощениями, необходимыми для рассмотрения определенных транспортных ситуаций, так как усложнение моделей ведет к уменьшению скорости вычислений и тем самым уменьшает наглядность результатов. Некоторые из моделей описанных в данной статье были смоделированы в программе описанной в [28].

Список литературы

1. Sven M., Bart M. Cellular automata models of road traffic // Physics Reports, 2005.

2. Wolfram S. Universality and complexity in cellular automata //

Physica. 1984. P. 1–35.

3. Wolfram S. A New Kindof Science // Wolfram Media, Inc., 2002.

4. Culik K., Yu S. Undecidability of CA classification schemes // Complex Systems. 1988. P. 177–190.

5. Li W., Packard N. The structure of the elementary cellular automata rule space // Complex Systems, 1990. P. 281–297.

6. G. Braga [et al] Pattern growth in elementary cellular automata // Theoret. Comput. 1995. P. 1–26.

7. Wuensche A. Classifying cellular automata automatically // Complexity. 1999. P. 47–66.

8. Dubacq J.C., Durand B., Formenti E., Kolmogorov. Complexity and cellular automata classification.

9. Fates N., Morvan M., Remila E. Experimental study of elementary cellular automata dynamics using the density parameter // Discrete Mathematics Theoretical Computer Science. 2003. P. 155–166.

10. Введение в математическое моделирование транспортных потоков / А.В. Гасников[и др.]М.: МФТИ, 2010.

11. Chowdhury D., Santen L., Schadschneider A. Statistical physics of vehicular traffic and some related systems // Phys. Rep. 2000. P. 199–329.

12. W. Knospe[et al] An empirical test for cellular automaton models of traffic flow // Phys. Rev. p. 70

13. Nagel K. Particle hopping models and traffic flow theory // Phys. Rev. 1996. P. 4655–4672.

14. Nagel K., Wagner P., Woesler R. Still flowing: oldandne w approaches for traffic flow modeling // Oper. Res. 2003. P. 681–710.

15. Schadschneider A. Statistical physics of traffic flow // Physica. 2000. P. 101

16. Schadschneider A. Traffic flow: a statistical physics point of view // Physica. 2002. P. 153–187.

17. Fukui M., Ishibashi Y. Traffic flow in 1D cellular automaton model including cars moving with high speed // Phys. 1996. P. 1868–1870.

18. Nagel K., Paczuski M. Emergent traffic jams // Phys. Rev. 1995. P. 2909–2918.

19. Bak P., Tangc C.,Wiesenfeld K. Self-organized criticality // Phys. Rev. 1988. P. 368.

20. Nagel K., Herrmann H.J. Deterministic models for traffic jams // Physica. 1993. P 254.

21. Nagel K. High-speed microsimulations of traffic flow. Ph.D. // Thesis, Universitat zu Koln. March 1995.

22. Turcotte D.L. Self-organizedcriticalit // Rep. Prog. Phys. 1999. P. 1377–1429.

23. Nagel K., Rasmussen S. Traffic at the edge of chaos, in: R.A.

Brooks, P. Maes (Eds.), Artificial Life IV: Proceedings of the Fourth International Workshop on the Synthesis and Simulation of Living Systems. 1994. P. 222.

24. Model between the Fukui–Ishibashi and Nagel–Schreckenberg models, Traffic Forum—Statistical Mechanics. February 2001.

25. Fukui–Ishibashi traffic flow models with anticipation of movement of the car ahead // Phys. Soc. K.Lee [et al] Jpn. 71 (7) 2002. P. 1651–1654

26. Emmerich H., Rank E. An improvedcellular automaton model for traffic flow simulation // Physica A 234. 1997. P. 676–686.

27. Chowdhury D., Santen L., Schadschneider A., Statistical physics of vehicular traffic and some related systems. Phys. Rep. 329. 2000. P. 199–329.

28. Кретов А.Ю. Инновационные наукоемкие технологии: теория, эксперимент и практические результаты // Тула: Изд-во ТулГУ, 2010, С. 169 – 171 .

A.U. Kretov

CLASSIFICATION OF MODELS OF CELLULAR AUTOMATA. BASIC RULES

The various classifications of cellular automata, are given brief descriptions of the rules of deterministic and stochastic models used to study traffic flows.

Key words: cellular automaton traffic flow, congestion, microscopic model.

Получено 20.01.12

УДК 519.6: 656.13: 537.8

В.А. Пышный, магистр, 8-953-952-83-69, slavangel@mail.ru
(Россия, Тула, ТулГУ)

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЗАГРУЗКИ ТРАНСПОРТНОЙ СЕТИ

Моделирование загрузки транспортной сети – это сложная комплексная задача, решение которой состоит в моделировании нескольких различных типов моделей. Для более правильного представления сущности моделирования описано историческое развитие моделей, используемых при решении задачи загрузки транспортных сетей. Каждый тип моделей представлен в данной работе одной или несколькими классическими моделями, используемыми при решении данной задачи.

Ключевые слова: математической моделирование, загрузка транспортной сети, расчет коммуникаций, распределение потока, транспортный поток.

Введение. Основы математического моделирования закономерностей дорожного движения были заложены русским ученым проф. Г.Д. Дубелиром. Первостепенной задачей, послужившей развитию моделирования транспортных потоков, стал анализ пропускной способности магистралей и пересечений [1].

Моделирование транспортных потоков показывает взаимоотношение между тремя фундаментальными переменными транспортного потока:

v – скорость,

ρ – плотность,

q – пропускная способность (поток) q.

Только две из этих переменных независимы, так как они связаны через q – поток транспорта.

Первая задача транспортной теории потока исторически состояла в том, чтобы искать независимые от времени отношения (связи) между q, ρ и v, так называемые фундаментальные диаграммы. Описание этих отношений (связей) обсуждены в трудах Ф.Л. Холла [2, 3]. Решение этой задачи возможно только для малых промежутков времени. Полученные результаты являются достаточно усредненными и сильно колеблются.

Второй шаг в развитии моделирования транспортных потоков – это введение динамики, т.е. описания с зависимостью от времени. Это было достигнуто в 1955 Лайтхиллом и Уиземом [4]. Они ввели описание движения потоков, основанное на уравнении непрерывности, предполагая, что скорость зависит только от плотности, то есть происходит мгновенная адаптация. Пригожин и Херман развивали кинетическую теорию для транспортного потока [5]. Они дали определение модели Лайтхелла-Уизема как частному случаю кинетической теории. Кинетическая теория описывает многие явления, происходящие в движении транспортных потоков, но, вероятно, потому, что математическое моделирование довольно трудоемко, эта теория не была развита до недавнего времени [6].

Вместо этого в 1979 Пэйн заменил предположение о мгновенной адаптации в теории Лайтхелла-Уизема уравнением для инерции, которое подобно уравнению Навье-Стокса [7]. Кишнэ в 1984 добавил термин вязкости и начал использование методов нелинейной динамики для того, чтобы проанализировать уравнения [8-11].

Параллельно Муша и Хигучи предложили уравнение Бюргерса, как модель описания транспортного потока и предоставили автоматические измерения данных о количестве транспорта [12].

На данный момент существует разнообразная литература по изучению и моделированию автотранспортных потоков. Рассмотрим классические модели движения транспортного потока.

Моделирование загрузки транспортной сети. Моделирование загрузки транспортной сети многокомпонентная задача, требующая для поиска решений построения различных типов математических моделей (рис. 1).

Так в задаче моделирования разделяют четыре основных этапа:

оценка общих объемов прибытия и отправления из каждого района города;

расщепление по способам передвижений, таким, как пешие пере-

движения, передвижения с использованием общественного транспорта, передвижения на личном автомобиле и др.;

определение матриц корреспонденции, характерезующих объем передвижений между каждой парой расчетных районов города;

распределение корреспонденции по транспортной сети, т.е. определение всех путей, выбираемых участниками движения, и определение количества передвижений по каждому пути.

Разделение задачи моделирования на эти четыре этапа является условным, так как все этапы взаимосвязаны и не могут, вообще говоря, быть решены как отдельные задачи в силу отмеченных выше обратных связей. Так, большинство моделей расчета корреспонденции используют в качестве важного фактора обобщенные цены межрайонных передвижений. Аналогично расщепление передвижений по видам (например, между частным и общественным транспортом) зависит от соотношения цен при использовании этих видов транспорта. Следовательно, расчет корреспонденции и их расщепление может быть выполнено корректно, если уже известна итоговая загрузка сети. Все это приводит к необходимости решать задачу последовательными приближениями, повторяя все шаги в итеративном режиме [13].



Рис. 1. Модели для решения задачи моделирования загрузки транспортной сети

1. Модели расчета коммуникаций

Количественной характеристикой структуры передвижений по сети

служит матрица корреспонденции, элементами которой являются объемы передвижений (автомобилей или пассажиров в час) между каждой парой условных районов прибытия, отправления (ПО). Все многообразие передвижений, совершаемое в сети, может быть разбито на разные группы передвижений по следующим критериям:

по различию в целях передвижений;

по различию в выборе способов передвижения;

по различию в предпочтениях при выборе путей передвижения.

Среди групп передвижений с различными целями наиболее важными и многочисленными являются

передвижения от мест жительства к местам приложения труда и обратно (так называемые трудовые корреспонденции);

передвижения от мест жительства к местам культурно-бытового обслуживания и обратно;

передвижения, совершаемые между местами приложений труда (деловые поездки);

передвижения, совершаемые между объектами культурно-бытового обслуживания.

К числу наиболее распространенных моделей расчета корреспонденции относятся гравитационные модели, энтропийные модели, модели конкурирующих возможностей.

Подробно они описываются в работах А.Дж. Вильсона [14].

1.1. Гравитационная модель

Наиболее простая модель такого типа — это так называемая гравитационная модель, разработанная по аналогии с ньютоновским законом, связывающим силу притяжения F_{ij} между двумя массами m_i и m_j, расположенными на расстоянии d_{ij} друг от друга:

$$F_{ij} = \gamma \frac{m_i m_j}{d_{ij}^2}, \qquad (1)$$

где γ — некоторая константа.

Аналогично транспортная гравитационная модель имеет вид

$$T_{ij} = k \frac{Q_i D_j}{c_{ij}^2}, \qquad (2)$$

где k — некоторая константа, а затраты на передвижение выступают в качестве «расстояния», T_{ij}— число поездок (на работу), c_{ij} — затраты на передвижение из зоны i в зону j. Пусть Q_i— полное число отправлений из зоны i на работу, D_j— полное число прибытий на работу в зону j. Модель распределения оценивает T_{ij} как функцию от Q_i, D_j и c_{ij}. Согласно уравнению (2) величина T_{ij} пропорциональна Q_i и D_j и обратно пропорциональна квадрату расстояния между этими. Но у этого уравнения имеется, по меньшей мере, один очевидный недостаток: если удвоить заданные значе-

ния Q_i и D_j, то число поездок между этими зонами в соответствии с (2) учетверится, а естественно ожидать, что оно лишь удвоится. Или более точно: величины T_{ij} всегда должны удовлетворять следующим ограничениям:

$$\sum_j T_{ij} = Q_i, \tag{3}$$

$$\sum_j T_{ij} = D_j, \tag{4}$$

а уравнение (1) этого не обеспечивает. Это означает, что суммы по строкам и столбцам матрицы поездок (или корреспонденций) должны совпадать с числом отправлений из каждой зоны и с числом прибытий в каждую зону соответственно. Этим ограничениям можно удовлетворить, если ввести наборы констант A_i и B_j, связанные соответственно с зонами отправления и прибытия. Иногда их называют балансирующими множителями. Кроме того, нет оснований считать, что расстояние играет в уравнении (2) такую же роль, что и в ньютоновской пайке, поэтому вводится более общая функция расстояния. Модифицированная гравитационная модель имеет, таким образом, следующий вид:

$$T_{ij} = A_i B_j Q_i D_j f(c_{ij}), \tag{5}$$

где

$$A_i = \left[\sum_j B_j D_j f(c_{ij}) \right]^{-1} \tag{6}$$

и

$$B_j = \left[\sum_i A_i Q_i f(c_{ij}) \right]^{-1}. \tag{7}$$

1.2. Модель конкурирующих возможностей

В модели конкурирующих возможностей межзональные затраты явным образом не входят, но зоны, в которые можно выехать из зоны *i,* ранжируются по увеличению затрат на передвижение из зоны *i.* Чтобы уточнить это, нам потребуются новые обозначения. Пусть $j_\mu(i)$ – μ-я зона прибытия из зоны *i* в этом ряду; если будет ясно, какая зона *i* имеется в виду, то будем писать просто j_μ вместо $j_\mu(i)$. Модель конкурирующих возможностей впервые была предложена Стауффлером в довольно простой форме, причем предполагалось, что число поездок из зоны отправления в зону прибытия прямо пропорционально числу возможностей в зоне прибытия и обратно пропорционально числу конкурирующих возможностей. Основное допущение этой модели состоит в том, что каждый человек, совершающий проездку, поочередно рассматривает каждую возможность по прибытии в зону и имеется положительная вероятность того, что его по-

требности будут удовлетворены.

Обычная формула для модели конкурирующих возможностей имеет вид

$$T_{ij_\mu} = k_i Q_i \left(\exp(-LA_{j_{\mu-1}}) - \exp(-LA_{j_\mu})\right), \qquad (8)$$

где T_{ij_μ} – число поездок из зоны i в μ-ю зону прибытия из i при полном числе отправлений из i, равном Q, L – вероятность того, что некая возможность удовлетворит этого пассажира, если ему ее предложить, A_{j_μ} – число возможностей, которые оказались пропущенными, включая зону j_μ.

1.3. Энтропийная модель

Проблему определения корреспонденций ρ_{ij} можно ставить как задачу максимизации энтропии в транспортной системе.

Пусть задано фиксированное пространственное распределение населения по зонам, порождающим потоки, как и ранее, назовем такие зоны источниками и объединим их в множество S, и по зонам, поглощающим потоки, назовем их стоками и объединим в множество D. Источниками, например, могут служить районы жилых массивов, стоками – места приложения труда. Индивидуумы в транспортной системе перемещаются от источников к стокам. Предположим, что все индивидуумы имеют уникальный идентификатор, например, номер паспорта. Состояние транспортной системы определяется распределением ¾ помеченных индивидуумов между парами источник – сток.

При определении объемов корреспонденций значимым является-только общее количество индивидуумов без детализации по составу их идентификаторов. Поэтому каждой паре источник – сток соответствует величина корреспонденции ρ_{ij} – количество индивидуумов, выезжающих из источника $i \in S$ и прибывающих в сток $j \in D$. Очевидно, что существует множество состояний, приводящих к однойи той же матрице корреспонденций $\rho = \{\rho_{ij} : i \in S, j \in D\}$. Следуя принципу максимизации энтропии, будем искать значения ρij ‚доставляющие максимум функции P(ρ), определяющей вероятность реализации состояния системы, соответствующего матрице корреспонденций [15].

2. Модели распределения потоков.

Загрузка транспортной сети определяется количеством транспортных средств или пассажиров, использующих для движения каждый элемент сети (дугу, поворот, перегон на маршруте общественного транспорта). Моделирование загрузки состоит в распределении межрайонных корреспонденции по конкретным путям, соединяющим пары районов. Входом к модели загрузки является матрица корреспонденции или в общем случае набор матриц, относящихся к передвижениям разных видов или разных пользовательских классов. Целью моделирования является определение для каждой пары районов прибытия-отправления:

набора путей, которые используются для передвижений между эти-

ми районами;

коэффициентов расщепления (долей) корреспонденции между этими путями.

Существующие модели загрузки транспортной сети могут быть разбиты на классы по следующим основным признакам:

модели, основанные на нормативном и дескриптивном подходе;

статические и динамические модели.

В нормативных моделях распределение корреспонденции осуществляется на основе оптимизации некоторого глобального критерия эффективности работы транспортной сети. Таким критерием могут служить, например, суммарные затраты времени всеми участниками движения, суммарный пробег (авт*км или пасс*км) и др. При дескриптивном подходе предполагается, что структура транспортных потоков формируется в результате индивидуальных решений участников движения, основанных на оптимизации ими их личных критериев. Традиционно считается, что для моделирования загрузки реальных транспортных сетей следует применять дескриптивный подход. Нормативные модели могут применяться при планировании передвижений в тех случаях, когда планирующий орган имеет возможность директивного влияния на выбор маршрутов (например, при планировании централизованных грузовых перевозок). В последние годы, однако, интерес к нормативным моделям возрос в связи с началом разработки проектов о централизованном управлении движением частных автомобилей с использованием бортовых компьютеров и спутниковой связи.

Модель относится к классу статических, если загрузка моделируется в терминах усредненных характеристик движения на выбранный период моделирования (например, утренний час пик). В частности, если некоторая доля αF_{ij} корреспонденции использует выбранный маршрут движения, то предполагается, что эта доля дает вклад αF_{ij} в загрузку каждого элемента маршрута на протяжении всего периода моделирования. Такое предположение оправдано, если среднее время всех маршрутов не превышает характерное время, за которое сама корреспонденция успеет заметно поменяться. В случае, если динамика выезда меняется достаточно быстро, а маршруты достаточно длинные, необходимо учитывать, что представители той или иной корреспонденции загружают каждый участок избранного маршрута в разное время. При этом как сама корреспонденция, так и объемы прибытия-отправления в каждом районе должны задаваться как функции времени. Модели, в которые явно введен фактор времени и явно описывается динамика расчетных величин в течение периода моделирования, называют динамическими [13].

Модель оптимальных стратегий. Модель, определяющая загрузку транспортной сети на основе расчета стратегий поведения, называется моделью оптимальных стратегий. Она в полной мере учитывает фактор взаимного влияния пользователей и основывается на поиске равновесного

распределения.

Для моделирования транспортной сети Владивостока Д.В. Лютаев использует эту модель [16].

Математически сложность задачи поиска равновесного распределения связана с отсутствием глобального критерия, который бы подлежал оптимизации (максимизации либо минимизации). Однако при некоторых упрощающих предположениях эта задача все же сводима к задаче оптимизации некоторого специально сконструированного глобального критерия.

В работе Д.В. Лютаева приводится один из вариантов построения моделиравновесного распределения транспортных потоков.

Задача рассматривается для распределения пользователей одного класса. Вводятся следующие обозначения: I – множество узлов сети; V – множество дуг сети; V_i^+ – множество дуг, входящих в узел I; V_i^- – множество дуг, выходящих из узла I; P – множество источников; Q – множество стоков; u_{ij} – суммарный поток по дуге $(i, j) \in V$; u_{ij}^{pq} – поток по дуге $(i, j) \in V$ представителей корреспонденции $u_{(ij)1(ij)2}^{pq}$ – поток на повороте с дуги $1(ij) \in V$ на дугу $2(ij) \in V$ представителей корреспонденции pq; F_{pq} – величина корреспонденции pq.

Суммарные потоки на дугах связаны с потоками представителей отдельных корреспонденций:

$$u_{ij} = \sum_{p \in P, q \in Q} u_{ij}^{pq}, (i, j) \in V. \tag{9}$$

Допустимость решения выражает "закон сохранения" пользователей в сети:

$$\left.\begin{aligned} u_{(ij)1}^{pq} &= \sum_{(i,j)1 \in V_i^+} u_{(ij)1(ij)2}^{pq}, (i, j)1 \in V_i^-; \\ u_{(ij)2}^{pq} &= \sum_{(i,j)1 \in V_i^+} u_{(ij)1(ij)2}^{pq}, (i, j)2 \in V_i^+ \end{aligned}\right\} \forall i \in I.(p, q) \in (P \times Q). \tag{10}$$

Данные равенства означают, что поток по каждой входящей дуге равен сумме потоков с этой дуги, а поток по выходящей дуге равен суммепотоков поворотов на эту дугу. Разумеется, такой баланс должен соблюдаться для представителей каждой корреспонденции в отдельности.

Кроме того, необходим баланс по величинам корреспонденций для источников и стоков:

$$F_{pq} = \sum_{(p,j) \in V_p^+} u_{pj}^{pq} = \sum_{(i,q) \in V_q^-} u_{iq}^{pq}, p \in P, q \in Q. \tag{11}$$

Вводится также ценовая функция cij(u), выражающая стоимость прохождения суммарным потоком u дуги $(i, j) \in V$.

По ценовой функции можно построить интегральную ценовую функцию:

$$C_{ij}(u) = \int_0^u c_{ij}(v)dv, (i, j) \in V.$$

Таким образом, в принятых обозначениях модель равновесного распределения может быть сформулирована в виде задачи оптимизации:

$$f(u) = \min_u \sum_{(t,f)\in V} C_{ij}(u) \qquad (12)$$

при системе линейных ограничений (9) – (11).

3. Математическое моделирование транспортных потоков

Все модели транспортных потоков можно разбить на три класса [17]: модели-аналоги, модели следования за лидером и вероятностные модели.

В **моделях-аналогах** движение транспортного средства уподобляется какому либо физическому потоку (гидро- и газодинамические модели). Этот класс моделей принято называть макроскопическими.

В **моделях следования за лидером** существенно предположение о наличии связи между перемещением ведомого и головного автомобиля. По мере развития теории в моделях этой группы учитывалось время реакции водителей, исследовалось движение на многополосных дорогах, изучалась устойчивость движения. Этот класс моделей называют микроскопическими.

В **вероятностных моделях** транспортный поток рассматривается как результат взаимодействия транспортных средств на элементах транспортной сети. В связи с жестким характером ограничений сети и массовым характером движения в транспортном потоке складываются отчетливые закономерности формирования очередей, интервалов, загрузок по полосам дороги и т. п. Эти закономерности носят существенно стохастический характер.

Также модели можно разделить по признаку моделирования[18]:

Имитационные модели решают задачу построения математических моделей, способных адекватно описывать поведение участников транспортного потока и правильно воспроизводить параметры и характеристики движения.

Прогнозные модели позволяют моделировать процессы передвижения населения и грузов с выбором путей следования видов транспорта. Предназначены для прогноза транспортных потоков при:

изменениях в транспортной сети города;

смещениях потокообразующих объектов города.

Опишем классические наиболее известные модели каждого из классов.

3.1 Гидро-газодинамические модели.

Первая макроскопическая (гидродинамическая) модель однополосного транспортного потока, названая впоследствии ***моделью Лайтхилла–Уизема–Ричардса***(***LWR***), в которой поток АТС (вместо термина «автомобиль» и тем более «машина» в транспортной литературе принято использовать АТС) рассматривается как поток одномерной сжимаемой жидкости (часто эту модель называют *моделью Лайтхилла–Уизема*) [4].

В модели LWR предполагается, что:

1) существует взаимно-однозначная зависимость (*уравнение состояния*) между скоростью v(*t*,*x)* и плотностью (погонной) ρ (*t*, *x)* потока;

2) выполняется *закон сохранения массы* (количества АТС).

Запись ρ(*t*, *x)* обозначает число АТС на единицу длины в момент времени *t* в окрестности точки трассы с координатой *x* . Аналогично, v (*t*, *x)* – скорость ***АТС*** (*автотранспортных средств*) в момент времени *t* в окрестности точки трассы с координатой *x* .

3.2 Модели следования за лидером (микроскопические модели)

В основе подходов кизучении микроскопических моделей лежит концепция «о желании придерживаться при движении безопасной дистанции до лидера. Одни из самых старых моделей это Реушел [19], Пайперс [20] и Форбс и др. [21]. Они известны по “двухсекундному правилу”, преподававшемуся во всех автошколах. Более ранний пример это работа Херрей и Херрей, который определил безопасное расстояние следования автомобилей друг за другом, которое также включало расстояние торможения автомобиля до остановки [22].

Первые математические следующие за автомобилем модели, которые были развиты, были основаны на описании взаимодействия между двумя соседними транспортными средствами в транспортном потоке, то есть последователь и его лидер. Эта модель описывалась обычным дифференциальным уравнением для одного перегона.

Следующая модель была сделана Эди, который ввёл текущую скорость следующего транспортного средства [23]. Газис и др. работники научно-исследовательских лабораторий General Motors называли вышеупомянутый набор моделей «General Motors нелинейной моделью» или Газима-Хермана-Розери (GHR)-модель [24].

Тесно связанными с ранее обсужденными классическими моделями следования за лидером являются оптимальные скоростные модели (OVM) Ньюэлла и Бандо и др. Предыдущие модели следования за лидером главным образом описывают характеристики транспортного средства, которое следует за лидером, OVMs изменяют механизм ускорения, такой, что желаемая скорость транспортного средства отобрана на основе пространственного перемещения, вместо того, чтобы только рассматривать скорость ведущего транспортного средства [25]. Ньюэлл был первым, кто предло-

жить такой подход, используя отношение равновесия для желаемой скорости как функции перемещения (например, v_s (h_s) фундаментальной диаграммы) [26].

Еще один тип моделей следования за лидером – это психофизиологические модели передвижения.

Вместо того, чтобы использовать непрерывные изменения в интервалах перемещения и относительных скоростях, водители отвечают на определенные пороги восприятия [27]. Например, ведущее транспортное средство, которое вырисовывается перед последователем, будет воспринято как имеющее приблизительно тот же самый небольшой размер для большой продолжительности, но, как только интервал сократился к определенному размеру, размер вырисовывающегося транспортного средства будет внезапно казаться намного больше (то есть как пересечение порога), побуждая следующее транспортное средство или замедлиться, или остановиться.

Основные пороги относительных скоростей, разницы скоростей и пространственных интервалов были собраны в работе Видемана и др. [28]. В этом отношении модели называют психофизиологическими моделями передвижения, и, хотя они кажутся довольно успешными в объяснении транспортной динамики с поведенческой точки зрения, калибровка моделей остается сложным вопросом [26].

Микроскопическое транспортное моделирование всегда расценивалось как трудоёмкий, сложный процесс, вовлекающий детализированные модели, которые описывают поведение отдельных транспортных средств. Однако новые микроскопические модели развивались, основаны на клеточных автоматах, программируя парадигмы статистической физики. Транспортные клеточные автоматы (ТСА) являются динамическими системами, которые дискретны в природе, в том смысле, что перемещения во времени происходит с дискретными шагами и пространство разбито на интервалы.

Ранние применения теории очередей были в основном связаны с описаниями поведения контролируемых и неконтролируемых перекрестков [29]. Другое применение теории дал Ньюэлл. В своих работах Ньюэлл вводил концепцию функций прибытия и отъезда, давая аналитический, но все еще очень интуитивный метод для того, чтобы решить транспортные проблемы потока и провести параллели с известной и изученной макроскопической моделью LWR первого порядка [30]. В течение середины девяностых Хайдеман развивал несколько основанных на теории очередей транспортных моделей транспортного потока. Самая мощная из них работает с нестационарными состояниями, моделируя мощность перепадов и

гистерезисных явлений, предоставляя объяснения широкого разброса, наблюдаемого в эмпирических фундаментальных диаграммах [31, 32].

3.3 Кинетические модели

Базовая структура и процессы, которые рассматривает в самой первой кинетической транспортной модели потока Пригожин (1961), являются все еще основанием современных кинетических транспортных моделей потока. Пригожин вводил концепцию обобщенной плотности ρ (t, x, v), функция плотности вероятности во время t и местоположение x транспортных средств со скоростью v. Он рассматривал три процесса, вызывающие изменения ρ:

конвекция из-за движения транспортных средств, обобщенная плотность ρ в неподвижном местоположении изменяется вовремя;

непрерывное изменение скорости из-за ускорения к желаемой скорости;

дискретное изменение скорости из-за взаимодействий более быстрых транспортных средств с более медленным движением.

Пригожин получил следующее динамическое уравнение для функции распределения ρ (t, x, v):

$$\frac{\partial\rho(t,x,v)}{\partial t}+v\frac{\partial\rho(t,x,v)}{\partial x}=\left(\frac{\partial\rho(t,x,v)}{\partial t}\right)_{continmous}+\left(\frac{\partial\rho(t,x,v)}{\partial t}\right)_{discrete} \quad (13)$$

Непрерывное ускорение к желаемой скорости определено как показательный процесс расслабления и зависит от желаемого распределения скорости w (t, x, v) транспортных средств со скоростью v:

$$\left(\frac{\partial\rho}{\partial t}\right)_{continmous}=-\frac{\partial}{\partial v}\left(\rho\frac{w(t,x,v)-v}{\tau}\right). \quad (14)$$

Для дискретного процесса замедления Пригожин и Херман (1971) определяют следующее. Быстрые транспортные средства, догоняющие более медленные, имеют вероятность p перестраивания на другую полосу и продолжение поездки без торможения. С вероятностью (1-p) быстрое транспортное средство должно замедлиться. В этом взаимодействии быстрое транспортное средство принимает скорость медленного предшественника, скорость которого остается незатронутой маневром. Изменение в плотности вероятности для скорости v в местоположении x является тогда балансом притока транспортных средств с более высокой скоростью v_0^f, чтобы увеличить v и отток транспортных средств, те у кого была скорость v должны замедлиться, чтобы принять более низкую скорость v_1^f (оригинальная скорость более медленного предшественника v_0^f):

$$\left(\frac{\partial\rho}{\partial t}\right)_{discrete}=(1-p)\left(\int\limits_{v_0^f>v}(v_0^f-v)\varphi(t,x,v_0^f,x',v)dv_0^f-\int\limits_{v>v_0^s}(v-v_0^s)\varphi(t,x,v,x',v_0^s)dv_0^s\right). \quad (15)$$

В этом уравнении происходит попарное распределение транспортных средств. Это обозначает объединенное распределение вероятности об-

наружения быстрого транспортного средства в местоположении x со скоростью v_0^f, в то время как в то же самое время второе (более медленное) транспортное средство присутствует в местоположении x′ со скоростью v_0^s. Пригожин упрощает попарное распределение транспортных средств, пренебрегая конечной длиной и пространственной координатой транспортных средств, и представляет движение транспортных средств хаотическим. Прежнее предположение рассматривает взаимодействия транспортных средств только в точке x, тогда как в следующем предположении всеми корреляциями между скоростями предшественника и последователя пренебрегает:

$$\varphi(t,x,v_0^f,x',v_0^s) \overset{(a)}{=} \varphi(t,x,v_0^f,x,v_0^s) \overset{(b)}{=} \rho(t,x,v_0^f)\rho(t,x,v_0^s). \qquad (16)$$

Павери-Фонтана (1975) улучшил статистическую обработку желаемой скорости в оригинальной формулировке Пригожина (1961). Поведение водителя осталось таким же, как и было описано у Пригожина [33].

Одна из более поздних кинетических моделей исследования транспортных потоков была создана с помощью кинетического уравнения Больцмана с распределением Максвелла и позволила аналитически определить переходное поведение потока и распределение его плотности. Её описывает в своих работах Бэн-Нэйм и Крапивски [34].

Вводимая микроскопическая баллистическая модель движения, основанная на уравнении Больцмана, позволяет лишь увидеть скоростные распределения. Распределение Максвелла является более подходящим, поскольку четко описывает переходные характеристики зон без возможности обгонов и особенности зон с возможностью обгона. Кроме того, модель Максвелла дает возможность вычислить зависимость плотности потока к числу ДТП.

3.4 Применение стохастической модели.

Описание стохастических моделей представляют в своей работе Джост и Нагель [35]. Стохастические модели обладают одной гомогенной фазой движения через целый диапазон плотности (1-фазовые) или они обладают двумя. Разделяют гомогенные фазы на "пластинчатые" и "защемленные", которые разделены режимом плотности, где эти две фазы сосуществуют (2-фазовые). Предположения об этом складывались в течение довольно долгого времени (например, Пригожин и Херман (1971); Рейс и д.р. (1986); Треитерер и Майерс (1974)); соответствующие модели зависимостей были установлены позже (например. Кернер и Конхойзер (1994); Бандо и д.р. (1995)). Однако, несмотря на большое обсуждение (например, Нагель (1994); Нагель и Пацзуский (1995); Сасвэри и Кертез (1997); Ротерс и др. (1999); Чоудхури и др. (2000)), никакая ясная картина для стохастических моделей не была установлена. Но только стохастические модели позволяют рассматривать метастабильные состояния, непосредственные

переходы и рекурсивно-подобную структуру, каждая из которых важна для движения вреальном мире.

Эти модели рассматривают возможности автострад. Решается вопрос о максимальных потоках возможных на автострадах и являются ли они жизнеспособными, какова их частота.

Имеется объемная история публикаций об образовании заторов (аварийного поведения) в движении потока, иногда называемом “обратная форма лямбды фундаментальной диаграммы” (Коши и др., 1983; Кернер, 1999), "гистерезис" (Треитерер и Майерс, 1974), “полное снижение” (Кернер и Рибон, 1996), “теория катастрофы” (Аха-Даза и Холл 1993), и т.п.. Существуют аналогии с газожидкостным переходом (Пригожин и Херман, 1971; Рейс и др., 1986), и транспортные модели, которые показывают детерминированные версии перехода "жидкого газа" (Кернер и Конхойзер, 1994; Бандо и др., 1995).

С другой стороны, измерения Кэссиди (1998) указывают, что может быть устойчивый гомогенный поток во всех удельных значениях. Мюноз и Даганзо указывают правильно, что многие из “обратной лямбды” наблюдения могли также быть объяснены геометрическими ограничениями так, что узкое место вниз по течению местоположения измерения может вызвать следующую временную последовательность измерений:

1. Система начинается с низкого потока в низких удельных весах.

2. И поток, и плотность продолжают увеличиваться вдоль раздела "свободного потока" фундаментальной диаграммы.

3. Этот поток может быть больше, чем тот, что может проходить через узкое место. Тогда очередь начинает формироваться в узком месте, но это не влияет на измерение.

4. В конечном счете, очередь вернется назад к местоположению измерения. В то время среднее значение плотности возрастет, аскорость потока спадет до пропускной способности узкого места.

Заключение. Использование теории хаоса в изучении транспортных потоков

Теория хаоса используется для анализа очень сложных систем и тем самым может быть полезной для изучения транспортных систем. В своих работах Фрэйзер, Коклеман [36] и Лаврансэ Лан, Фенг-Юлиин, Куо [37] доказывают и описывают существование хаотической, а не случайной структуры нелинейной динамики потоков транспорта.

Транспортные системы – это сложные динамические системы. Их текущее состояние и будущее развитие зависит от многочисленных характеристик взаимодействий технических, экономических, экологических и социальных систем. Реалистичное представление общей картины динамики в модели трудновыполнимо: если некоторые характеристики могут быть выявлены посредством анализа, то согласование неизмеримых данных, таких, как законы, в дальнейшем создает дальнейшие осложнения.

Теория хаоса используется в таком случае для описания неповторимости систем, которые слишком сложны для традиционных методик. Она позволяет различать случайные, вероятностные и детерминированные системы.

В своих работах Дисбро и Фрэм (1990) демонстрируют, что теоретически полученная транспортная модель (Газис, Херман и Разэи (GHR)) является хаотической, даже с тем условием, что в нее входит маленькая система с восьмью автомобилями. Ван Зуилен и др. (1999) описывал значения человеческого поведения и хаоса для городских транспортных систем и прогнозирования их загрузки. Сафанов и др. (2002) показали, что хаотическое поведение в движении может возникать из-за задержек человеческой реакции. Наир и др. (2001) проанализировали данные о транспортном потоке и охарактеризовал их как хаотические. Вейдлич (2000) продемонстрировал, как случайная полезность модели базировалась относительно простых социальных поведений, воспроизводя хаотическое поведение. Эта работа предлагала применять хаос для получения данных о потоке.

На данном этапе существуют трудности использования теории хаоса из-за того, что теория хаоса предполагает системный детерминизм, а транспортные системы зависят во многом от человеческих, погодных и многих других случайных факторов. Но если человеческим поведением управляют направленно через системные законы и ограничения, то результаты могут быть определены системной динамикой и в таком случае может быть теория хаоса применена.

Список литературы

1. Семенов В.В. Математическое моделирование динамики транспо ртных потоков мегаполиса. М. : ИПМ им. М.В.Келдыша РАН, 2004. 45 с.

2. Agyemang-Duah K., Hall F.L. Some issues regarding the numerical value of free capacity, in Highway Capasity and Level of Service / edited by U.Brannolte. Balkema, Rotterdam, 1991.

3. Hall F.L., Allen B.L., Gunter M.A. Empirical analysis of freeway flow-density relationships // Transpn. Res. 1986.

4. Lighthill M.J., Whitham G.B. On kinematic waves / Proc. R. Soc. Lond. Washington, D.C.: Highway Research Board, National Research Counsil, 1964. Vol. 1-3.

5. Prigogine I., Herman R. Kinetic theory of vehicular traffic. – New York: Elsevier, 1971.

6. Helbing D. Gas-kinetic derivation of Navier-Stokes-like traffic equations // Phys. Rev. E. 1996. Vol.53. № 3. P.2366-2381.

7. Payne H.J. Models of Freeway Traffic and Control // Mathematical Models of Public Systems. La Jolla: Simulation Council. CA. 1971. Vol.1. P. 51.

8. Kühne R.D., Beckschulte R. In Proceedings of 12th International

Symposium on the Theory of Traffic Flow and Transportation / edited by C.F. Daganzo. Amsterdam: Elsevier, 1993. P. 367.

9. Kühne R.D. Phys. Bl. 1991. P. 201.

10. Sick B. Dynamishe Effekte be in ichtlinearer Wellengleichungenmit Anwendungen in der Verkehrsfkub theorie: Master Thesis. University of Ulm, 1989.

11. Rödiger M. Chaotische Lösungennichtlinearer Wellengleichungen-mit Anwendungen in der Verkehrsfkub theorie: Master Thesis. University of Münster, 1990.

12. Musha T., Higuchi H. The 1/f fluctuation of traffic current on an expressway // Journal of Applied Physics. 1978. № 15.

13. Шведцов В.И. Математическое моделирование транспортных потоков // Автоматика и телемеханика. 2003. №11. С. 3-46.

14. Вильсон А.Дж. Энтропийные методы моделирования сложных систем. М.: Наука, 1978. 248 с.

15. Введение в математическое моделирование транспортных потоков / под ред. А.В. Гасникова; приложения М.Л. Бланка, Е.В. Гасниковой, А.А. Замятина, В.А. Малышева, А.В. Колесникова, А.М. Райгородского. М.: МФТИ, 2010. 363 с.

16. Лютаев Д.А. Моделирование транспортной сети Владивостока н а основе теории потокового равновесия // Информатика и системы управления. 2006. №2. С. 17–28.

17. Брайловский Н.О., Грановский Б.И. Моделирование транспортных систем. М.: Транспорт, 1978. 125 с.

18. Семенов В.В. Математическое моделирование автотранспортных потоков. 2003. 26 с.

19. Reuschel A. Fahrzeugbewegungen in der kolonne bei gleichfoermig beschleunigte moder verzoegtem leifahrzeug // Z. Oesterr. Ingr.Architekt. Vereines, 1950. P.59–62,73–77.

20. Pipes L.A. An operational analysis of traffic dynamics // Journal of Applied Physics, 1953. № 24(3). P. 274– 281.

21. Forbes T.W. Measurement of driver reactions to tunnel conditions // In Proceedings of the Highway Research Board, 1958. Vol. 37. P. 345–357.

22. Herrey E.M.J., Herrey H. Principles of physics applied to traffic movements and road conditions // American Journal of Physics. 1945. №13. P. 1–14.

23. Edie L.C. Car following and steady-state theory for non-congested traffic // Operations Research, 1961. №9. P. 66–76.

24. Gazis D., Herman R., Rothery R. Nonlinear follow-the-leader models of traffic flow// Operations Research, 1961. №9. P. 545–567.

25. Helbing D. Traffic and related self-driven many-particle systems // Reviews of Modern Physics October. 2001. №73. P. 1067–1141.

26. Newell G.F. Instability in dense highway traffic, a review // In Pro-

ceedings of the 2nd International Symposium on the Theory of Road Traffic Flow. London: OECD, 1963. P. 73–83.

27. Brackstone M., McDonald M. Car following: A historical review // Transportation Research F, 2000. №2(4). P. 181–196.

28. Wiedemann R. Simulation des Straßenverkehrsflusses: Technical report. Institutes für Verkehrswesen der Universität Karlsruhe, 1974.

29. Cleveland D.E., Capelle D.G. Queueing theory approaches / edited by Gerlough, D.G. Capelle. An Introduction to Traffic Flow Theory. Washington, D.C., 1964. P. 49–96.

30. Newell G.F. A simplified theory of kinematic waves in highway traffic // Transportation Research B, 1993. № 27B(4). P. 281–303.

31. Heidemann D. A queueing theory model of nonstationary traffic flow // Transportation Science, November 2001. № 35(4). P. 405–412.

32. Maerivoet S., De Moor B. Traffic Flow Theory. – Katholieke Universiteit Leuven, Department of Electrical Engineering ESAT-SCD(SISTA). July 2005.

33. Tampère C. M. J. Human-Kinetic Multiclass Traffic Flow Theory and Modelling: Ph.D. dissertation. The Netherlands, Delft: Delft University of Technology. December 2004.

34. Ben-Naim E., Krapivsky P.L. Maxwell model of traffic flow // Phys. Rev. E. 1999. Vol.59. №1. P.88-97.

35. Jost D., Nagel K Traffic Jam Dynamics in Traffic Flow Models // 3rd Swiss Transport Research Conference. Ascona: Monte Verita. March 19-21. 2003.

36. Frazier C., Kockelman K.M. Chaos Theory and Transportation Systems: An Instructive Example // 83rd Annual Meeting of the Transportation Research Board. Washington D. C, January, 2004. P. 1-15

37. LAN L.W., Feng-Yu LIN, KUO A.Y. Testing and prediction of traffic flow dynamics with chaos // Journal of the Eastern Asia Society for Transportation Studies, 2003. №5. P. 1975–1990.

V.A. Pyshnyy

THE MODELING OF LOADING TRANSPORT NETWORK

The modeling of loading transport network is a complicated complex task. Solution to this problem is to simulate several different types of models.

The essence of modeling described to better represent the historical development of models to use in solving the problem of load transport networks. Each type of models presented in this paper, one or more of the classical models used in solving this problem.

Key words: mathematical modeling, loading of the transport network, the calculation of communication, the distribution of flow, traffic flow.

Получено 20.01.12

УДК 621.43
Чан Куок Тоан, асп., (8953) 965-18-56, quoctoanhaiquan@yahoo.com
(Россия, Тула, ТулГУ)

ОБЗОР МЕТОДОВ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВС С ТУРБОНАДДУВОМ

На основе анализа дизельных ДВС с турбонаддувом как сложной системы определены методы, которые необходимы для построения математического моделирования дизельных ДВС с турбонаддувом.

Ключевые слова: математическое моделирование, модель компрессора, модель ротора турбокомпрессора.

Введение

Поршневые двигатели внутреннего сгорания (ПДВС) являются одним из основных типов силовых установок в России и других странах мира. Двигатели внутреннего сгорания влияют не только на интенсивность развития многих отраслей народного хозяйства, но и в значительной степени определяют их экономику. Материалы многочисленных исследований показывают, что поршневые и комбинированные ДВС, в том числе и дизели, сохраняют за собой ведущую роль в качестве источника энергии для традиционных потребителей в обозримом будущем и в перспективе. Существенным недостатком дизелей является большая металлоёмкость как вследствие более высоких нагрузок на детали, так и из-за особенностей смесеобразования, требующего пока ещё больших коэффициентов избытка воздуха, что ухудшает использование рабочего объёма.

Задача повышения мощности и крутящего момента двигателя была актуальна всегда. Мощность двигателя напрямую связана с рабочим объемом цилиндров и количеством подаваемой в них топливо-воздушной смеси, т.е. чем больше в цилиндрах сгорает топлива, тем более высокую мощность развивает силовой агрегат. Однако самое простое решение – повысить мощность двигателя путем увеличения его рабочего объема – приводит к увеличению габаритов и массы конструкции. Количество подаваемой рабочей смеси можно поднять за счет увеличения оборотов коленчатого вала (другими словами, реализовать в цилиндрах за единицу времени большее число рабочих циклов), но при этом возникнут серьезные проблемы, связанные с ростом сил инерции и резким увеличением механических нагрузок на детали силового агрегата, что приведет к снижению ресурса мотора. С развитием науки и технологий, чтобы преодолеть недостатки дизельных двигателей, исследования были направлены на поиск путей увеличения мощности двигателя, снижения массы частей и потерь тепла. Наиболее действенным способом в этой ситуации традиционно является наддув. Один из видов комбинированных двигателей – дизель с газотурбинным наддувом. Введение в схему турбины позволяет использо-

вать энергию отработавших газов и одновременно упростить конструкцию, так как компрессор приводится в движение непосредственно высокооборотной турбиной и отпадает необходимость в шестеренчатой передаче. Между компрессором и турбиной осуществляется механическая связь, а между двигателем и турбокомпрессором – газовая [3, 9,10] (рисунок).

Рассмотрим традиционные подходы к определению параметров и характеристик двигателей с турбонаддувом.

Проанализируем формулу эффективной мощности двигателя [3, 9, 23, 24]

$$N_e = \frac{H_u \eta_e \cdot 2n \cdot 10^3}{l_o \alpha} G_B, \qquad (1)$$

где $G_B = V_л \rho \eta_V$ – массовый заряд воздуха; α – коэффициент избытка воздуха; H_u – низшая теплота сгорания топлива; $V_л$ – рабочий объем цилиндра; ρ – плотность рабочего тела; η_V – объемный КПД; η_e – эффективный КПД двигателя, показывающими, что если принять неизменными рабочий объем цилиндров и состав смеси, то величина N_e при $n = const$ будет определяться отношением $\frac{\eta_e}{\alpha}$, значением η_V и параметрами воздуха, поступающего в двигатель.

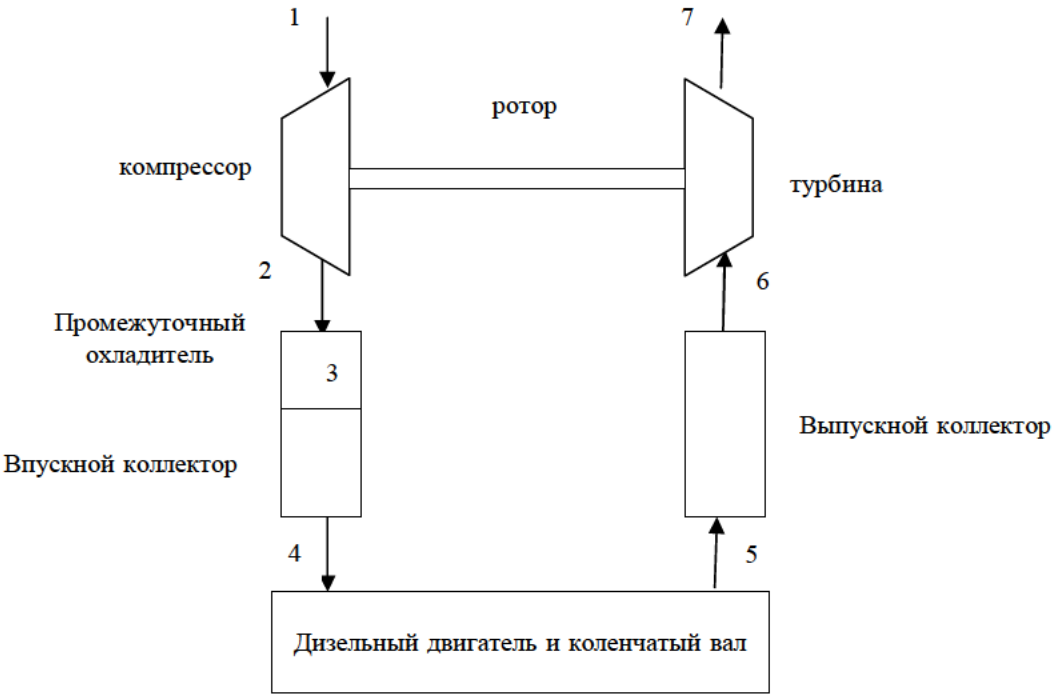


Схема турбированного дизельного двигателя

Из выражения (1) следует, что при увеличении плотности воздуха (например, за счёт наддува), поступившего в двигатель, эффективная мощ-

ность N_e значительно повышается. В настоящее время в транспортных ДВС применяют следующие системы наддува: инерционный; с механическим приводом нагнетателя; газотурбинный и комбинированный. При любой системе наддува общими условиями организации рабочего процесса в двигателе является достижение надежности и наивыгоднейших показателей работы. Более часто применяется система наддува турбокомпрессором. Газовая турбина работает на выпускных газах двигателя, энергия которых используется турбиной для привода компрессора.

Технико-экономические показатели дизелей с наддувом в большой степени зависят от выбора конструктивных, технологических и эксплуатационных параметров агрегатов наддува, а также различных систем управления. Для расчета параметров двигателя необходимо построить и развивать современные математические модели.

Моделирование дизельных ДВС с наддувом. Рассмотрим кратко некоторые узловые моменты, связанные с развитием методов математического моделирования дизельных ДВС с турбонаддувом. Многие математические модели были изучены и применялись в расчетах. Метод расчета термодинамического цикла двигателя внутреннего сгорания был разработан ещё Гриневецким, а затем усовершенствован Мазингом, который продолжил его разработку и производил с его помощью расчёты. Однако для глубокого изучения рабочего процесса двигателя и прогнозирования этот метод не вполне пригоден, так как не позволяет выполнять более точные проектировочные расчеты. Процесс сгорания здесь был заменён изобарным и изохорным подводом теплоты. Характер тепловыделения оценивали по экспериментальному коэффициенту теплоиспользования, а процесс расширения рассматривали как политропический процесс с постоянным показателем политропы. Процесс газообмена заменен процессом изохорического тепловыделения.

Рабочие процессы в цилиндре и турбокомпрессоре двигателя взаимозависимы. Эта особенность Гриневецким и Мазингом не учитывалась. Их метод не даёт возможность определить характерные изменения основных параметров рабочего процесса, устанавливающие связь теплообмена, управляющих параметров с углом поворота коленчатого вала. Нужно найти такую математическую модель, которая позволит учесть влияние этих факторов на рабочий процесс и позволит оценить влияние их изменений на характер рабочего процесса, экономичность и надежность двигателя. Наилучшая математическая модель рабочего процесса двигателя должна быть замкнутой системой дифференциальных и алгебраических уравнений. Если известны начальные и граничные условия, то в любой момент цикла эти системы уравнений полностью описывают соотношения между характерными изменениями параметров рабочего процесса и изменениями энергии, массы и других параметров двигателя.

В 1950 г. Н.М. Глаголев предложил математическую модель, основанную по методе баланса объема. Его метод был шагом в теории ДВС, который позволил улучшить результаты расчётов по сравнению с методом Гриневецкого - Мазинга. Б. М. Гонтрар предложил математическую модель, основанную на методе баланса энергии. Оба подхода основывались на системах дифференциальных уравнений баланса энергии и массы рабочего тела [23].

Дальнейшее развитие сложных задач математического моделирования двигателей с наддувом потребовало разработки соответствующих методов. Основанием для их разработки явилось появление компьютеров высокой производительности. Один из таких методов может быть связан с применением специальных нелинейных моделей поршневых ДВС, которые бы могли в режиме реального времени имитировать работу двигателя с целью предоставления бортовым вычислительным комплексам более достоверной информации о его работе. Нелинейные модели могли бы находить свое место для более углубленной и точной диагностики функционирования ДВС, сокращать сроки и стоимость последующих ремонтных работ.

Аналогично в работе [11] Л. Гузелла при составлении математических моделей, предназначенных для управления ДВС, использует так называемые «усредненные» модели, которые позволяют моделировать работу ДВС с газотурбинным в режиме реального времени.

Математическую модель автор построил с учетом параметров системы газообмена, системы подачи топлива и влияния динамики. В модели определяются количества воздуха и топлива, поступивших в цилиндр, и величина крутящего момента, произведенного в результате сгорания топливо-воздушной смести. Механическая подсистема двигателя определяет частоту вращения двигателя, а термодинамическая подсистема определяет термодинамические параметры двигателя и производство загрязняющих веществ на выходе. В модели учитывается наличие системы очистки выхлопных газов в виде подмоделей катализатора, датчика и другого оборудования в выхлопной трубе. Все эти модели ориентированы на моделирование управления ДВС, т.е. поведение систем описывется с разумной точностью, но низкой вычислительной сложностью. Они позволяют в явном виде описывать все соответствующие переходные (динамические) эффекты. Как правило, в работе [11] используются системы нелинейных дифференциальных уравнений, основанные на физических принципах и на использовании результатов экспериментов, необходимых для идентификации некоторых ключевых параметров. Механическое поведение комбинированного турбокомпрессора (компрессора и турбины на одном валу) описано в виде

$$\frac{d\omega_{tk}}{dt} = \frac{1}{\theta_{tk}} \cdot \left[T_t - T_c - T_f + T_a \right], \quad (2)$$

где θ_{tk} – момент инерции турбокомпрессора; T_t – крутящий момент, производимый турбиной; T_c – момент сопротивления компрессора; остальные два слагаемых – дополнительные потери на трение и возможные внешние моменты.

В работе [17] авторы рассматривают вопросы математического моделирования дизельных двигателей с турбонаддувом с целью использования нелинейных математических моделей для управления и оценки их состояний. Авторы предлагают два типа моделей: модель «крутящего момента» и модель «cylinder-by-cylinder», которые отличаются более высокой детализацией математического моделирования. В отличие от более простой модели «крутящего момента», модель «cylinder-by-cylinder» достаточно развита и содержит систему обыкновенных дифференциальных уравнений и необходимых алгебраических уравнений. Нелинейные математические модели описывают физические процессы двигателей более точно, однако, как правило, вычислительно более сложны. В настоящее время, с развитием компьютерных технологий сложные уравнения могут быть решены достаточно просто [12, 13, 17, 18]. В работе [17] применяется динамический подход, в рамках которого уравнение движения ТК записано в виде

$$\frac{d\omega_{tk}}{dt} = \frac{1}{\theta_{tk}} \cdot \left[T_i(t - \tau_i) - T_f - T_c - T_{load} \right], \quad (3)$$

где для вычисления T_i применяются данные о характеристиках ТК.

Остановимся более подробно на обзоре тех подходов, которые традиционно используют при моделировании турбонаддувных ДВС, а также на анализе построения некоторых математических моделей отдельных агрегатов системы наддува.

Моделирование компрессора. Технико-экономические показатели дизелей с наддувом зависят от выбора геометрических и конструктивных параметров элементов проточной части турбокомпрессоров. Определение основных параметров компрессора, обеспечивающих эффективность, является целью проведения газодинамического расчета.

Основными параметрами, характеризующими работу компрессора, являются степень повышения давления в компрессоре $\pi_к$ и массовый расход воздуха G_B.

Эффективность ступени оценивается изоэнтропическим КПД $\eta_{ад.к}$ – отношением работы адиабатического сжатия к действительной работе сжатия. Значения КПД зависят от наружного диаметра колеса компрессора, а также от многих других параметров.

Производительность компрессора (массовый расход воздуха через двигатель) определяют по данным расчета рабочего процесса.

Объемный расход воздуха

$$Q_B = G_B / \rho_0 . \quad (4)$$

Для расчета компрессора сначала задаются параметрами окружающей среды [3].

В работе [12] указано, что квазистационарные характеристики компрессора, как правило, доступны в виде таблицы или карты. Эти данные затем представляются в 2-мерных матрицах:

$$G_{bnp} = f_1\left(n_{np}, \frac{p_k}{p_1} \right); \quad (5)$$

$$\eta_c = f_2\left(n_{np}, \frac{p_k}{p_1} \right), \quad (6)$$

где n_{np} – приведённая скорость турбокомпрессора; G_{bnp} – приведённый массовый расход компрессора; p_1 – давление на входе компрессора; p_k – давление на выходе компрессора.

Приведённый массовый расход компрессора G_{bnp} и приведённая скорость турбокомпрессора n_{np} используются в таблице вместо фактического массового расхода и скорости:

$$n_{np} = n_{tk} \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} \text{, или } \frac{n_{tk}}{\sqrt{T_1}}; \quad (7)$$

$$G_{bnp} = \frac{G_B \cdot \sqrt{\frac{T_1}{T_0}}}{\frac{p_1}{p_0}} \text{, или } \frac{G_B \cdot \sqrt{T_1}}{p_1}, \quad (8)$$

где T_0 – стандартная температура; T_1 – температура воздуха на входе в компрессор; p_0 – стандартное давление; n_{tk} – скорость вращения ротора турбокомпрессора.

В работах [3, 24] температуры потока на выходе и входе патрубка компрессора

$$T_{a_{вх}} = T_0 . \quad (9)$$

Это условие выполняется, если пренебречь теплообменом с окружающей средой при движении воздуха от входного сечения патрубка к выходному.

Температура воздуха на входе компрессора

$$T_1 = T_{a_{вх}} + \frac{c_{a_{вх}}^2 - c_1^2}{2\frac{k}{k-1}R_в} = T_{a_{вх}} + \frac{c_{a_{вх}}^2 - c_1^2}{2c_p}, \quad (10)$$

где c_1 – абсолютная скорость потока перед колесом; c_p – теплоемкость воздуха при постоянном давлении; $c_{a_{вх}}$ – скорость воздуха во входном сечении.

Для оценки напорных качеств компрессора используют коэффициент напора $\overline{H}_{ад.к.}$, характеризующий эффективность использования окружной скорости колеса для совершения адиабатической работы сжатия и представляющий отношение адиабатической работы сжатия $L_{ад.к}$ к квадрату окружной скорости u_2 на наружном диаметре колеса:

$$\overline{H}_{ад.к.} = L_{ад.к} \big/ u_2^2 , \tag{11}$$

где

$$L_{ад.к} = \frac{k}{k-1} R_в T_{a_{вх}} (\pi_k^{k-1/k} - 1). \tag{12}$$

Показатель политропы $n_{вх}$ на участке входа воздуха в компрессор определяют из выражения

$$\frac{n_{вх}}{n_{вх}-1} = \frac{k}{k-1} - \frac{L_{r_{вх}}}{R_в (T_1 - T_{a_{вх}})}, \tag{13}$$

где $\xi_{вх}$ – коэффициент потерь; $L_{r_{вх}} = \xi_{вх} c_1^2 \big/ 2$.

Температуру воздуха на выходе из рабочего колеса можно определить из уравнения

$$T_2 = T_1 + (\mu + \alpha_f - \mu^2 / 2) u_2^2 / c_p , \tag{14}$$

где α_f – коэффициент дисковых потерь; коэффициент мощности μ для осерадиальных колес в области расчетных режимов можно определить по формуле П. К. Казаджана:

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \frac{\pi}{z_к} \frac{1}{1 - (D_{1ср} \big/ D_2)^2}}, \tag{15}$$

$D_{1ср}$ – средний диаметр на входе в колесо; D_2 – наружный диаметр колеса; z_k – число лопаток рабочего колеса компрессора.

Давление потока на выходе и входе патрубка компрессора

$$p_{авх} = p_0 - \Delta p_{вс} ; \tag{16}$$

где $\Delta p_{вс}$ – потери давления на преодоление сопротивлений на всасывании в компрессор. Величина $\Delta p_{вс}$ зависит в основном от сопротивления воздушного фильтра и трубопроводов.

Давление воздуха перед колесом компрессора

$$p_1 = p_{a_{вх}} (T_1 / T_{a_{вх}})^{n_{вх}/(n_{вх}-1)} . \tag{17}$$

Для определения степени повышения давления π_k в компрессоре, кроме давления $p_{авх}$, необходимо знать величину давления воздуха p_k на выходе из него:

$$\pi_k = p_k / p_{авх} . \tag{18}$$

Давление за лопаточным диффузором

$$p_4 = p_{авх} \cdot \pi_к \tag{19}$$

Температура за диффузором

$$T_4 = T_2 (p_4 / p_2)^{(n_Д - 1)/n_Д} , \tag{20}$$

где $n_Д$ – показатель политропы сжатия в диффузорах.

Площадь поперечного сечения воздухосборника в выходном сечении иногда принимают такой, чтобы скорость воздуха была равна или близка его скорости на выходе из лопаточного диффузора.

Потери напора

$$L_{Гул} = \xi_{ул} c_4^2 / 2 , \tag{21}$$

где $\xi_{ул}$ – коэффициент потерь в улитке; c_4 – скорости на выходе из лопаточного диффузора.

Температуру T_5 на выходе из улитки с известным приближением можно принять равной температуре T_4 на выходе из лопаточного диффузора, т.е. $T_5 \approx T_4$.

Давление на выходе из улитки:

$$p_5 = p_4 \left(1 - \frac{L_{Гул}}{R_B T_5} \frac{k-1}{k} \right)^{k/(k-1)} . \tag{22}$$

Давление p_5 и температура T_5 на выходе из улитки компрессора соответствуют давлению p_k и температуре T_k надувочного воздуха перед входом во впускной трубопровод промежуточного охладителя, т.е. принимают $p_5 = p_k$; $T_5 = T_k$.

Адиабатический КПД компрессора

$$\eta_{ад.к} = T_0 (\pi_k^{(k-1/k)} - 1)/(T_k - T_0) . \tag{23}$$

В работе [12] крутящий момент для управления компрессором может быть рассчитан из соотношений энтальпийной эффективности:

$$M_{kp} = \frac{G_B \cdot C_{pa} \cdot T_1}{\eta_{ад.к} \cdot \omega_{tk}} \left\{ \left(\frac{p_к}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right\}, \tag{24}$$

где C_{pa} – теплоемкость воздуха, ω_{tk} – скорость турбокомпрессора; M_{kp} – момент компрессора.

Выводы. Анализ перечисленных выше работ показывает, во-первых, для повышения эффективной мощности двигателей в производстве часто используется система наддува. Во-вторых, система наддува дизельных двигателей является довольно сложной, поэтому развитие ДВС с турбонаддувом идёт в направлении усложнения конструкции с применением современных микропроцессорных устройств. В-третьих, построение математических моделей дизельных двигателей с наддувом является важнейшей задачей в данный момент, которая будет актуальна ещё несколько лет. В-четвертых, в настоящее время существует несколько методов расчета рабочих параметров двигателя, но эти методы имеют свои допущения и линеаризации. В-пятых, нелинейная математическая модель с системой обыкновенных дифференциальных и необходимых алгебраических уравнений помогает сделать расчет и оценки более точными.

Список литературы

1.Агуреев И.Е. Нелинейные динамические модели поршневых двигателей внутреннего сгорания. Тула, 2001.

2.Петриченко Р.М., Элементы системы автоматизированного проектирования ДВС. М: Машиностроение, 1990.

3.Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. М.: Высшая школа, 2002.

4.Смирнов С.В. Улучшение эксплуатационных показателей автотракторных дизелей путём совершенствования параметров системы наддува. Diss.rsl.ru.

5.Самарский А.А., Михайлов А.П. Математическое моделирование: Идеи. Методы. Примеры. М.: Наука-Физматлит, 1997.

6.Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей / под ред. А. С. Орлина и М. Г. Круглова. М: Машиностроение, 1985.

7.Двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процессов / под ред. В. Н. Луканина. М: Высшая школа, 1985.

8.Двигатели внутреннего сгорания. Динамика и конструирование / под ред. В. Н. Луканина. М: Высшая школа, 1985.

9.Циннер К. Наддув двигателей внутреннего сгорания. Л.: Машиностроение, 1978.

10.Симсон А.Э. Турбонаддув высокооборотных дизелей. М.: Машиностроение, 1976.

11.Guzzella L., Christopher H. Onder. Introduction to modeling and control of internal combustion engine systems. Berlin, Heidelberg: Springer – Verlag, 2010.

12.Kao M., Moskwa J. Turbocharged Diesel Engine modeling for nonlinear engine control and state estimation // Transactions of the ASME. 1985.

13.Cylinder-by-Cylinder Diesel Engine Modeling – A Torque-based Approach: Master's thesis, performed in Vehicular Systems by Magnus Ramstedt. Reg nr: LiTH-ISY-EX-3480-2004. 18th June 2004.

14.Simulation of a Turbo Charged Spark Ignited Engine. LiTH-ISY-EX-3010. Fredrik Pettersson. Reg nr: LiTH-ISY-EX-3010.

15.The dynamic behavior of a Diesel engine. S. A. Miedema. Z. Lu. s.a.miedema@wbmt.tudelft.nl, http://www.dredgingengineering.com

16.Simulation of turbocharged SI-engines-with focus on the turbine. Fredrik SE.

17.Kao M., Moskwa J. J. Nonlinear Diesel Engine Control and Cylinder Pressure Observation // Trans. of the ASME. J. of Dyn. Syst., Measur. and Control. 1995. V.117. №6. P.183-192.

18.Kao M., Moskwa J. J. Engine load and equivalence ratio estimation for control and diagnostics via nonlinear sliding observers // Int. J. of Vehicle Design. 1994. V. 15. №3/4/5. P.358-368.

19.Frost V. Problems of turbulent combustiom simulation // Advanced Computation and Analysis of Combustion / ed. by G. D. Roy, S. M. Frolov, P. Givi. Moscow: ENAS Publishers, 1997. P.404-434.

20.Models of micromixting in turbulent combustion / V.A. Kaminsky [et al] // Advanced Computation and Analysis of Combustion / ed. by G. D. Roy, S. M. Frolov, P. Givi. Moscow:ENASPublishers,1997. P.360-370.

21. Kao M., Moskwa J. J. Engine load and equivalence ratio estimation for control and diagnostics via nonlinear sliding observers // Int. J. of Vehicle Design. 1994. V. 15. №3/4/5. P.358-368.

22. Dobner D. J. Dynamic Engine Models For Control Development. Nonlinear and Linear Formulation // Int. J. of Vehicle Design, Technological Advances in Vehicle Design, SP4, Application of Control Theory in the Automotive Industry, 1982.

23. Lê Viết Lượng. Lý thuyết động cơ Diezen. NXBGD, 2001.

24. Nguyễn Văn Bình, Nguyễn Tất Tiến. Nguyên Lý động Cơ đốt trong. NXB Đại học và trung học chuyên nghiệp, 1977.

25. Lê Viết Lượng. Các chế độ chuyển tiếp. Đại học Hàng Hải. 1997.

26. Trần Văn Tư. Khai thác động cơ Diezen. HVHQ, 2007.

27. Vũ Mạnh Huy. Mô hình hóa quá trình khai thác sử dụng động cơ Diezen. HVHQ, 1993.

Tran Quoc Toan

REVIEW OF METHODS MATHEMATICAL MODELING FOR TURBOCHARGED DIESEL ENGINE

On the based analysis turbocharged diesel engine as a complex system the methods necessary to construct mathematical modeling of tupbocharged diesel engine is determined.

Key words: mathematical modeling, comproressor model, turbine model.

Получено 20.01.12

УДК 531.1

В.Д. Бертяев, канд. техн. наук, проф., (4872) 35-18-32, tm@tsu.tula.ru
(Россия, Тула, ТулГУ),
А.Г. Митяев, канд. ф-м. наук, проф., (4872) 35-18-32, tm@tsu.tula.ru
(Россия, Тула, ТулГУ),
Ю.В. Мягков, канд. техн. наук, доц., (4872)35-05-01, aiax@tsu.tula.ru
(Россия, Тула, ТулГУ),
В.В. Курицин, асп., (4872)35-05-01, aiax@tsu.tula.ru
(Россия, Тула, ТулГУ)

ДИНАМИКА СОУДАРЕНИЙ ПОРШНЯ О ЦИЛИНДР В ДВС

Исследуется движение поршня в двигателе внутреннего сгорания (ДВС). Показано, что процесс движения состоит из двух этапов. Первый этап соответствует свободному движению поршня. Второй этап соответствует соударению поршня и стенки цилиндра. Составлены дифференциальные уравнения движения поршня, вычислены реакции в точках соударения поршня и цилиндра в зависимости от величины зазора.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, поршень, цилиндр, силы соударения, угол поворота, зазор.

Для виброшумового диагностирования состояния цилиндро-поршневой группы ДВС необходимо значение силы, с которой движущийся поршень соударяется со стенками цилиндра и вызывает резонансные колебания на наружных стенках блока цилиндров [1]. Поэтому актуальным является вопрос о создании фазовой модели данного процесса.

На первом этапе до соударения поршня и цилиндра исследуем плоскопараллельное движения поршня (рис.1).

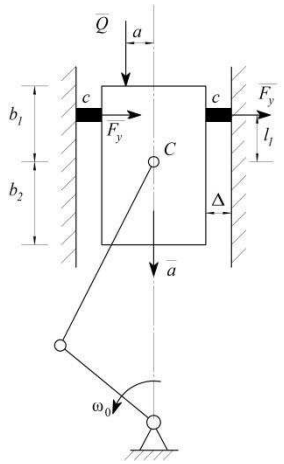


Рис. 1. Первый этап исследования

Запишем дифференциальное уравнение вокруг центра масс [2]:

$$I_C\varepsilon = \sum M_C\,,$$
$$I_C\varepsilon = Qa - 2F_{упр}l_1\,, \qquad (1)$$

где Q – равнодействующая давления газов; a – эксцентриситет давления; Δ – зазор между стенками цилиндра и поршня; l_1 – плечо упругой силы относительно центра масс, т. е. точки C, которое определено согласно рис. 2, из которого следует

$$AB = b_1\cos\varphi\,,$$

$$\Delta = 2b_1\cos\varphi\cdot(1-\cos\varphi) = 2b_1\cos\varphi\cdot\sin^2\frac{\varphi}{2}\,. \qquad (2)$$

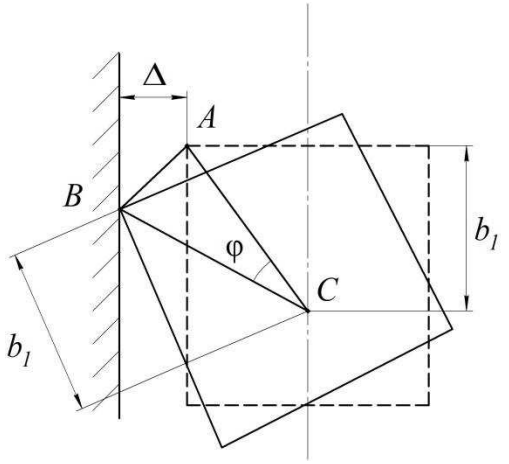


Рис. 2. Расчетная схема

Таким образом, уравнение (1) с учетом (2) принимает вид

$$I_C\varepsilon + 2c_{упр}l_1^2\cos\varphi\cdot\sin^2\frac{\varphi}{2} = Qa\,.$$

Для определения I_C был проведен эксперимент с качанием цилиндра для малых колебаний $\gamma \le 5°$. Причем был измерен полупериод колебаний T_1=$2T$. Как известно [2],

$$I_C = P_ц L\left(\frac{T^2}{4\pi^2} - \frac{L}{g}\right). \qquad (4)$$

Здесь $P_ц$ – вес цилиндра, L – длина подвеса, T – полупериод колебаний.

Рассмотрим второй этап – соударение поршня и цилиндра (рис. 3). В этом случае возникают реакции $\overline{N}_1$ и $\overline{N}_2$ в их точках касания – силы трения отсутствуют, т.к. поверхности обильно смазаны.

Составим уравнения равновесия в момент остановки [1]:
$\sum M_C = 0$:

$$Qa\cos\varphi_{max} + 2c_{упр}l_1^2\cos\varphi_{max}\sin^2\left(\frac{\varphi_{max}}{2}\right) +$$
$$+ N_2b_2\cos\varphi_{max} - N_1b_1\cos\varphi_{max} = 0\,, \qquad (5)$$

$$\sum F_{kx} = 0:$$

$$N_1 - N_2 - 2c_{упр} l_1 \sin\varphi_{max} + Q\sin\varphi_{max} - \Phi^{ин} = 0. \quad (6)$$

Здесь φ_{max} определяется из формулы (2) а $\Phi^{ин}$ появляется за счет того, что поршень не является инерциальной системой отсчета.

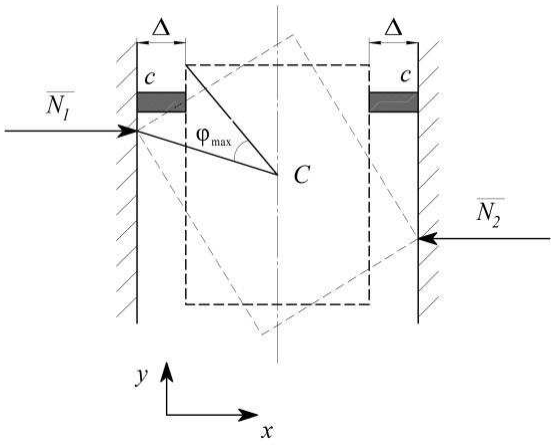


Рис. 3. Второй этап исследования

Для определения $\Phi^{ин}$ рассмотрим движение поршня, который приводится в движение коленчатым валом, вращающимся с угловой скоростью ω (рис. 4). При этом ψ = ωt. Из рис.4 $x_L = r\cos\omega_0 t - l\cos\beta$, тогда ускорение

$$\ddot{x}_L = -r\omega^2\cos\omega_0 t + l\beta^2\cos\beta + l\ddot{\beta}\sin\beta, \quad (7)$$

При условии $\sin\beta = \frac{r}{l}\sin\omega t$, а $\cos\beta\dot{\beta} = \frac{r}{l}\omega\cos\omega t$.

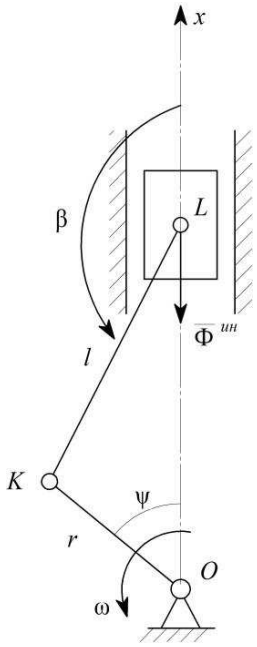


Рис. 4. Расчетная схема для определения силы инерции $\Phi^{ин}$

Сила инерции $\Phi^{ин}$ создает дополнительное давление на цилиндр при этом

$$\Phi_x^{ин} = m\ddot{x}_L \operatorname{tg}(180 - \beta) = -m\ddot{x}\operatorname{tg}\beta . \quad (8)$$

После подстановки (7) и (8) в уравнение (6) получим

$$N_1 - N_2 - 2c_{упр}b_1 \sin\varphi_{max} + Q\sin\varphi_{max} + m\ddot{x}_L \operatorname{tg}\gamma = 0 . \quad (9)$$

Решая совместно уравнения (5) и (9) можно определить реакции (давления) N_1 и N_2 на стенки цилиндра.

В качестве численного примера рассмотрим систему для следующих данных. Данные для автомобиля ВАЗ-2106:

Q=3,06·10^4 Н, d=0,08 м, b_1 =0,03 м, b_2 =0,025 м, q = 6·10^6 Н/м^2, $c_{упр}$ = =15000 Н/м, g =9,81 м/с^2, a = 0,005; I_c = 0,043 м^4, Δ = 0,00005.

Численное решение произведено с помощью системы MATHCAD [3]. Ниже приведены результаты вычислений в виде графиков (рис.5,6).

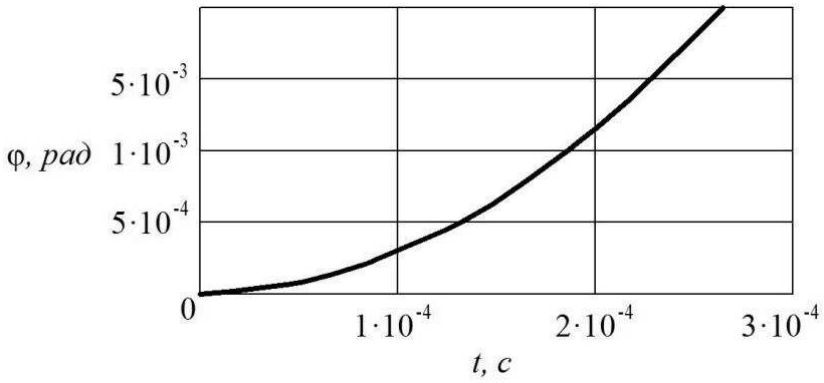


Рис.5. Угол поворота поршня в зависимости от времени

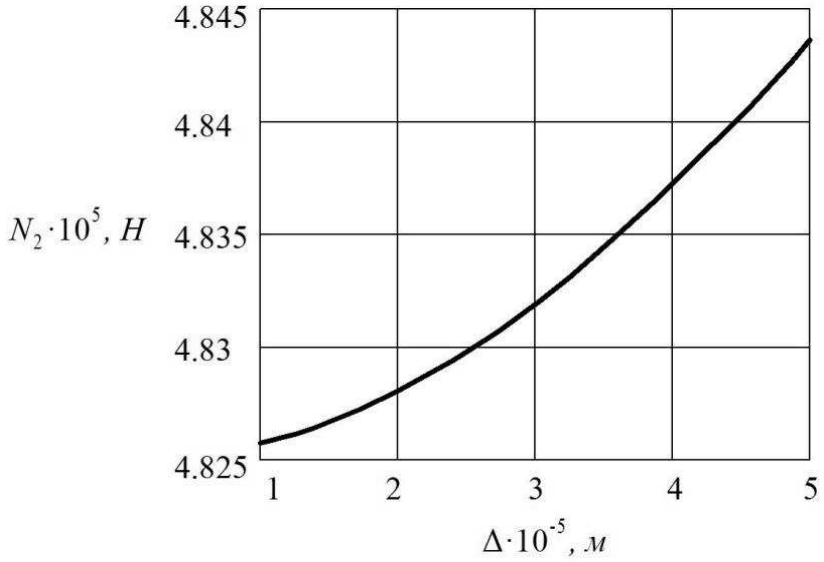


Рис.6. Изменение величины силы воздействия поршня на цилиндр при различных значениях зазора между ними

Список литературы

1. Мягков Ю.В., Курицин В.В.. Виброшумовое диагностирование эксплуатационных характеристик двигателя. Мир транспорта и технологических машин. 2011. №3/34. С.11-14.

2. Лойцянский Л.Г., Лурье А.И. Курс теоретической механики. М.: Наука, 1983. 637 с.

3. Теоретическая механика. Курсовые работы с использованием MATHCAD / В.Д. Бертяев [и др.]. М.: Изд-во АСВ, 2010. 310 с.

V.D. Bertyaev, A.G. Mityaev, Y.V. Myagkov, V.V. Kuritsin

DYNAMICS OF COLLISIONS OF THE PISTON AT CYLINDER IN ICE

The motion of the piston in an internal combustion engine (ICE) is investigating. It is shown that the motion consists of two stages. The first stage corresponds to the free movement of the piston. The second stage corresponds to the collision of the piston and cylinder wall. Differential equations of the piston is composed , calculated supporting forces at the points of impact piston and cylinder, in depending on the size of the clearance.

Key words: internal combustion engine, piston, cylinder, force of impact, angle of rotation, clearance.

Получено 20.01.12

УДК621.098.044
А.В. Володин, 89207498070, v.leshka@mail.ru (Россия, Тула, ТулГУ),
Ю.В. Мягков канд. техн. наук, доц., 89105542309, Myagkov@tula.net
(Россия, Тула, ТулГУ)

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАПРЯЖЕННОСТИ МАГНИТНОГО ПОЛЯ ПЛОСКОГО ИНДУКТОРА

Предложен метод построения математической модели магнитно-импульсной штамповки тонкостенных заготовок с помощью плоского индуктора.

Ключевые слова: плоский индуктор, математическая модель, напряженность магнитного поля.

При магнитно-импульсной обработке металлов методами плоской штамповки для представления качественной картины процесса необходимо знать как распределяется силы воздействующие на заготовку. Были построены эмпирические зависимости процесса магнитно-импульсной формовки, позволяющие сделать вывод, что величина магнитного давления на обрабатываемую поверхность линейно зависит от величины магнитного потока. Величина магнитного потока, проходящего через поверхность, в свою очередь зависит от вектора магнитной индукции, который в изотропных средах линейно зависит от напряженности магнитного поля. Это позволяет сказать, что при увеличении напряженности магнитного поля величина силы воздействующей на обрабатываемую деталь также увеличится. Для определения количественных соотношений возникает необходимость создания математической модели процесса штамповки с помощью плоского индуктора.

Величину напряженности магнитного поля можно рассчитать при помощи закона Био-Савара-Лапласа. Закон Био-Савара-Лапласа перенаправлен для расчета напряженности магнитного поля вокруг проводника с постоянным током. В нашем случае применение данного закона оправдано, так как ток можно признать квазистационарным. Для того чтобы процесс разряда магнитно-импульсной установки можно было признать квазистационарным, необходимо, чтобы характерное время разряда магнитно-импульсной установки (время релаксации t_r) было много больше времени прохождения электрического возмущения τ_{el} вдоль контура индуктора. Как известно, электрическое возмущение распространяется вдоль контура с конечной фазовой скоростью:

$$v = \frac{c}{\sqrt{\varepsilon\mu}},$$

где c – скорость света в вакууме, ε и μ – диэлектрическая и магнитная проницаемости среды, окружающей проводники, т.е.

$$v = \frac{3 \cdot 10^8}{\sqrt{1 \cdot 1}} = 3 \cdot 10^8 \text{ м/с.}$$

Если L – длина контура, то время прохождения электрического возмущения вдоль контура:

$$\tau_{e1} = \frac{L}{v} = \frac{1}{3 \cdot 10^8} = 3.33 \cdot 10^{-9} \text{ с.}$$

Опытным путем установлено, что разряд конденсатора происходит в первые три периода. Зная частоту разряда, можно установить время разряда t_r:

$$t_r = 3 \cdot \frac{1}{f},$$

где f – частота разряда. Частота в плоских индукторах не может превышать собственную частоту установки МИУ-Т3 28кГц [1]. Тогда

$$t_r = 3 \frac{1}{28 \cdot 10^3} = 1{,}07 \cdot 10^{-4} \text{ с,}$$

Значит, $t_r >> \tau_{e1}$ и токи в данном процессе можно считать квазистационарными и для построения математической модели возможно применение закона Био-Савара-Лапласа:

$$\Delta H = \frac{i \Delta l \sin \alpha}{4 \pi r^2}.$$

Применение закона Био-Савара Лапласа для прямого проводника иллюстрирует рис. 1.

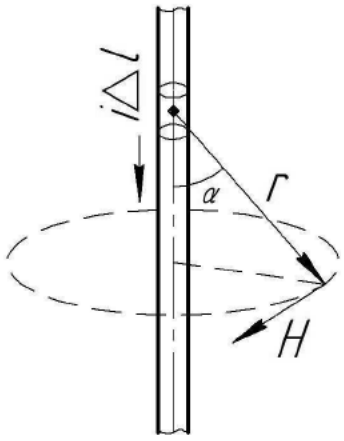


Рис.1. Применение закона Био-Савара-Лапласа для прямого проводника.

Написание программы

При протекании переменного тока по проводнику плотность тока распределена по сечению не одинаково. Наибольшей плотность тока будет в точках, лежащих на поверхности проводника, а наименьшей – на его оси. Практически ток будет проходить только в поверхностном слое. Если про-

водник круглый, то ток фактически течет по кольцу. Центр масс этого кольца если не учитывать эффект близости, будет располагаться в геометрическом центре сечения этого проводника. Допустим ток сосредоточен в геометрическом центре проводника. На качественную картину распределения вектора напряжённости магнитного поля вне проводника это не повлияет. Эффект близости учитываться не будем. Тогда необходимо задать координаты центра проводника плоской спирали.

Задание плоской катушки индуктивности легче всего сделать в цилиндрических координатах. Для этого достаточно задать начальный радиус ρ шаг между соседними витками ρP и количество витков катушки n.

Но интегрировать и вычислять длину отрезка δl легче в декартовой системе координат. Поэтому воспользуемся формулой перехода к декартовой системе координат. Конечные формулы задания спирали

$$\begin{cases} x = [\rho + \rho P/(2\cdot\pi)\cdot(\phi)]\cdot\cos(\phi), \\ y = [\rho + \rho P/(2\cdot\pi)\cdot(\phi)]\cdot\sin(\phi). \end{cases}$$

Вычислим координаты спирали с шагом $0{,}5°$. Шаг лучше задавать в градусах, что обеспечит одинаковую точность вычисления на всех витках, так как чем меньше радиус спирали, тем меньшее значение δl будет определять угол. При большом значении радиуса величина dl будет увеличиваться, но и криволинейность отрезка δl будет уменьшаться. При последующем интегрировании отрезки δl будут рассматриваться как прямые, поэтому такой подход обеспечит одинаковую точность интегрирования на всей спирали.

Определим напряженность магнитного поля в плоскости спирали геометрических центров сечений проводников индуктора. Это существенно упрощает задачу, так как в этом случае угол α находится между прямыми, а не плоскостями. Также направление результирующей напряжённости магнитного поля на всей области интегрирования будет принимать только два значения либо вверх относительно плоскости катушки либо вниз. В результате программирования получим следующие графики. Спираль, по элементам которой ведется интегрирование, показаны на рис. 2.



Рис. 2. Спираль

Распределение напряженности магнитного поля индуктора в сечении *X*=0 рис. 3.

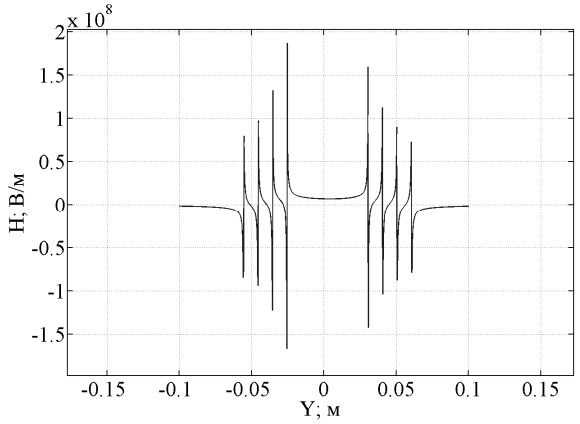


Рис. 3. Распределение напряженности магнитного поля индуктора в сечении X=0.

При решении были приняты следующие ограничения и допущения:

- сила тока задана самостоятельно для каждого конкретного индуктора (сила тока не меняется в зависимости от индуктивности и сопротивление индуктора);

-величина силы тока в модели задана мгновенным максимальным значением;

-ток сосредоточен в центре проводника;

-эффект близости проводников с током не учитывается;

-спираль индуктора идеальной формы;

-спираль индуктора состоит из ломаной линии, каждый отрезок охватывает 0.5° n-го витка.

Выводы:

несмотря на то, что на напряженность магнитного поля в центре плоского индуктора положительно влияет каждый участок dl индуктора она более чем на порядок ниже, чем напряженность около проводника с током;

с уменьшением диаметра витка с током величина напряженности магнитного поля, сцепляемая витком, возрастает;

при применении сердечника в плоском индукторе необходимо размещать его как можно ближе к проводникам, чтобы захватить зону максимальной напряженности магнитного поля;

на напряженность магнитного поля наиболее сильное влияние оказывает ближайший виток с током, благодаря чему можно увидеть отрицательные пики напряженности магнитного поля центральных витков, несмотря на влияние периферийных витков;

напряженность магнитного поля равна нулю вблизи центра проводника и в некоторой точке между витками.

Список литературы

1.Талалаев А.К. Индукторы и установки для магнитно-импульсной обработки металлов. М.: НТЦ, 1992. 143 с.

A.V.Volodin, JU.V.Myagkov

MATHEMATICAL MODELLING OF ALLOCATION OF INTENSITY OF THE MAGNETIC FIELD OF THE PLANE INDUCTOR.

In article the method of creation of a mathematical model of magnetic-pulse punching of thin-walled preparations by means of a plane inductor is offered.

Key words: a plane inductor, a mathematical model, intensity *a magnetic field.*

Получено 20.01.12

УДК 629.331.083

В.А. Ларин, асп., 8(910)-582-42-74, gazovod2006@yandex.ru
(Россия, Тула, ТулГУ),
Ю.В. Мягков, канд. техн. наук, доц., 89105542309, Myagkov@tula.net
(Россия, Тула, ТулГУ),
М.Ю. Елагин, д-р техн. наук, проф.,
(Россия, Тула, ТулГУ)

РОЛИКОВЫЙ СТЕНД ФИНИШНОЙ ВИБРОБАЛАНСИРОВКИ КОЛЕС АВТОМОБИЛЕЙ

Рассмотрен роликовый стенд финишной динамической вибробаоансировки колёс легковых автомобилей.

Ключевые слова: балансировка колес, роликовый стенд, вибробалансировка.

В настоящее время балансировка колес осуществляется на компьютерных балансировочных стендах, электронная и электромеханическая часть которых обеспечивает очень высокую точность измерения дисбаланса. Но как показывает практика, отбалансировнное колесо после повторной установки на стенд показывает дисбаланс и требуется изменение положения грузов, а иногда и их веса. Это происходит из-за неопределенности базирования диска балансируемого колеса на фланцевом адаптере стенда.

При установке колеса на ступице автомобиля нужно учитывать погрешность расположения осей отверстий под болты на ступице колеса, а

также дисбаланс вращающихся вместе с колесом деталей привода и тормозного механизма. Для устранения погрешностей установки колеса на ступице необходимо проводить финишную балансировку.

Для этого был разработан и построен роликовый балансировочный стенд, схема которого показана на рисунке. Регистрация вибраций производится с опор ведомого ролика, в качестве датчика фазы используется бесконтактный оптический датчик. Привод стенда осуществляется либо колесом автомобиля, либо синхронным электродвигателем через ременный привод.

Ввиду относительно низкой частоты вибрации применено крепление акселерометра на площадках опор с помощью магнитного держателя, что повышает производительность стенда. Вибродатчик последовательно устанавливается на одной из опор ведомого ролика в осевом и радиальном направлениях и производятся замеры при вращении колеса. Полученные данные обрабатываются на ПЭВМ, также рассчитываются массы грузов и места их закрепления [1].

Объектом эксперимента был выбран автомобиль «Мерседес» W126/280SE (ФРГ). Критериями выбора явились хорошая уравновешенность двигателя и подвеска его на гидроаммортизаторах, резко снижающяя передачу вибрации на кузов автомобиля, механическая коробка переключения передач и наличие упруго закрепленного подрамника задней подвески. Важной особенностью данного автомобиля является центровка колесного диска на ступице по центральному отверстию, а не по PCD, что резко уменьшает погрешности из-за расцентровки при закреплении колеса на ступице автомобиля.

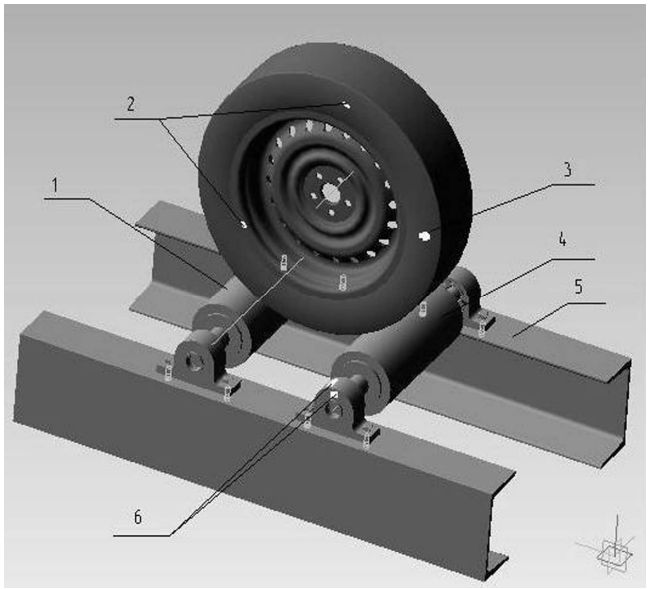


Схема балансировочного стенда
1, 4 – ролики; 2 – места закрепления грузов; 3 – метка угловой синхронизации; 5 – рама стенда; 6 – площадки для закрепления датчика

Замеры проводились при запущенном двигателе и включенной передаче. Были проведены две серии экспериментов на разных скоростях вращения колеса, соответствующими 24 и 52 км/час. В каждой серии экспериментов проводились замеры на различных колесах:

№1 Таганка-М227 205/70R14, диск легкосплавный 6 1/2J14 H2 ET35;

№2 Таганка Partner 185/65R15, диск стальной 6J15 H2 ET 49.

Перед измерениями были проверены радиальные и осевые биения беговой дорожки покрышек, они не превысили 1 мм, поэтому решено было данными биениями пренебречь, также колеса были динамически отбалансированы.

В таблице приведены результаты замеров СКЗ виброскорости в радиальном и осевом направлениях. Каждый замер проводился дважды, в таблицу занесено среднее арифметическое значение.

Среднеквадратичные значения виброскорости

№ п/п	Колесо	V, км/ч	СКЗ, р мм/с	СКЗ, о мм/с
1	1, небаланс.	24	5,8	5,0
2	2, небаланс.	24	5,6	11,6
3	1, небаланс.	52	4,2	5,3
4	2, небаланс.	52	8,7	10,4
5	1, баланс.	24	5,2	3,2
6	2, баланс.	24	4,9	4,6
7	1, баланс.	52	3,7	3,9
8	2, баланс.	52	5,1	5,3

Для обработки данных, полученных при измерениях и расчета масс и мест закрепления грузов, была применена программа АТЛАНТ «Диана», предназначенная специально для балансировки роторов. Также у стенда есть возможности для выявления силовой неоднородности шины и дефектов ступичных подшипников [2]. При проведении экспериментов зафиксировано снижение СКЗ виброскорости после проведения финишной динамической балансировки до 60 %, что позволяет судить о работоспособности и эффективности стенда.

Из изложенного выше можно сделать выводы:

1. Балансировка колеса непосредственно на автомобиле позволяет учесть погрешности закрепления колеса на ступице.

2. При балансировке колеса на ступице учитывается и устраняется дисбаланс вращающихся деталей привода колеса и тормозного механизма.

Список литературы

1. Современные методы и средства балансировки машин и приборов / под. ред В.А. Щепетильникова. М.: «Машиностроение», 1985. 232 с.: ил.

2. Марпл-мл. С.Л. Цифровой спектральный анализ и его приложения: Пер. с англ. М.: Мир, 1990.

V.A. Larin, Y.V. Myagkov, M.Y. Elagin
ROLLER STAND OF FINISH VIBROBALANCING OF CAR WHEEL
Considered the finish rolling stand for dynamic vibrobalancing of car wheels.
Key words: wheel balancing, roller stand, vibrobalancing.

Получено 20.01.12

УДК 669.056.9:629.33
Е.М. Сидоров, магистр, (4872) 45-53-62, cem_pron@mail.ru
(Россия, Тула, ТулГУ)

ТЕХНОЛОГИЯ УПРОЧНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ ШАРНИРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ МАШИН С ПРИМЕНЕНИЕМ ИОННОЙ ИМПЛАНТАЦИИ

Представлена технология упрочнения деталей шарнирных соединений, применяемых в современных транспортных машинах. Технология основана на использовании метода ионной имплантации и предполагает комбинированную обработку. Также приведен подход к моделированию данного процесса обработки.

Ключевые слова: ионная имплантация, шарнир, трибология, микротвердость, моделирование.

Важной задачей в современном машиностроении является повышение прочности и износостойкости деталей, что увеличит ресурс использования изделия, повысит надежность работы всех узлов машин и агрегатов. Основным конструкционным материалом машиностроительной индустрии является сталь, а это значит необходимо улучшать ее характеристики за счет внедрения и использования новых методов обработки данного металла и изделий из него.

Для повышения эксплуатационных свойств материалов широко используются механические, термические, деформационно-термические и химико-термические методы упрочняющей обработки и легирования [1]. При использовании этих методов обработки материалов не всегда обеспечивается достаточно хорошая адгезия покрытий, и упрочнение происходит

не только на поверхности, но и в объёме изделия. В то же время для защиты деталей от изнашивания и коррозии достаточно поверхностного упрочнения материала. Основной же объем материала не требует упрочнения.

На сегодняшний день одним из перспективных методов ионно-лучевой обработки является ионная имплантация – внедрение ускоренных ионов в твердые тела [2]. Ионная имплантация – универсальный метод упрочняющей обработки. Материалы, попадая в условия облучения высокоэнергетическими ионами, претерпевают значительные структурные превращения, которые обуславливают резкое изменение их свойств.

Суть метода заключается в поверхностной обработке изделия ионами с энергией, достаточной для их внедрения в поверхностные слои материала. Пороговая энергия, выше которой начинается внедрение ионов составляет примерно $3 \cdot 10^{-18}$ Дж. Обычно рассматривают три энергетических диапазона ионной имплантации: низкоэнергетическая (10^{-17} – 10^{-16} Дж), имплантация ионов средних энергий (10^{-15} – 10^{-14} Дж), высокоэнергетическая имплантация (10^{-13} Дж и выше) [3].

К нагрузкам, воздействующим на подложку, следует отнести усталостные нагрузки, в результате которых в структуре деталей возникают микротрещины, которые при дальнейшем развитии приводят к выходу деталей из строя. Однако наряду с усталостными нагрузками на поверхность деталей действуют силы трения, так называемые трибологические нагрузки, вызывающие износ деталей.

Для определения характеристик износа необходимо прежде всего определить стадию трения и механизмы износа. Наиболее важными из механизмов износа являются: адгезия или адгезионный износ, истирание или абразивный износ, разрушение поверхности, трибоокисление.

Имплантация ионов позволяет сократить негативное воздействие воздействие как усталостных напряжений, так и износа. В частности, совместная имплантация ионов меди и свинца монотектического сплава Cu 64 % и Pb 36 % способствует росту усталостной прочности облученных образцов по сравнению с необработанными на 40…45 % [4].

При ионной имплантации азота в ходе эксперимента установлено повышение микротвердости кулачков системы газораспределения автомобиля, изготовленных из стали 40Х.

Результаты экспериментов приведены в табл. 1.

Таблица 1

Результаты экспериментов

Материал образца	Отн. микротвердость
ВЧ65-48-1	1,18
40Х	1,95

Из сравнительного анализа полученных результатов следует, что при принятых параметрах ионной имплантации наибольшее (около двух раз) повышение микротвердости отмечается для стали 40Х.[5]

Таким образом, можно предположить, что возможна разработка режима имплантации, при котором получится повышение как усталостной выносливости, так и износостойкости (микротвердость). Речь идет о совместной поочередной имплантации ионов в материал детали-подложки.

При имплантации ионов меди и свинца с дозой $1 \cdot 10^{17}$ ион/см^2 по отдельности максимальное содержание имплантируемых элементов наблюдается на поверхности образца. На глубине порядка 40…70 нм наблюдается снижение концентрации имплантируемых элементов.

При последовательной имплантации ионов меди и свинца (свинец имплантируется после меди) отмечается наличие пика концентрации меди на расстоянии 40 нм от поверхности образца. При этом толщина слоя, в котором присутствуют имплантированные ионы, составляет 200 нм.

Анализ распределения имплантированных ионов в поверхностном слое стали 30ХГСН2А, выполненный с помощью Оже-спектрометра, при нормальном направлении электронного пучка свидетельствовал, что в поверхностном слое распределение ионов меди и свинца равномерное.

Усталостные испытания имплантированных и контрольных (неимплантированных) образцов выполнены на машине МУИ-6000 в условиях чистого кругового изгиба с частотой 3000 об/мин и при напряжении цикла σ = 500 МПа. Использовались образцы типа II (ГОСТ 25.502–79). Результаты усталостных испытаний контрольных и имплантированных образцов представлены в табл. 2.

Анализ результатов проведенных усталостных испытаний позволил установить, что наибольший в данных условиях эффект обеспечивает совместная имплантация ионов меди и свинца монотектического сплава с содержанием свинца 36 % [4].

Таблица 2

Усталостная прочность стали 30ХГСН2А при имплантации ионов меди и свинца дозой 10^{17} ион/см^2

Сорт ионов	-	Cu	Pb	Cu + Pb	Cu 64 % + Pb
Число циклов до разрушения N, кц	96,2	111,5	116,4	119,3	148,1
Напряжение цикла σ, МПа	500	500	500	500	500

Очевидно, что в результате надо получить структуру, в которой на материале подложки будет слой внедренных имплантированных ионов меди, а затем ионов азота.

Основные параметры такой имплантации можно рассчитать по любой из существующих моделей процесса ионной имплантации. Наиболее простым является метод моделирования Линхардта-Шарфа-Шиотта (ЛШШ).

С учетом весовых коэффициентов соотношение для концентрации примет вид

$$C_i(x) = \left(\frac{\Phi}{\sqrt{2\pi}} \right) \sum_{i=1}^{n} \frac{k_i}{\Delta R_{p_i}} \exp\left(-\frac{\left(x - \overline{R}_{p_i}\right)^2}{2\Delta R_{p_i}^2} \right), \quad (1)$$

где Φ – полная доза имплантации, $м^{-2}$; n – количество фаз в материале мишени, i – номер фазы, R_{pi} и ΔR_{pi} – средний проецированный пробег и его отклонение для каждой фазы, $м$; x – глубина проникновения ионов, $м$, k_i – массовая доля вещества в фазе.

1) С учетом весовых коэффициентов соотношение имеем

$$C_i(x) = \left(\frac{k_{di}\Phi}{\sqrt{2\pi}} \right) \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{\Delta x_i} \exp\left(-\frac{\left(x - \overline{x}_i\right)^2}{2\Delta x_i^2} \right), \quad (2)$$

где $\overline{x}_i$, Δx_i, k_{di} – характеристики распределения вакансий для различных фаз.

Полная доза имплантации Ф может быть определена на основании экспериментальных данных (по результатам измерения ионного тока).

Рассчитанные по формулам (1) и (2) распределения меди, свинца и азота и дефектов по глубине материала после имплантации используются при определении остаточных концентрационных напряжений.

Пробеги ионов можно считать как расчетными методами, так и измерить непосредственно после обработки.

Однако в модели ЛШШ есть определенные трудности, связанные, в частности, с неоднородностью приходящего на мишень ионного пучка по зарядовому и массовому составу, недостатками измерения цилиндром Фарадея и блоком измерения дозы.

Таким образом, гораздо эффективнее оценить механизм данного конкретного вида обработки по компьютерной динамической модели. Данная модель дает возможность получить детерминированную зависимость для данного материала.

Предлагаемую методику моделирования ионной имплантации будем рассматривать исходя из классической механики и следующих предположений:

1. Атомы облучаемой детали (мишени) образуют правильную кристаллическую структуру.

2. Материал мишени некоторые часто используемые в инженерных конструкциях металлы – железо, алюминий, хром, молибден, вольфрам (пока без примесей).

3. Ионный пучок образован поочередно ионами меди и азота.

4. Учитываются взаимодействия атомов мишени, ионов пучка: $Ион-Ион$, $Металл-Металл$, $Металл-Ион$. Например, N^+-N^+, $Fe-Fe$, $Fe-N^+$.

5. Взаимодействия всех частиц предполагаются парными и центральными.

6. Потенциал взаимодействия описывается зависимостью Ленарда-Джонса (n-m):

$$U=\frac{A}{R^n}-\frac{B}{R^m}\ [6].$$

7. Рассматриваются эффективные атомы и ионы (квантово механическая природа взаимодействия частиц учитывается в среднестатистическом смысле, ядерно-электронная структура не рассматривается).

Используя предположение 7 (эффективные атомы и ионы) запишем уравнения для системы взаимодействующих частиц: пучок ионов плюс мишень (предположение 4) в форме второго закона Ньютона:

$$m_i\frac{d^2\vec{r}_i}{dt^2}=\sum_{j=1}^{N}F_{ij},i=1,N \tag{3}$$

Взаимодействие между точками системы описывается потенциальной функцией (потенциалом) $U=U(R)$ (см. предположения 5-7), зависящей от расстояния R между точками системы (пучок ионов плюс мишень). Таким образом, сила, действующая на точку M_i со стороны точки M_j, определяется соотношением

$$\vec{F}_{ij}=-\frac{\partial U}{\partial R_{ij}}\cdot\frac{\vec{R}_{ij}}{R_{ij}}\ , \tag{4}$$

где $\vec{R}_{ij}$ – радиус-вектор, соединяющий точку M_i с точкой M_j, R_{ij} – модуль радиус-вектора, $i,j=\overline{1,N}$, $N=N_o+N_p$, N_o – количество частиц образца (мишени), N_p – количество ионов в пучке.

Предположим, что потенциал определен функцией Ленарда-Джонса (n-m) (предположение 6) [6]:

$$U=\frac{A}{R^n}-\frac{B}{R^m}\ , \tag{5}$$

где A,B,n,m - некоторые константы, характеризующие молекулы рассматриваемого вещества. Следовательно, силовое взаимодействие точек будет описано системой уравнений:

$$m_i\frac{d^2\vec{r}_i}{dt^2}=-\sum_{i=1}^{N}\left(-\frac{nA}{{R_{ij}}^{n+1}}+\frac{mB}{{R_{ij}}^{m+1}}\right)\cdot\frac{\vec{r}_j-\vec{r}_i}{R_{ij}}, \tag{6}$$

где $R = \sqrt{\left(\vec{r}_j - \vec{r}_i\right)\cdot\left(\vec{r}_j - \vec{r}_i\right)}$, $i, j = \overline{1, N}$.

Кроме того, исключая из полученных уравнений, так называемое самодействие, следует добавить условие $\vec{F}_{ij} = \vec{0}$, если $i = j$.[7] Выделяя скорости и ускорения, приведем систему уравнений (2.4) к нормальной форме:

$$\begin{cases} \dfrac{d\vec{r}_i}{dt} = \vec{V}_i; \\ \dfrac{d\vec{V}_i}{dt} = \dfrac{1}{m}\sum\limits_{j=1}^{N}\left(\dfrac{nA}{R_{ij}^{\,n+1}} - \dfrac{mB}{R_{ij}^{\,m+1}}\right)\cdot\dfrac{\vec{r}_j - \vec{r}_i}{R_{ij}}. \end{cases} \qquad (7)$$

Число уравнений в конечной системе будет определяться как числом атомов рассматриваемой подложки, а также числом ионов, составляющих образуемые пучки. Причем рассматривать придется следующие комбинации взаимодействия: $N^+ - N^+$, $Fe - Fe$, $Fe - N^+$, $Fe - Cu^+$, $Cu^+ - N^+$ $Cu^+ - Cu^+$. Все комбинации взаимодействия (включая соседей до второго порядка соседства) и составят систему дифференциальных уравнений.

Рассмотренная выше компьютерная динамическая модель проникания ионов азота сквозь атомы мишени дает наглядное представление о процессах, протекающих при имплантации. С другой стороны эта модель приводит к убеждению в том, что переход на макроуровень для описанного выше подхода затруднителен в связи с серьезными трудностями вычислительного характера т.к. приходится решать очень большие системы нелинейных дифференциальных уравнений. Однако результаты, полученные выше, могут быть успешно использованы, если воспользоваться одной из модификаций метода частиц иногда называемого методом крупных частиц.[7].

Если говорить о конкретном режиме имплантирования ионов, то начать следует с имплантации меди, причем применять постепенный разгон ионов с целью подготовки поверхности. Далее необходима обработка свинцом, причем наибольшую продолжительность должны занять стадии десорбции и распыления, чтобы подготовить поверхностный, более тонкий слой к принятью ионов азота. Затем уже и проводится имплантация ионов азота, при которой аналогично проходят все вышеописанные четыре стадии.

Можно сделать заключение, что для достижения оптимальных результатов достаточно, чтобы слой меди и свинца составлял 200 нм от поверхности, а слой азота – около 50–70 нм.

Применение подобной обработки в машиностроении применимо,

прежде всего, для тяжело нагруженных деталей, испытывающих при этом трибологические нагрузки. К примеру, такое явление наблюдается в таких трансмиссионных деталях, как шарниры, передающие значительные крутящие моменты. В автомобилях это шарниры равных угловых скоростей, чьи внутренние поверхности рекомендуется обрабатывать подобным образом. Также возможно применение метода и для крестовин шарниров карданных передач. Такой метод позволит снизить вероятность возникновения усталостных трещин, а также снизит износ в парах трения, что существенно повысит долговечность этих узлов.

Если говорить о результатах обработки, то указанное воздействие поднимет усталостную прочность и износостойкость в 1,5–2 раза. Такие значения позволят создать шарниры, замена которых будет происходить значительно реже, а значит, удастся уменьшить время простоя парка, затраты на текущий ремонт и затраты, связанные с поломками на линии.

Таким образом, ионная имплантация предстает перед нами как довольно перспективный метод упрочнения поверхностных слоев деталей автомобилей. При рациональной комбинации ионов, грамотно подобранных дозах имплантации можно не только значительно повысить трибологические свойства, но также и существенно увеличить усталостную и коррозионную стойкость таких деталей, как тяжело нагруженные шарниры.

Список литературы

1. Поут Дж. М. Модифицирование и легирование поверхности лазерными, ионными и электронными пучками/ Под. ред. Дж. М. Поута, Г. Фоти, Д.К. Джекобсона. М: Машиностроение, 1987. 424 с.

2. Лейман К. Взаимодействие излучения с твердым телом и образование элементарных дефектов/ Пер. с англ. М.: Атомиздат, 1979. 296 с.

3. Ноздрин В.Ф., Умеренко С.М., Губенко С.И. О механизме упрочнения металлов при сверхглубоком проникновении высокоскоростных частиц // Физика и химия обработки материалов. № 6. 1991. С. 73–79.

4. Овчинников В.В., Козлов Д.А., Якутина С.В. Влияние ионной имплантации меди на свойства конструкционной стали 30ХГСН2А. // Упрочняющие технологии и покрытия. 2009. №10. С.16–23.

5. Сидоров Е. М. Модификация поверхностей деталей автомобилей методом ионной имплантации азота // Молодежный вестник технологического факультета. Лучшие работы студентов и аспирантов: сборник статей. Изд-во ТулГУ, Тула: 2009.

6. Каплан, И. Г. Введение в теорию межмолекулярных взаимодействий М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы,

1982. 312 с.

7. Витальский Д.В. Модификация и эксплуатационные свойства поверхностей деталей машин и инструментов при ионной имплантации азота: дисс. канд. техн. наук. Тула, 2007.

137 с.

E.M. Sidorov

THE TECHNOLOGY OF HARDENING PARTS OF MACHINE SWING JOINT WITH USING ION IMPLANTATION

In work is presented the technology of hardening of details articulated the compounds applied in modern transport machine. The technology is based on application of a method of ionic implantation and assumes the combined processing. Also provides an approach to modelling of the technology of processing.

Key words: ionic implantation, the hinge, tribology, microhardness, modelling.

Получено 20.01.12

СОДЕРЖАНИЕ

АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПРОЦЕССОВ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Сальников В.С., Ерзин О.А.
Автоматизация управления материальным потоком в технологической системе операции 3

Карпов В.С., Панарин В.М., Царьков Г.Ю., Панарин М.В., Телегина Н.А.
Автоматизированная информационно-измерительная система непрерывного контроля крановых узлов газопроводов 11

Чеботарев А.Л., Панарин В.М., Царьков Г.Ю., Панарин М.В., Телегина Н.А.
Автоматизированная информационно-измерительная и управляющая система для территориально распределенных станций катодной защиты (СКЗ) с использованием сети GSM 15

Иноземцев А.Н., Пасько Н.И., Анцев А.В.
Ситуационное управление ресурсом режущего инструмента 21

Сальников В.С., Ерзин О.А.
Модель управления автоматизированной технологической системой операции 30

Шадский Г.В., Сальников С.В.
Управление колебательными процессами в зоне резания 36

Звягин К.В., Золотухин В.И.
Автоматизация контроля качества тиксотропных смесей 43

Золотухин В.И.
Автоматизация управления потоком металла в машинах непрерывной разливки стали 46

Шадский Г.В., Сальников С.В.
Возможности автоматического управления разрушением зоны резания 53

Трушин Н.Н., Трошина А.Г.
Автоматизированная система технической подготовки ремонта и модернизации тяжелых технологических машин 58

Трушин Н.Н., Трошина А.Г.
Автоматизированное управление процессом реновации тяжелой технологической машины 68

Карпов В.С., Панарин В.М., Горюнкова А.А.
Информационно-измерительная система мониторинга загрязнения приземного слоя атмосферы промышленно развитых регионов 74

Карпов В.С., Панарин В.М., Горюнкова А.А.
Информационно-измерительная система оценки загрязнений атмосферного воздуха 83

Карпов В.С., Седельников Ю.В., Сычугов А.А.
Задача мониторинга состояния инфраструктурных проектов 91

Лимаренко Д.П.
Идентификация математической модели промышленного робота дуговой сварки 96

Филиппова Е.В.
Моделирование движения мобильного робота с учетом рельефа местности 101

Хапкина И.К.
Позиционный скоростной алгоритм управления манипуляционными роботами 106

Фатуев В.А., Ковешников В.А.
Математическая модель универсального случайно-генетического алгоритма накопительного типа 110

Фатуев В.А., Сафронова М.А.
Управление динамическими системами с использованием ситуационных и регрессионных моделей 118

Фатуев В.А., Ковешников В.А.
Экспериментальные исследования универсального алгоритма случайно-генетической оптимизации 127

Ловчаков В.И., Сапожников А.М.
Синтез квазиоптимальных по быстродействию систем управления высокого порядка 136

ТЕХНОЛОГИИ И ОБОРУДОВАНИЕ ОБРАБОТКИ МЕТАЛЛОВ ДАВЛЕНИЕМ

Яковлев С.С., Кухарь В.Д., Ремнев К.С., Талалаев А.К.
Технологический процесс изготовления полуторовых днищ 148

Панфилов Г.В., Судаков П.В.
Анализ кинематических соотношений механизма подачи плоских круглых заготовок различного диаметра в штамп вырубки-пробивки . 155

Панфилов Г.В., Недошивин С.В., Судаков П.В.
Обоснование алгоритма интегрирования напряжений вдоль граничных линий скольжения в осесимметричных задачах теории пластичности 160

Соболев Я.А., Филиппов Ю.К., Рагулин А.В., Молодов А.В.
Исследование различных типов смазки при холодном обратном выдавливании 166

Платонов В.И., Яковлев С.С., Черняев А.В.
Предельные возможности вытяжки с утонением стенки анизотропного материала в режиме ползучести 171

Трещев А.А., Васильев Н.В.
Расчет напряженно-деформированного состояния трехслойной гибкой пластины из анизотропных разносопротивляющихся материалов с учетом больших прогибов 179

Ларин С.Н., Яковлев Б.С., Пилипенко О.В.
Изотермическая вытяжка коробчатых деталей из анизотропных материалов по схеме «овал-прямоугольник» 188

Ларин С.Н., Яковлев С.С., Чудин В.Н., Леонова Е.В.
Изотермическая пневмоформовка вафельных панелей и трубчатых конструкций 196

Яковлев С.С., Ларин С.Н., Чарин А.В.
Влияние анизотропии механических свойств на напряженное и деформированное состояния заготовки при изотермическом деформировании полусферических деталей 202

Петров А.Н.
Выбор оптимальных коллоидно-графитовых смазочных материалов для штампов горячего деформирования 209

Петров А.Н.
Исследование коллоидно-графитовых смазочных материалов на водной основе 215

Журавлев Г.М., Дао Тиен Той
Расчет температурного поля в зоне пластической деформации 221

Журавлев Г.М., Чан Дык Хоан
Расчет повреждаемости на вытяжных операциях 227

МАШИНОВЕДЕНИЕ И МАШИНОСТРОЕНИЕ

Анцев В.Ю., Витчук П.В.
Классификация лифтов по величине контактного давления в ручьях канатоведущего шкива 237

Смирнов Ю.П., Тарасов В.К.
О распределении напряжений во вращающихся деталях машин 242

Анцев В.Ю., Иноземцев А.Н., Пасько Н.И.
Вероятностно-статистический анализ процесса испытания автоматических технологических машин 247

Анцев В.Ю., Иноземцев А.Н.
Оценки качества машин и агрегатов на стадии эксплуатации по показателям их долговечности 254

Кутепов В.С.
Условия эксплуатации морского гиростабилизированного гравиметра 260

Кутепов В.С.
Схемы низкочастотных стендов для динамических испытаний гравиметров 268

Ушаков М.В., Доронин А.В., Панков П.В.
Формирование отображения следа инструмента при обработке заданного сечения винтовой поверхности дисковым инструментом … 277

Картавцев И.С.
Моделирование процесса подналадки станка с ЧПУ …….. 282

Картавцев И.С., Пасько Н.И.
Математическая модель контроля размерной настройки станка с ЧПУ по методу контрольной карты …… 292

Щекочихин А.В.
Давление предварительной зарядки напорного аккумулятора и работа гидропневматической силовой импульсной системы …….. 301

Ефимова А.И., Панченко Е.В., Лопа И.В.
Продольная устойчивость выдвижных шпинделей затворов трубопроводов с учетом ступенчато изменяющейся их жесткостью … 306

Ефимова А.И., Панченко Е.В., Лопа И.В.
Продольная устойчивость выдвижных шпинделей затворов трубопроводов с учетом поддерживающего влияния сальника ……. 312

Плешкова Т.А., Корнева М.С.
Технология использования координатно-измерительных машин при измерении погрешности взаимного расположения …….. 319

Григоров И.В., Ямников А.С.
Влияние погрешностей формы и относительного положения поверхностей деталей рычажного механизма на отклонения замыкающего размера …… 323

Григоров И.В., Ямников А.С.
Математическая модель станочной позиции для механизированной пригонки многозвенного рычажного механизма …….. 328

Григоров И.В., Ямников А.С.
Алгоритм расчета допустимых отклонений размеров станочной позиции для механизированной пригонки рычажного механизма …… 335

Горелов А.С., Морозов В.Б., Сапронов П.В.
Структурирование в технологической системе отбора и подготовки проб продукции и сырья пищевой и перерабатывающей промышленности ……... 345

Нестерова Е.Н.
Разработка регулировочной пластины для куттерных ножей …….. 355

Проскуряков Н.Е., Моисеев А.В.
Концепция, варианты компоновок и перспективы внедрения мобильной установки регенерации органических растворителей ……. 361

Маткин Ю.Л., Гордеева Н.А.
Определение оптимальных конструктивных параметров вибрационного загрузочного устройства …….. 367

Горелов А.С., Прейс В.В., Саввина Е.А.
Определение параметров статистического регулирования технологического процесса на основе экономических показателей ….. 374

Смирнов Ю.П.
Параметрический синтез импульсного вибротранспортного устройства …… 381

Смирнов Ю.П.
Об эффектах трения в сферическом шарнире …….. 387

Фролович Е.Н.
Автоматические роторные линии от истории создания к современному этапу промышленного развития …… 394

Дегтярев М.И.
К анализу устойчивости двухосного индикаторного гиростабилизатора на динамически настраиваемом гироскопе ……. 403

Мещеряков В.Н., Диденко Е.Е.
Математическая модель системы управления главным электроприводом прокатной клети …… 408

Котов В.В., Сергеев Е.А.
Обнаружение подвижных объектов методом пространственно-временной фильтрации …… 424

Сергеев Е.А.
Модель формирования изображения подвижного объекта в системе обнаружения движения …….. 428

Ларкин Е.В., Акименко Т.А.
Математическая модель накопления заряда в ячейке линейного фотоэлектронного преобразователя 432

Кутергин А.В., Ямников А.С.
Экспериментальные исследования параметров напряженно-деформированного состояния шестигранного корпуса 437

Протасьев В.Б., Омельченко Л.А.
Особенности технологии фрезерования корешков бумажных блоков 442

ТРАНСПОРТ

Кретов А.Ю.
Классификация моделей клеточных автоматов. Основные правила 449

Пышный В.А.
Моделирование загрузки транспортной сети 457

Чан Куок Тоан
Обзор методов математического моделирования дизельных ДВС с турбонаддувом 474

Бертяев В.Д., Митяев А.Г., Мягков Ю.В., Курицин В.В.
Динамика соударений поршня о цилиндр в ДВС 484

Володин А.В., Мягков Ю.В.
Математическое моделирование распределения напряженности магнитного поля плоского индуктора 489

Ларин В.А., Мягков Ю.В., Елагин М.Ю.
Роликовый стенд финишной вибробалансировки колес автомобилей .. 493

Сидоров Е.М.
Технология упрочнения деталей шарнирных соединений машин с применением ионной имплантации 496

Научное издание

ИЗВЕСТИЯ
ТУЛЬСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО УНИВЕРСИТЕТА

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

Выпуск 2

Изд. лиц. ЛР № 020300 от 12.02.97. Подписано в печать 27.02.12
Формат бумаги 70×100 1/16. Бумага офсетная.
Усл. печ. л. 29,7. Уч.-изд. л. 25,6.
Тираж 500 экз. Заказ 134

Тульский государственный университет
300012, г. Тула, просп. Ленина, 92.

Отпечатано в Издательстве ТулГУ
300012, г. Тула, просп. Ленина, 95

511