

Узнайте стоимость написания студенческой работы на заказ  
<http://учебники.информ2000.рф/napisat-diplom.shtml>

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
Высшего профессионального образования  
Московский государственный технологический университет  
«СТАНКИН»

**М.Г. Косов**  
**А.П. Кузнецов**

## **Т Р И Б О Э К О Л О Г И Я**

**УЧЕБНИКИ, ДИПЛОМЫ, ДИССЕРТАЦИИ -  
полные тексты**

На сайте электронной библиотеки  
[www.учебники.информ2000.рф](http://www.учебники.информ2000.рф)

**НАПИСАНИЕ на ЗАКАЗ:**

1. Диссертации и научные работы
2. Дипломы, курсовые, рефераты, чертежи...
3. Школьные задания

Онлайн-консультации

ЛЮБАЯ тематика, в том числе ТЕХНИКА

Приглашаем авторов

Узнайте стоимость написания студенческой работы на заказ  
<http://учебники.информ2000.рф/napisat-diplom.shtml>

УДК 621.81.001.66

Рецензенты: Н.М.Султан-заде, д.т.н., профессор МГИУ  
В.Г.Митрофанов, д.т.н., профессор МГТУ «Станкин»

*Косов М.Г., Кузнецов А.П. Трибозология.* – М.: МГТУ «Станкин», Янус-К, 2013. – 244 с.

ISBN 978-5-80-37-0606-9

Рассмотрены вопросы экологической эффективности производств, главным образом машиностроительных. Сформулировано понятие трибозологии и дается его характеристика. Приведен, с позиции трибозологии, анализ функционирования технологического оборудования. Систематизированы вредные воздействия в зависимости от способа обработки. Сформулированы основные направления развития трибозологии. Предложены методы решения контактных задач, модели износа, методы оптимизации процесса резания, учитывающих экологические факторы. Даны конструкции механизмов, осуществляющих передачу движения из одной среды в другую без уплотнений в подвижных стыках.

Составители: д.т.н., проф. Косов М.Г.,  
д.т.н., проф. Кузнецов А.П.

©Косов М.Г., Кузнецов А.П., 2013

ISBN 978-5-80-37-0606-9

Вернуться в каталог учебников  
<http://учебники.информ2000.рф/uchebniki.shtml>

<b>Содержание</b>	<b>стр.</b>
<b>Введение</b> .....	<b>5</b>
<b>1. Экономическое обоснование</b> .....	<b>9</b>
1.1. Локальная экология .....	9
1.2. Затраты на охрану природы и природоресурсные платежи .....	11
<b>2. Разработка экологических критериев оценки технологических процессов</b> .....	<b>18</b>
2.1. Функциональная модель гибкого производства .....	18
2.2. Спецификация потоков в ГПС .....	22
2.3. Вредные выделения при механообработке .....	26
2.4. Выбор физического принципа.....	30
2.5. Контакт «инструмент-деталь» при лезвийной обработке .....	38
2.6. Примеры технических контактных задач .....	44
2.7. Определение и предмет исследований трибоэкологии .....	48
<b>3. Связи между деталями в технических схемах</b> .....	<b>55</b>
3.1. Свойства связей .....	55
3.2. Внутренние и граничные связи .....	56
3.3. Свойства материалов.....	59
3.4. Свойства объемов .....	61
3.5. Свойства граничных связей.....	61
3.6. Пример связей .....	69
<b>4. Оптимизация процесса токарной обработки с учетом экологических факторов</b> .....	<b>72</b>
4.1. Общая постановка задачи .....	72
4.2. Экологический критерий технологического процесса .....	75
4.3. Аналитическое исследование моделей контактного в заимодействия инструмент-заготовка .....	78
4.4. Планирование и обработка машинных экспериментов .....	92
<b>5. Применение герметичных передач с деформируемыми звеньями для обеспечения экологической безопасности</b> .....	<b>104</b>

5.1. Классификация передач и муфт деформируемыми звеньями .....	104
5.2. Передачи движения в вакуум .....	112
5.3. Применение волновых передач в вакуумной технике .....	121
5.4. Применение передач с деформируемыми звеньями .....	140
5.5. Сплавы с памятью. Применение для обеспечения экологической безопасности .....	158
<b>6. Моделирование усталостного изнашивания</b> .....	<b>171</b>
6.1. Влияние контактных деформаций и износа на условия работы зубчатой передачи .....	171
6.2. Характеристики изнашивания .....	174
6.3. Основное уравнение изнашивания .....	176
6.4. Связь между трением и износом .....	184
6.5. Износ зубчатых передач .....	186
6.6. Определение величины износа для слоя покрытия .....	195
<b>7. Метод граничных (поверхностных) и объемных конечных элементов</b> .....	<b>199</b>
7.1. Модели, применяемые для анализа технологического оборудования .....	199
7.2. Концепция моделирования тел поверхностными и объемными конечными элементами .....	203
7.3. Моделирование контактных задач деталей с покрытиями .....	210
7.4. Контакт вала с цилиндрическим отверстием, армированным напрессованным кольцом .....	216
7.5. Моделирование контактной жесткости с учетом рельефа шероховатости .....	226
<b>Библиографический список</b> .....	<b>233</b>

## **Введение**

Технические и технологические системы (ТТС) имеют решающее значение для различных областей экономики: машиностроения, автомобилестроения, приборостроения, энергомашиностроения и многих других областей материального производства. При выполнении любого технологического процесса ТТС осуществляют изменение свойств и/или состояния и/или структуры поступившей на вход материи, под воздействием поступающей на вход энергии в соответствии с заданной информацией. Материя, энергия и информация по времени поступления на вход и по времени преобразования и взаимодействия могут совпадать или не совпадать друг с другом. В зависимости от вида энергии, направленного и осуществляющего изменение состояния, структуры и свойств материала, количества и способа передачи информации различают виды реализуемых технологических процессов: обработка резанием (механообработка), обработка давлением, литье, сварка, термическая обработка, гибка и др.

ТТС можно определить как функционально взаимосвязанную совокупность деталей, механизмов и узлов, определяющих и обуславливающих преобразование потоков энергии (тепловой, силовой, электрической и др.) для реализации функций взаимодействия деталей, механизмов и узлов, обуславливающих изменения начального состояния и/или структуры и/или свойств материи (твердой, жидкой, газообразной и др.) как количественно, так и качественно под управлением информации о форме и последовательности преобразования циркулирующей материи и энергии в структуре ТТС и окружающей ее технологической среде.

Проектирование, изготовление и эксплуатация любой ТТС так или иначе связаны с преодолением сил трения, поэтому до одной трети ми-

ровых энергетических ресурсов расходуется на преодоление сил трения в той или иной форме.

Известно также, что при функционировании технологического оборудования работа трения и связанный с этим процесс износа слоев контактирующих тел повышают расход энергии, вызывают вибрации, шум, газовыделение и т.д., что приводит к вредному воздействию на окружающую среду.

Многочисленные исследования ТТС направлены на снижение энергозатрат. Этому способствуют исследования в таких научных областях как динамика машин, трибомеханика, трибоника, трибология, трибохимия, трибофатика, приборостроение и др.

Большое количество работ посвящено различным аспектам функционирования ТТС и протекающим в них процессам контакта, трения и износа, надежности и долговечности, прочности, виброустойчивости и др.

Однако вопросы функционирования ТТС и воздействия вышеперечисленных процессов на экологические показатели технической и окружающей среды ТТС чаще всего остаются вне поля зрения исследователей или только констатируются. Поэтому очевидно, что в разных областях производства (как на вредных производствах, так и в меньшей степени на машиностроительных производствах) все большее внимание уделяется мероприятиям по охране окружающей среды, на которые выделяются значительные ресурсы.

Это противоречие обуславливает необходимость создания нового научного направления (области), которое устранил указанное несоответствие. Это требует комплексного подхода к построению технических систем и изучению взаимодействия функционирующей технической системы с экологическими факторами.

Естественно, что достижения в различных областях науки и техники не могут быть использованы при решении комплексной экологиче-

ской проблемы путем простого переноса, т.к. результаты получены различными методами, при различных предпосылках, граничных и начальных условиях.

Адаптация известных моделей и методов из различных областей науки и техники к решению экологических задач возможна на основе физического принципа, позволяющего объединить в единую структуру с позиции экологии все разнообразие действующих в ТТС факторов.

В основу такого физического принципа, как будет показано, следует положить контактное взаимодействие, которое в ТТС является основным (типичным) физическим принципом, определяющим явления трения и износа и, как следствие этого, изменение функциональных показателей, которые являются причиной негативного воздействия на окружающую среду при эксплуатации ТСС.

При проектировании очевидно возникает необходимость в рассмотрении вопросов по защите окружающей среды в связи с процессами контакта, трения и износа, происходящими в ТСС, поэтому целью научного направления, определяемого как трибозология, является минимизация экологических изменений на основе специального и дополнительного изучения процесса контакта для принятия конструкторско-технологических, управленческих и организационных решений и проведения эксплуатационных мероприятий [2, 3, 4].

В первую очередь, в процессе проектирования ТТС с учетом экологических факторов необходимо рассмотреть следующие процессы:

- провести экономическое обоснование необходимости развития трибозологического научного направления,
- предложить модель технической системы с позиции ее воздействия на окружающую среду в зависимости от технологических операций,
- обосновать выбор основного принципа, который может быть в основу решения задач трибозологии,

Узнайте стоимость написания студенческой работы на заказ  
<http://учебники.информ2000.рф/napisat-diplom.shtml>

– дать определение и сформулировать предмет исследования трибологии как научного направления,

– разработать структуру связей в конструкциях ТС, обусловленных воздействием силовых источников с учетом геометрической формы и физико-механических свойств материалов и характера трения в стыках контактирующих звеньев,

– разработать методы оптимизации технологических процессов с учетом экологических факторов,

– предложить конструкции механизмов, осуществляющих передачу движения из одной области (например, агрессивная среда) в другую (атмосфера) без уплотнений в подвижных стыках.

Экологичность технологического оборудования зависит от конструктивной схемы, геометрических образов тел, контактных и изгибных деформаций, поэтому необходимо построить математические модели контакта, жесткости и износа, учитывающие перечисленные выше особенности и разработать методы их решения.



## **ГЛАВА 1. ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ**

### **1.1. Локальная экология**

Экология – это наука, изучающая отношения (особенно популяций, биоцентов и т.п.) между собой и окружающей их неорганической природой, общие законы функционирования экосистем различного иерархического уровня, среду обитания живых существ (включая человека). Можно выделить глобальную и локальную экологию, различающиеся масштабами и размерами изучаемых поверхностей. Глобальная экология изучает биосферу в целом, т.е. экологическую систему, охватывающую земной шар или отдельные его области. К числу главных задач современной глобальной экологии относится изучение антропогенных изменений в среде обитания и обоснование методов сохранения и улучшения этой среды в интересах человечества [1]. В связи с этим, важное значение приобретает прогнозирование изменений экологической ситуации в будущем и разработка мероприятий, направленных на сохранение и улучшение среды обитания, на предотвращение изменений в биосфере. Изменения в биосфере возникают под воздействием как глобальных источников, так и локальных, действие которых в общем случае оказывает незначительный глобальный эффект. Однако, такие локальные источники вызывают серьезные изменения экологической обстановки в месте их расположения. К таким локальным источникам относится воздействие различных промышленных предприятий, а также отдельных механизмов. Не принося значительного ущерба глобальной среде обитания, такие источники могут вызвать вблизи их расположения существенные изменения среды обитания не в лучшую сторону. Широкое увлечение глобальными вопросами экологии, такими как атмосферный воздух, земля и т.д. оставляет в стороне локальные вопросы экологии. К числу вопросов локальной экологии следует отнести выявление причин возникновения антропогенных изменений в локальном объеме

среды обитания в результате воздействия технологических процессов и разработка методов сохранения и улучшения этой среды.

Традиционно принято считать, что в технологических процессах промышленного производства заложено отрицательное влияние на окружающую среду, вызванное загрязнением водного и воздушного пространства различными отходами [5].

Под отходами понимается материал, который не представляет ценности для технологического процесса. Однако, из этого не следует, что этот материал вообще не представляет никакой ценности. Наоборот, большое количество промышленных отходов является или могло быть ценным сырьем для других производств или для других процессов. Всемирная конференция в Женеве о жизненной среде в 1978 г. определила проблему малоотходных и безотходных технологий следующим образом:

«Практическое применение знаний, методов и средств с точки зрения такой цели, чтобы в рамках человеческих потребностей происходило самое рациональное использование природных материалов и энергии, применительно к производству, так и к охране окружающей среды».

Такой подход можно выполнить в четырех стадиях реализации:

- прекращение возникновения отходов, прежде всего связанных с использованием замкнутой циркуляции вещества;
- отходы, которые нельзя исключить, но можно их снова ввести в производственный цикл;
- отходы, которые можно снова использовать во вторичном технологическом процессе (вторичный материал);
- отходы, которые не сумели снова использовать и которые складываются на определенный срок (третичный материал).

Реализация одного из этих подходов требует дополнительных затрат. Рассмотрим дополнительные затраты [5].

## **1.2. Затраты на охрану природы и природоресурсные платежи**

Природа и ее богатства являются национальным достоянием народов России, естественной основой их устойчивого социально-экономического развития и благосостояния человека. В современных условиях чистота окружающей среды уже не может рассматриваться как бесплатный дар природы. Высокий уровень качества окружающей среды является одной из целей общественного производства, требующий значительных затрат. С другой стороны, уровень качества окружающей среды тесно связан с процессом производства и влияет на уровень общественно необходимых затрат. Таким образом, мы вправе говорить о формировании общественно необходимых затрат для обеспечения качества окружающей среды, или экологических издержек общественного производства. Машиностроительное предприятие, как Природопользователь, в соответствии со статьей 20 Закона Российской Федерации об охране окружающей природной среды [6] обязано компенсировать тот ущерб, который оно наносит своей деятельностью окружающей природной среде. Платность природопользования включает плату за природные ресурсы, за загрязнение окружающей природной среды и за другие виды воздействия. Плата за природные ресурсы (земля, недра, вода, лес и иная растительность, животный мир, рекреационные и другие природные ресурсы) взимается:

- за право пользования природными ресурсами в пределах установленных лимитов;
- за сверхлимитное и нерациональное использование природных ресурсов;
- за воспроизводство и охрану природных ресурсов.

Плата за загрязнение окружающей природной среды и другие виды воздействия взимается:

– за выбросы, сбросы загрязняющих веществ, размещение отходов и другие виды загрязнения в пределах установленных лимитов;

– за выбросы, сбросы загрязняющих веществ, размещение отходов и другие виды загрязнения сверх установленных лимитов.

Плата за нормативные и сверхнормативные выбросы и сбросы вредных веществ, размещение отходов перечисляется предприятиями, учреждениями, организациями в беспорядном порядке:

– 90 процентов – на специальные счета внебюджетных государственных экологических фондов, созданные для решения неотложных природоохранных задач, восстановления потерь в окружающей природной среде, компенсации причиненного вреда и других природоохранных задач;

– 10 процентов – в доход республиканского бюджета Российской Федерации для финансирования деятельности территориальных органов государственного управления в области охраны окружающей природной среды.

Внесение платы за использование природных ресурсов не освобождает природопользователя от выполнения мероприятий по охране окружающей природной среды и возмещения вреда, причиненного экологическим правонарушением.

В соответствии с законодательством платежи машиностроительного предприятия представляют собой текущие затраты, затраты на капитальный ремонт, экологические платежи и плату за природные ресурсы. При расчете себестоимости продукции расходы предприятия на экологию закладываются в виде коэффициента в общехозяйственных и общепроизводственных расходах.

Анализ себестоимости продукции машиностроительного предприятия показал, что экологические платежи наибольший удельный вес имеют на предприятиях мелкосерийного и серийного типов производ-

ства. На единицу продукции такого предприятия вложения в экологию составляют 11–15% от всех затрат на её производство (рис.1.1). Для сравнения зарплата рабочих составляет около 30% [5].



Рис.1.1. Доля экологических затрат современного машиностроительного предприятия в годовых затратах на производство продукции

В мелкосерийном и серийном типе производства доля затрат на экологию в себестоимости продукции наибольшая. В абсолютных цифрах наибольшие вложения на экологию наблюдаются при массовом производстве, но их доля снижается за счет серийности.

Наглядно распределение выплачиваемых средств по направлениям показано на диаграмме (см. рис.1.2).

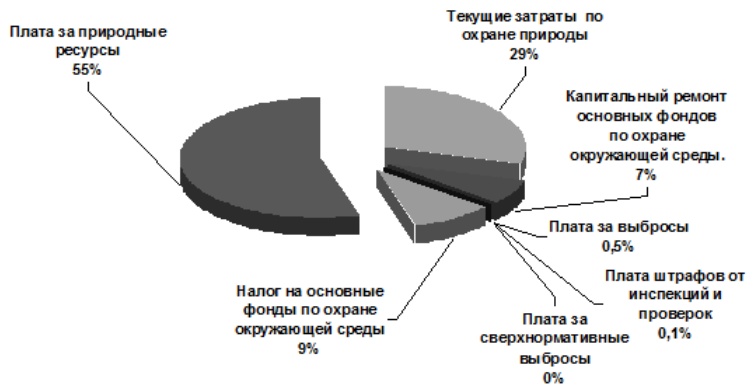


Рис.1.2. Структура экологических платежей предприятия

Как видно из диаграммы, наибольший удельный вес в структуре экологических платежей на предприятии составляет плата за использование природных ресурсов и текущие затраты по их охране. Не так мала доля затрат на капитальный ремонт и амортизацию основных производственных фондов по охране окружающей среды.

Если сопоставить удельный вес рассмотренных технологических процессов в трудоемкости изготовления изделия и удельный вес затрат на охрану природы, отнесенным к этим технологическим процессам, то получим картину, приведенную на рис.1.3.

Анализ, в затратах, показывает, что самыми весомыми с точки зрения экологии являются технологические процессы:

гальваническая обработка	– 27%
механическая обработка	– 18%
очистка деталей	– 15%
сборка и испытания	– 10%
литье и горячая штамповка	– 12%

Анализ трудоемкости технологических процессов в общей трудоемкости производственного процесса и удельного веса затрат на экологию в общих затратах .

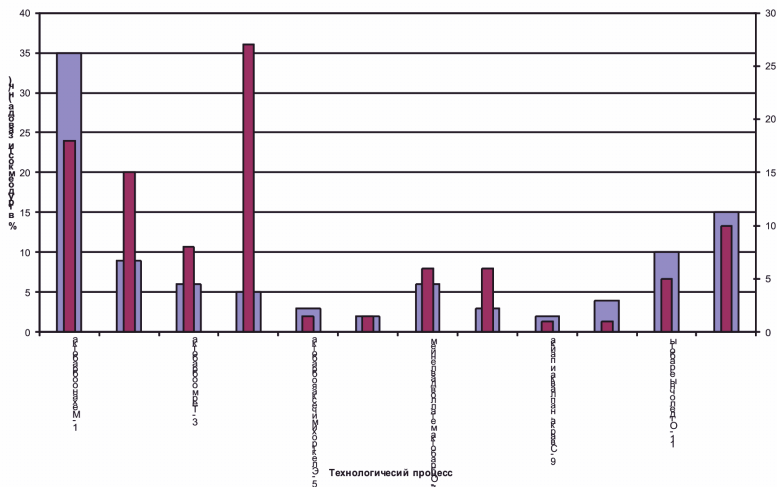


Рис.1.3. Анализ затрат

Самыми весомыми к 1 нормо-часу являются процессы гальваники, литейное производство, очистка деталей.

В различных типах производств и в различных областях машиностроения эти процессы будут сильно отличаться. Но методика подхода к анализу затрат на виды технологических процессов позволяет выявить узкие места и принимать обоснованные решения.

График безубыточности (рис.1.4) характеризует связь между затратами на охрану окружающей среды и производительностью. По горизонтали на графике отложено число  $N$  выпускаемых изделий. По вертикали сумма затрат. Прямая  $P$  соответствует постоянным издержкам без учета экологических факторов,  $P_э$  учитывает дополнительные затраты на охрану окружающей среды. Прямые  $TC_1$  и  $TC_2$  характеризуют валовые затраты с учетом расходов на охрану окружающей среды ( $TC_2$ ) и без их учета.  $TR$  характеризует размер выручки. Как видно из графика точки  $A_1$  и  $A_2$  являются точками безубыточности. Из графика видно,

что с учетом расходов на окружающую среду для получения прибыли нужно значительно увеличить выпуск продукции или цену  $N1 > N2$ .

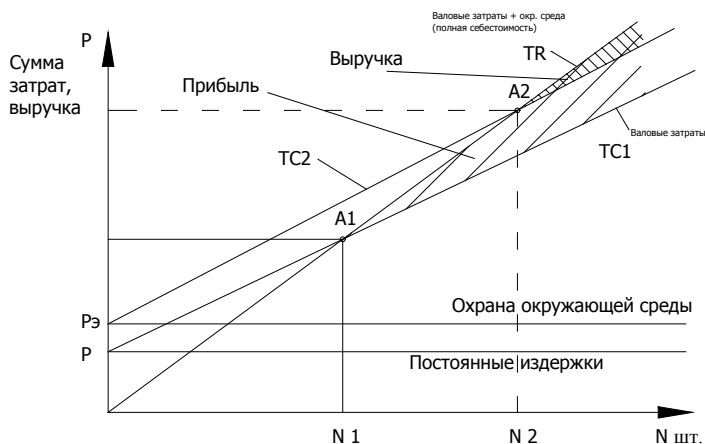


Рис.1.4. График безубыточности

Естественно в условиях рыночной экономики стремление производителя приблизить точки A1 и A2, т.е. уменьшить затраты на охрану окружающей среды. Это может быть достигнуто несколькими путями – увеличением цены изделия, что не всегда приемлемо в условиях рынка; устранением или изменением технологических операций, приносящих максимальный ущерб; внедрением прогрессивных технологических процессов; конструктивные изменения технологического оборудования; оптимизация процессов обработки; создание информационно-поисковых систем; моделирование процессов взаимодействия в условиях, приближенных к реальным.

При автоматизации проектно-конструкторского труда и внедрения систем автоматизированного проектирования САПР учитывать факторы экологичности. Это обстоятельство не всегда учитывается в разрабатываемых системах. Поэтому необходима разработка такой системы принятия конструкторско-технологических решений, которые создавали бы механические системы, называемые в дальнейшем технологическим обо-



рудованием (ТО), с минимальным воздействием на окружающую среду. Это тем более важно, что предварительный анализ затрат на охрану окружающей среды приводит к повышению себестоимости единицы изделия. Существует ряд способов, позволяющих сократить себестоимость изделия. К ним, прежде всего, относятся конструкторские, либо технологические мероприятия, оптимизация параметров конструкций, а также процессов обработки, учитывающие не только основные факторы, воздействующие на технологический процесс, но и их связи с внешней средой.

Поэтому важными в настоящее время являются задачи:

1. Исследования сущности взаимодействия узлов и деталей и на основании этого выявить физические принципы взаимодействий технической системы и окружающей среды;
2. Разработки критериев оценки факторов, воздействующих на окружающую среду;
3. Создания системы конструкторско-технологических мероприятий по ограничению действия указанных факторов.

Основные физические принципы рассмотрим на примере функционирования гибких производственных систем [7, 8, 9].

## **ГЛАВА 2. РАЗРАБОТКА ЭКОЛОГИЧЕСКИХ КРИТЕРИЕВ ОЦЕНКИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ**

### **2.1. Функциональная модель гибкого производства**

В виде примера локального источника воздействия на окружающую среду рассмотрим гибкие производственные системы (ГПС), которые являются одним из перспективным направлений автоматизации машиностроительного производства.

Согласно ГОСТ 26228-90 гибкая производственная система – это «управляемая средствами вычислительной техники совокупность технологического оборудования (ТО), состоящего из различных состояний гибких производственных модулей и (или) гибких производственных ячеек, автоматизированной системы технологической подготовки производства и системы обеспечения функционирования, обладающая свойством автоматизированной переналадки при изменении программы производства изделий, разновидности которых ограничены технологическими возможностями оборудования» [7].

Достоинства ГПС заключаются в следующем:

- обеспечение увеличения коэффициента использования технологического оборудования;
- трехсменную работу с ограниченным участием обслуживающего персонала;
- уменьшение времени переналадки технологического оборудования за счет автоматизации связанных с ней операций;
- сокращение длительного производственного цикла изготовления продукции и цикла подготовки производства при переходе на другую продукцию.

ГПС можно расчленить на три компонента:

1. система изготовления;
2. погрузочно-разгрузочные операции;

### 3. система управления.

Сочетание этих трех элементов составляет основу гибкого производства.

Любой способ производства, каков бы ни был выполняемый тип работы, должен осуществлять следующие операции:

– изготавливать: обрабатывать, штамповать, сваривать, красить, производить сборку, ковать, мыть и т.д.

– ориентировать: устанавливать детали в рабочее положение с рабочей точностью, которая, конечно же, зависит от типа осуществляемой операции (несколько микронов для шлифования и доводки и сантиметры для окраски и промывки) с конечной целью перемещения изделия на систему транспортировки.

– транспортировать: перемещать деталь с одного поста на следующий пост, а также на место складирования или в следующий цех.

– складировать: так как детали различны, то и время их изготовления неодинаково, следовательно, поток будет непостоянным и необходимо наличие промежуточного склада.

– контролировать: проверять соответствие изделия качественным параметрам, т.е. иметь возможность изменять систему контроля, начиная от выборочного и кончая 100%-ым.

– управлять производством: направлять каждую деталь к рабочему месту или месту складирования, которое ему соответствует в зависимости от стадии обработки этой детали в общем объеме операций, обеспеченности станков и оснасткой, инструментом и т.д.

Гибкое производство может иметь очень разные формы и разное назначение, начиная от высокоскоростного производства и кончая изготовлением деталей-прототипов. Функциональная схема ГПС представлена на рис.2.1 по Хартли Д [8].

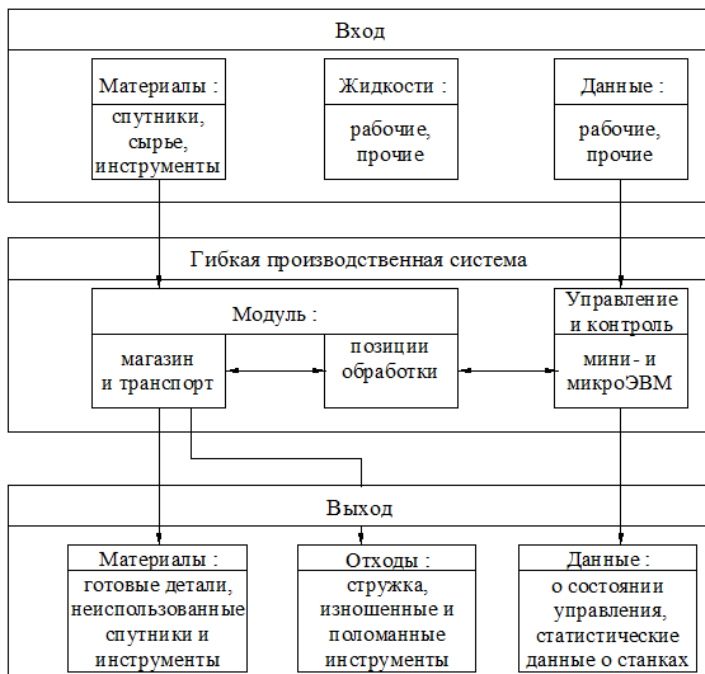


Рис.2.1. Функциональная схема ГПС

Для детального рассмотрения целесообразно представить ГПС в виде «серого ящика».

Техническую систему ГПС представляют в виде тройки множеств  $A, O, P$

$$(ГПС) = \langle A, O, P \rangle. \quad (2.1)$$

где  $A$  – множество элементов,  $O$  – множество операций,  $P$  – множество отношений.

Под множеством элементов  $A$  понимается множество  $T$  компонентов комплекса технологического оборудования (ТО) ГПС и множество  $Y$  аппаратных средств управления

$$A = \langle T, Y \rangle. \quad (2.2)$$

Множество  $O$  операций включает в себя множества  $F, L, K, G$

$$O = \langle F, L, K, G \rangle, \quad (2.3)$$

где  $F$  – множество операций формообразования и сборки;  $L$  – множество операций транспортировки и складирования;  $K$  – множество операций контроля продукции и оборудования;  $G$  – множество операций управления.

Множество отношений  $P$  определяется как множество материальных  $M$ , информационных  $I$  и энергетических потоков  $E$ ,  $P = \langle M, I, E, J \rangle$ , между которыми устанавливается множество связей [9, 10]

$$J = \langle t, R, D, S, i, W, Q, B \rangle,$$

где временные  $t$ , размерные  $R$ , свойства материалов  $D$ , экономические  $S$ , информационные  $i$ , кинематические  $W$ , силовые  $Q$ , граничные  $B$  связи. Связей  $t, R, S, I$  достаточно с точки зрения технолога [10]. С позиции конструктора наличие перечисленных четырёх связей в машине недостаточно. Дополнительные связи получаются из определения механической системы, как соединения механических и (или) электромеханических узлов, работа которых координируется и управляется информационными сетями (или людьми), которые выполняют динамические функции, связанные с механическими силами, перемещениями и потоками энергии.

Согласно основным положениям теории механизмов и машин под механизмами или узлами, образующими механическую систему, понимается искусственно созданная система тел, предназначенная для преобразования движения одного тела или нескольких тел в требуемое, называют звеньями. Каждое звено имеет своё особое движение, но движения отдельных звеньев связаны друг с другом. Соединение двух соприкасающихся звеньев называется кинематической парой. Таким образом, возникают кинематические связи  $W$ . Для выполнения машиной служебных функций необходимо силовое исследование, т.к. необходимо выявление условий, обеспечивающих заданный закон движения исполнительных звеньев механизма. Сюда относятся реакции, действующие в кинематических парах, так и силы, влияющие в функционировании механизма,

прикладываемые со стороны других тел, участвующих в работе механизма, но не являющие его звеньями. Вследствие чего возникают силовые связи  $Q$ .

Множество операций определяет режим работы оборудования ГПС по преобразованию материальных тел потока  $M$  на основании и в точном соответствии с множеством отношений  $P$ , свойственных данной ГПС, которые обеспечивают требуемое качество продукции  $q$  при заданной производительности  $v$  и минимальной себестоимости  $s$ . Множество значений  $B = \langle q, v, s \rangle$  определяют граничные условия работы ГПС. Они являются критериями, определяющими выбор (или проектирование) множества элементов  $A = \langle T, Y \rangle$ .

Множество операций  $F$  формообразования определяют совокупность операций системы, обеспечивающей формообразование заготовок. Эти операции обеспечивают требуемое качество деталей, которые являются звеньями размерных цепей  $R$  основного и вспомогательного оборудования.

Множество операций  $L$  обеспечивает непрерывность материального потока  $M$ , согласованность действий подсистемы ГПС и оборудования в соответствии с информационными потоками, управляющими командами систем управления и диагностическими сигналами о состоянии технологического оборудования.

Множество операций  $K$  обеспечивают коррекцию материального, информационного и энергетического потоков, если параметры работающей системы выходят за граничные условия  $B$ .

Множество операций  $G$  сборочных операций определяет последовательность и режим сборки.

## 2.2. Спецификация потоков в ГПС

Производственный процесс в ГПС можно представить следующей схемой (рис.2.2), состоящей из входного и выходного потоков:

С учётом экологических факторов выходные потоки делятся на две группы. К первой группе относятся собственно потоки, она предназначена для обеспечения выпуска готовой продукции, а ко второй – потоки, связанные с экологией [5].

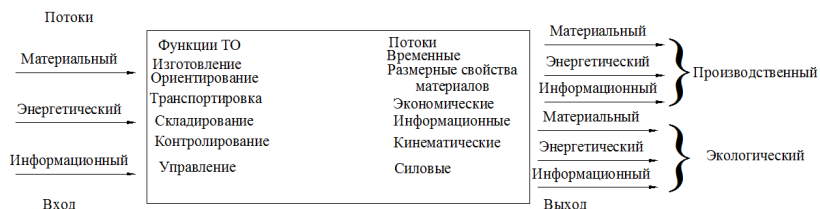


Рис.2.2. Схема потоков в ГПС

На входе ГПС материальный поток содержит: заготовки; режущий инструмент; технологическую оснастку; СОТС (смазочно-охлаждающие технические средства); воздух и масла для комплекта оборудования; средства контроля.

Информационный поток: набор программ для ЧПУ станками; набор программ для ЧПУ роботов и транспорта; информацию о плановом задании предприятия или цеха; информацию о технологическом процессе; набор программ для диагностической и контрольной информации.

Энергетический поток: электроэнергию для функционирования ТО; электроэнергию для систем ЧПУ, управления и диагностики; механическую энергию (пневмоэнергию – создаваемую компрессорами, гидроэнергию – создаваемую гидрогенераторами)); тепловую энергию, химическую энергию.

Выходной материальный поток содержит: готовые детали; бракованные детали; отходы; режущий инструмент; используемая технологическая оснастка; стружка.

Выходной информационный поток содержит: программы ЧПУ ТО (станок, робот, транспорт), если нет необходимости хранить их в памяти; информацию о количестве и качестве изготавливаемой продукции; ин-

формацию о состоянии комплекса оборудования ГПЦ и величине простоев при производстве продукции; информацию о готовности ГПЦ к обработке новой продукции; информацию об адресах потребителей готовой продукции.

Выходной энергетический поток содержит: энергию для транспортных средств, при транспортировке готовых деталей и отходов; энергию для контрольно-диагностического оборудования.

*Содержание экологического потока на выходе*

Материальные: отработанная СОЖ; стружка; шлаки от переплава; пыль; окалины (кузнечно-прессовое производство); продукты износа; пары; масла и эмульсии от травильных ванн; газы (аммиак, сернистый ангидрид); минеральные кислоты; оксид углерода СО, образующийся при плавке металла.

Термическая обработка (плазменные печи, закалочные ванны, отпуск, цементация). Воздух загрязнен: продуктами сгорания топлива; аэрозолями расплавов кислот и щелочей; солей масел; аммиаком, цианистым водородом.

Участки сварки и резки металлов: твердая сварочная аэрозоль; газообразные компоненты, содержащие окиси марганца, никеля, оксида азота, углерода.

При расходе 1 кг электродов в процессе ручной дуговой сварки в окружающую среду выделяется 40 г пыли, до 2 г HF, до 1,5 г СО. Для чугуна – 45 г пыли, до 2 г HF.

Гальванические цеха: пыль; пары бензина, керосина, трихлорэтилена; туман кислот и щелочей.

Лакокрасочное производство: токсичные вещества выделяются в процессе обезжиривания; окрасочный аэрозоль до 1 г/м<sup>3</sup>; пары растворителей до 10 г/м<sup>3</sup>; оксиды серы, азота, углерода и т.д.



В окрестность и в почву: тяжелые металлы и соли (молибден, никель, хром, свинец).

Энергетический поток: радиационное загрязнение (бесконтрольное использование, складирование, захоронение веществ, содержащих радиоактивные изотопы); шум, вибрации, ультразвук; электромагнитные поля; световое излучение; тепловые отходы; ионизирующее излучение; лазерное излучение.

К выходному информационному экологическому потоку относятся: пакеты программ, обслуживающие экологические материальные и энергетические потоки.

На рис.2.3 для различных способов обработки приведены составляющие экологического потока. Как видно из рисунка, на окружающую среду влияют: твердые составляющие (стружка, пыль, окалина); жидкостные составляющие (СОЖ, масла, жидкости); газообразные составляющие (воздух, газ, аэрозоли); пылеобразные составляющие (пыль и т.д.); энергетические составляющие (тепло, вибрации, шум); излучения (лазерное, рентгеновское, радиационное, СВЧ и т.д.).

Таким образом, наличие экологического потока на выходе позволяет по-другому представить работу технологического оборудования в отличие от традиционного подхода.

Основные виды операций технологического процесса на машиностроительном предприятии, степень их влияния и характер воздействия на атмосферу, водную среду, виды твердых отходов и энергетические выбросы рассмотрены в работе [5]. Собрать воедино полную информацию о различных видах операций технологического процесса, осуществляемых на машиностроительных предприятиях и их классифицировать практически невозможно из-за их многообразия и вводимых в производство новых видов обработок. Но в связи с ограничениями, накладываемыми на область исследований, в данной работе рассматри-

ваются машиностроительные предприятия с серийным и мелкосерийным типом производства.

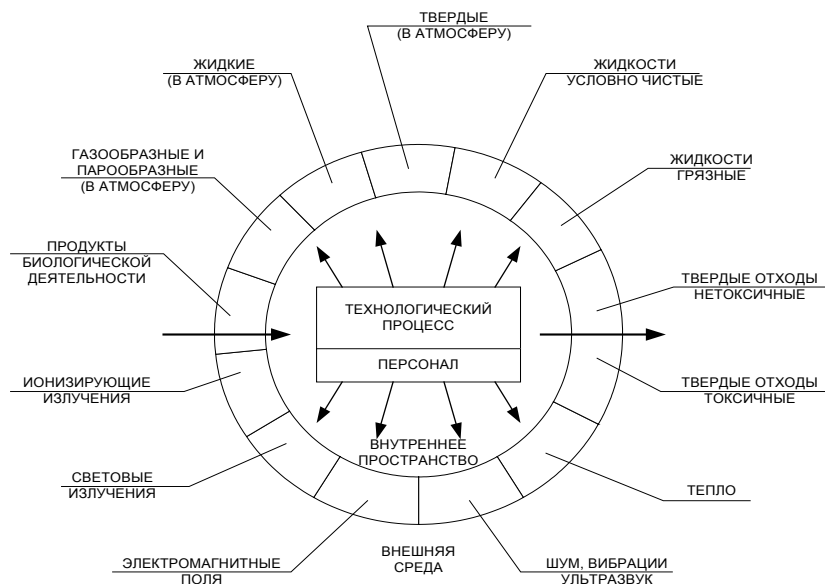


Рис.2.3. Составляющие экологического потока

Типовые технологии обработки, применяемые на предприятиях такого типа, подробно проанализированы в работе [5].

### 2.3. Вредные выделения при механообработке

Основные вредные выделения в атмосферу в механических цехах – стружка и пыль, образующиеся в процессе обработки хрупких материалов; тепловыделения от людей, от станочного оборудования и солнечной радиации (летом). При заточке инструмента, обдувке, шлифовании и полировании изделий выделяется абразивная, металлическая и органическая пыль, предельная концентрация в воздухе рабочей зоны –  $4 \text{ мг/м}^3$  воздуха. Пыль из заточных, шлифовальных и полировальных отделений удаляется местными отсосами от заточных, обдирочных, полировальных и шлифовальных кругов.

Источниками загрязнения воздуха при работе станков с применением для охлаждения режущего инструмента смазочно-охлаждающих жидкостей (СОЖ) (минеральных масел, эмульсий и керосина) являются пары и аэрозоли этих жидкостей, иногда образующие в воздухе масляные и керосиновые туманы. При выполнении отделочных операций механической обработки (хонингования, суперфиниша, доводки) в воздух поступают пары керосина, а также аэрозоли поверхностно-активных веществ (в частности, олеиновой кислоты). Обработка всухую абразивными инструментами (шлифовальными и полировальными кругами и лентами) сопровождается выделением абразивной пыли.

При холодной обработке металлов резанием широкое применение получили СОЖ, в состав которых входят нефтяные масла (веретенное, сульфифрезол и др.), а также приготовленные на их основе эмульсолы и 3–10% водные растворы – эмульсии. Как правило, подача СОЖ в зону резания производится способом полива. Для достижения технологического эффекта используется большое количество жидкости от 1,5 до 10 л/мин 5% эмульсии; 3–5 л/мин сульфифрезола и др. При этом воздух производственных помещений загрязняется масляным туманом в концентрациях 4–40 мг/м<sup>3</sup>, углеводородами, парами щелочи.

Машиностроение занимает четвертое место среди загрязнителей гидросферы – после черной металлургии, химической и целлюлозно-бумажной промышленности. Из общего стока лишь немногим больше половины проходит через очистные сооружения, которые, как правило, не соответствуют современным экологическим требованиям. Причем доля так называемых маслосодержащих вод (отработанные водосмешиваемые СОТС, утечки из смазочных систем и маслохозяйств и т.п.) составляет 40–60% общезаводского стока. Разлив, разбрызгивание, потери со стружкой и обтирочным материалом, просто слив СОТС в канализацию приводят к загрязнению почвы, водоемов и воздуха. Кроме того,

при этом безвозвратно теряется и та часть компонентов (включая воду), которую можно было бы извлечь и использовать повторно для приготовления новой партии СОТС, либо для других целей.

В процессе многократного использования при механической обработке металлов СОЖ истощаются и теряют свои технологические свойства. Основные причины этого следующие:

- накопление металлических частиц (пыли) и продуктов термического разложения масс;
- окисление масел в процессе работы, образование смол и др.;
- обеднение эмульсий в результате выноса эмульсола со стружкой (полосой);
- попадание в СОЖ масел, смазок и специальных жидкостей из гидравлических систем станков и станов;
- повышение содержания солей жесткости в водной фазе (выпаривание воды из эмульсии и внесение солей жесткости при добавлении воды);
- микробиологическое поражение (загнивание).

Последний фактор – основной в определении срока службы СОЖ. Бактериальная и грибная микрофлора развивается во всех видах водосмешиваемых СОЖ при их хранении и эксплуатации. В эмульсионных жидкостях преобладают бактерии, в синтетических – дрожжевые и плесневые грибы. Полусинтетические жидкости занимают промежуточное положение. Осуществляемые в процессе эксплуатации меры (очистка, введение биоцидов и др.) позволяют существенно продлить срок службы СОЖ.

Когда дальнейшее использование отработанной СОЖ становится невозможным, возникает необходимость её удаления из системы и замены свежей.

Общий уровень звукового давления в механических, ремонтных и инструментальных цехах, создаваемый металлорежущим оборудованием, находится в пределах 85–100 дБ, достигая в отдельных случаях 105–114 дБ. Наиболее высокие уровни шума зарегистрированы при работе крупных и тяжелых токарных, револьверных, сверлильных, фрезерных и шлифовальных станков. Спектр шума в основном средне- и высокочастотный.

Основными источниками шума при работе металлорежущих станков являются элементы их приводов – электродвигатели, зубчатые и ременные передачи, подшипники, особенно при наличии износа, перекосов и дисбаланса движущихся частей, а также сам процесс резания и вибрации технологической системы станок-приспособление-инструмент-деталь (СПИД). Высокие уровни шума (100–106 дБ) высокочастотного характера создаются при работе револьверных станков и автоматов вследствие ударов пруткового материала о направляющую трубу. На участках заточки режущего инструмента общий уровень шума составляет 85–90 дБ.

Широко применяемые на различных этапах обработки и сборки ручные механизированные инструменты, главным образом пневматические (шлифовальные и сверлильные машины, перфораторы, зубила, рубильно-чеканные и клепальные молотки, гайковерты и т. п.), являются источниками не только интенсивного (88–118 дБ) шума механического и аэродинамического происхождения, но также сильной локальной вибрации. Последняя вызывается неуравновешенностью вращающихся шлифовальных кругов и шпинделей или возвратно-поступательным движением бойка, зубила и т.д. В работе [5] проведен анализ таких технологий с позиции их воздействия на окружающую среду.

Составляющие экологического потока на схеме рис.2.3 получены на основании обобщения результатов, полученных в работе [5] и пред-

ставленных в виде табл.2.1, где по вертикали (столбец 2) показаны основные отходы машиностроительного производства: твердые (стружка, окалина и т.д.); пыль; шламы; жидкостные (условно чистые); жидкостные (грязные); пары и аэрозоли; рентгеновское излучение; ионизирующее излучение; тепловыделение; шум; вибрации; световые излучения; ультразвук; электромагнитные поля и токи; механические перемещения.

По горизонтали в табл.2.1 представлены типы технологических операций, к которым относятся: механообработка; очистка деталей; термообработка; нанесение гальванических покрытий (гальваника); электрохимическая обработка; электроэрозионная обработка; обработка металлов давлением; литейное производство; сварка, наплавка и пайка; отделочные работы; сборочные и испытательные работы; техническое обслуживание и ремонт ТО.

Связь отходов и технологических операций, представляемая табл.2.1, где на пересечении строк и столбцов ставится знак плюс, если выделение соответствует данной операции. Особой строкой 16 выделяются механические перемещения, которые представляют определенную опасность для персонала.

Подробный обзор отходов по различным операциям подробно представлен в работе [14].

## **2.4. Выбор физического принципа**

Значительное количество факторов, действующих в функционировании ГПС, ставит задачу о выделении главного физического принципа, который можно положить в основу структуризации всего многообразия происходящих в ГПС процессов.

Целесообразно выделить два вида загрязнений в локальной экологии:

Отходы, присущие операциям

Таблица 2.1

N п/п	Операции Отходы	Механо- обработка	Очист ка	Термо- обработка	Гальваника	Электрохими- ческая	Электро- эрозионная	Давле- ние	Литей- ная	Свар- ка	Отделоч- ные	Сборочные испытания	Ремонтные работы
1	2		4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
2	Твердые (стружки, окалина и т.д.)	+						+				+	+
3	Пыль	+	+	+				+	+	+		+	+
4	Шламы				+								
5	Жидкости (условно чистые)	+	+		+		+					+	+
6	Жидкости (грязные)		+	+	+	+							
7	Пары и аэрозоли	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
8	Рентгеновское излучение									+		+	
9	Ионизирующее излучение			+						+			
10	Тепловыделение	+		+		+			+	+			+
11	Шум	+	+				+	+	+	+		+	+
12	Вибрации	+						+	+	+	+	+	+
13	Свет. излучения	+				+				+		+	+
14	Ультразвук	+	+							+		+	+
15	Э/м поля и ток					+	+			+		+	+
16	Мех. перемещения	+	+	+			+	+	+	+	+	+	+

– возможные виды загрязнений, возникающие от способа обработки, например, излучение при сварке, появление окалины при прокатке и т.д.;

– возможные виды загрязнений, возникающие непосредственно при взаимодействии звеньев ТО между собой, например, выделение тепла при работе червячного редуктора.

В ряде работ по триботехнике и трибонике [11–16] принимается, что основным фактором, определяющим работоспособность машины, является процесс трения и связанный с ним процесс изнашивания. Изнашивание – процесс разрушения и отделения материала с поверхности твёрдого тела и (или) накопления его остаточной деформации при трении, проявляющийся в

постепенном изменении размеров и (или) формы тела [15]. Согласно определению И.В.Крагельского и Н.М.Михина [17], изнашивание поверхностных слоев твердых тел обусловлено процессами, протекающими в зонах фактического касания твёрдых тел и на поверхностях, подвергающихся трению.

Не умаляя важнейшего значения трения постараемся выбрать другой критерий, общий для операций технологического процесса и обслуживающего этот процесс технологического оборудования. Предварительно рассмотрим два примера.

Первый пример

Скорость изнашивания, как явствует из формулы А.С.Проникова [19], выражается степенной функцией вида

$$\gamma = k p^m v^n,$$

где  $k$  – коэффициент, характеризующий износостойкость материала и условия работы данной пары;  $v$  – скорость относительного скольжения;  $p$  – давление;  $n$  – коэффициент, зависящий от данного вида изнашивания,  $m$



=1;  $m$  – коэффициент, зависящий от состояния поверхности, для приработанных поверхностей,  $m=1-3$ .

Второй пример

Инженерные методы расчёта деталей на износ заключается либо в обеспечении достаточной долговечности их путём назначения для трущихся поверхностей соответствующих допускаемых давлений и ограничения теплонапряжённости пары трения, либо в определении условий, обеспечивающих жидкостное трение.

Расчёт на невыдавливание масла  $p=F/(ld) \leq [p]$ ,

На ограничение теплонапряжённости пары трения  $p_v = [p_v]$ .

В последних формулах  $[p]$  – допустимое давление (контактное напряжение);  $p$  – контактное давление;  $F$  – внешняя сила;  $l$  и  $d$  – геометрические параметры вращательной кинематической пары;  $v$  – скорость.

Оценки ресурса по износу на основе результатов эксперимента и опыта эксплуатации находятся по формуле [18]:

$$p^m S' = \text{const.}$$

Составляющие формул являются результатом действия контактных нагрузок и скорости относительного скольжения. Они подлежат определению в результате решения контактной задачи. Таким образом, контакт деталей и связанные с этим явления нормальное давление и силы трения, действующие в области соприкосновения, на преодоление которых расходуется 70% вырабатываемой в мире энергии являются основополагающими при оценке экологических факторов. Это подтверждается условиями работы деталей в машинах и связями между ними: кинематическими, силовыми, свойств материалов и временными (см. рис.2.2).

Детали машин в процессе эксплуатации могут быть жестко соединены между собой или иметь относительное перемещение, причём в последнем случае при наличии смазочного материала или без него, под

нагрузкой или без неё. Нагрузка действует на звенья машины со стороны других звеньев, а также со стороны окружающей среды, которая может быть или нейтральной или агрессивной. На детали в процессе эксплуатации машины могут действовать силы и моменты, как распределенные, так и сосредоточенные. Кроме силового воздействия, детали могут испытывать температурное нагружение.

В зависимости от характера действия различают статическую и динамическую нагрузку.

К статической относится постоянная нагрузка, которая прикладывается к детали спокойно с постепенным нагружением её так, чтобы нагружение не вызывало колебаний системы. К динамической относится нагрузка, приложение которой зависит от времени и вызывает колебания системы, а при внезапном приложении – удары.

Механизм представляется как некоторая комбинация цепей звеньев, где чередуются объёмы и контакты. При наличии кинематических связей нагрузки передаются через объёмы деталей и области контакта между ними. Работоспособность машины обуславливается процессами, протекающими в зонах фактического касания, которые характеризуются следующими особенностями:

Звенья контактируют между собой по одной или нескольких областей контакта. Область контакта может представлять собой точку, отрезок прямой, плоскость, цилиндр, конус, сферу, эллипсоид и поверхности, ограниченные пространственными кривыми или их отрезками.

Параметры областей контакта зависят от геометрической формы соприкасающихся тел, свойствами их материалов и действующих нагрузок.

В областях контакта действуют контактные усилия, которые могут быть приложены статически и как функции времени, соответственно контактные задачи считаются статическими или динамическими. Вектор контактных нагрузок может быть разложен на составляющие: нормаль-

ную к поверхности контакта и касательную к ней (в случае сцепления) или нормальную и силу трения (при относительном перемещении поверхностей).

Поверхности в области контакта могут быть как неподвижные, так и перемещающиеся относительно друг друга. Соответственно коэффициент трения  $f$  в контакте может изменяться на величину от 0 до  $f$ . Возможно скольжение, качение, качение со скольжением, верчение, верчение с скольжением.

#### *Виды и причины отказов деталей машин*

Возможные причины отказов (выхода из строя) могут быть установлены на основе анализа данных эксплуатации деталей, аналогичных проектируемой, и (или) соответствующих литературных источников.

Основными причинами выхода из строя деталей машин могут быть следующие:

- появление пластических как объёмных, так и поверхностных деформаций, приводящих к изменению размеров и формы деталей;
- хрупкие разрушения в виде поломок по сечению или поврежденной рабочей поверхности;
- повреждения усталостного характера в виде поломок или разрушения рабочей поверхности. Кроме того, наблюдаются и такие отказы:

Некоторые детали (например, валы) могут оказаться неработоспособными вследствие проявления недопустимых упругих деформаций при растяжении, кручении (или) в основном при изгибе, оказывающих существенное влияние на работоспособное состояние передач, подшипников и т.п. в таких случаях говорят о недостаточной жесткости детали;

- многие детали машин выходят из строя вследствие износа трущихся поверхностей, это обусловлено их недостаточной износостойкостью;

– эксплуатация некоторых деталей машин (например, червячного редуктора) становится невозможной из-за недопустимого нагрева. В этих случаях говорят о недостаточной теплостойкости деталей машин;

– поломки деталей машин могут быть обусловлены их колебаниями, что свидетельствует о недостаточной вибропрочности деталей.

Как показал анализ причин отказов шесть из них связаны контактом поверхностей. Примером сложного контакта служит современное представление процесса лезвийной обработки. Если начальные представления процесса резания опирались на описание механизма снятия стружки как результата распространения трещины, то современные теории опровергают это представление и теперь общепризнано рассматривать процесс резания как контакт, где могут быть выделены две различные области: область внутреннего трения в зоне деформации стружки, где имеет место процесс сдвига, и область трения по поверхностям между стружкой и резцом [1].

Процесс абразивной обработки представляет собой схему взаимодействия абразивных частиц с материалом, в результате которого происходит отделение частиц металла с поверхностью трения. Особенность процесса шлифования состоит в том, что режущие кромки имеют нерегулярную форму и случайно распределены по активной поверхности круга [19].

При обработке металлов давлением различные операции могут быть представлены как контактные задачи, в которых основные технологические параметры определяются с учётом исходной анизотропии свойств штампуемого материала, деформационной анизотропии, процессов контактного трения, а также внешней нагрузки [20, 21].

Прокатка является непрерывным процессом, в котором прокатываемая полоса находится постоянно в движении [22]. При продольной прокатке материал подвергается контактному воздействию со стороны

валков. Условия контактного трения определяют давление металла на валки, расход энергии на прокатку, качество поверхности и т.д. Дополнительные примеры способов производств, где имеет место контакт инструмент – обрабатываемая деталь приведены в работах [23]. Кроме способов обработки необходимо учитывать особенности контактного взаимодействия деталей и узлов ТО [23–27]. Обобщая контактные задачи, возникающие при различных способах обработки (инструмент-заготовка), которые условно определим как операционные, а также задачи, встречающиеся при взаимодействии звеньев ТО, которые в отличие от операционных назовем техническими, можно выделить общие признаки, их характеризующие:

1. Во взаимодействии участвует значительное количество деталей сложной конфигурации, которые контактируют между собой через несколько областей соприкосновения;

2. Области соприкосновения образуются из-за наличия зазоров (натягов) между соприкасающимися поверхностями, а также вследствие перемещений этих поверхностей относительно друг друга при деформации;

3. Границы областей контакта имеют сложную пространственную конфигурацию. В областях соприкосновения при их относительном перемещении действуют силы сухого, полусухого и жидкостного трения, также между ними могут находиться промежуточные тела;

4. Детали в узлах находятся под действием произвольной системы сил, прикладываемых статически, как функции времени, при этом они теплонагружены. На внешнем контуре детали могут быть заданы граничные условия либо в виде напряжений, либо в виде перемещений;

5. Ряд параметров, характеризующих физико-механические свойства материалов, геометрический образ деталей, нагрузки, коэффициен-

ты трения и т.д. задаются как детерминированными, так и стохастическими;

6. Свойства материалов взаимодействующих тел изменяются в широком диапазоне от абсолютно твердых, упругих до вязко-упругих. Кроме того, свойства материалов стыкуемых поверхностей могут отличаться от свойств основного материала путем нанесения покрытий или термообработкой;

7. Наличие нелинейностей физического, геометрического и контактного типов. Нелинейность физического типа возникает при наличии нелинейной связи между деформациями и перемещениями. Геометрическая нелинейность имеет место в том случае, когда возникают большие перемещения при малых деформациях. Наконец, вводится понятие контактной нелинейности [27, 28], которая соответствует наличию нелинейных свойств контакта в стыках, даже если решается линейная задача теории упругости.

Поясим эти особенности на примерах контакта инструмент-деталь (операционная контактная задача) и цилиндрического вала с цилиндрическим вырезом (техническая контактная задача).

## **2.5. Контакт «инструмент-деталь» при лезвийной обработке**

Модель контакта инструмент-деталь описывается в работе [1]. В настоящее время обработка металлов резанием и станочный парк составляют основу промышленности; резание металлов является важнейшим этапом изготовления промышленной продукции. Все операции резания металлов подобны процессу, показанному на рис.2.4, в котором клинообразный инструмент 4 с прямой режущей кромкой (составляющей некоторый угол  $\beta$  с плоскости чертежа) движется относительно обрабатываемой детали, снимая слой металла в виде стружки 2. Если режущая кромка перпендикулярна плоскости чертежа, то механизм резания называется прямым, в противном случае используется термин «ко-

сое резание». Поверхность, вдоль которой сходит стружка, называется передней поверхностью резца. В пересечении передней и задней поверхности резца образуется режущая кромка. Глубина снимаемого с обрабатываемой детали слоя соответствует толщине недеформированной стружки и она может меняться по величине в практических операциях резания. На рис.2.1 определены три угла, из которых самым важным является передний угол  $\alpha$ . Это угол между передней поверхностью резца и вертикалью при прямом резании. Угол заострения – это внутренний угол между передней и главной задней поверхностями резца, а задний угол образован задней поверхностью резца и плоскостью резания. Сумма переднего угла, угла заострения и заднего угла равна  $90^\circ$ .

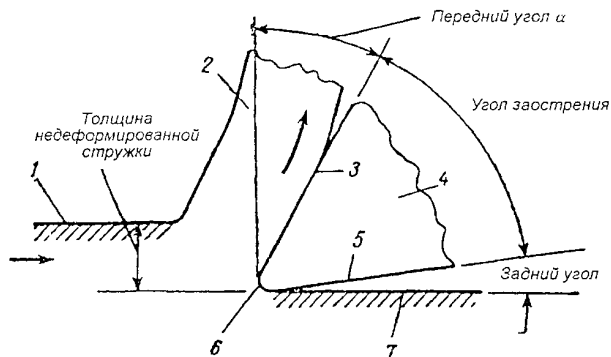


Рис.2.4. Основные элементы резца. 1 – обрабатываемая деталь; 2 – стружка;  
3 – передняя поверхность резца; 4 – резец; 5 – задняя поверхность резца;  
6 – главная режущая кромка; 7 – обработанная поверхность

Операции резания металлов можно классифицировать одним или несколькими способами. Классификация может производиться по виду движения резца (вращательное или возвратно-поступательное, непрерывное или прерывистое и т.д.), по движущемуся элементу (резец, обрабатываемая деталь или то и другое вместе), по типу применяемого инструмента (однолезвийные или многолезвийные резцы). На рис.2.5 при-

ведены дополнительные сведения об основных элементах и исходных поверхностях однолезвийного резца.

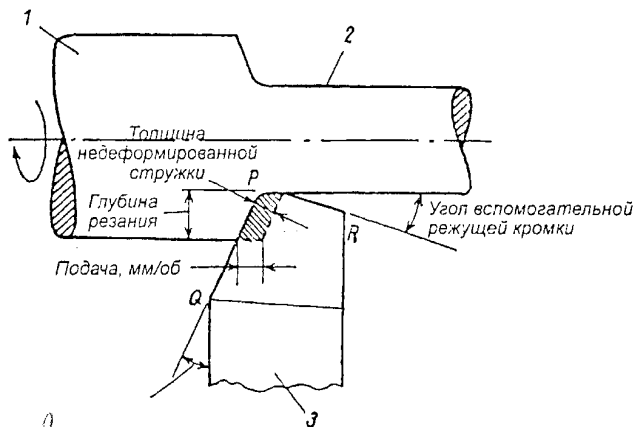


Рис.2.5. Дополнительные данные об основных элементах и исходных поверхностях однолезвийного резца. Р – вершина резца; РО – главная режущая кромка; РК – вспомогательная режущая кромка.

1 – обрабатываемая деталь; 2 – обработанная поверхность;

3 – режущий инструмент

Главная режущая кромка предназначена в основном для схода стружки и обычно воспринимает основную нагрузку при резании. Вспомогательная режущая кромка обеспечивает окончательную доводку поверхности обрабатываемой детали. Углы, образуемые этими кромками со стержнем резца, называются углами главной и вспомогательной режущей кромок. Радиус вершины резца в значительной мере определяет частоту обрабатываемой поверхности. Глубина резания показана на рис.2.5, а подача – это расстояние на которое перемещается резец в осевом направлении за один оборот обрабатываемой детали. Многолезвийные резцы (такие, как сверла и фрезы) можно рассматривать как совокупность двух или нескольких однолезвийных резцов, объединенных в один инструмент.



В первоначальных представлениях о механизме образования стружки в процессе резания металлов предполагалось, что перед клиновидным резцом распространяется трещина, способствующая отделению стружки от обрабатываемой детали (рис.2.6).

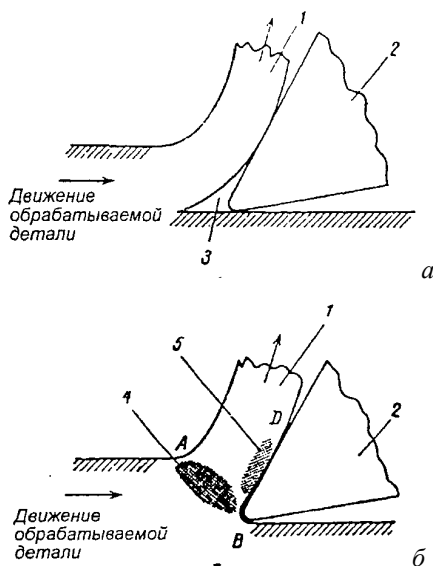


Рис.2.6. Первоначальная (а) и современная (б) модели процесса резания.

- 1 – стружка, 2 – резец, 3 – трещина, образующаяся перед резцом;
- 4 – первичная зона деформации; 5 – вторичная зона деформации

Современные теории опровергли это представление и теперь общепризнанно, что в процессе резания могут быть выделены две различные области:

А. Первичная зона деформации в основании стружки, где устанавливается непрерывный процесс сдвига. Эту область можно рассматривать как область максимального внутреннего трения (АВ на рис.2.6). Это область 1 физической нелинейности.

Б. Вторичная зона деформации II, возникающая между резцом и стружкой, характеризуется геометрической нелинейностью. В этой области возникает трение на поверхности раздела вдоль плоскости ВD.

Если рассмотреть плоскость  $BD$  более подробно, то она будет состоять из области «сцепления»  $BC$  и примыкающей к ней области  $CD$ , в которой имеет место явное скольжение. Относительно высокие нормальные давления, действующие в области сцепления, вызывают снижение коэффициента трения скольжения. Здесь высокий уровень нормального нагружения способствует увеличению фактической площади контакта, по которой будет возникать местное сваривание между основными неровностями поверхностей в соответствии с теорией сваривания – срез-пропахивания. На рис.2.7 показаны относительные распределения нормальных давлений  $P_n$  и касательных  $S_a$  напряжений, действующих вдоль плоскости трения  $BD$ .

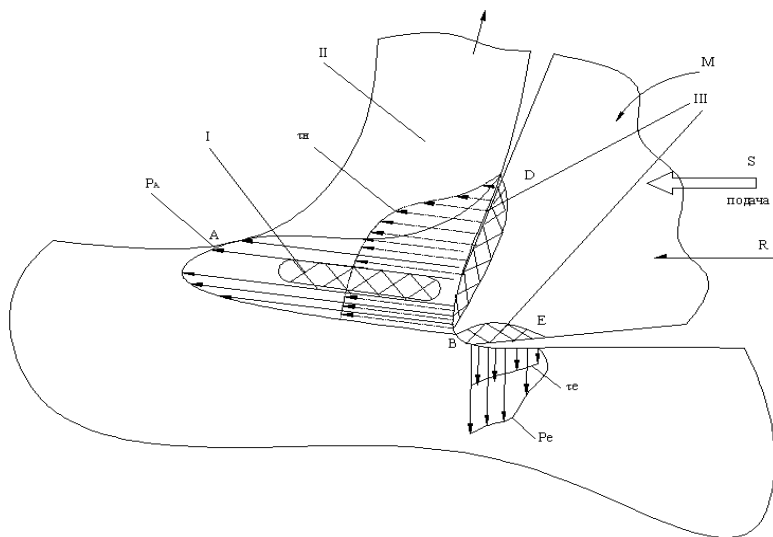


Рис.2.7. Схема резания. I – область физической нелинейности,  
II – область геометрической нелинейности,  
III – область контактной нелинейности

Следует также учесть пропахивающую силу  $P$ , приложенную к результирующей кромке или вершине резца в пределах относительно малой поверхности раздела «деталь-резец». На рис.2.7 ей соответствуют

нормальные  $P_e$  и касательные  $S_e$  контактные напряжения, распределенные на отрезке  $BE$ . Отрезки  $BD$  и  $BE$  образуют области 111 контактной нелинейности. Полная действующая на резец сила  $R$  является векторной суммой  $Q_F$  и  $P$  (рис.2.7), и угол  $\tau$ , который сила  $N$  составляет с  $Q_F$ , называется углом трения.

В процессе резания металлов обычно наблюдаются заметные колебания среднего коэффициента трения между стружкой и резцом, которые зависят от таких факторов, как скорость резания, скорость подачи, передний угол резца и т.д. Главной причиной этих колебаний является весьма высокое нормальное давление на поверхности раздела стружка-резец. Например, при обработке стали эти нормальные давления могут достигать 3,4 ГПа и обеспечивать сближение фактической площади контакта с номинальной на части поверхности «стружка-резец» ( $A_{\text{факт}}/A_{\text{ном}} = 1$ ).

В процессе резания металла вблизи вершины резца развиваются высокие температуры, оказывающие важное влияние на интенсивность износа резца и трение на поверхность раздела стружка-резец. Рассмотрим вкратце механизм выделения тепла в основном процессе механической обработки, показанном на предыдущих рисунках, и результирующее распределение температуры в стружке и обрабатываемой детали подробно рассмотрен в работе [1] и показано на рис.2.8.

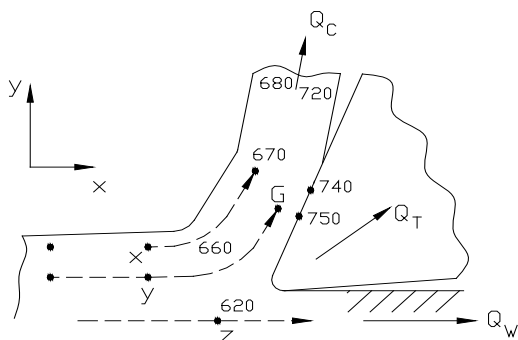


Рис.2.8. Пример распределения температуры при резании

Так как максимальное повышение температуры  $\Delta T_{\text{макс}}$  наблюдается в точке G, где материал выходит из вторичной зоны деформации. Повышение температуры внутри первичной зоны деформации за счет сдвига АВ (рис.2.7), а  $\Delta T_{\text{м}}$  – соответствующее повышение температуры внутри вторичной зоны деформации BD за счет трения стружки по рецу.

## 2.6. Примеры технических контактных задач

Подробный обзор различных работ, посвященный задачам о соприкосновении тел, приведен в работах [24, 25].

В общем виде контактные задачи ставятся следующим образом. Рассматривается взаимодействие нескольких упругих тел  $T_1, T_2, \dots$ , заданы геометрические образы тел.

Контуры стыкуемых поверхностей тел заданы с учетом отклонений их форм, положения и случайного состояния рельефа. Тела соприкасаются между собой до приложения внешних нагрузок в некоторых точках  $A_0$  или по областям  $\{D_0\}$ , которые заранее известны. Заданы главный вектор  $\{F\}$  и главный момент  $\{M\}$ , прижимающие тела друг к другу. Требуется при нагружении тел определить границы области контакта  $\{D\}$ . Подлежат определению так же законы распределения нормальных  $\{N\}$  и касательных  $\{T\}$  контактных давлений, а также перемещение  $\{\delta\}$  точек исследуемой поверхности  $S$ , а также вектор-столбец напряжений  $\{\sigma\} = [\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \sigma_{xy}, \dots]^T$  ( $T$  – знак транспонирования) в заданных точках тела (рис.2.9).

Обзор работ приведен в табл.1, где в первой столбец занесен номер работы по порядку, во второй автор (авторы), в третий содержание работы, в четвертый номер литературного источника.

На практике в зависимости от служебного назначения узлов ТО применяются различные математические модели контактных задач, которые отличаются степенью приближения их к реальному состоянию. В зависимости от различных информационных факторов, учитывающихся

при решении контактных задач, их можно классифицировать на три класса: классические, конструкционные и технологические. В основы классификации положены следующие показатели (см. табл.2.2): количество контактируемых тел; учет вида деформации, контактные, собственные, контактные и собственные; наиболее часто встречающиеся геометрические формы; состояние поверхностей и их рельеф; способ задания параметров; характер нагружения; характер сближения тел; число областей контактов.

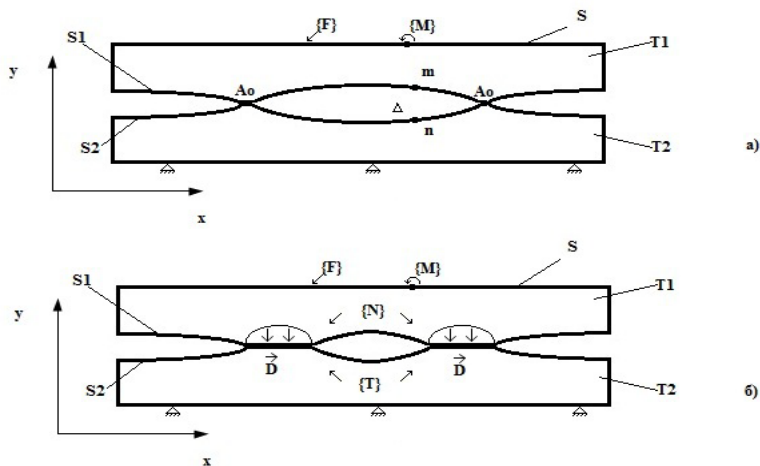


Рис.2.9. Схема контакта

В классических контактных задачах требуется определить при соприкосновении тел эпюру контактной нагрузки  $\{N\}=p(x)$  и область  $\{D\}=[-a, a]$  её распределения. Точка  $A_0$  первоначального контакта задана, заданы внешние нагрузки  $P$  и  $M$  и коэффициент трения в области соприкосновения. Рассматривается одна область контакта. Поверхности тел принимаются абсолютно гладкими и геометрически правильными. Особенностью таких задач является то, что взаимодействующие тела принимаются недеформируемыми. В то время как контактные деформации поверхностей моделируются стержневыми связями или приравниваются к деформациям полуплоскости, полупространства и четверть пространства.

Классификация контактных задач

Таблица 2.2

Класс контактных задач	Количество контактирующих тел	Учет вида деформации	Наиболее часто встречающиеся геометрические формы	Состояние поверхностей и их рельефа	Способ задания параметров	Характер нагружения	Характер сближения тел	Число областей контакта
Классическая	2	Контактные	Плоскость, цилиндр, сфера, эллипсоид	Абсолютно точные и гладкие	Детерминированный	Сосредоточенная или распределенная нагрузка, действующая вдоль одной оси координат	Перемещения вдоль одной координаты	1
Конструкционная	2-3	Контактные и собственные, изгибные	Произвольная форма или сочетание различных форм (плоскость, цилиндр и т.д.)	Абсолютно точные и гладкие	Детерминированный	Произвольная система сил и моментов	Перемещения и повороты относительно любого числа осей системы координат	$\geq 1$
Технологическая имитационная	Любое	Контактные и собственные, изгибные	Произвольная форма или сочетание различных форм, отклонения формы	Реальные (наличие отклонений форм и положений)	Вероятностный Детерминированный	Произвольная система сил и моментов	Перемещения и повороты относительно любого числа осей системы координат	Любое

Дальнейшее уточнение задачи достигается введением в расчетную модель кроме контактных, также изгибных деформаций тел и отказом от однопарного контакта. Контактные деформации находятся по аналогии классическим задачам. Изгибные деформации определяются на основе теории балок, колец, плит, и т.д. Поверхности взаимодействующих тел принимаются в расчетах абсолютно гладкими и точными.

Примером может служить задача тесного контакта цилиндра 1 с цилиндрическим вырезом в корпусе 2, снабженным бандажом 3. Цилиндр нагружен сосредоточенной силой  $P$  (рис.2.10).

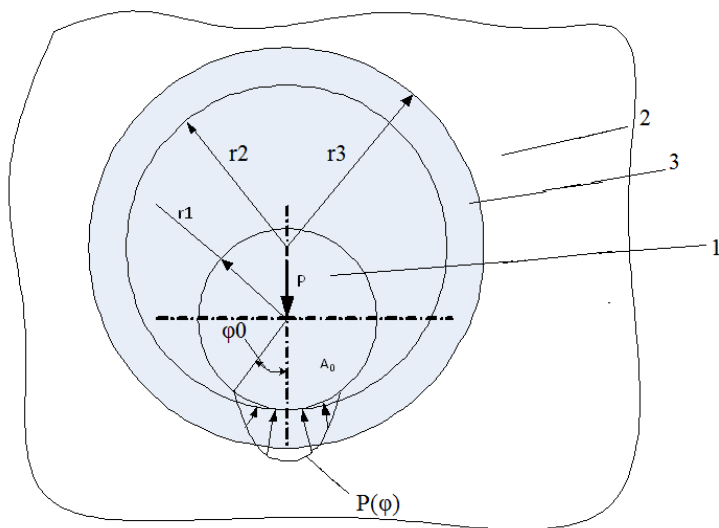


Рис.2.10. Конструкторская контактная задача

Расчет контактной задачи ведется при следующих допущениях:

1. Поверхности соприкасающихся тел абсолютно гладкие;
2. Радиусы взаимодействующих поверхностей абсолютно точные и близкие по величине;
3. Поверхности втулки 3 и вала 1 первоначально касаются в точке  $A_0$ , находящейся на линии действия заданной радиальной силы  $P$ ;

4. Относительный поворот тел вокруг точки  $A_0$  отсутствует;
5. Силами трения пренебрегаем;

6. Деформация контактирующих тел рассматривается согласно принципу суперпозиции, как сумму контактных деформации и изгибной деформации втулки;

7. Упругие контактные перемещения принимаются равными упругим перемещениям сплошных цилиндров (для вала) и цилиндрического выреза (для отверстия), нагруженных диаметрально направленными силами  $P$  ( $\varphi$ ), распределенными св интервале  $(-\varphi_0, \varphi_0)$ ;

8. Изгибные перемещения приравняются к изгибным перемещениям втулки, представляющей кривой брус, лежащий на винклеровском основании.

Дальнейшее приближение модели к реальному прототипу контакта позволило выделить новый класс технологических (имитационных) контактных задач, в котором учитывается влияние на точность положения поверхности не только контактных и собственных деформаций, но и отклонение формы положений, а также допусков на размеры поверхностей.

В приведенных примерах операционной контактной задачи (см. рис.2.7) в математической модели присутствуют все типы нелинейности физического, геометрического и контактного типов. В технической задаче показан один тип нелинейности – контактной. Однако это не исключает (при соответствующей постановке задачи) наличия других типов нелинейности (см. раздел 3.1).

## **2.7. Определение и предмет исследований трибозкологии**

Проведенный анализ ТС показал, что при ее работе возникает цепь процессов, влияющих на экологические факторы среды (рис.2.11). Таковыми границами будут:

1. Контакт поверхностей взаимодействующих звеньев (Контакт);



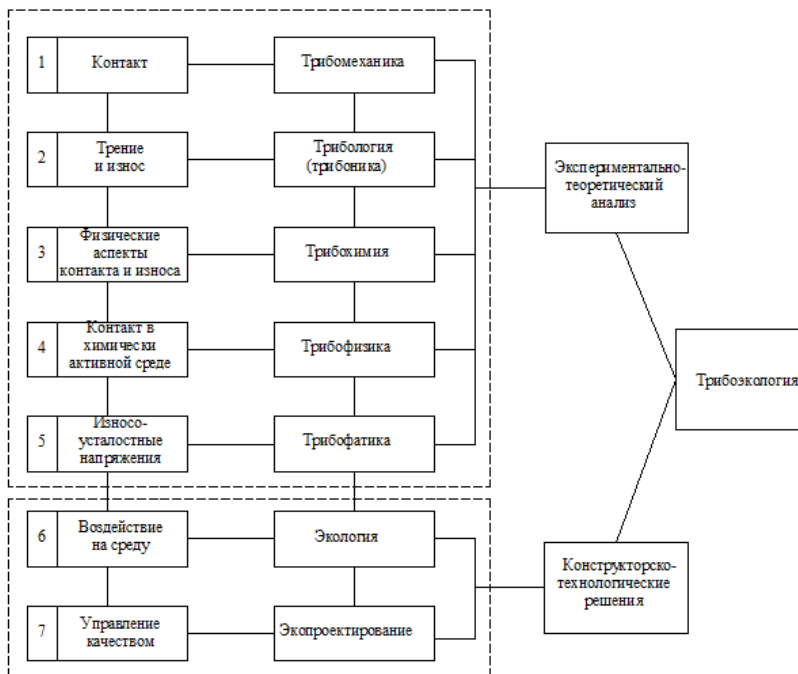


Рис.2.11. Структура трибозкологии

2. Трение и износ соприкасающихся поверхностей (Трение и износ);
3. Физические явления при контакте звеньев (Физические аспекты контакта и износа);
4. Контакт и износ в активных химических средах (Контакт в химически активной среде);
5. Износ и разрушение силовых цепей (Износо-усталостные напряжения);
6. Воздействие ТС на окружающую среду и оценка ТС на соответствие ее техническим и экологическим требованиям (Воздействие на среду);
7. На основании вышеперечисленных факторов осуществляется оценка направлений и видов управленческих и конструктивно-техноло-

гических решений для минимизации экологических воздействий (Управление качеством).

При исследовании указанных процессов необходимо использование и объединение следующих направлений научных знаний [11, 12, 13, 14, 28, 29, 30]:

1. Трибомеханических, в которых рассматривается процесс контактного взаимодействия соприкасающихся поверхностей звеньев (трибомеханика);

2. Трибологических, в которых исследуются процессы, проходящие в контакте в результате относительного скольжения взаимодействующих (стыкуемых) поверхностей звеньев и возникающих при этом явлений трения и износа (трибология);

3. Трибофизических, в котором рассматриваются процессы контакта и износа на молекулярном уровне (трибофизика);

4. Трибохимических, в которых исследуются процессы контакта, трения и износа в химической активной среде (трибохимия);

5. Трибофактических, в которых изучаются износоусталостные повреждения поверхностей и разрушение звеньев силовых систем (трибофатика);

6. Экологических, которые рассматривают процессы, происходящие в функционирующей ТС и их воздействие на окружающую среду (экология) [31];

7. Проектировочных, в которых рассматриваются конструкторско-технологические мероприятия и управленческие решения для минимизации экологических потерь (экопроектирование).

Структура трибозологии и описанные научные направления представлены на рис.2.11.

Каждая из представленных научных дисциплин изучена достаточно обстоятельно в отдельности. Возникает задача комплексного подхода к изучению процессов применительно к задачам экологии.

Представленные на рис.2.11 научные направления можно условно разделить на две группы. К первой группе можно отнести научные направления (1–5), посвященные экспериментально-теоретическому анализу ТС. Ко второй группе относятся конструкторско-технологические решения, возникающие при проектировании ТС с учетом экологического воздействия.

Каждая из представленных научных дисциплин изучена достаточно обстоятельно в отдельности. Возникает задача комплексного подхода к изучению процессов применительно к задачам экологии.

Представленные на рис.2.11 научные направления можно условно разделить на две группы. К первой группе можно отнести научные направления (1–5), посвященные экспериментально-теоретическому анализу ТС. Ко второй группе относятся конструкторско-технологические решения, возникающие при проектировании ТС с учетом экологического воздействия.

На рис.2.12 приведены методы исследования объектов и научные дисциплины, образующие структуру трибозологии. В строке 6 представлены методы исследования трибозологии. Комплексный подход в трибозологии объединяет указанные на рис.2.12 направления и позволяет отнести ее к многоплановой фундаментальной научной дисциплине.

Комплексный подход, состоящий в установлении связей между этими научными направлениями назван трибозологией.

Трибозология, как научная и техническая дисциплина, изучает контакт поверхностей при их относительном движении, производственные отходы, возникающие при действии трения, смазки и износа в машине, их воздействие на окружающую среду и на изменение функцио-

нальных свойств машин, а также меры защиты окружающей среды. Название определяется двумя словами: «трибос» и «экология». Слово «трибос» означает трение, «экология» – наука о взаимосвязи всех частей живого на Земле друг с другом и с окружающей средой, а также изучение этих связей.

N п/п	Дисциплина	Объект для изучения	Основные методы исследования		Физические явления
			Экспериментальные	Теоретические	
	1	2	3	4	5
1	Трибо-механика	Пара контакта	Исследование контакта	Механика контакта и трибо-контакта	Контактные и объемные напряжения
2	Трибология (трибоника)	Пара контакта трения и износа	Испытание на трение и износ	Механика контакта и износа	Поверхностные повреждения (износ, питтинг и др.)
3	Трибофизика	Физика контакта пары тел	Исследование физики контакта	Физика контакта и износа тел	Износ, избирательный перенос, релаксация
4	Трибохимия	Пара контакта и активная среда	Испытание на износ в среде	Физико-химические процессы контакта	Поверхностные повреждения в химически активной среде
5	Трибофатика	Пара контакта и усталостный износ	Износоусталостные испытания	Механика контакта и износоусталостные повреждения	Комплексные поверхностные и объемные разрушения
6	Трибоэкология	Пара контакта и ТС	Испытания промышленного образца	CAD/CAE системы и базы данных	Технические решения для уменьшения вредных воздействий на среду

Рис.2.12. Методы исследования задач трибозологии

Задача трибозологии состоит в исследовании контакта, трения, смазки и износа технических поверхностей в машине с целью получения подробного представления их связи и воздействия на окружающую среду с последующим усовершенствованием механизмов для уменьшения их экологического влияния на окружающую среду. Формирование такой научной и технической дисциплины определяется универсальным значением контакта, трения и экологии в современном мире [2, 3, 4].

Большой круг взаимодействующих процессов и явлений обуславливает широкие области рассмотрения трибозологических задач. Поэтому в настоящей работе рассматриваются механизмы и процессы, связанные с контактным взаимодействием.

Задачи трибозологии можно разделить на две большие группы. К первой группе относятся научные направления с 1 по 5 (см. рис.2.12). В этой группе задачи решаются на основе экспериментально-теоретического анализа. Во второй группе объединяются научные направления 6 и 7, которые реализуют конструкторско-технологические решения, полученные на основе экспериментально-теоретического анализа.

### *Цель и задачи трибозологии*

Проведенный анализ работ прямо или косвенно связанных с вопросами функционирования ТС и воздействием на окружающую среду позволяет сделать следующие выводы.

1. Процесс проектирования ТС состоит из ряда этапов: маркетинг, проектирование и анализ, технологическая подготовка производства, производство, сбыт, эксплуатация и утилизация. В процессе создания ТС, охватывающего весь жизненный цикл, возникает задача теоретической оценки трибозологических факторов на всех перечисленных этапах.

2. В зависимости от конкретной конструктивной схемы ТС в той или иной степени используются методы, относящиеся ко всем направлениям. Следует отметить, что отдельные задачи в указанных направлениях исследованы достаточно подробно и тщательно (влияние шероховатости, контактные задачи, трение и износ, теплоперенос, контакт инструмент-деталь и т.д.). Однако, непосредственное использование теоретических достижений в указанных областях для решения комплексных задач трибозологии затруднительно ввиду разнообразия методов их решения и расчетов. К тому же простое объединение методов, если это возможно, приводит к решению задач большой размерности, что может привести к потере физического смысла задачи.

3. При теоретическом исследовании механизмов встречаются упрощенные схемы деталей и узлов и контактных связей между ними. Например, узлы представляются только абсолютно жесткими, связи

между ними моделируются пружинами или стержнями. В конструкциях редукторов, коробок скоростей, планетарных, волновых и других передач, инструментальных оправках встречаются в основном цилиндрические и конические соединения.

При оценке показателей таких машин, где встречаются стыки, образованные телами вращения, кроме геометрических факторов возрастает роль контактной жесткости, изгибных (собственных) деформаций, а также отклонений форм и положений стыкуемых поверхностей.

4. Характерной особенностью контактных задач является то, что в математическом плане они являются статически неопределимыми со смешанными граничными условиями. К тому же задачи имеют две ключевые особенности : высокую размерность и геометрическую, а также физическую и контактную нелинейность, вытекающую из учета кроме контактных, собственных деформаций и отклонений форм и положений взаимодействующих поверхностей. Это требует новой формулировки при постановке и решении контактной модели. Суммируя изложенное, можно сказать, что полное решение проблемы моделирования в трибологии не представляется возможным. Необходимо создание новых методов, новых подходов к решению этой проблемы.

Поэтому целью исследований является повышение качества конструкторско-технологических решений в трибологии на основе учета контактного взаимодействия деталей и узлов ТО и процессов трения между ними при проектировании.

## **ГЛАВА 3. СВЯЗИ МЕЖДУ ДЕТАЛЯМИ В ТЕХНИЧЕСКИХ СХЕМАХ**

### **3.1 Свойства связей**

Повышение эффективности конструкторской и технической подготовки производства при комплексном экологическом проектировании потребовало разработать новую концепцию представления геометрической, физико-технической, жесткостной, прочностной и др. информации, описывающей свойства технической системы (ТС), которая позволила на каждом этапе проектирования жизненного цикла изделия производить анализ ее требований на соответствие служебного назначения.

Техническая система определяется, как соединение механических или электромеханических узлов, выполняющих динамические функции, связанные с механическими силами, перемещениями и потоками энергии или информации, работа которой координируется и управляется вычислительными и информационными сетями (или людьми).

Технические характеристики ТС применительно к машиностроению целесообразно рассматривать на базе силовых взаимодействий между деталями и узлами, а также способов использования сил приведения деталей в движение и ограничения этого движения [10, 32, 33].

Рассмотрим в качестве примера взаимодействия узлов в обрабатывающем центре, показанном на рис.3.1 обрабатывающий центр, компоновочная схема которого приведена на рис.3.1, состоит из шпиндельной бабки 1, шпинделя 2, салазок 3, станины 4, каретки 5 и поворотного стола 7, обрабатываемого изделия 6, приемного стола 7, обрабатываемого изделия 8 и инструмента 9.

Описание исследуемого объекта в виде графа позволяет представить и проследить взаимодействие узлов и деталей ТС на всех этапах функционирования. Граф сопряжений рис.3.2,а наглядно иллюстрирует взаимодействие деталей в обрабатывающем центре. Номера вершин со-

ответствуют номерам узлов на рис.3.1, ребро – контактной связи сопрягаемых деталей и узлов.

Две черты на ребре указывают на кинематическую связь между узлами (звеньями) обрабатывающего центра.

Стрелками обозначены множества усилий, прикладываемых к звеньям:  $F, M, P, Q$  – внешних сил и моментов, веса и закреплений.

Полустрелками на графе обозначены источники температур  $T$ . индексы на факторах усилий соответствуют номерам узлов на рис.3.1. Для упрощения схемы на графе показаны веса  $P$  наиболее массивных деталей.

Граф, изображенный на рис.3.2,*а* позволяет проследить взаимодействие узлов и деталей, а так же воздействие внешних силовых и кинематических факторов, например, при растачивании отверстия, кроме того, такой подход позволяет с единых позиций описать состояние станка при механообработке, после сборки и наладки. Граф взаимодействий, характеризующий станок (см. рис.3.2,*б*) может быть получен из графа сопряжений (см. рис.3.1,*а*) при  $M_1 = 0, M_2 = 0, T_8 = T_9 = 0$ .

Граф наладки, осуществляемой при перемещении узлов станка в направлениях  $S_2, S_3$  при действии установочных усилий  $F_2, F_3$  и моментов  $M_2$  и  $M_5$  (рис.3.2,*в*).

Граф, описывающий схему сопряжения деталей при фрезеровании (усилие  $F_3$ , момент  $M_5$ , вращение шпинделя моментом  $M_2$ , с подачей, осуществляемой в направлении  $S_3$ , показан на рис.3.2,*г*.

## 3.2. Внутренние и граничные связи

Анализ ТС показывает, что при подаче сил или энергии возникает цепь звеньев. В этих цепях сила или энергия передается через чередующие объемы и контактирующие рабочие поверхности, т.е. возникает силовая связь между двумя смежными объемами через различные поверхности. Внутри системы может происходить возникновение и изменение направлений потоков различного рода энергий.



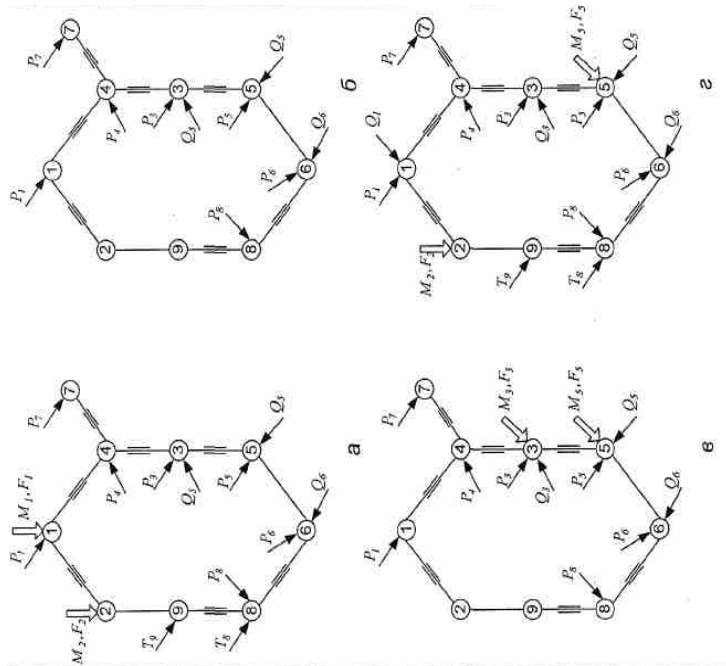


Рис.3.2. Граф сопряжений деталей обрабатывающего центра

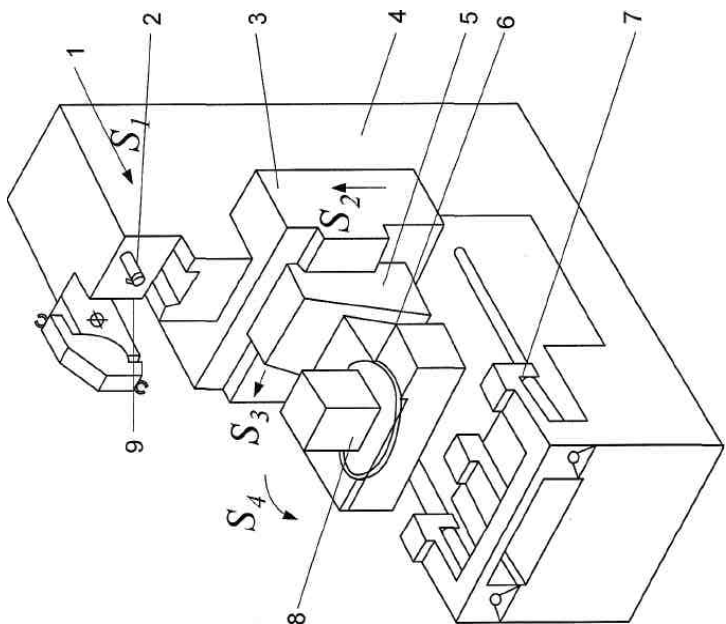


Рис.3.1. Компонентная схема обрабатывающего центра

Если две детали непосредственно не соприкасаются, то их рабочие поверхности, рассматриваются как стыки, через которые проникает действие силы какого-либо физического поля. Например, шпиндельные узлы, расположенные на магнитных опорах.

В результате все связи можно разделить на внутренние (объемные) и граничные (поверхностные).

При этом свойства всей связи цепи звеньев всегда определяются комбинацией свойств этих элементарных связей.

Объемные и граничные поверхностные связи чередуются в цепи звеньев и поэтому свойства их комбинаций определяют свойства общей связи соединения, такие как точность, жесткость, прочность; виброустойчивость, теплоперенос и т.д. [21].

На рис.3.3 показан пример элементарной связи (силовое звено). Элементарная связь характеризуется следующими особенностями.

1. Рабочие объемы и поверхности формируются геометрическим образом детали, который создается при помощи комбинации ориентировочных определенным образом поверхностей.

2. Поверхностям, образующих геометрический образ, присущи отклонения формы  $S_s$  от идеальной, волнистость  $S_w$  и  $S_R$ , а так же отклонение положения, например, параллельности и перпендикулярности плоскостей и прямых.

3. Передача усилий осуществляется через рабочие объемы, в общем виде свойства материалов, заполняющих который не однородны. В частности, свойства поверхностного слоя могут отличаться от свойств материала подложки.

Например, свойства поверхности, полученные после упрочнения поверхностного слоя или нанесения покрытий и т.д.

4. Кроме того, материалы могут быть по своим свойствам изотропными или анизотропными.

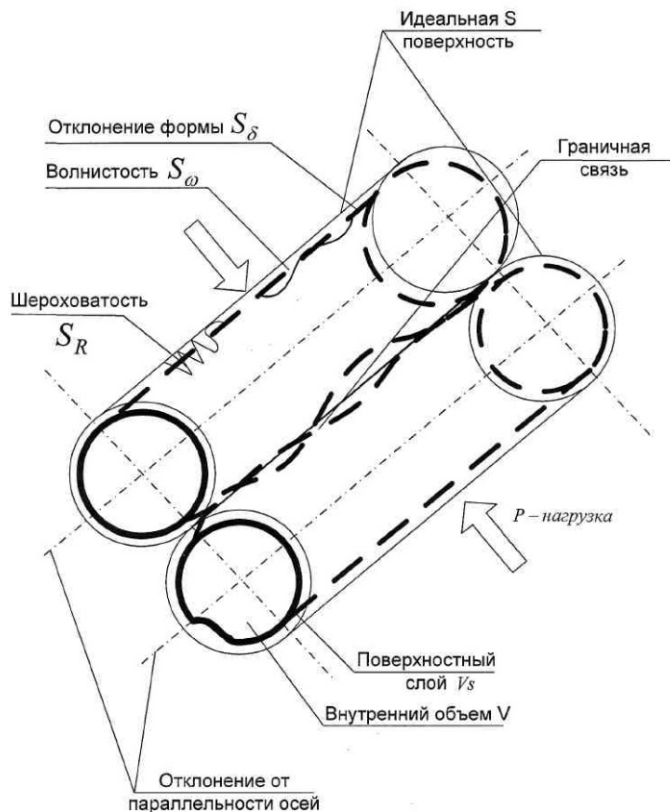


Рис.3.3. Пример элементарной связи

5. Объемы контактируют между собой через стыкуемые поверхности. Параметры контакта определяются характеристиками прикладываемых нагрузок  $P$ , трения, геометрической формой поверхностей, физико-механическими характеристиками материалов поверхностей и объемов, характеристиками смазочной жидкости и способом ее подвода и т.д.

### 3.3. Свойства материалов

Ограничимся следующими свойствами материалов: абсолютно-твердыми, жесткими, упругими, упруго-пластическими, эластомерами, вязкоупругими, хрупкими, слоистыми, деревом, пластические массы и их

различными сочетаниями [1].

На рис.3.4 приводятся характерные связи в зависимой от свойств материалов.

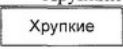
Свойства материалов	
Жесткий	Упругий
1. 	2. 
Абсолютно –твердая. Например, алмаз. Обладает наибольшей твердостью. Предел текучести превышает 20 МПа. Модуль Юнга в 4-5 раз больше стали.	Металл Напряжения в объеме не превышают предел упругости
Пластический	Эластомер
3. 	4. 
Металл Напряжения в объеме не превышают предел текучести	Упругость эластомера предполагает такую податливость, которая обеспечивает прилегание его к более плотной поверхности смежного объема.
Вязкоупругий	Хрупкий
5. 	6. 
Материал не является идеально упругим телом, ни вязкой жидкостью (обладает характеристиками обеих сред)	Стекло, сапфир, каменная соль, сульфид свинца. Не обладают пластичностью, трескаются и раскалываются при весьма малых деформациях растяжения.
Слоистый	Дерево
7. 	8. 
Графит. Структура материала графита образуются рядом параллельных слоев, связи между которыми малы	Физическая структура материала сложна, связана с водопоглощением. Можно отнести к вязкоупругим материалам.
9. Искусственные материалы Пластмассы Могут быть подобраны свойства в зависимости от назначения Т.С.	

Рис.3.4. Характерные свойства материалов для связи

Предложенные свойства материалов, являются самыми общими. Перечень свойств может быть продолжен при разработки конкретных ТС.

Например, характеристиками свойств материалов поверхностных слоев, используемых для его упрочнения (цементации, лазерная термообработка и т.д.).

### 3.4. Свойства объемов

Передача усилий осуществляется через рабочие объемы, которые приближенно можно по относительным размерам тел разделить на три группы: первая группа – тела, у которых все размеры ( $H_1 B_1 L$ ) одинакового порядка; вторая – у которых один размер, например  $H \leq L$  и  $B$ , на порядок меньше двух других размеров, например облаченные конструкции, а так же пленочные покрытия, которые могут быть выделены отдельно; к третьей группе относятся объемы, в которых два размера  $H \leq L$  и  $B \leq L$  на порядок меньше одного (балочные конструкции, волокно, кабели и т.д.) (рис.3.5).

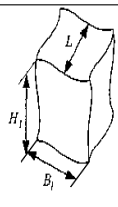
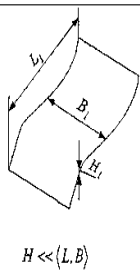
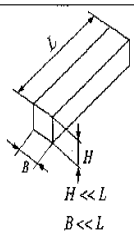
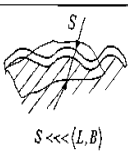

Свойства объемов					
Название	Трехмерное тело	Оболочка	Стержень	Пленка	Волокно
Схема					

Рис.3.5. Свойства объемов

На рис.3.6 показаны различные случаи сочетания свойств объемов.

### 3.5. Свойства граничных связей

Граничные связи можно разделить на 5 групп. На рис.3.7 представлена классификация граничных связей.

К первой группе относятся связи, образуемые в результате соединения объемов, формируемые на основе геометрических соображений (рис.3.7, 1 – геометрическая, 2 – стержневая, 3 – клеевая).

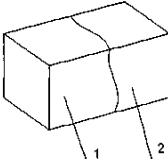
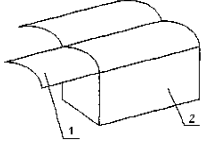
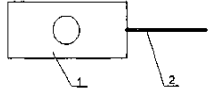
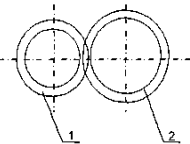
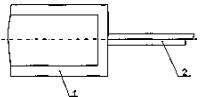
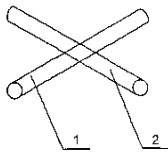

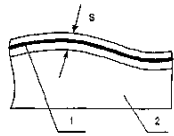
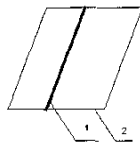
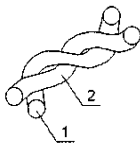
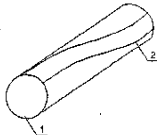
Геометрия объемных внутренних связей			
	1	2	3
Название	Тело-тело	Тело-оболочка (пленочная)	Тело-стержень
Пример	 <p>1 – тело 2 – тело</p> <p>4</p>	 <p>1 – оболочка 2 – тело</p> <p>5</p>	 <p>1 – тело 2 – стержень</p> <p>6</p>
Название	Оболочка-оболочка	Оболочка-стержень	Стержень-стержень (нитевая)
Пример	 <p>1 – оболочка 2 – оболочка</p> <p>7</p>	 <p>1 – оболочка 2 – стержень</p> <p>8</p>	 <p>1 – стержень 2 – стержень</p> <p>9</p>
Название	Пленка-пленка	Пленка-тело	Пленка-волокно
Пример	 <p>1 – пленка 2 – пленка</p> <p>10</p>	 <p>1 – пленка 2 – тело</p> <p>11</p>	 <p>1 – волокно 2 – пленка</p>
Название	Волокно-волокно	Волокно-тело	
Пример	 <p>1 – волокно 2 – волокно</p>	 <p>1 – тело 2 – волокно</p>	

Рис.3.6. Сочетания свойств объемов

Название связи	Геометрическая	Стержневая связь (основание Винклера)	Связь с наполнителем (клей)
	1	2	3
Пример			
Действие связи	Двухсторонняя	Двухсторонняя или односторонняя	Односторонняя
Название связи	Трение скольжения $f \neq 0$	Трение качения $\omega = 0$	Кинематическая контактная ( $f=0$ )
	4	5	6
Пример			
Действие связи	Односторонняя	Односторонняя	Двухсторонняя
Название связи	Твердые смазки	Гидродинамический контакт	Аэродинамический контакт
	7	8	9
Пример			
Действие связи	Односторонняя	Односторонняя	Односторонняя
Название связи	Упруго-динамический контакт	Полевая	Внутреннее трение
	10	11	12
Пример			
Действие связи	Односторонняя	Односторонняя	Двухсторонняя

Рис.3.7. Граничные связи

Ко второй группе следует отнести связи, осуществляемые непосредственным контактом тел (рис.3.7, 4 – фрикционный контакт при наличии сухого и полусухого трения, 5 – трение качения и верчения, 6 – контакт герцевского типа, когда коэффициент трения равен нулю ( $f=0$ )).

К третьей группе относятся связи, снабженные наполнителями (рис.3.7, 7 – твердые смазки, 8 – гидродинамический контакт, 9 – гидростатический контакт, 10 – упруго-динамический контакт).

К четвертой группе следует отнести полевую связь (рис.3.7–3.11), к пятой – внутреннее трение (рис.3.7–3.12). Например, механизмы на основе применения материалов, обладающих эффектом памяти.

В таблице на рис.3.8 показаны примеры контакта, где номерами 1 и 2 обозначены контактирующие тела; P, F, M соответственно сила, действующая перпендикулярно поверхности стыка, направленная параллельно поверхности и крутящий момент; буквами Г – геометрическая (1), В – клеевая или вещественная (3), С – стержневая (2), К – кинематическая (4), Ф – фрикционная (4, 5, 6), А-Г – аэрогидродинамическая, П – полевая (8) связи. Объемы в первом приближении можно представить в зависимости от свойств материалов как жесткий, к которому можно отнести и твердые, упругий, пластический, вязкий.

Приводится классификация комбинаций объемных и граничных связей. Объемные связи дополнены сочетаниями различных типов в зависимости от физико-механических свойств объемов: жестко-упругой, упруго-пластической и жестко-пластической. Следует отметить, что в цепи механизма могут присутствовать различные типы связей. В данном случае остановились на наиболее часто встречающихся, связями между двумя объемами. На рис.3.9 приведены обозначения связей.

Объемы в первом приближении можно представить в зависимости от свойств материалов как жесткий, к которому можно отнести и твердые, упругий, пластический, вязкий.



	Геометрия (Г)	Клеевая (В)	Стержневая (С)	Кинематическая (К)	Трение (Ф) скольжения	Трение качения	Аэродинамическая (А-Г)	Полевая (Ш)
Тело-тело	1	2	3	4	5	6	7	8
Тело-оболочка	1	2	3	4	5	6	7	8
Оболочка-оболочка	1	2	3	4	5	6	7	8

Рис.3.8. Примеры контакта тел


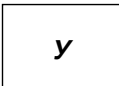
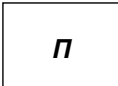


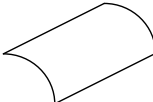
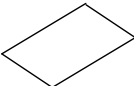
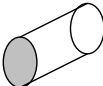
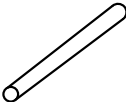
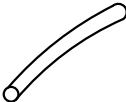
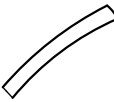
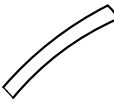
Название		Жесткая	Упругая	Пластическая	Вязкая
Объем	1				
Оболочка или пленка	2				
Нить или волокно	3				

Рис.3.9

Приводится классификация комбинаций объемных и граничных связей. Объемные связи дополнены сочетаниями различных типов в зависимости от физико-механических свойств объемов: жестко-упругой, упруго-пластической и жестко-пластической. Следует отметить, что в цепи механизма могут присутствовать различные типы связей. В данном случае остановились на наиболее часто встречающихся, связями между двумя объемами. На рис.3.9 приведены обозначения связей.

На рис.3.10 показаны возможные комбинации связей. В таблице обозначено: жесткая (Ж), жестко-упругая (Ж-У), упругая (У), упруго-пластическая (У-П), пластическая (П), жестко-пластическая (Ж-П), соответственно граничные связи обозначены: геометрическая (Г), вещественная (В), стержневая (С), кинематическая (К), фрикционная (Ф), аэрогидродинамическая (А-Г), полевая (П).

Подробную структуру связей можно распространить на соединение «оболочка-объем», «оболочка-оболочка», «объем-нить» и т.д.

		Оболочка - волокно					
		Оболочка - оболочка					
		Оболочка - объем					
П	8						
		А-Г	7				
Ф	6						
К	5						
С	4						
В	3						
Г	2						
	1						
		Статика					
		Динамика					
		Теплоперенос					

Рис.3.10. Комбинация связей

Конструкции ТО работают в условиях интенсивного нагрева за счет тепла, поступающего вследствие теплопроводности материалов, а также путем лучистого обмена между высоко нагретыми и менее нагретыми частями конструкции. Поэтому учет теплопереноса в современных конструкциях, например, инструмента необходим для правильного прогнозирования его качества.

Следует принимать во внимание, что температурные поля и поля температурных напряжений органически связаны между собой, и они должны были бы определяться на основе решений совместных систем уравнений. Однако в практических случаях связь между этими системами так мала, что эти системы распадаются на самостоятельные.

Это позволяет сначала определять температурные поля, а затем напряжения и деформации, а после того уточнять температурные поля.

Теплоперенос в ТО осуществляется также через чередующиеся цепи звеньев, в которые входят как объемные, так и граничные связи.

Поэтому для теплопереноса можно предложить комбинацию объемных и граничных температурных полей, аналогичную схеме рис.3.10.

Особенностью тепловой задачи в ТО, как видно из комбинации объемов и граничных связей, является наличие различных стыков, в которых тепловой поток испытывает некоторое результирующее контактное сопротивление, вызывающее перепад температур.

Связи, представленные в таблице рис.3.10, объединены столбцом «Теплоперенос».

Классификация связей, предложенная в таблице рис.3.10, составлена вне зависимости от действия прикладываемой нагрузки во времени. Столбцы «Статика» и «Динамика» объединяют возможные сочетания, показывая, что силовые связи могут рассматриваться как при динамическом, так и при статическом приложении внешней нагрузки.

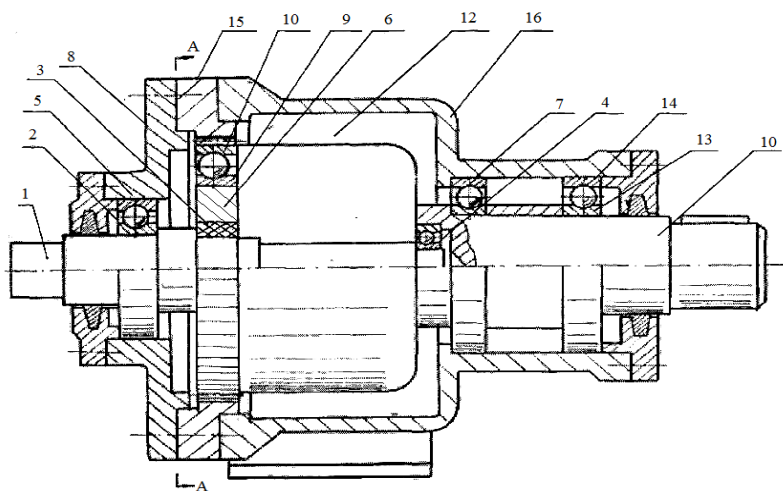
Проведенная классификация показывает, что при решении трибо-

экологических задач в технологии играет существенную роль контакт, который в зависимости от служебного назначения силовой цепи определяет применение научных направлений или их сочетаний, приведенных на рис.2.11.

### 3.6. Пример связей

Пример силовых звеньев наглядно прослеживается на примере волновой передачи изображенной на рис.3.11.

Силовые цепи наглядно прослеживаются в волновой передаче. Волновая передача, изображенная на рис.3.11 и схематично упрощенная на рис.3.12, состоит из ведущего вала 1, кулачка генератора 6, соединенного с валом 1 втулкой 3, кулачок 6 взаимодействует с гибким зубчатым колесом 12, через подшипник (9, 11). Гибкое зубчатое колесо зацепляется с жестким зубчатым венцом 15. Венец 15 крепится в корпусе 16, гибкое колесо 12 соединено с выходным валом 10, опирающимся на подшипники (7, 14), расположенные в корпусе 16, при вращении вала 1 при неподвижном зубчатом колесе 15 происходит вращение гибкого колеса 12, а вместе с ним и выходного вала 10.



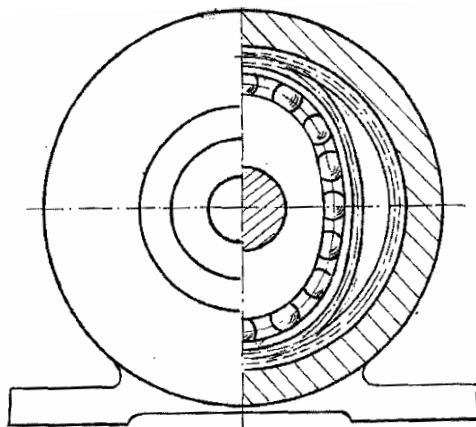


Рис.3.11. Схема волновой передачи

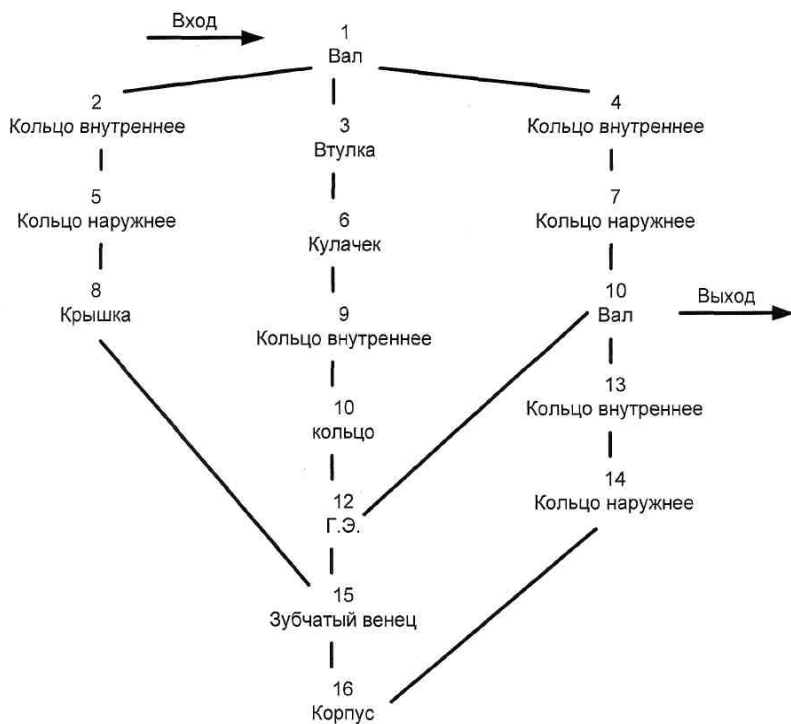


Рис.3.12. Упрощенная схема волновой передачи

Характеристики связей приведены в таблице рис.3.13.

Но- мер связи	Наименование связи	Свойства объемов	Свойства ма- териалов	Характер контакта
1-2	Вал-кольцо	Тело-оболочка	Упругий	Геометрический
1-3	Вал-втулка	Тело-оболочка	Упругий-упругий	Геометрический
1-4	Вал-кольцо	Тело-оболочка	Упругий-упругий	Геометрический
2-5	Кольцо-кольцо	Оболочка- оболочка	Упругий-упругий	Стержневой
3-6	Втулка- кулачок	Тело-тело	Эластомер- упругий	Геометрический
4-7	Кольцо-кольцо	Оболочка- оболочка	Упругий-упругий	Стержневой
5-8	Кольцо- крышка	Оболочка-тело	Упругий-упругий	Неподвижный
6-9	Кулачок- кольцо	Тело-оболочка	Упругий-упругий	Неподвижный
7-10	Кольцо-вал	Оболочка-тело	Упругий-упругий	Неподвижный
9-11	Кольцо-кольцо	Оболочка- оболочка	Упругий-упругий	Неподвижный
11-12	Кольцо-Г.Э.	Оболочка- оболочка	Упругий-упругий	Неподвижный
10-12	Вал-Г.Э.	Оболочка-тело	Упругий-упругий	Геометрический
12-15	Г.Э.-Ж.Э.	Оболочка-тело	Упругий-упругий	Стержневой
13-14	Кольцо-кольцо	Оболочка- оболочка	Упругий-упругий	Стержневой
15-16	Ж.Э.-корпус	Тело-тело	Упругий-упругий	Неподвижный
14-16	Кольцо-корпус	Оболочка- корпус	Упругий-упругий	Неподвижный

Рис.3.13. Характеристики связей в волновой передаче

## ГЛАВА 4. ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА ТОКАРНОЙ ОБРАБОТКИ С УЧЕТОМ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ

### 4.1. Общая постановка задачи

В общем виде задача формулируется так [33]. Для конкретного целевого назначения требуется выбрать вариант конструкции или узла и рассчитать такие значения искомых параметров конструкции, которые обеспечивают наибольшую народнохозяйственную эффективность всего производственного процесса при обязательном получении требуемой продукции заданного качества за установленный промежуток времени. На всех этапах процесса создания машины: прогнозирования, проектирования, подготовки и освоения производства и ее эксплуатации должны соблюдаться принципы оптимальности и экологичности.

При создании металлорежущего оборудования возникает общая задача оптимизации на основе нескольких критериев эффективности. Применительно к металлорежущему оборудованию такими критериями являются: стоимость, точность, производительность, износостойкость и т.д. Как известно, совокупность критериев образует вектор эффективности [34, 35, 36]

$$F(X) = \left[ f_1(\bar{x}), f_2(\bar{x}), \dots, f_{ij}(\bar{x}) \right]^T, \quad (4.1)$$

где  $f_1(\bar{x}), f_2(\bar{x}) \dots$  и т.д. – скалярные критерии эффективности.  $f_1(\bar{x}), f_2(\bar{x})$  как скалярные целевые функции, для которых можно найти соответствующие экстремальные решения  $\bar{x}_i^*$

$$\left\{ \bar{x}_1^*, f_1(\bar{x}_1^*) \right\}, \left\{ \bar{x}_2^*, f_2(\bar{x}_2^*) \right\}, \dots, \left\{ \bar{x}_{ij}^*, f_{ij}(\bar{x}_{ij}^*) \right\}.$$

В общем случае область наилучших компромиссных решений называют областью решений, оптимальных по Парето. Для определения оптимума по Парето необходимо перейти от задачи векторной оптимизации к задаче оптимизации со специально сконструированной скаляр-



ной функцией цели вида

$$C(\bar{x}) = C[f_1(\bar{x}), f_2(\bar{x}), \dots, f_{l_j}(\bar{x})] \dots \quad (4.2)$$

полученной свертыванием векторного критерия. Скалярная функция цели образуется из непротиворечивых критериев, т.е. состоит из критериев, которые следует либо минимизировать, либо максимизировать. Затем производится субоптимизация по каждому критерию  $f_j(\bar{x}), j \in [\bar{1}, l_j]$  в результате чего отыскивается множество точек  $\{\bar{x}_1^*, \bar{x}_2^*, \dots, \bar{x}_{l_j}^*\}$  соответствующее субоптимальным значениям критериев эффективности. Осуществляется решение неформальной задачи упорядочения по важности частных критериев, основанное на методах ранговой корреляцией определяются безразмерные весовые параметры  $\alpha_j, j \in [\bar{1}, l_j]$ . С учетом весовых коэффициентов эффективности конструируется целевая функция  $C(x)$  в виде соотношения

$$C(x) = \sum_{j=1}^{l_j} \alpha_j \left[ f_j(\bar{x}) / f_j(\bar{x}_j^*) \right], \quad \sum_{j=1}^{l_j} \alpha_j = 1, \alpha_j \geq 0. \quad (4.3)$$

При учете относительных потерь каждого  $j$ -го критерия с учетом его весового коэффициента целевая функция  $C(x)$  записывается в виде

$$C(x) = \sum_{j=1}^{l_j} \alpha_j \left[ f_j(\bar{x}) / f_j(\bar{x}_j^* - 1) \right]. \quad (4.4)$$

В частном случае, когда весовые коэффициенты  $\alpha_j$  не определены, используются функции цели вида

$$C(x) = \sum_{j=1}^{l_j} \left[ f_j(\bar{x}) / f_j(\bar{x}_j^*) \right]. \quad (4.5)$$

Тогда задача поиска оптимальной точки состоит в минимизации области  $D_0$

$$C(\bar{x}^*) = \min C(\bar{x}), \bar{x} \in D_0, \quad (4.6)$$

где  $D_\partial$  – область допустимых решений, получаемая в результате пересечения всех областей  $D_{\partial k}$  допустимых решений, определяемых каждым  $k$ -м ограничением

$$\begin{aligned} D_\partial &= \bigcap D_{\partial k}, \\ D_{\partial k} &= \{ \bar{x} : q_k(\bar{x}) = 0, k = 1, \bar{m} \}, \end{aligned} \quad (4.7)$$

где  $q_k(\bar{x})$  – определенные значения всех функций ограничений.

Чаще всего за целевую функцию принимается один важнейший фактор, например, стоимостной, на остальные критерии эффективности накладываются ограничения. Тогда поиск эффективного решения сводится к решению задачи математического программирования: требуется найти такую точку  $x^*$ , чтобы выполнялось условие

$$\begin{aligned} C(\bar{x}^*) &= \text{opt } f_1(\bar{x}), \bar{x} \in D_\partial \\ D_\partial &= D_\partial \cap D_{\partial f}, D_{\partial f} = \{ \bar{x} : q(k) = 0, a_i \leq \bar{x}_i \leq b_i, i = 1, \bar{l}, k = 1, \bar{m} \} \\ D_f &= \{ \bar{x} : f_j(\bar{x}) \leq f_j^*, j = 2, \bar{l} \} \end{aligned} \quad (4.8)$$

где  $f^- f^+$  – неположительные и неотрицательные значения критериев эффективности  $f(\bar{x})$ .

Недооценка требований производства зачастую приводит к удлинению сроков изготовления вновь спроектированных машин, вызывает дополнительные затраты труда и материальных средств, что влечет за собой увеличение себестоимости и снижение народнохозяйственной эффективности. С таких позиций наиболее приемлемым критерием, отражающим народнохозяйственную эффективность проектирования, изготовления и эксплуатации, будет принцип минимальных приведенных затрат.

Выбор оптимального варианта технологического процесса осуществляется прямым перебором на множестве определения функции

$$\min C = C_I^{np} + C_I^M + C_I^{cb} + C_I^э, \quad (4.9)$$

где  $C$  – общие затраты;  $C_I^{np}$ ,  $C_I^M$ ,  $C_I^{сб}$ ,  $C_I^э$  – затраты соответственно на проектирование, механообработку, сборку и эксплуатацию.

При этом решение будет оптимальным применительно к определенному уровню развития науки и техники и конкретных производственных условий, в которых производится изготовление машины.

При конструировании, также как и при разработке технологических процессов [37], можно выделить два вида оптимизации: структурную и параметрическую.

Под структурной оптимизацией понимается выбор оптимальной компоновки станка и способов базирования, типа приспособления, инструмента, выбора типа системы адаптивного управления, типа привода и т.д. Параметрическая оптимизация предназначена для определения оптимальных конструктивных параметров и допусков на них, параметров систем управления, приводов и т.д.

## 4.2. Экологический критерий технологического процесса

Экологическое воздействие на окружающую среду оказывают не только физические процессы, действующие при операции (например, токарной, фрезерной и т.д.), но и работа основного и вспомогательного технологического оборудования, к которому можно отнести работу станков, промышленных роботов, различного вида приводов, контрольно-измерительных машин, электрооборудования, средств вычислительной техники и т.д.

Целесообразно выделить два вида загрязнений:

– возможные виды загрязнений, возникающие от способа обработки  $F_u$ ;

– возможные виды загрязнений, возникающие непосредственно от работающего оборудования  $F_v$ .

Для количественной оценки целесообразно проводить анализ экологического состояния среды по каждому критерию  $F_u$  или  $F_v$ , получен-

ной для обработки партии деталей-представителей по формулам:

$$\begin{aligned} F_u &\leq [F_u], \\ F_v &\leq [F_v], \end{aligned} \quad (4.10)$$

где  $[F_u]$  – допустимое значение типа загрязнения при выполнении операции;  $u=1,2,\dots,N$  ( $N$  – число операций);  $[F_v]$  – допустимое значение типа загрязнения при ТО;  $v=1,2,\dots, M$  ( $M$  – количество оборудования).

При создании экологически «чистых» технологических процессов необходимо минимизировать значение критериев  $F \rightarrow \min$  или использовать эти критерии в качестве ограничений при оптимизации.

Постановка задача состоит в минимизации функции стоимости  $C \rightarrow C \min$  при ограничении по видам загрязнений и технологическим и конструкторским факторам :

$$\begin{aligned} F_v &\leq [F_v], \\ F_u &\leq [F_u]. \end{aligned} \quad (4.11)$$

Учитывая, что поставленная задача представляет собой задачу большой размерности, целесообразно осуществлять ее решение, минимизируя воздействие ТО на окружающую среду на каждом этапе проектирования всего жизненного цикла изделия путем принятия рациональных конструкторско-технологических решений.

Задачи оптимизации для определения режимов резания рассмотрены в работах Ю.М.Соломенцева, В.Г.Митрофанова [37], С.А.Тимашева [36], В.К.Старкова [38], Э.В.Рыжова, В.И.Аверченкова [39], в которых излагаются основные положения для решения оптимизационных задач, формулируются целевые функции, ограничения и методы их решения.

В процессе резания в зоне контакта инструмент-заготовка происходят сложные процессы, вызванные пластической деформацией, наличием внешнего и внутреннего трения, изнашиванием и разрушением поверхностей, которые приводят к значительному выделению теплоты.

Согласно данным [38, 40, 41] возникает три основных источников

теплоты. Первый – это механическая работа, затраченная на пластическую деформацию и разрушение материала в процессе стружкообразования, второй – работа сил трения на передней поверхности лезвия резца, третий – работа сил трения по задней поверхности (рис.4.1).

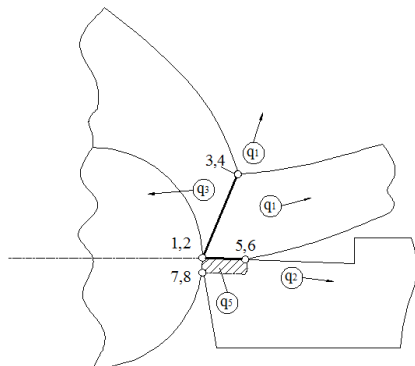


Рис.4.1. Отвод теплоты из зоны резания ( $q_1$  – в стружку;  $q_2$  – в инструмент;  $q_3$  – в обрабатываемую заготовку;  $q_4$  – в окружающую среду;  $q_5$  – накопление теплоты в приграничном слое лезвия)

Реализация технологического процесса во многих случаях с учетом образования теплоты осуществляется при применении смазочно-охлаждающих жидкостей (СОЖ), обеспечивающих отвод теплоты и тем самым способствующих увеличению стойкости инструмента, повышению производительности и качества обработки.

За время работы инструмента часть теплоты  $q_1$  идет на нагрев стружки и уносится из зоны резания, материал резца является проводником второго потока  $q_2$  отводимой теплоты, часть теплоты  $q_3$  проникает в материал обрабатываемой заготовки и нагревает ее. Часть теплоты  $q_4$  отводится из зоны резания в окружающую среду. При резании всухую теплота отводится в окружающую воздушную среду излучением. При использовании СОЖ часть теплоты отводится в окружающую среду путем нагрева и парообразования охлаждающей жидкости [41].

СОЖ является одним из важных факторов загрязнения среды как

твердыми и жидкими фракциями, вызванными разрушениями поверхностей, так и газообразными, получаемыми вследствие разложения компонентов СОЖ под воздействием температуры.

Физико-химические, эксплуатационные и функциональные действия жидких пластичных и твердых смазочно-охлаждающих компонентов рассмотрены в работах [42, 43]. Приводятся методы испытаний и способы очистки СОЖ и описание нового оборудования, диагностика и управление надежностью.

Задача оптимизации механической обработки с учетом термодеструкции продуктов разложения СОЖ под воздействием температуры, возникающей в зоне резания, решается на основе рассмотрения контакта инструмент-заготовка.

### **4.3. Аналитическое исследование моделей контактного взаимодействия инструмент-заготовка**

Вопросы технологии, методы очистки, защиты и восстановления СОЖ от примесей, ее диагностика и управление надежностью подробно рассмотрены в работах [42, 43].

Составляющими продуктами переработки СОЖ являются как твердые, так и газообразные выделения, возникающие вследствие термодеструкции в зоне резания. Воздействие твердых составляющих на окружающую среду уменьшается при использовании различных устройств [42]. Воздействие газообразных составляющих может быть ограничено оптимизацией режимов резания, выбираемых с таким расчетом, чтобы газообразные выделения во внешнюю среду не превышали предельно допустимой концентрации (ПДК).

Как следует из схемы отвода теплоты (см. рис.4.1), основным источником термодеструкции является нагрев СОЖ вследствие контакта инструмент-заготовка.

Математическая модель термодеструкции может быть найдена на

основании сравнительного изучения схем контакта при резании, предложенных различными авторами, и выбора на этой основе ограничений, адекватно отражающих процесс резания.

Для выявления путей дальнейшего исследования экологической проблемы целесообразно провести анализ работ на основе метода, который позволил бы с позиций общей модели контактного взаимодействия инструмент-заготовка рассмотреть допущения и предпосылки, принимаемые различными авторами, а также сравнить между собой различные расчетные схемы решения комплексной экологической задачи.

Такой анализ может быть проверен с помощью таблиц, составленных аналогично таблицам соответствия, используемым при автоматизированном проектировании [44].

Формальное описание таблиц соответствия приведено ниже. Пусть параметры  $X_1, X_2, \dots, X_n$  определяют выбор решения, а  $X_{1.1}, X_{2.1}, \dots, X_{1.n}$  – значения этих параметров. Множество

$$X = \{X_1, X_2, \dots, X_n\} \quad (4.12)$$

представляет множество условий существования решений (область отправления). Множество  $Y$  возможных решений (область прибытия) записывается в виде

$$Y = \{y_1, y_2, \dots, y_m\}, \quad (4.13)$$

где  $y_1, y_2, \dots, y_m$  – значения отдельных решений;  $m$  – число решений.

Строки табл.4.1 заполняются знаком «+», если некоторое решение  $Y$  существует для параметра  $x$ . Тогда получим:

$$Y = f(x_{ki}), x_{ki} \in X. \quad (4.14)$$

Анализ работы [40] позволил сформулировать подмножество множества параметров  $X_n$ , качественно и количественно характеризующих комплексную модель контакта инструмент-деталь и связь этих процессов с воздействием на среду, в которой производится обработка.

В работе [40] приводится схема взаимодействия основных факто-

ров в процессе прямоугольного свободного резания. На основе такой схемы взаимодействия и работ других авторов (см. табл.4.1) выявлены факторы, характеризующие контакт инструмент-заготовка и определяющие термодеструкцию СОЖ и ее воздействие на экологию окружающей среды.

Из всего разнообразия факторов, геометрических, кинематических, силовых, механических и физико-механических свойств обрабатываемых материалов, температурных и охлаждающих свойств среды в табл.4.1 приводятся только факторы, относящиеся к контакту резец-заготовка. Факторы из табл.4.1 представлены для простого случая стружкообразования [40].

Выявленное подмножество факторов  $X_n$ , характеризующее контакт инструмент-заготовка при свободном резании и их связи с термодеструкцией, приведено в табл.4.1.

#### *Передняя поверхность резца*

Действующая нагрузка: (X1) – сосредоточенная, (X2) – нормальные силы; распределенная нагрузка: (X3) – нормальная, изменяющаяся по линейному закону; (X4) – нелинейная; (X5) – касательная, изменяющаяся по нормальному закону; (X6) – изменяющаяся по нелинейному закону. Область контакта : (X7) – точка (сосредоточенная сила); длина области контакта (X8) – когда коэффициент  $f$  трения равен нулю, (X9) –  $f \neq 0$ , (X10) – область сцепления.

#### *Задняя поверхность резца*

Нагрузка сосредоточенная : (X11) – нормальная; (X12) – касательная к поверхности; распределенная нормальная (X13) – по линейному и (X14) – по нелинейному закону; касательная (X15) – линейная и (X16) – нелинейная. Области контакта : (X17) – точечная, в виде отрезков (X18) при  $f=0$ , (X19) – при коэффициенте трения  $f \neq 0$ ; Свойства среды. (X20) – учет тепловых факторов, определяющих термодеструкцию среды; (X21)



– (X25) – свойства среды, в которой производится обработка: (X21) – всухую, (X22) – применение СОЖ, (X23) – газообразная среда, (X24) – твердые присадки, (X25) – системы ионизации газовой среды, (X26) – другие комбинированные способы (например, воздействие ультразвуком, лазерным излучением; (X27) – учет экологического воздействия на окружающую среду процесса обработки. Методы решения. Столбцы (X28), (X29), (X30) представляют методы решения, используемые авторами : (X28) – экспериментальный, (X29) – экспериментально-аналитический, (X30) – теоретический.

Выбор знаков «+», относящихся к соответствующим факторам для отдельных видов решений  $Y$ , поясняют схемы контакта, изображенные на рис.4.2–4.6 и полученные из соответствующих публикаций [40–52, 1, 53–58, 59–62].

Из анализа табл.4.1 видно, что ряд авторов [1, 61, 47] уделяют внимание процессу экологического воздействия технологической операции на окружающую среду, однако задача оптимизации механической обработки с учетом экологических факторов ставится только в работе [14].

Следует отметить сложность этих процессов, вызываемых пластической деформацией материалов, действием сил внутреннего и внешнего трения в условиях температуры. Поэтому, как видно из табл.4.1, авторы описывают контакт различными схемами нагружения, где контактные силы представляются в виде сосредоточенных или распределенных нагрузок. Затем адекватность математической модели уточняется экспериментально-аналитическим путем. В этом случае связи между факторами описываются соотношением  $R$ , являющимся произведением отдельных функций  $f_1, f_2, f_3$  независимых переменных:

$$R = f_1(x)f_2(y)f_3(z). \quad (4.15)$$

Модели резания

Таблица 4.1

		Передняя поверхность									
		Нагрузка					Область контакта				
		Сосредоточенная		Распределенная			Точечный контакт		Отрезок контакта		
		Нормальная	Касательная	Нормальная	Касательная	Точечный контакт	Коефф. Трения f=0 (X8)	Коефф. Трения f≠0 (X9)	Сцепление (X10)		
		(X1)	(X2)	(X3)	(X4)	(X5)	(X6)	(X7)	(X8)	(X9)	(X10)
1	Зорев Н.Н. [40]	+	+		+		+			+	
2	Мур Д. [1]	+	+		+		+			+	+
3	Грановский Г.И., Грановский В.Г. [41]	+	+		+				+		+
4	Крагельский И.В. и др. [9]	+	+		+		+			+	
5	Власов В.И. [51]	+	+					+		+	
6	Талантов Н.В. [52]	+	+		+		+			+	
7	Овсеенко А.Н., Серебряков В.И. [53]	+	+					+		+	



Таблица 4.1 (продолжение)

		Задания по поверхности													
		Нагрузка				Область контакта									
	Средоточенная	Распределенная								Точечный	Коефф. трения $f=0$	Коефф. трения $f \neq 0$	Теплота		
		Касательная		Нормальная		Касательная									
		Нормальная	Касательная	Линейная	Нелинейная	Линейная	Нелинейная								
	(X11)	(X12)	(X13)	(X14)	(X15)	(X16)	(X17)	(X18)	(X19)	(X20)					
1	Зорев Н.Н. [40]	+						+				+			+
2	Мур Д. [1]	+						+							+
3	Грановский Г.И., Грановский В.Г. [41]				+							+			+
4	Крательский И.В. и др. [9]	+						+							+
5	Власов В.И. [51]														+
6	Талантов Н.В. [52]														+
7	Овсенко А.Н., Серебряков В.И. [53]	+										+			+
8	Табаков В.П. [54], [55]							+							+

9	Григорьев С.Н., Черкасова Н.Ю. [56]						+					+			+		+			+					
10	SANDWIK [57]																					+			
11	Султан-Зале Н.М., Воронцов А.П. [58]					+							+										+		
12	Старков В.К. [59]												+											+	
13	Васин С.А., Верещака А.С., Кушнер В.С. [60]					+							+											+	
14	Кириллов А.К., Лазарев М.Н. [61]																								
15	Иванова [47]																								

Таблица 4.1 (продолжение)

		Свойства среды						Экология	Методы решения		
		Всухую (X21)	СОЖ (X22)	Газообр. среда (X23)	Твердые присадки (X24)	Ионизация (X25)	Комбинир. способы (X26)		Эксперимент. (X28)	Экспер. аналитг. (X29)	Теоретич. (X20)
1	Зорев Н.Н. [40]	+	+	+				(X27)	(X28)	(X29)	(X20)
2	Мур Д. [1]						+			+	+
3	Грановский Г.И., Гранов- ский В.Г. [41]	+	+						+	+	+
4	Крагельский И.В. и др. [9]	+								+	
5	Власов В.И. [51]	+								+	+
6	Талангов Н.В. [52]									+	+
7	Овсенко А.Н., Серебряков В.И. [53]	+								+	+
8	Табакон В.П. [54], [55]	+								+	+



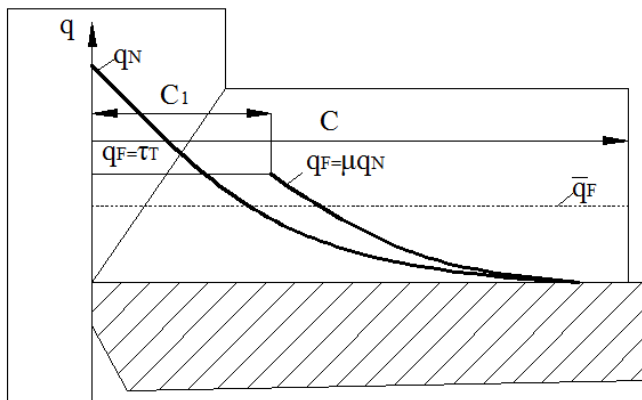


Рис.4.2,а

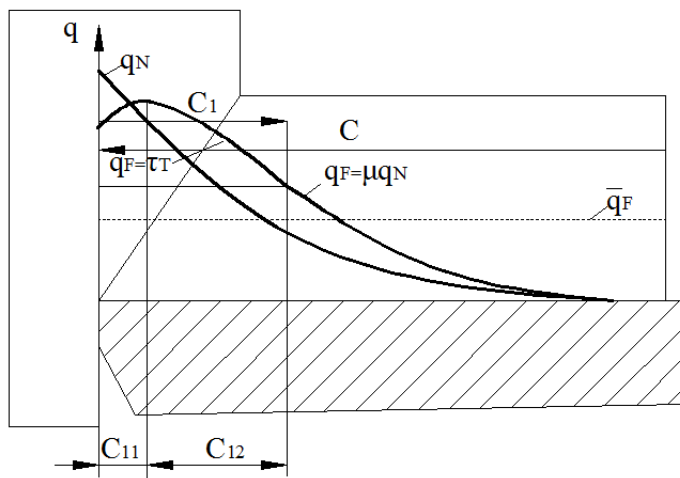
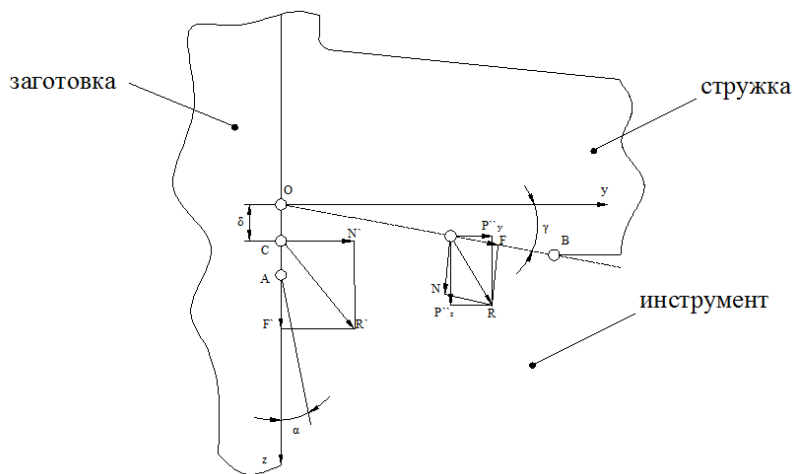


Рис.4.2,б





б)

Рис.4.2. Эпюры нормальных напряжений и касательных напряжений на полной передней поверхности инструмента по Н.Н.Зореву [40] (а); Эпюры нормальных напряжений и касательных напряжений на полной передней поверхности инструмента по Н.В.Талантову [52] ( $q_N$  – нормальные напряжения;  $q_F = \tau_r$  – касательные напряжения;  $\mu$  – коэффициент трения;  $C_1, C$  – параметры контакта) (б); Схема сил, действующих на переднюю и заднюю поверхности инструмента [40] ( $P_z'', P_y''$  – проекции силы  $R$  на оси  $Z$  и  $Y$ , или вертикальная и горизонтальная проекции силы, действующей на передней поверхности;  $P_z', P_y'$  – проекции силы  $R'$  на оси  $Z$  и  $Y$ , или вертикальная и горизонтальная проекции силы, действующей на задней поверхности, причем  $P_z' = F'$  и  $P_y' = N'$ ) (б)

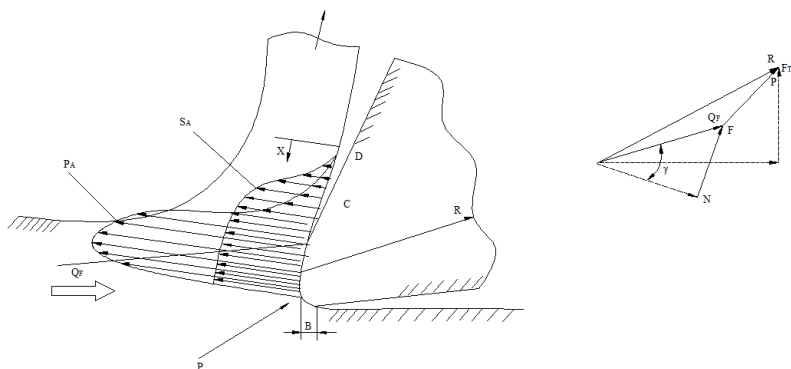


Рис.4.3. Участки поверхности раздела «стружка-резец» и силы, действующие на резец [1] ( $P_A$  – распределение нормальных давлений;  $S_A$  – распределение касательных напряжений;  $\Gamma=BC$  – длина области сцепления;  $\Gamma'=CD$  – длина области скольжения;  $R=Q_F+P$ , где  $R$  – полная сила, действующая на резец;  $Q_F$  – сила, действующая по поверхности раздела «стружка-резец»;  $P$  – пропахивающая сила, приложенная к режущей кромке резца на участке поверхности раздела BE-резец в области BC;  $F_C$  и  $F_R$  – сила резания и сила реакции, действующие на резец)

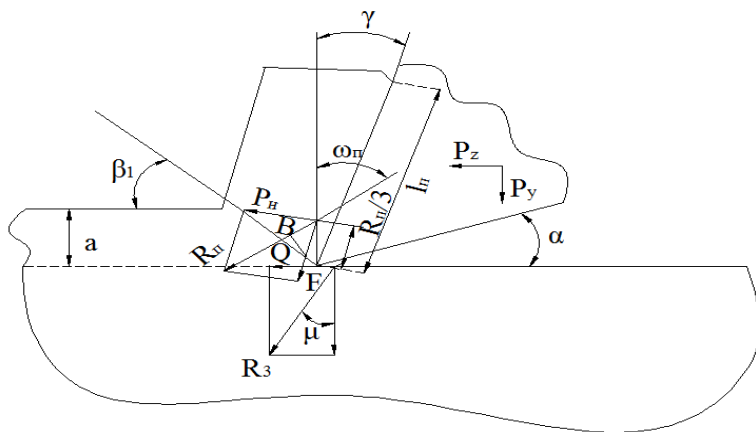


Рис.4.4. Схема сил при свободном резании [53] ( $\gamma$  – передний угол инструмента;  $R_n$  и  $R_3$  – равнодействующие на передней и задней грани инструмента;  $\beta_1$  – угол сдвига;  $P_n$ ,  $F$  – нормальная и касательная силы, действующие на задней поверхности)

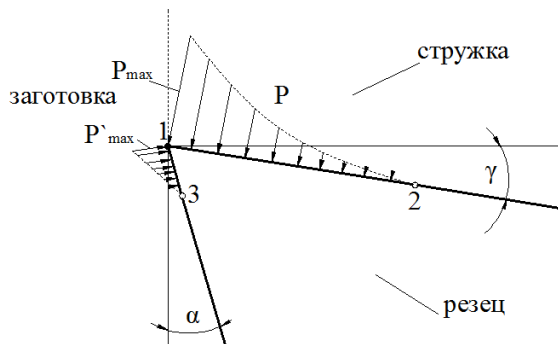


Рис.4.5. Распределение давления на передней и задней поверхностях лезвия резца [41] ( $P$  – нормальные давления по передней поверхности резца;  $P'$  – нормальные давления по задней поверхности резца)

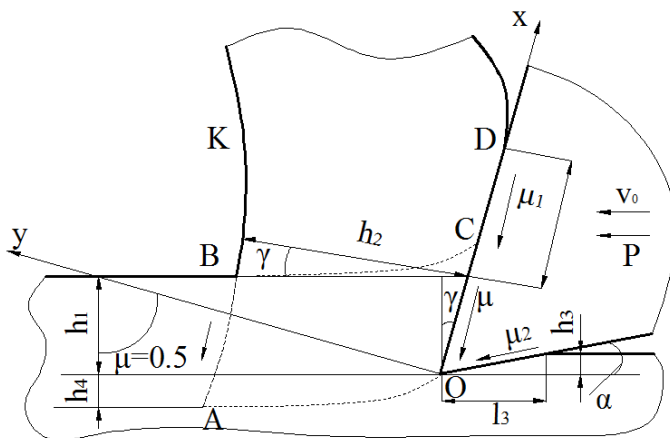


Рис.4.6. Расчетная схема процесса резания [58] ( $l$  – длина контакта стружки с передней поверхностью резца;  $l_3$  – длина задней поверхности резца;  $\gamma$ ,  $\alpha$  – передний и задний углы резца;  $h_1$  – толщина срезаемого слоя;  $h_2$  – толщина стружки;  $h_3$  – глубина деформации;  $h_4$  – глубина упрочненного слоя;  $\mu_{1,2,3}$  – коэффициенты трения;  $v_0$  – скорость резания;  $P$  – сила резания)

Выражение является одним из наиболее важных соотношений. Оно включает результаты, используемые при описании отдельных факторов технологического процесса [45, 41]

$$R = kx^a y^b z^c, \quad (4.16)$$

$k, a, b, c$  – коэффициенты, определяемые методами планирования экспериментов [45, 46].

#### 4.4. Планирование и обработка машинных экспериментов

При моделировании напряженно-деформированного состояния, а также продуктов разложения СОЖ при термодеструкции, возникает проблема разработки многофакторных планов (до 5000 факторов и более). При использовании большого числа факторов практически невозможно безошибочно сформировать матрицу планирования  $[X]$ , поэтому необходима разработка алгоритма, позволяющего автоматизировать построение матрицы планирования практически для любого числа факторов.

При планировании эксперимента для линейных моделей применяются полные и неполные (дробные реплики) факторные планы. При полном факторном эксперименте используются все точки факторного пространства. В этом случае общее число точек полного факторного плана равно степени  $k$  числа уровней  $n$ . При двухуровневом планировании ( $n=2$ ) общее число опытов  $N_n$  равно  $2^k$ . Отсюда следует, что полный факторный эксперимент требует вычислений для значительного числа точек плана. Дробные факторные планы, уменьшающие число точек факторного пространства, строятся на основе полных факторных планов типа  $2^k$ , где  $k$  – опорные переменные основного плана. Вектор-столбец матрицы  $[X]$  планирования такого плана строятся на основании соотношения

$$x_{j,u} = \text{sign}[\sin(2^k / 2^j)x(2\pi u / (2^k + 1))], \quad (4.17)$$

где  $x_{j,u}$  – элемент  $j$ -го столбца и  $u$ -ой строки матрицы планирования  $[X]$ ;  $j=1,2,\dots,k$ ;  $u=1,2,\dots,N_u$ .

Максимальное число столбцов дробной реплики, которое можно получить на основании полных факторных планов, определяется как сумма сочетаний из  $k$  основных факторов по одному, двум, трем и т.д.

$$M_u = \sum C_m^k. \quad (4.18)$$

Последовательность формирования столбцов переменных дробных реплик типа  $x_{k+1,u} = x_{1,u} \cdot x_{2,u}$ ,  $x_{k+2,u} = x_{1,u} \cdot x_{3,u}$ , ... и т.д., которые получаются перемножением соответствующей строки и элементов матрицы планирования  $[X]$ , осуществляется на основе характеристической табл.4.2. Характеристическая таблица содержит  $2^k$  строк и  $k$  столбцов. В каждую строку таблицы заносится ее порядковый номер в двоичном виде. Верхняя строка таблиц соответствует нулю и в нее заносятся нули. Первой строке соответствует запись 0001, второй – 0010 и т.д.

Порядок формирования дробной реплики определяется набором единиц, характеризующей суммой элементов строки. Если учитываются, например, тройные взаимодействия, то сумма элементов соответствующих строк таблицы должна быть равна трем. Перемножаются столбцы матрицы планирования полного факторного плана, номера которых соответствуют номерам тех столбцов характеристической матрицы, в которых занесены единицы. При таком подходе сохраняются свойства ортодоксальности планов. При определении количества опытов должно выполняться условие четности и минимальности числа строк [25].

Алгоритм нахождения уравнений регрессии и проверка их адекватности составлен на основании данных работы [46, 62] и состоит из нескольких шагов.

1. Вводятся исходные данные

Таблица 4.2

Число варьируемых факторов	$N_k$
Число опытов в каждой точке плана	n
Количество опытов	$N_u$
Матрица планирования размерностью $N_u^*(N_k + 1)$	[X]
Матрица исходных данных (уровней)	$[U_r]$
Матрица откликов	[Y]
Табличное значение критерия Кохрена	$G_{таб}$
Значение t-критерия	$t_{таб}$
Критерий Фишера	$F_{таб}$

2. Определяется среднее значение  $\bar{Y}_u$  и дисперсия  $S_i^2$  каждого опыта по формулам:

$$\bar{Y}_u = \sum_{j=1}^n Y_{ui} / n, \quad (4.19)$$

$$S_i^2 = \sum (Y_{ui} - \bar{Y}_u)^2 / n - 1,$$

где n – число повторений эксперимента при каждом опыте.

3. Рассчитывается значение критерия Кохрена

$$G = S_{u, \max}^2 / \sum_{u=1}^{N_u} S_u^2,$$

где  $N_u$  – число опытов в матрице планирования, и проверяется гипотеза об однородности дисперсий.

Должно выполняться условие :

$$G < G_{таб}, \quad (4.20)$$

где  $G_{\text{таб}}$  – табличное значение критерия.

4. Рассчитывается дисперсия воспроизводимости всего эксперимента:

$$S^2\{\bar{Y}\} = \sum_{u=1}^{N_u} S_u^2 / N_u.$$

5. Определяются коэффициенты регрессии по формулам :

$$b_j = \sum_{u=1}^{N_u} x_{uj} \bar{y}_u / \sum_{j=1}^{N_u} x_{uj}^2, \quad (4.21)$$

$$j = 0, 1, 2, \dots, k,$$

где  $k$  – число членов аппроксимирующего полинома.

6. Проверяется значимость полученных коэффициентов по схемам – рассчитывают среднее квадратическое отклонение оцениваемых коэффициентов;

– определяется значение  $t_j$ -критерия для каждого из коэффициентов по формуле

$$t_j = b_j / S\{b_j\}$$

и сопоставляются значения  $t$ -критерия с табличными значениями  $t_{\text{таб}}$ .

Коэффициенты полагают значимыми, если выполняется следующее неравенство

$$t_j > t_{\text{таб}}.$$

Если условие не выполняется, то соответствующий коэффициент приравнивается к нулю.

7. Формируется уравнение регрессии и проверяется его адекватность по отношению к критерию Фишера  $F$ :

$$F = S_{ag}^2 / S^2\{\bar{Y}\}. \quad (4.22)$$

Значение дисперсии для проверки гипотезы адекватности  $S_{ag}^2$  рассчитывается предварительно по формуле

$$S_{ag}^2 = \sum_{u=1}^{N_u} (Y - Y_{расч})^2 / (N_u - e), \quad (4.23)$$

где  $Y_{расч}$  – значение зависимой переменной, найденное из уравнения регрессии;  $e$  – число значимых коэффициентов в уравнении.

Проверку адекватности осуществляют путем сравнения вычисленного и табличного  $F_{таб}$  значений критерия Фишера. Если оказывается, что  $F < F_{таб}$ , то гипотеза об адекватности принимается.

Экспериментальные исследования [47] проводились на токарном станке модели 16К20 и приборе для измерения продуктов термодеструкции СОЖ КОТОН-1А (газоанализатор).

Измерения осуществлялись на расстоянии 0,3 м перпендикулярно к зоне резания. Диаметр заготовки – 45 мм. В работе [47] приводятся результаты экспериментальных исследований зависимости концентрации  $C$  гексана при разных глубинах резания  $t$ , скоростях подачи  $S$  и скоростях резания  $V$ .

На основе исследований, проведенных в МГТУ [47], получены зависимости концентраций гексана от скорости резания  $v$ , подачи  $S$  и глубины резания  $t$  при токарной обработке (для марки СОТС «Росойл-500»).

В пределах скоростей резания 25–70 м/мин, подач  $S=0,3-0,5$  мм/об и глубины резания  $t=1,5-3,5$  мм на основании полного факторного эксперимента получена зависимость :

$$C_r = a \cdot V^{\lambda_1} S^{\lambda_2} T^{\lambda_3}. \quad (4.24)$$

Коэффициенты  $a$ ,  $\lambda_1$ ,  $\lambda_2$ ,  $\lambda_3$  получены в результате обработки информации для матрицы планирования вида (см. табл.4.3). Коэффициенты функции отклика определялись методами теории планирования эксперимента. При этом гипотеза об однородности дисперсии подтверждается, т.к. экспериментальное значение критерия Кохрана не превышало табличного значения.



Как показал проведенный анализ процесса при частичной оптимизации критерий экологичности используется как ограничение целевой функции, при проектировании и изготовлении станков.

План эксперимента

Таблица 4.3

Опыты	V, м/мин	S, мм/об	T, мм	C, мг/м <sup>3</sup>	
и	25–70	0,3–0,5	1,5–3,5		
1	1	1	1	58	
	70	0,5	3,5		
2	-1	1	1	98	
	25	0,5	3,5		
3	1	-1	1	75	
	70	0,3	3,5		
4	-1	-1	1	90	
	25	0,3	3,5		
5	1	1	-1	45	52
	70	0,5	1,5		
6	-1	1	-1	100	
	25	0,5	1,5		
7	1	-1	-1	50	
	70	0,3	1,5		
8	-1	-1	-1	32	
	25	0,3	1,5		

*Методология оценки параметров станков по точностному критерию*

Покажем возможность применения полученных математических моделей в одной из таких задач.

Задача оптимизации технологического процесса токарной обработки для станков ЗИО сформулирована В.Г.Митрофановым [37] в следующем виде.

Найти оптимальное значение функции

$$y = \frac{1}{(T_u + t_{H,n} \cdot m_n + t_{CM,u})}, \quad (4.25)$$

где  $y = (Q_n / T_n - E_c) / E_u$ ;  $Q_n$  – себестоимость изготовления детали;  $T_n$  – планируемое время изготовления;  $E_c$  – стоимость станкоминуты;  $E_u$  – затраты на инструмент;  $T_u$  – время работы инструмента;  $t_{Hn}$  – время на наладку и подвала дну;  $m_n$  – число наладок за время  $T_u$ ;  $t_{CM,U}$  – время смены инструмента.

Формула (4.25) представляет собой целевую функцию, выражающую долю суммарных приведенных затрат, связанных с машинным временем  $t_M$ , с временем наладок и подналадок  $t_{Hn}$ , временем  $t_{CM}$ , смены инструмента и работой инструмента для случая, когда требуется за планируемое время  $T_n$  изготовить количество деталей  $N_d$  больше планируемого  $N_n$ .

Требуется найти минимум функции (4.25) при следующих ограничениях: по точности

$$\Delta \delta_v \leq T_{\delta v}, \quad (4.26)$$

где  $\Delta \delta_v$  – показатель качества обрабатываемой поверхности ( $V = 1, 2, \dots, n_v$ );

$V$  – индекс частного критерия качества; по допустимому износу  $h_{дон}$  за период стойкости  $T_u$ .

$$h(t) \leq h_{дон}, \quad (4.27)$$

где  $h(t)$  – величина износа инструмента; по диапазонам частот  $n_{вр}$  или

$V_p$  скоростей вращения шпинделя или подач  $S_p$ , обусловленное кинематикой станка и требованиями к частоте поверхности обрабатываемой детали, и по времени работы инструмента

Узнайте стоимость написания студенческой работы на заказ  
<http://учебники.информ2000.рф/napisat-diplom.shtml>

$$\begin{aligned}V_{p,\min} &\leq V_p \leq V_{p,\max}, \\S_{p,\min} &\leq S_p \leq S_{p,\max}, \\t_{p,\min} &\leq t_p \leq t_{p,\max},\end{aligned}\tag{4.28}$$

где  $V_{p,\min}$ ,  $V_{p,\max}$  – минимальные и максимальные значения величин  $V_p$ ,  $S_p$ ,  $t_p$ ;

При ограничении по допустимой  $N_{\text{дон}}$  мощности  $N_p$  резания или другому силовому фактору

$$N_p \leq N_{\text{дон}},\tag{4.29}$$

по качеству  $R_z$  поверхности

$$R_z \leq H_\mu,\tag{4.30}$$

где  $H_\mu$  – допустимая шероховатость поверхности.

По концентрации  $C_r$  гексана

$$C_r \leq C_{r\text{дон}},\tag{4.31}$$

где  $C_{r\text{дон}}$  – предельно допустимая норма концентрации (см. табл.4.4).

В общем случае изменение размера представляется некоторым случайным процессом, носящим дискретный характер. Необходимо, чтобы текущий размер  $R\{\varphi\}$  детали находился в некоторых пределах, определяемых допустимыми отклонениями, т.е.

$$A_{\Delta,\text{нм}} \leq R(\varphi) \leq A_{\Delta,\text{нб}},\tag{4.32}$$

где  $A_{\Delta,\text{нм}}$ ,  $A_{\Delta,\text{нб}}$  соответственно, наименьшее и наибольшее величины допустимых отклонений.

Величина  $A_{\Delta,\text{нм}}$  связана с минимально необходимым припуском под чистовое точение или шлифование с учетом угара и коробления при термообработке. Величина  $A_{\Delta,\text{нб}}$  определяется допуском на размерную погрешность выполняемого перехода.

Размер  $R(\varphi)_{ij}$   $i$ -ой детали в  $j$ -ой подкладке находится по формуле

$$R(\varphi)_{ij} = A_{\Delta,нм} + \left( T_{\delta 1} - \{\delta_s\}_{ij} \right) + a_{изм} + \varphi_T(t), \quad (4.33)$$

где  $a_{изм}$  – погрешность измерения;  $\varphi_T(t)$  – отображение на размер  $R(\varphi)$  износа  $h(t)$  и перемещений от температурных деформаций  $\Delta t_0$ ;  $T_{\delta 1} - \{\delta_s\}_{ij}$  – отклонение размера поверхности,  $\{\delta_\Delta\}_{ij} = T_{\delta 1} - \{\delta_s\}_{ij}$ .

С учетом того, что при достижении верхней границы  $T_{\delta 2}$  поля допуска  $T_\delta$  производится поднастройка инструмента на величину  $T_{\delta - a_{изм}}$ , ограничение по точности запишется

$$\{\delta_\Delta\}_{ij} + \sum_i^{nj} \left\{ \varphi_T(t_{oj} + t_{MJ} \cdot i) - \varphi_T \left[ (t_{oj} + t_{MJ} \cdot (i-1)) \right] \right\} \leq T_\delta - a_{изм}, \quad (4.34)$$

где  $n_i$  – число деталей в одной подналадке;  $t_{oj}$  – начальное время в одной подналадке.

Вектор  $\{\delta_\Delta\}$ , входящий в формулы (4.34) для упрощения расчетов, целесообразно определять как функции исходных параметров имитационным моделированием схемы сопряжения [48].

Для наглядности, в качестве примера рассматривается модель, отражающая процессы, протекающие в большинстве технологических систем [33], вида

$$\{\delta_\Delta\} = \beta_0 z_1^{\beta_1} z_2^{\beta_2} \dots, \quad (4.35)$$

где  $\{\delta_\Delta\}$  – вектор коэффициентов полинома;  $z_1^{\beta_1} z_2^{\beta_2} \dots$  – соответственно скорости резания, продольная подача, припуск, твердость обрабатываемого материала, допуски на отклонение формы стыкуемых поверхностей, среднеквадратичное отклонение профиля и т.д. Добавление или отбрасывание тех или иных параметров позволяет получить математическое выражение для описания требуемого множества функциональных

связей. Например, для расчета оптимальных режимов обработки монет быть принята точностная модель вида :

$$\{\delta_{\Delta}\} = \beta_{10} V_p^{\beta_{11}} S_p^{\beta_{12}} t_p^{\beta_{13}}, \quad (4.36)$$

где  $t_p$  – соответственно твердость обрабатываемого материала.

Для расчета шероховатости  $R_z$  т.д. на отклонение формы стыкуемых поверхностей математическая модель также запишется в виде [49]:

$$R_z = \beta_{20} V_p^{\beta_{21}} S_p^{\beta_{22}} t_{np}^{\beta_{23}}. \quad (4.37)$$

Износ режущего инструмента за период  $T_u$  определяется по формуле

$$h(T_u) = q_{изм} \cdot T_u, \quad (4.38)$$

где  $q_{изм}$  – интенсивность износа [33]

$$q_{изм} = \beta_{30} V_p^{\beta_{31}} S_p^{\beta_{32}} t_{np}^{\beta_{33}}. \quad (4.39)$$

Величина  $\Delta t_0$  температурных деформаций находится по зависимости [33]

$$\Delta t_0 = A_{t_0} \cdot t, \quad (4.40)$$

где  $A_{t_0}$  – интенсивность (скорость) температурных деформаций,

$$A_{t_0} = \beta_{40} V_p^{\beta_{41}} S_p^{\beta_{42}} t_{np}^{\beta_{43}}, \quad (4.41)$$

$t$  – текущее время.

Интенсивность температурных деформаций определяется на основе решения задачи теплопереноса [50].

В расчетах время  $t_H$  обработки принимается равным

$$t_M = \pi d_{\partial} l_{\partial} / (1000 \cdot V_p \cdot S_p), \quad (4.42)$$

где  $d_{\partial} l_{\partial}$  – диаметр и длина детали.

Мощность  $N_p$ ; требуемая при обработке изделия, определяется по формуле

$$N_p = \beta_{50} V_p^{\beta_{51}} S_p^{\beta_{52}} t_p^{\beta_{53}}. \quad (4.43)$$

Математическая модель концентрации гексана:

$$C_r = \beta_{70} V_p^{\beta_{71}} S_p^{\beta_{72}} t_p^{\beta_{73}}. \quad (4.44)$$

Ограничения по деформации стружки:  $\Delta \leq \Delta_{дон}$ .

Выражение вида (4.43) после логарифмирования приводится к линейному виду. Для определения коэффициентов  $\{\beta\}$  можно воспользоваться ортогональным планированием, алгоритм получения планов эксперимента для которого описан в разделе 4.3. Математические модели, используемые при решении задачи оптимизации, приведены в табл.4.4.

Металлорежущий станок представляет систему большой размерности. При расчетах систем большой размерности в основу оптимизационной задачи могут быть положены методы случайного поиска в сочетании с методами теории планирования экспериментов. Центральный алгоритм оптимизации на основе метода "ЛП-поиска" применительно к задачам станкостроения подробно изложен в работе [32].

#### Ограничения при оптимизации

Таблица 4.4

Целевая функция		
$y = 1/(T_u + t_{n,n} \cdot m_n + t_{cm,u})$ $y = (Q_n / T_n - E_c) / E_u$		
k	Ограничения	
	$\omega_k = \beta_{k0} V^{\beta_{k1}} S^{\beta_{k2}} t^{\beta_{k3}}$	
1	$\Delta \delta_v \leq T_{\delta_v}$	Отклонения формы
2	$h(t) \leq h_{дон}$	Износ
3	$N_p \leq N_{дон}$	Мощность
4	$R_z \leq H_{\zeta}$	Шероховатость
5	$\Delta t_0 \leq \Delta t_{дон}$	Температурные деформации
6	$\Delta \leq \Delta_{дон}$	Деформация стружки
7	$C_r \leq C_{r, дон}$	Концентрации гексана

После ввода исходных данных на шаге 1 генерируются с помощью генератора случайных чисел значения  $V$ ,  $S$ ,  $t$  в заданных диапазонах  $[V_{\min}, V_{\max}]$ ,  $[S_{\min}, S_{\max}]$ ,  $[t_{\min}, t_{\max}]$ .

**Шаг 2.** Вычисляются по формулам, приведенным в табл.4.4, значения ограничений.

**Шаг 3.** Проверяется выполнение неравенств для ограничений. Если нет, то генерируются новые значения  $V$ ,  $S$ ,  $t$ . Если условия выполняются, то вычисляется значение технологической себестоимости  $y$  (шаг 4) и составляется массив  $D$  связей  $y_j \rightarrow V_j S_j t_j$ .

**Шаг 5.** После завершения цикла по  $j$  и формированию массива  $D$  отыскивают минимальные значения технологической себестоимости:

$$y_{\min} \rightarrow V^* S^* t^* \rightarrow \min,$$

которой соответствуют оптимальные значения  $V$ ,  $S$ ,  $t$  ( $H=1$ ).

В приведенном примере оптимизации учитывается в виде ограничений один экологический фактор. Предложенная методология может быть применена для любого числа экологических факторов при условии описания их функциями вида (4.15).

## **ГЛАВА 5. ПРИМЕНЕНИЕ ГЕРМЕТИЧНЫХ ПЕРЕДАЧ С ДЕФОРМИРУЕМЫМИ ЗВЕНЬЯМИ ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ**

### **5.1. Классификация передач и муфт деформируемыми звеньями**

В химической, атомной, электронной, приборостроительной, станкоинструментальной и других отраслях промышленности возникает необходимость создания технических систем с надежно действующим и абсолютно изолированным от рабочей среды управлением.

Например, в электронной промышленности используются технологические камеры, в которых сложные физико-химические и электрофизические процессы должны осуществляться в контролируемой и вакуумной средах. К числу такого оборудования следует отнести: установки выращивания монокристаллов, для ионного регулирования, напылительные установки, механизмы для получения полупроводниковых лазерных структур, автоматы сборки приборов СВЧ и другие вакуумно-термические установки. В них требование к минимальному собственному влиянию на технологическое пространство и окружающую среду предъявляется к каждому элементу конструкции. Осуществление автоматического цикла работы такого сложного оборудования требует ввода разнообразных движений в технологические, загрузочные и транспортирующие устройства, для работы которого необходимо подводить и отводить потоки жидкости и газообразных веществ.

В станкоинструментальной промышленности используются вакуумные установки для нанесения покрытий и при физико-термической обработке инструментальных сплавов. В системах подачи газообразных и жидкостных компонентов для осуществления техпроцессов, в системах очистки отработанных СОЖ и газообразных составляющих, в гидроприводах применяются вентили и заслонки для управления потоками.



В химической и атомной промышленности решение такой сложной самой по себе задачи еще более усложняется тем, что в химии арматура, управляющая потоками жидкости, работает в условиях высоких давлений и температур, а также при наличии химически активной и радиоактивной рабочей среды.

Общими функциональными звеньями оборудования являются герметичные вводы движения и арматура, а также наличие уплотнительных элементов в подвижных стыках, которые не обеспечивают изоляцию составляющих одного технологического пространства от другого или технологического пространства и окружающей среды вследствие неизбежных утечек в уплотнениях.

Таким образом, возникает задача герметизации или изоляции одного технологического пространства от другого или технологического пространства от внешней среды для обеспечения экологической безопасности, включающего комплекс мероприятий по предотвращению проникновения газа, жидких и/или твердых частиц через разграничивающую пространства стенку (перегородку), при одновременном обеспечении управления движением в это пространство. Компоненты, составляющие технологическое пространство, могут быть подвержены воздействию температур (до 1000 град.) и давлений. Диапазон давлений лежит в широких пределах от глубокого вакуума ( $10^{-7}$  мм рт. ст.) до сотен атмосфер.

Герметизация пространств осуществляется с использованием уплотнений, которые делятся на три основных вида [63, 64]:

- уплотнения неподвижных соединений;
- разделительные уплотнения соединений (качательных перемещений);
- уплотнения подвижных (вращательных и поступательных соединений).

Наибольший вред окружающей среде возникает при использовании уплотнений последних двух видов, т.к. возможны утечки газов и жидкостей из одного пространства в другое через зазоры в подвижных стыках.

Для уменьшения экологического воздействия на окружающую среду при применении разделительных и подвижных уплотнений производится герметизация пространств разделительными стенками. Герметизация пространства достигается тремя способами:

- магнитным воздействием при передаче движения через перегородку (магнитное замыкание);
- применением передач и муфт с использованием деформируемых звеньев (волновых передач);
- размещением механизмов внутри герметизируемого пространства (материалы с термомеханической памятью).

В связи с этим большой практический интерес с позиции экологической безопасности представляют вакуумные вводы и арматура, в которой используются упруго-деформируемые герметичные элементы, обеспечивающие передачу управляемого движения из одного пространства в другое без уплотнений в подвижных стыках.

Контакт в таких механизмах играет доминирующую роль, т.к. обеспечивает деформацию звеньев для осуществления движения путем преодоления внешнего и внутреннего трения.

В настоящее время получил распространение способ передачи движения, в основе которого лежит принцип упругого деформирования звеньев привода. Наиболее ярким примером использования этого принципа является волновая передача [63, 64].

С целью развития научных исследований в этой области, облегчения выбора конструктором оптимальной схемы подобного устройства для конкретных условий и стимулирования разработки новых экологи-

ческих конструкций ниже приводится классификация передач с деформируемыми звеньями.

В основе классификации положены два главных признака, определяющие конструктивные и другие свойства передачи : тип передачи и тип основной рабочей деформации. В классификацию включены также и муфты (табл.5.1).

Деление передач по типу соответствует общепринятому: 1 – зубчатые, 2 – червячные, 3 – фрикционные, 4 – резьбовые и 5 – муфты. Более детальное деление передач зубчатых – на цилиндрические и конические, прямозубые и непрямо зубые, эвольвентные и неэвольвентные, речные и т.д., червячных – на цилиндрические, глобоидные и другие, фрикционных – на передачи с гладким или клиновым ободом и т.д., резьбовых – на пары резьба-резьба и резьба-кольцевые канавки не приводится. Условно к зубчатым передачам отнесены также цепные и зубчатоременные передачи.

Под типом основной (рабочей) деформации понимается тип той деформации, которая определяет принцип работы передачи или муфты. Обозначим деформации соответственно буквами А, Б, В и т.д.

С этой точки зрения следует различать:

А. Изгиб оболочки. Он может осуществляться силами, нормальными к образующим оболочки (рис.5.1,А-а), или действующими под другим углом к ней (в частности, бимоментом) (рис.5.1,А-б). По этому принципу работают известные волновые передачи. Особым отличием этого типа является наличие некруглого зубчатого венца, в результате деформации.

Б. Изгиб балки. Балка может быть закреплена различными способами (консольно, на двух опорах и т.д.) и получать циклическую круговую деформацию от радиальных или моментных сил (рис.5.1,Б).

В. Кручение. Здесь гибкое колесо или стержень, закругленный одним концом, периодически закручивается моментом, приложенным на другом конце (рис.5.1,В).

Г. Растяжение или сжатие. Этот тип деформации может осуществляться двумя способами : за счет возвратно-поступательных натяжений стержня, деформируемого в осевом направлении, и таким деформированием податливого слоя детали, при котором впереди деформирующей силы происходит сжатие, а позади – растяжение этого слоя в направлении движения (относительно неподвижной детали) (см. рис.5.1,Г).

Д. Местный контакт и изгиб. Здесь используется тонкая оболочка, лента или мембрана, которые деформируются только в зоне приложения деформирующей нагрузки (см. рис.5.1,Д).

Е. Растяжение или изгиб сильфона. Поступательное движение осуществляется за счет осевой деформации сильфона, вращательное – путем изгиба сильфона (см. рис.5.1,Е).

Следует отметить, что конструкция гибкого деформируемого звена, а также наличие свойства герметичности передачи для настоящей классификации принципиального значения не имеет, поэтому не отмечаются.

Анализ передач по такому принципу показывает следующее. Схемы А1–А5 – известные волновые передачи [63, 64], в которых гибкие звенья деформируются радиальными силами  $P$  (см. рис.5.1,А-а). Можно предложить также деформацию гибкого звена осуществлять осевыми силами  $P$  или бимоментом (см. рис.5.1,А-б). Этот способ деформирования пригоден при передаче небольших нагрузок [67] (см. рис.5.1,А-б).

Схемы Б1–Б5 отличаются от предыдущих тем, что перемещения осуществляются за счет круговой изгибной деформации балки под действием радиальной силы  $P$  или момента, на которой выполнены зубья, резьбовая нарезка и т.д. См. [67].

Схемы В1–В5. Периодическое закручивание гибкого звена моментом  $M$  передается на ведомое звено, где суммируется посредством обгонных механизмов. Гибкие звенья могут быть по форме выполнены гладкими (см. рис.5.1,В-а) или гофрированными (см. рис.5.2,В-б).

Схемы Г1–Г5. В случае использования осевой деформации под действием силы  $P$ , полученные перемещения суммируются (см. рис.5.1,Г-а). При втором способе деформирования силами  $P$  и  $P_1$  (податливого слоя 2) при помощи ролика 1 можно получить непрерывные медленные перемещения. Однако, в этом случае не представляется возможным получить зубчатые и червячные передачи.

Схемы Д1–Д5. В основном применяются в герметичных передачах и муфтах. Здесь происходит изгибная деформация роликами 1 и 2 тонкой мембраны (см. рис.5.1,Д-а) или устройством типа танкетка (см. рис.5.1,Д-б). Для фрикционных передач, вероятно, непригодны.

Приведенная классификация передач показывает, что возможно создание комбинированных передач, т.е. таких, в которых используется одновременно несколько типов рабочей деформации. К ним можно отнести деформацию сильфона и звеньев, выполненных из сплавов с памятью.

Схемы Е1–Е2. Применяется осевая (см. рис.5.1,Е-а) или изгибная (см. рис.5.1,Е-б) деформация сильфона силами  $P$ .

Схемы Ж1–Ж5: растяжение, изгиб или кручение звеньев, выполненных из материалов с термомеханической памятью [68, 69].

В табл.5.1, построенной согласно предложенной классификации [65, 66], на пересечении строк (рабочая деформация) и столбцов (тип передачи) ставятся знаки плюс, отражающие конструктивную схему привода с деформируемыми герметичными звеньями. Такие схемы обеспечивают передачу управляемого движения в герметизированное пространство без уплотнений в подвижных стыках, описанных в данной главе.

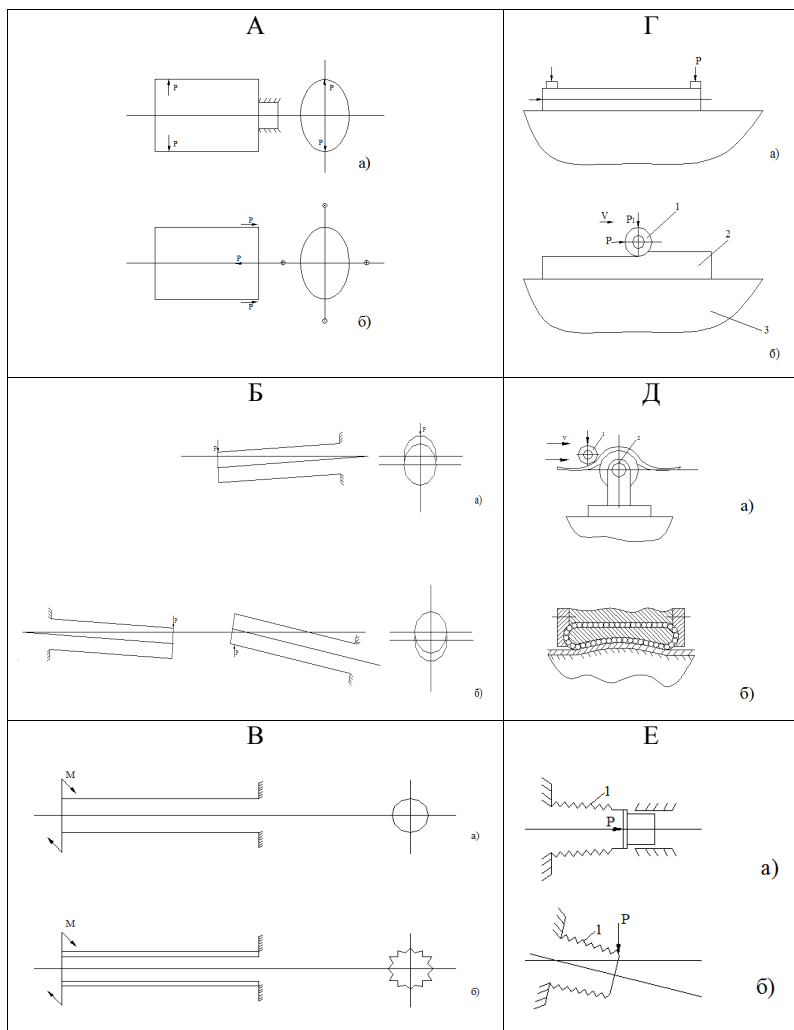


Рис.5.1. Схемы деформаций гибких звеньев


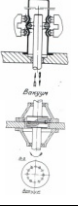
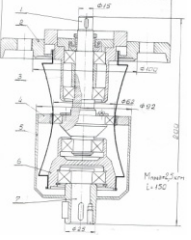
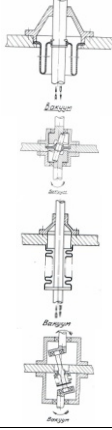
В данной главе приводятся конструкции герметичных механизмов с деформируемыми звеньями, разработанные на кафедре «Основы конструирования машин» МГТУ «СТАНКИН» под руководством профессора Н.И. Цейтлина применительно к вакуумной технике и химической арматуре [65–75].

Классификация герметичных передач  
 с деформируемыми звеньями

Таблица 5.1

Характер/Тип передачи	Зубчатая 1	Червячная 2	Фрикционная 3	Резьбовая 4	Муфта 5
Изгиб ободочки А					
Изгиб балки Б					
Кручение В					

Таблица 5.1 (продолжение)

Характер/Тип передачи		Зубчатая 1	Червячная 2	Фрикционная 3	Резьбовая 4	Муфта 5
Растяжение-сжатие	Г					
Местный изгиб	Д					
Деформация сильфона	Е					
Сплавы с памятью	Ж					

## 5.2. Передачи движения в вакууме

Главным вопросом вакуумного привода является способ уплотнения. По способу уплотнения все вакуумные приводы можно разбить на два вида:

а) вакуумные приводы, в которых движение передается с помощью неразрывного вала и имеет место трение между валом и уплотнением;

б) вакуумные приводы, в которых движение передается через герметичную стенку.



Вакуумные приводы первого вида по характеру взаимодействия между движущимися валом и уплотнением можно разделить на приводы с контактным (кольцевые, манжетные и жидкостные уплотнители) и бесконтактным (лабиринтные, молекулярные уплотнения) взаимодействием.

Следует отметить, что, как правило, вакуумные приводы первого вида обеспечивают при передаче движения из одного объема в другой натекание вещества через зазоры в зоне уплотнения (газоотделение уплотнительных элементов, их газопроницаемость, упругость паров уплотнительных жидкостей и вакуумных и других смазок и т.д.)

По характеру состояния герметичной стенки все вакуумные приводы второго вида можно разделить на приводы, в которых герметичная стенка может быть деформируемой или недеформируемой. В качестве примера вакуумных передач с недеформируемой герметичной стенкой могут разного рода магнитные и электромагнитные приводы.

Сильфонные, мембранные, волновые передачи, в которых в качестве герметичной стенки используются металлические и неметаллические упругие элементы, можно отнести к вакуумным приводам с деформируемой герметичной стенкой.

Факторами, влияющими на величину предельного вакуума и состав остаточной газовой среды в вакуумном объеме, для всех передач второго вида является газопроницаемость и газоотделение материала герметичной стенки, через которую осуществляется передача движения.

Необходимо отметить, что в последнее время в связи с разработкой механизированного вакуумного технологического оборудования уделяется внимание приводам второго вида, так как удастся уменьшить трение и схватываемость контактирующих поверхностей при значительных нагрузках в вакууме (или в химически активном объеме), уменьшать металлоемкость механизмов, расположенных в вакууме или в фи-

зически активных химических составляющих объема, повысить надежность механизмов и уменьшить вредное воздействие составляющих объемов и функционирующих механизмов на окружающую среду.

На рис.5.2,*а, б* представлены две принципиальные схемы вакуумных приводов с недерформируемой герметичной стенкой. Это магнитные приводы с расположением разноименных полюсов магнитов в атмосфере (ведущее звено) и вакууме (ведомое звено). Полюса разделены между собой немагнитной стенкой в виде цилиндрического стакана или плоской мембраны (аксиальный привод).

На рис.5.2,*в–д* движение передается от входного звена 2 через перегородку 1 выходному звену 3. В схеме в входное и выходное звенья выполнены в виде магнитов с полюсами – зубцами N и S. В схеме г полусовые магниты 4 расположены на входном и выходном звеньях, выполненных в виде немагнитных пластин. В схеме д между элементами входного звена 2, выполненными в виде двух колес с зубьями, установлен постоянный магнит 5. Выходное звено 3 представляет собой сплошное колесо с зубьями. Оба звена – из магнитного материала.

Схемы *в* и *г* характеризуются активным взаимодействием магнитов обоих звеньев. Благодаря этому взаимодействию и передаются силы со стороны одного звена другому звену. В схеме *д* магнит находится на одном звене и вращающий момент передается вследствие наибольшей магнитной проводимости при расположении вершин зубцов колес 2 и 3 напротив друг друга. При увеличении момента происходит их относительное смещение.

Магнитные приводы (или электромагнитные, у которых вместо постоянных магнитов установлены электромагниты, способные обеспечить движение в вакуум до  $10^{-9}$  мм. рт. ст.

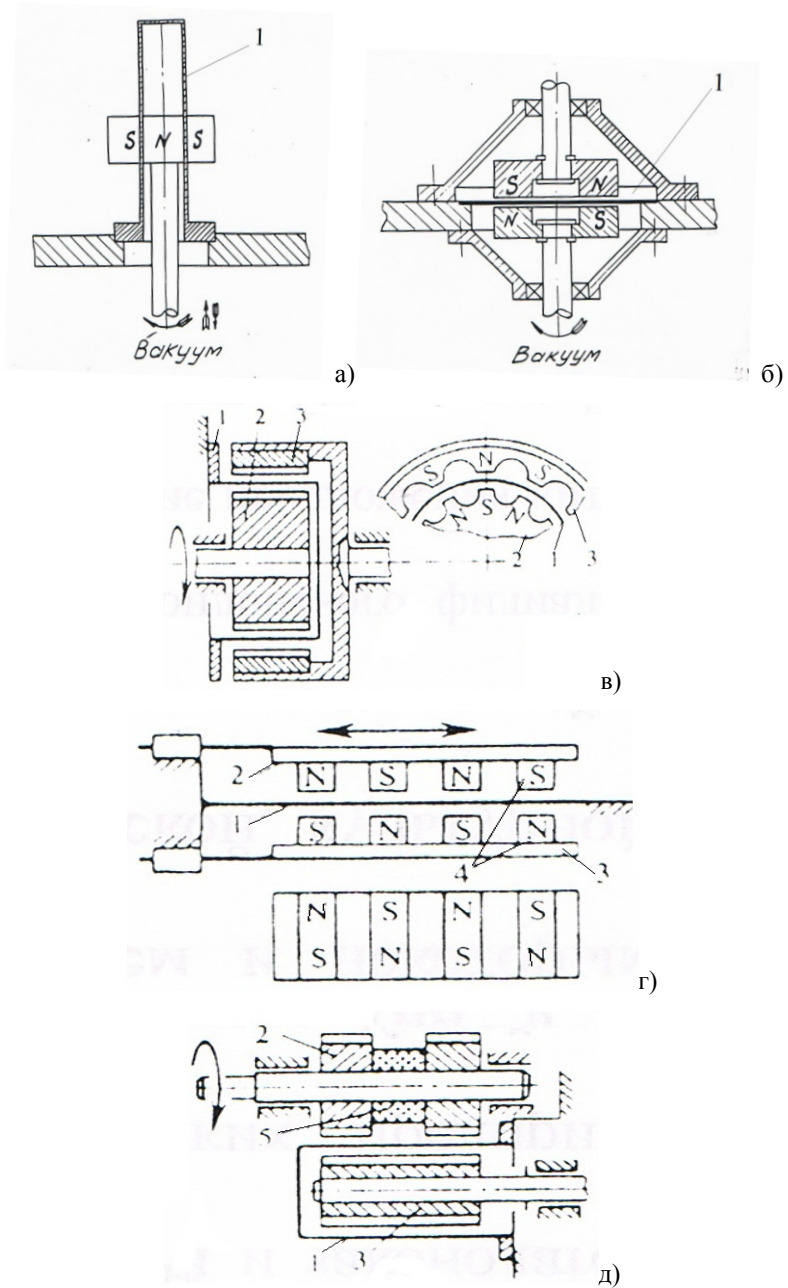


Рис.5.2. Приводы с недеформируемой стенкой

Для передачи в вакуум до  $10^{-6}$  мм. рт. ст. значительных крутящих моментов можно использовать принцип конструкции привода, в котором в качестве ведомого звена размещается металлический короткозамкнутый ротор, испытывающий волновую (см. рис.5.1, *A-a*) или изгибные деформации (см. рис.5.1, *B-a*), приводимый во вращение через тонкостенный (0,5–0,7 мм) герметичный цилиндр. Статор асинхронного или шагового двигателя расположен в атмосфере.

На рис.5.3 представлен электрический двигатель с волновым катящимся ротором. Электрический двигатель состоит из гибкого винта (якоря) 1, выполненного в виде тонкостенной трубы и жесткой гайки 2, прикрепленной к герметизирующему тонкостенному цилиндру 3. Статор 4, который сделан в виде сердечника П-образных магнитов, расположенных в атмосфере, и прикреплен к корпусу 5. Внутри гибкого винта помещен дополнительный магнитопровод из металлической ленты. Гибкий винт своими торцевыми поверхностями опирается на два фланца 6, которые посажены на шток 7 с помощью радиально-упорных подшипников качения 8. Скользящая посадка между фланцами и винтом регулируется двумя установочными гайками. С последовательной подачей, например, импульсов постоянного тока в диаметрально противоположные участки обмотки статора создаются электромагнитные силы, вызывающие радиальную деформацию гибкого винта с последующим перекачиванием периметров гибкого винта и гайки, вследствие чего шток получит дискретные линейные перемещения в вакууме.

На рис.5.4 показан двигатель с катящимся ротором, деформация которого осуществляется за счет его изгиба подобно прогибу свободного конца заделанной балки (см. рис.5.1, *B-a*). Он состоит из статора 1 с обмоткой 2, ротора, выполненного в виде толстостенного или сплошного цилиндра 3, служащего магнитопроводом, и гибкого удлиненного стержня 4, закрепленного в подшипниках 5 обоймы 6. Ротор, на наруж-

ной поверхности которого нарезана резьба, взаимодействует с гайкой, закрепленной на герметичном цилиндре 8. При поочередной подаче импульсов постоянного тока в фазовые обмотки 2 электромагнитов цилиндрический ротор 3 притягивается к внутренней поверхности статора 1 за счет изгиба удлиненного стержня 4. При этом происходит обкатывание его витков по виткам гайки цилиндра 8. В результате происходит осевое перемещение штока (обойма 6 подшипника 8).

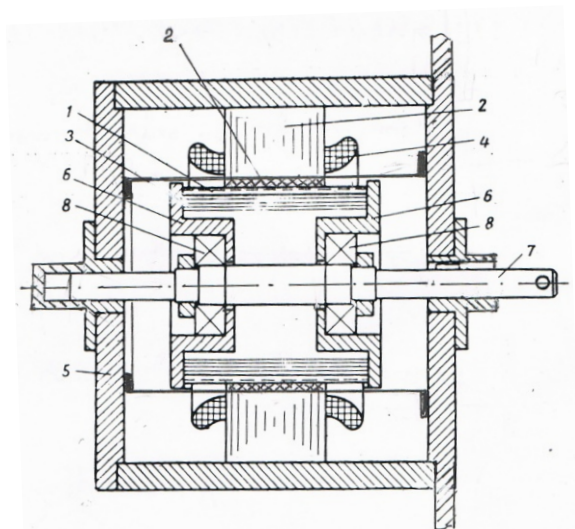


Рис.5.3. Электрический двигатель с волновым катящимся ротором

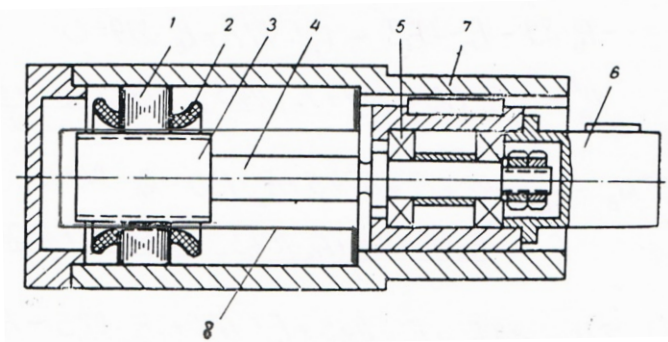


Рис.5.4. Электродвигатель с гибким ротором

На рис.5.5,*а,б* схемы передачи в вакуум поступательного и вращательного движения с герметизацией с помощью резиновых диафрагм, которые деформируются в процессе работы привода. Величина вакуума при использовании таких типов приводов не превышает  $10^{-4}$ – $10^{-5}$  мм.рт.ст., т.к. за счет развитой поверхности резины ее газоотделения значительны. С помощью резиновых диафрагм (рис.5.5,*а*) можно получить значительные перемещения. Конструкции вакуумных приводов с резиновыми диафрагмами (особенно часто они применяются для передачи качательного движения) очень просты и достаточно надежны в работе. В настоящее время в качестве эластичных материалов применяется нейлон, тефлон, дакрон.

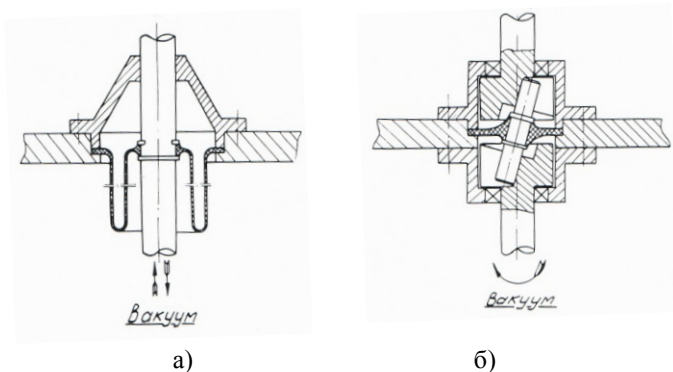


Рис.5.5. Передачи в вакуум с герметизацией при помощи резиновых диафрагм

Схемы приводов с деформируемыми металлическими уплотнениями представлены на рис.5.6. Поступательное перемещение за счет осевой деформации металлического сильфона и путем радиальной волновой деформации тонкостенной герметичной стенки роликами, установленными по обеим ее сторонам, можно передать в изолированный объем по схемам, показанным на рис.5.6,*а,б* (см. рис.5.1*Д-а* и рис.5.1*Е-а*).

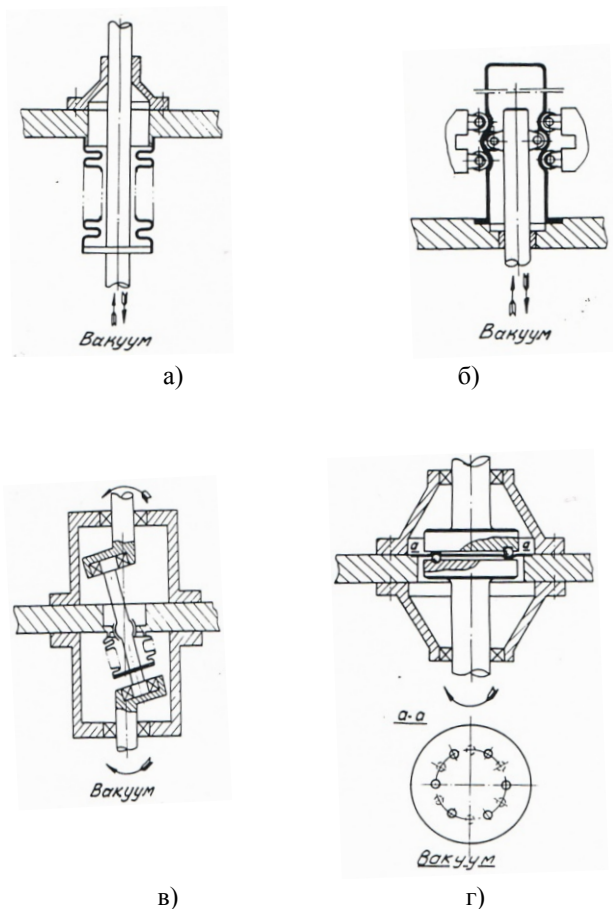


Рис.5.6. Приводы с деформируемыми металлическими уплотнениями

Передача вращения в высокий вакуум с помощью деформируемого металлического сальфона, совершающего качательное движение относительно точки пересечения ведомого и ведущего валов с осью промежуточного вала (к последнему приварен сальфон) может быть осуществлена по схеме рис.5.6,б. Сальфонные приводы обеспечивают передачу вращения до 100–200 об/мин и являются наиболее распространенными механизмами. Серьезным недостатком таких механизмов является относительно невысокая долговечность сальфонов, особенно после мно-

гократных нагревов до температуры 400–500<sup>0</sup>С, а также газопроницаемость тонкой стенки сиффона (0,1–0,2 мм) из нержавеющей стали.

На рис.5.7 показана конструкция сиффонного привода для передачи в вакуум 10<sup>-6</sup>–10<sup>-8</sup> мм рт.ст. вращательного движения со скоростью до 200 мин<sup>-1</sup>. При вращении ведущего вала 1, выполненного в виде эксцентрика с эксцентриситетом 3 мм и установленного в шарикоподшипниках в опоре 2, втулка 3 совершает плоскопараллельное вращение вокруг оси ведущего вала. С другой стороны втулки 3 установлен аналогичный эксцентриковый ведомый вал 4 с таким же эксцентриситетом, как у ведущего вала. Ведомый вал также смонтирован на шарикоподшипниках в обойме 5, которая закреплена на опорном фланце привода 6, прикрепленного к вакуумной камере или объема с повышенным давлением уплотняемых с помощью медной прокладки. Герметизация привода осуществляется с помощью сиффона 7 из нержавеющей стали (наружный диаметр 78 мм, количество гофр – 15, толщина стенки – 0,16 мм), который приваривается, с одной стороны, к опорному фланцу, а с другой стороны – к втулке 3, разделяющей ведущий и ведомый валы. Опора 2 центрируется в стакане 8.

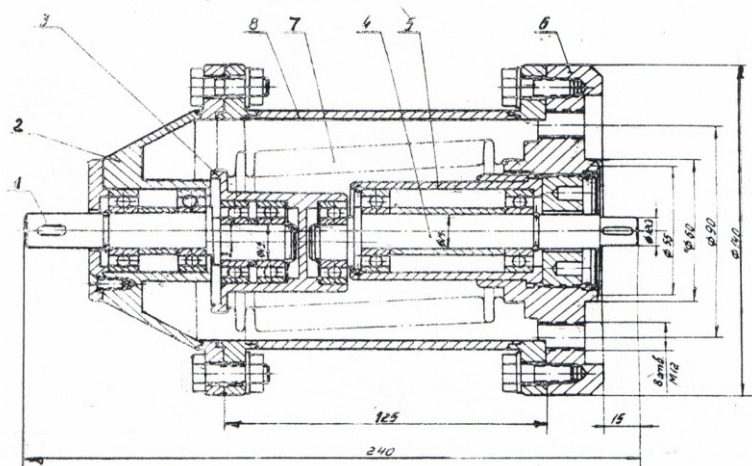


Рис.5.7. Сиффонный привод



Представленная конструкция проста в изготовлении и эксплуатации, но она имеет один существенный недостаток, влияющий на долговечность привода: сильфон не предохранен от возможных закручиваний вследствие возникающих фрикционных сил между наружными кольцами подшипников и втулкой 3. При повышенной скорости вращения и значительных нагрузках это может привести к быстрой поломке привода из-за нарушения герметичности сильфона.

### **5.3. Применение волновых передач в вакуумной технике**

При разработке вакуумного привода часто возникает необходимость кинематического преобразования в вакууме силового движения с помощью зубчатой, червячной или винтовой передач. Возможность осуществления этих преобразований ограничивается тем, что очень трудно обеспечить необходимую работоспособность контактной силовой пары в условиях сухого трения в вакууме при относительно высоких удельных нагрузках.

Однако в последнее время предприняты попытки создания вакуумного привода без уплотнительных элементов с помощью принципиально новой механической передачи, которая получила название волновой [69].

В результате исследований и эксплуатации волновых передач в механических, электромеханических и гидравлических системах, в ядерных реакторах, авиационных и ракетных системах автоматического управления и регулирования можно указать на следующие их принципиальные особенности и преимущества по сравнению с обычными передачами:

– возможность получения больших передаточных чисел при малом количестве конструктивных элементов, небольших габаритах и соосном расположении ведущего и ведомого валов;

– высокая кинематическая точность, плавность и бесшумность работы;

– возможность получения беззазорного реверсивного движения;

– достаточно высокий к.п.д. передач, уравновешенность нагрузок и незначительный износ в связи с уменьшением контактных нагрузок благодаря многопарности зацепления и малым путям скольжения в зоне контакта;

– возможность плавного регулирования передаточного отношения при передаче вращательного движения с помощью фрикционной волновой передачи и при преобразовании вращательного движения в винтовое в волновых передачах винт-гайка благодаря изменению величины деформации гибкого элемента;

– меньшая чувствительность к различным технологическим погрешностям.

Для вакуумной техники весьма перспективными могут оказаться следующие особенности волновых передач:

– возможность передачи через тонкостенную неподвижную оболочку или диафрагму вращательного, поступательного и винтового движений;

– возможность создания более долговечной по сравнению с сильфонной передачей волновой вакуумной передачи благодаря выбору оптимальных соотношений между конструктивными размерами неподвижной гибкой оболочки и целесообразному выбору ее материала;

– возможность создания полностью прогреваемого привода с целью его обезгаживания, так как при прогреве элементы волновой передачи могут быть выведены из зацепления (при этом должна быть обеспечена возможность увеличенных деформаций гибкого элемента волновой передачи);

– значительно меньшие контактные нагрузки в зоне трения могут обеспечить более эффективную работоспособность вакуумных твердых смазок и антифрикционных покрытий.

Долговечность непрерывной работы изготавливаемых волновых приводов, работающих в вакууме, превышает 1000 ч.

Принципиальная схема одного из наиболее распространенных видов волновой передачи – зубчатой волновой передачи – показана на рис.5.8.

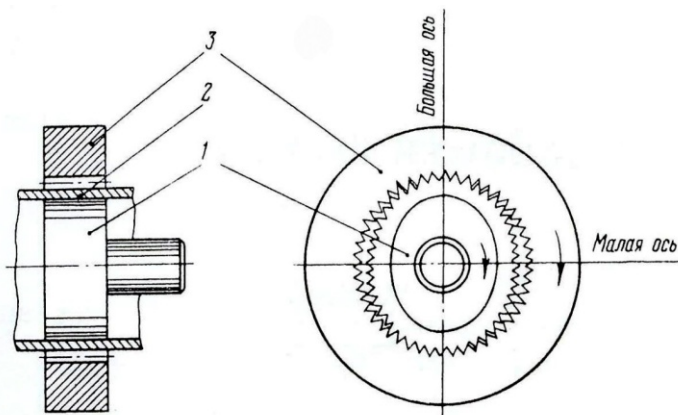


Рис.5.8. Схема волновой зубчатой передачи

**Передача** состоит из генератора 1 эллиптической формы, тонкостенного гибкого зубчатого колеса 2 и жесткого зубчатого колеса 3. Как правило, шаг зубчатых колес одинаковый, а число зубьев – разное. Генератор упруго деформирует гибкое колесо таким образом, что в зоне большей оси зубья колес образуют зацепление, а в зоне малой оси зубья совершенно не контактируют друг с другом (между их вершинами имеется гарантированный зазор). В промежуточных положениях между большой и малой осями зубья находятся в неполном зацеплении. Общее количество зубьев, находящихся в контакте и передающих нагрузку, зависит от формы генератора и профиля зубьев.

Если вращать генератор, то начнет волнообразно деформироваться гибкое колесо, и зона зацепления будет перемещаться, вследствие чего передача и получила название волновой. Если гибкое колесо неподвижно, то начнет вращаться жесткое колесо, при этом передаточное число передачи

$$i = \frac{d_{\dot{a}\epsilon}'}{d_{\dot{a}\epsilon}' - d_{\dot{a}\tilde{a}}'} = \frac{z_{\dot{a}\epsilon}}{z_{\epsilon} - z_{\tilde{a}}},$$

где:  $d_{\text{аж}}$  и  $d_{\text{ар}}$  – делительные диаметры жесткого и недеформированного гибкого колеса,  $z_{\text{ж}}$  и  $z_{\text{г}}$  – числа зубьев жесткого и гибкого колес.

Эллиптический генератор в передаче (рис.5.8) создает одновременно две волны деформации по большой оси. Обычно разность в количестве зубьев жесткого и гибкого колес принимается равной числу волн деформации, хотя в общем случае соотношение между числом волн деформации и разностью зубьев определяется формулой  $z_{\text{ж}} - z_{\text{г}} = ku$ , где  $u$  – число волн деформации,  $k$  – целое число ( $u=1, 2, 3$ ).

Таким образом, форма генератора определяет число волн деформации и соотношение между количеством зубьев жесткого и гибкого колес, т.е. влияет на передаточное отношение передачи.

Если  $k = 1$ , то при повороте генератора на  $360^\circ$  каждой волне деформации будет соответствовать поворот ведомого колеса на угол, соответствующий одному шагу  $t$  зацепления. Исключительно важным для обеспечения работоспособности гибкого колеса является выбор величины его наибольшей деформации  $\Delta$ , поскольку

$$\Delta = d_{\text{аж}} - d_{\text{ар}} = m(z_{\text{ж}} - z_{\text{г}}) = tu,$$

где  $m$  – модуль зубчатых колес.

В передаче (рис.5.8) возможно остановить и сделать ведущим или ведомым любой из двух зубчатых элементов, поэтому в общем случае

$$i = \frac{z_{\text{ВМ}}}{z_{\text{ВМ}} - z_{\text{ОСТ}}},$$

где  $z_{\text{вм}}$  – число зубьев ведомого колеса;  $z_{\text{ост}}$  – число зубьев остановленного колеса.

Необходимо отметить, что волновая передача может работать как в режиме редуктора, так и в режиме мультипликатора, а также и при остановленном генераторе.

Из рис.5.8 видно, что если представить себе остановленное гибкое колесо в виде замкнутого цилиндрического герметичного цилиндра, то можно при ведущем генераторе, расположенном в атмосфере, передать вращение ведомому жесткому колесу, расположенному в вакуумном объеме.

Схему на рис.5.8 можно преобразовать: генератор расположить снаружи, а жесткое колесо внутри.

По принципу волновой передачи, показанной на рис.5.8, также работают винтовые волновые передачи с зацеплением винт-гайка для преобразования вращательного движения в винтовое и фрикционные волновые передачи для передачи вращательного движения.

На рис.5.9 представлена зубчатая волновая передача, в которой осуществляется передача вращательного движения в вакуум со значительным передаточным числом (в пределах  $75 \div 250$ ). Электродвигатель 1, который также может располагаться в герметическом пространстве, вращает внутренний генератор 2, деформирующий неподвижную упругую оболочку 3 с наружным зубчатым венцом и передающий вращение на жесткое колесо 4 с внутренними зубьями, расположенное в вакуумном объеме. В передаче применен гибкий элемент колоколообразной формы, обеспечивающий его повышенную долговечность и уменьшающий перекос нарезанных на нем зубьев.

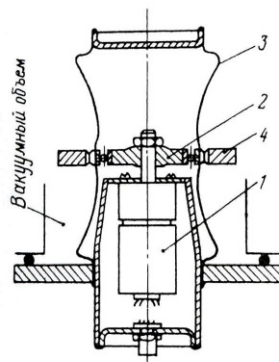


Рис.5.9. Схема герметичной волновой зубчатой передачи с внутренним генератором

На рис.5.10 показан волновой привод для передачи вращательного движения в вакуумный объем с помощью шарикового планетарного механизма. Передача осуществляется с большим передаточным числом, определяемым геометрическими размерами элементов привода.

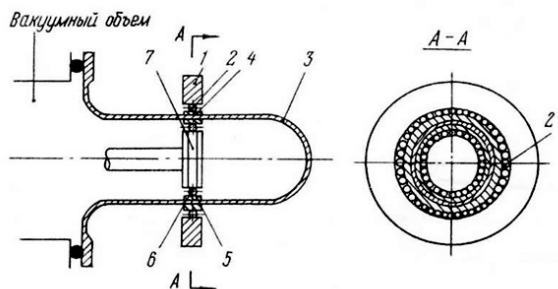


Рис.5.10. Схема герметичной волновой фрикционной шариковой передачи с внутренним генератором

Ведущий наружный генератор 1 (при работе привода в режиме редуктора) имеет круглую дорожку качения для шариков 2, диаметры которых выбираются таким образом, чтобы огибающая их кривая имела эллиптическую форму. На герметичной неподвижной гибкой оболочке 3

закреплены гибкие кольца 4 и 5 с дорожками качения для шариков 2 и 6. Ведомый кулачок 7 имеет форму, соответствующую огибающей кривой для шариков 2, поэтому шарики 6 имеют одинаковые диаметры.

При вращении генератора 1 большие из шариков 2 – шарики 2' обкатываются по кольцу 4, и их центры перемещаются со скоростью, пропорциональной соотношению между диаметром шариков 2' и диаметром их дорожки качения (с учетом коэффициента проскальзывания); при этом обеспечивается необходимая редукция для ведомого кулачка 7, который вращается благодаря образующимся волнам деформации гибких деталей 3, 4 и 5.

На рис.5.11 представлена схема резьбового волнового механизма для передачи винтового (пара резьба-резьба) или поступательного (пара резьба-кольцевые канавки) движения. Внутренний генератор 1 имеет эллиптическую форму и при своем вращении образует волны деформации неподвижной тонкостенной трубы 2. На ней имеется наружная резьба или винтовые канавки. Движение передается полой гайке 3, выполненной в виде трубы и расположенной в вакуумном объеме.

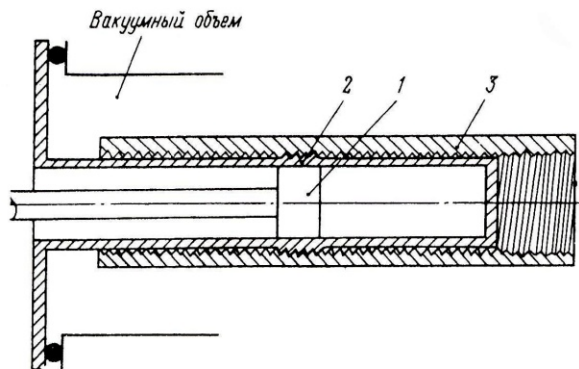


Рис.5.11. Схема герметичной волновой передачи винт-гайка с внутренним генератором

Волновая передача винт-гайка, которая в зависимости от сочетания нарезок, выполненном на гибком и жестком звеньях, подразделяется на 2 типа : пару малых и пару больших перемещений.

Волновая резьбовая передача малых перемещений позволяет преобразовать быстрое вращательное перемещение в очень медленное винтовое. Для этого на гибком и жестком звеньях нарезаются резьбы неодинакового диаметра, но одинакового шага, профиля и направления. При вращении генератора резьба гайки катится «без скольжения» по резьбе винта и вследствие разности периметров (или средних диаметров нарезок) гайки и винта за один оборот генератора 1 винт 2 повернется на угол, пропорциональный разности длин окружности гайки 3 и винта 2.

Волновая резьбовая передача больших перемещений позволяет преобразовать вращательное движение в быстрое поступательное. Для этого на одном из звеньев передачи, например, гибкого звена, нарезаются кольцевые канавки (резьба с углом подъема витков, равным нулю), а на другом – резьба с шагом, равным шагу кольцевых канавок. Ведомое звено этой передачи удерживается осью вращения. Тогда при вращении генератора нарезка гайки отжимает винт в осевом направлении, сообщая ему поступательное движение. За один оборот генератора винт перемещается в осевом направлении на величину, равную ходу винтовой нарезки гайки или винта, т.е. на ту же величину, что и в неволновой резьбовой передаче. При этом необходимо соблюдать условие, чтобы число волн деформации гибкого звена было кратно числу заходов резьбы.

Эта схема может быть использована для передачи движения уплотненным элементам в конструкциях вакуумных вентилях и натекателей, причем принципиально возможно заменить при этом трение скольжения трением качения трущихся пар в вакууме.



На рис.5.12 и 5.13 представлены два механизма, с помощью которых возможна передача вращения в вакуумный объем с передаточным числом равным 1.

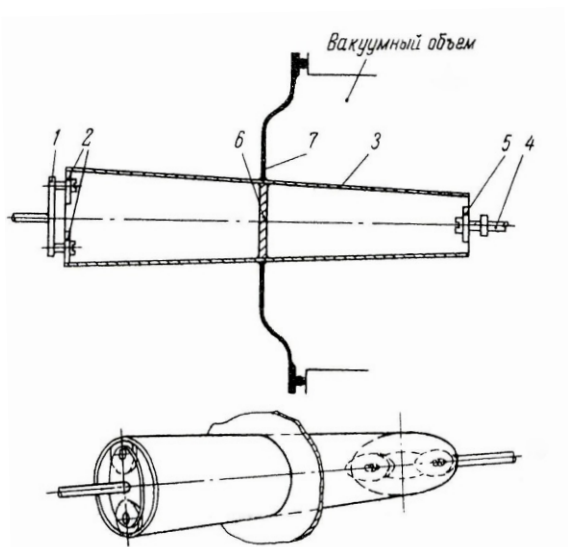


Рис.5.12. Схема герметичной волновой передачи-муфты

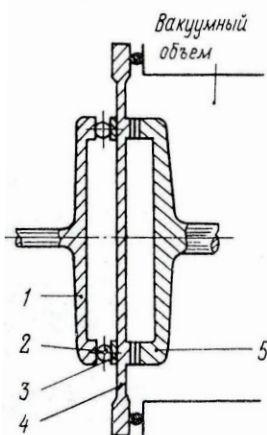


Рис.5.13. Схема герметичной волновой зубчатой передачи с деформируемой плоской стенкой

Передача вращения через неподвижную упругую тонкостенную трубу с помощью волнового привода – муфты осуществляется в механизме на рис.5.12 следующим образом. При вращение вала 1, который представляет собой ведущее звено и имеет ролики 2, на правом конце трубы 3 образуются волны деформации, которые передаются на левый конец трубы, но уже со сдвигом по фазе на  $90^\circ$ . Ведомый вал 4, также несущий ролики 5, при этом вращается с той же скоростью, что и ведущий вал 1. Для герметизации вакуумной части привода и создания упругой компенсации возникающих в трубе осевых перемещений к трубе приваривается или припаивается жесткая внутренняя перегородка 6 и упругая внешняя диафрагма 7. Обычно исходная форма трубы 3 цилиндрическая. При деформации ее по торцам в среднем сечении она остается круглой; величина деформации, от которой, главным образом, зависит величина передаваемого крутящего момента, может быть выполнена регулировкой.

Данная схема волнового привода не обеспечивает высокой кинематической точности и передачи значительных крутящих моментов.

Принципиальным отличием схемы волновой зубчатой передачи (рис.5.13) от всех предыдущих схем является то, что передача вращательного движения в вакуумный объем осуществляется через плоскую неподвижную упругую стенку торцовым зубчатым зацеплением.

Вращающийся генератор 1 (торцовой) имеет волнообразную дорожку качения для шариков 2. На герметичной, упруго деформируемой генератором плоской стенке 3, с одной стороны, закрепляется кольцо 4 с соответствующей дорожкой качения для шариков 2, с другой стороны – располагаемой в вакуумном объеме, нарезан плоский зубчатый венец, находящийся в зацеплении с ведомым жестким колесом 5 с торцовым зубчатым венцом. Данная схема дает возможность осуществить ком-

пактный, малогабаритный привод, но ограничивает передачу больших крутящих моментов и скоростей.

На рис.5.14 представлена структурная схема волновых передач, которые могут быть применены в вакуумной технике, в зависимости от таких факторов, как необходимый вид движения ведомого звена в вакууме, величина передаточного числа привода, характер кинематического взаимодействия силовой пары в вакууме, форма герметичного неподвижного упругого элемента и расположение генератора (наружное и внутреннее).

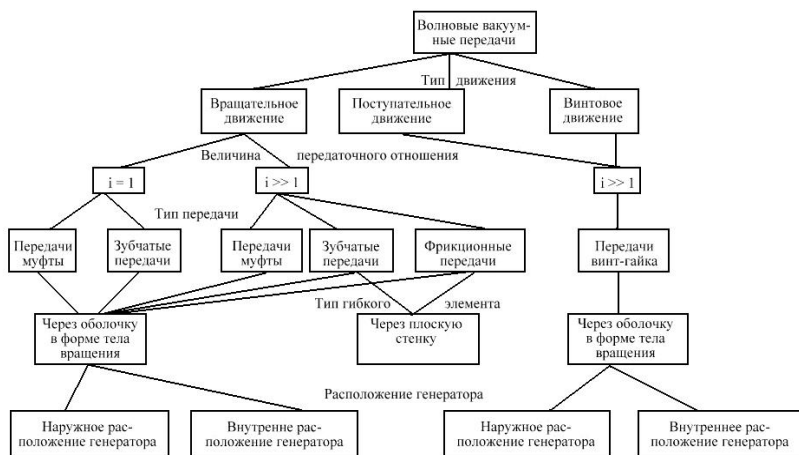


Рис.5.14. Схема применения волновых приводов для передачи движения в вакуум

Для определенной ориентации при правильном выборе той или иной схемы вакуумного волнового привода можно дать следующие рекомендации:

– зубчатые волновые передачи обладают значительно большей кинематической точностью и возможностью передавать большие крутящие моменты по сравнению с передачами-муфтами; для малонагруженных

передач с целью полной замены трения скольжения на трение качения в вакууме целесообразно применение шариковых волновых муфт;

– плоские герметичные упругие диафрагмы по сравнению с оболочками типа тел вращения обладают значительно меньшей долговечностью, поэтому их применение будет оправдано в том случае, когда передаваемые крутящие моменты и скорости незначительные и по условиям конструкции требуется малогабаритный привод;

– внутреннее расположение генератора позволяет рационально использовать объем упругой оболочки, упрощает вопрос его смазки, сборки привода и изготовления наружного зацепления на гибкой оболочке; при наружном расположении генератора значительно увеличиваются его габариты и вес, но зато уменьшается общая металлоемкость деталей привода, расположенных в вакууме;

– наибольшее передаточное число при одинаковых габаритах обеспечивается при числе волн, равном 2; при этом гибкое колесо и оболочка будут иметь меньшее число перегибов и более высокую усталостную прочность при более технологичной форме генератора.

Можно указать на следующие наиболее важные вопросы, которые необходимо решить при разработке надежного волнового вакуумного привода:

– конструкция гибкой оболочки и технология ее изготовления с исследованием зависимости между ее герметичностью и усталостной прочностью, а также изучение газопроницаемости через ее стенку в процессе усталостного нагружения и изменения в связи с этим физико-химической структуры материала оболочки;

– выбор оптимальной вакуумной твердой смазки и подбор материалов элементов зацепления в вакууме с целью получения необходимой износостойкости передачи при высоком к.п.д.;

– разработка конструкции передачи, обеспечивающей ее прогрев до температуры 400–500°С с целью обезгаживания деталей, находящихся в вакууме;

– исследование процессов газовыделения из деталей передачи, находящихся в вакууме;

– разработка соответствующих подшипников качения, работоспособных в высоком вакууме, при значительных нагрузках и температурах и относительно небольших скоростях вращения;

– разработка методики расчета волновой вакуумной передачи с учетом дополнительного воздействия на гибкую оболочку атмосферного давления и повышенных рабочих температур элементов передачи вследствие затруднительного теплоотвода в вакууме, а также определения допустимых удельных нагрузок в зоне зацепления в условиях трения в вакууме.

С целью предварительных исследований работоспособности вакуумного волнового привода разработан и испытан в вакууме  $10^{-2}$ – $10^{-6}$  мм рт. ст. макетный образец винтовой волновой передачи, конструктивная схема которой показана на рис.5.15. Передача проработала около 10 ч без смазки винтовой пары, после чего вышла из строя из-за конструктивных недостатков в узле крепления неподвижной гибкой трубчатой гайки 1.

Необходимо отметить, что в процессе испытаний герметичность тонкостенной деформируемой трубы 2 из нержавеющей стали, приваренной к фланцу 3, не нарушалась. Три ролика 4 выполняли роль нижней опоры винта 5. Роликовый двухволновый генератор состоял из тонкостенной трубки 6, роликов 7, гибкого тонкостенного кольца 8, нажимного клинового устройства в виде двух сухарей 9 и нажимной втулки 10.

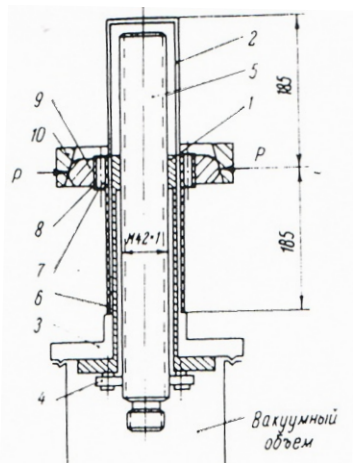


Рис.5.15. Схема экспериментальной волновой передачи винт-гайка для обеспечения винтового перемещения в вакууме

Конструкция винтовой вакуумной передачи обеспечивала поступательное перемещение винта со скоростью 4,7 мм/мин с одновременным вращением винта со скоростью 2,35 об/мин.

Для проведения вакуумных испытаний волновых приводов может быть рекомендован стенд, принципиальная схема которого представлена на рис.5.16. Электродвигатель 1 вращает генератор 2, который деформирует вакуумно-плотную тонкостенную оболочку 3. Оболочка герметично приварена к фланцу 4, который уплотняется с помощью медной прокладки на фланце 5. Внутри оболочки расположена шестерня 6 с внутренним зацеплением и жесткая шестерня 7, вращающаяся в шарикоподшипниках, установленных в стакане 8 на фланце 4. На валу жесткой шестерни, выполненном в виде винта, смонтирована шариковая гайка качения 9, которая крепится к штоку 10 сильфонного механизма поступательного перемещения. Шток соединен с поршнем гидроцилиндра 11, в котором с помощью дросселей 12, обратных клапанов 13 и манометров 14 устанавливается и контролируется заданное гидравлическое давление.

ние. Сильфонный механизм смонтирован на фланце 15 и уплотняется к вакуумной камере с помощью медной прокладки.

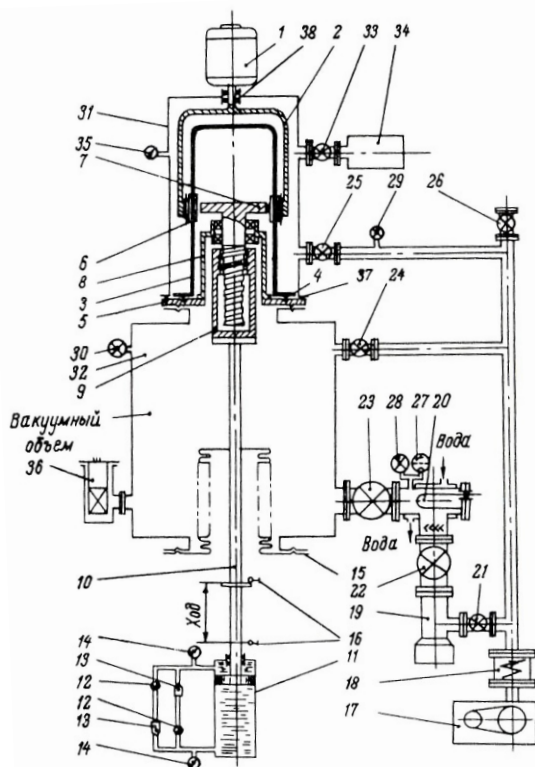


Рис.5.16. Схема экспериментального стенда для исследования вакуумных волновых передач с наружным генератором

При вращении генератора осуществляется вращение жесткой шестерни волновой зубчатой пары, преобразуемое в поступательное перемещение штока гидроцилиндра с помощью шариковой передачи винт-гайка. В конце каждого хода штока микропереключатели 16 автоматически реверсируют электродвигатель 1.

Давление, возникающее в гидроцилиндре, создает требуемое сопротивление на штоке и позволяет проводить испытания волновой передачи при различных нагрузках.

Откачка осуществляется с помощью механического вакуумного насоса 17, ионной ловушки 18, диффузионного насоса 19 и термосорбционной ловушки 20. Необходимая коммутация отдельных элементов системы откачки осуществляется с помощью вакуумных вентилях (21 – 25). Напуск атмосфер после остановки механического насоса или присоединение течеискателя с целью предварительной проверки всей системы на герметичность осуществляется с помощью вентиля 26.

Для контроля вакуума в различных частях вакуумной системы установлены ионизационный манометрический датчик типа ЛМ–2 (27) и термopарные манометры типа ЛТ (28–30). Процесс развития усталостного разрушения оболочки 3 может быть зафиксирован с помощью измерения количества индикаторного газа, который после образования усталостных микротрещин попадает из герметичной камеры 31 в вакуумную камеру 32. В качестве индикаторного газа может быть использован гелий, напускаемый через вентиль 33 из баллона 34 в камеру 31, предварительно откачанную механическим насосом через вентиль 25. Давление гелия в камере 31 контролируется манометром 35. В вакуумной камере 32 установлен масс-спектрометрический датчик 36, с помощью которого контролируется изменение состава газовой остаточной среды в процессе испытания волновой передачи и фиксируется начало разрушения оболочки по резкому возрастанию парциального давления гелия в камере 32.

Камера 31 установлена на фланце 5 и уплотняется с помощью резиновых уплотнителей 37 и 38.

Особенности вакуумной системы испытательного стенда:

– надежная защита вакуумного объема камеры 32 от проникновения паров масла и углеводородов со стороны вакуумных насосов с по-



мощью ионной и термо-сорбционной ловушек, что дает возможность исследовать работу пар трения в условиях безмасляного вакуума;

– возможность прогрева вакуумной камеры 32 с целью ее обезгаживания, что обеспечивается цельнометаллической конструкцией всех ее элементов, в том числе и вентилей 23 и 24;

– повышение чувствительности измерения изменений порциального давления гелия в камере 32 после установления в ней рабочего вакуума при работе только термо-сорбционной ловушки 20 при закрытом вентиле 22. В этом случае термо-сорбционная ловушка выступает в роли охлаждаемого водой титанового насоса, который обладает избирательной откачкой по отношению к активным и инертным газам. Термо-сорбционная ловушка будет поддерживать достаточно низкий фон по активным газам (в пределах  $10^{-6}$  мм рт. ст. ), а проникающий в камеру гелий будет накапливаться и фиксироваться масс-спектрометрическим датчиком, что исключительно важно для определения начала усталостного разрушения оболочки;

– возможность масс-спектрометрического анализа изменения остаточной газовой среды при работе волновой передачи, что важно для исследования пар трения и газовыделений из деталей ввода;

– исключение возможности выхода из строя высоковакуумной аппаратуры при аварийной разгерметизации оболочки 3, так как в этом случае камера 32 наполняется не воздухом, а инертным газом.

На рис.5.17 показана передача, которая отличается от известных тем, что зубья гибкого колеса – циклоидального профиля, а жесткое колесо выполнено цевочным. Такая передача дает возможность повысить долговечность гибкого колеса за счет уменьшения концентрации напряжений у ножек зубьев и уменьшить передаточное число по сравнению с известными волновыми передачами. На ведущем валу 1 установлен генератор 2, деформирующий через тела качения гибкое зубчатое колесо

4, зацепляющееся под действием генератора с цевочным осях 7. Гибкое колесо с зубьями 8 циклоидального профиля жестко связано с корпусом 9. При вращении волна деформации вызывает обкатывание профилей и вращение ведомого жесткого колеса.

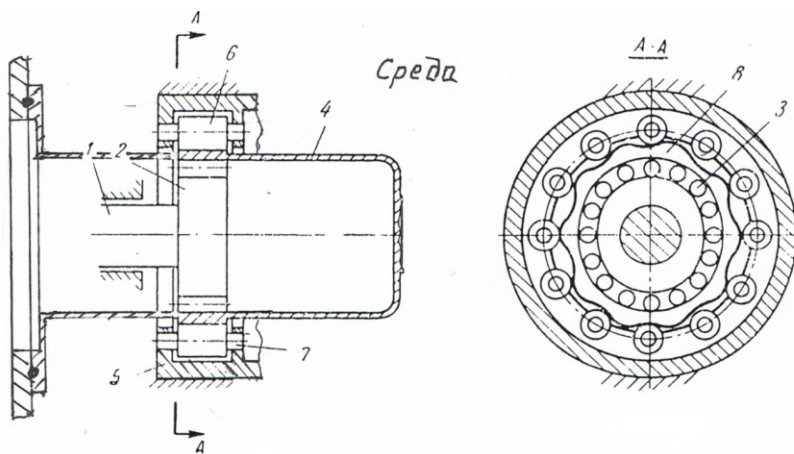


Рис.5.17. Цевочная волновая передача

На основании проведенных исследований разработан промышленный образец вакуумной зубчатой волновой передачи, конструкция которой представлена на рис.5.18.

Оболочка двойной колоколообразной формы, изготовленная из сплава Х18Н10Т, соединено втулкой 5 с выходным валом. Генератор насажен на входной вал 1, один конец которого опирается на подшипник, располагаемый в стакане 6, а другой – в подшипнике, размещенном во втулке 3. Подшипниковая втулка 3 центрируется в расточке фланца 2. Фланец 2 в соответствии с вакуумнотермическими требованиями. Такая конструкция фланцевого исполнения волнового герметичного ввод вращения позволяет широко использовать его для передачи вращательного движения в технологический объем. Такой тип волновой передачи применен в установках для выращивания монокристаллов.

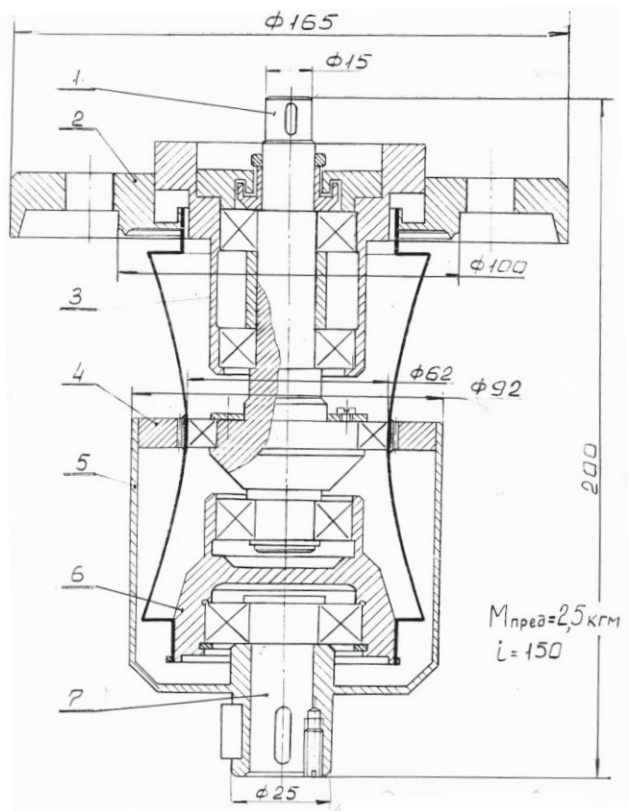


Рис.5.18. Вакуумный ввод с торовым гибким элементом

В случае изготовления небольших партий волновых передач в условиях опытного и экспериментального производства для гибкого элемента может быть рекомендована простая рациональная конструкция оболочки, рациональная по своей форме, простая и технологичная. Она может изготавливаться в условиях единичного производства. Пример передачи приведен на рис.5.19.

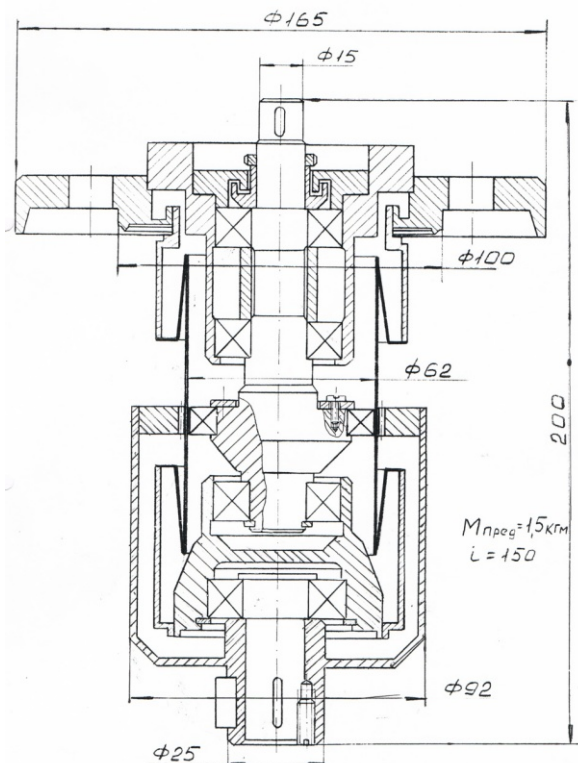


Рис.5.19. Вакуумный ввод

#### 5.4. Применение передач с деформируемыми звеньями

В химической и атомной промышленности все передачи с деформируемыми звеньями применяются как герметизирующие передачи управления арматурой (клапанами, вентилями, кранами и задвижками).

Особенности конструкции герметизирующих передач по сравнению с вакуумными определяются условиями их работы. Это высокие давления, температуры, а также наличие агрессивных и радиоактивных сред, значительные нагрузки, большие скорости перемещений на значительные расстояния, быстрота действия.

Далее рассмотрено несколько конструкций герметичных передач в соответствии со способами деформации, представленными в табл.5.1 применительно к арматуростроению.

Наиболее важным достоинством волновых передач является возможность передачи движения в герметизированный объем. При этом гибкое звено закрепляется неподвижно и выполняется в виде целой или составной замкнутой оболочки, тогда ведущим элементом обычно является генератор, а ведомым – жесткое звено [73].

На рис.5.20,*а* показана конструкция механизма для передачи вращательного движения через герметически изолирующий гибкий элемент 1, жестко прикрепленный (приваренный) к изолирующей перегородке 2.

Внутренний эллиптический генератор 3 деформирует гибкую шестерню 4, выполненную за одно с изолирующей трубой 1 так, что шестерня входит в зоне большой оси деформаций в зацепление с жестким колесом 5. При вращении генератора в ту же сторону начинает вращаться и жесткое колесо.

На рис.5.20,*б* показан вариант конструкции для передачи поступательного движения в герметизированное пространство. Наружный эллиптический генератор 3 при вращении деформирует стенки гибкого элемента 1, имеющего кольцевые канавки 4. Профили и шаги канавок и резьбы винта 5 совпадают. Участок трубы, имеющий канавки, представляет собой гибкую гайку, которая не вращается (труба приварена к изолирующей перегородке). При циклической деформации гайки винт, удерживаемый от вращения, двигается поступательно.

Привод [93] для преобразования вращательного движения в поступательное, применительно к управлению стержнями реактора, показан на рис.5.21. Зубчатые колеса 1 и 2 приводят в движение волновой четырехрядный шариковый генератор 3 трения качения. Последний через шарики 4 деформирует гибкий элемент 5 и гибкую гайку 6. Кольце-

вые канавки гибкой гайки зацепляются с двухзаходной резьбой винта 7, который связан со стержнем реактора. Винт 7 закреплен от вращения и при вращении шестерни 1 движется поступательно.

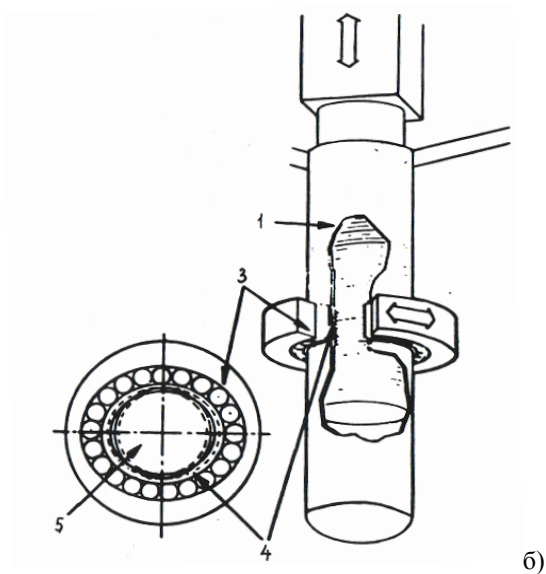
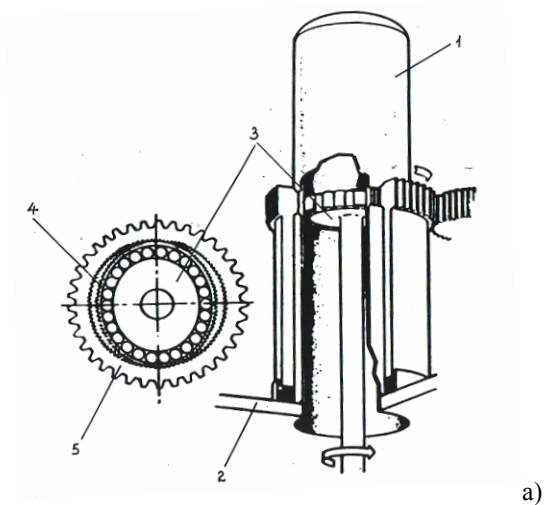


Рис.5.20. Винтовая герметичная передача

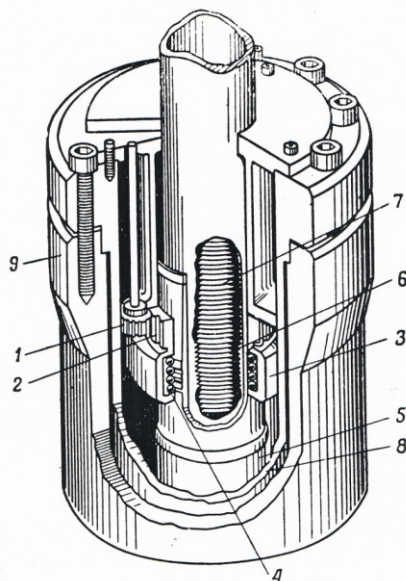


Рис.5.21. Механизм управления стержнями реактора

Внутри полностью герметизированной трубы поддерживается постоянное давление, при максимальной рабочей температуре  $343^{\circ}\text{C}$ . Скорость перемещения винта равна  $0,51$  м/мин, длина перемещения  $762$  мм, осевое усилие на винте  $14300$  Н.

Передачи винт-гайка находят применение преимущественно в герметизированных приводах для управления клапанами, вентилями, кранами и задвижками.

В применяемых конструкциях вентилях с волновой резьбовой передачей генератор обычно имеет наружное расположение и может вращаться как вручную, так и механически.

Общий вид подобного вентиля показан на рис.5.22. Эллиптический двухрядный роликовый генератор 1 расположен внутри маховика 2 и через гибкий герметизирующий элемент 4, приваренный к корпусу вентиля 5, деформирует гибкую гайку 6, вводя ее в зацепление с винтом 7. Гибкая гайка 6 удерживается в осевом направлении распорными втул-

ками 8 и 9. Ролики генератора катятся по промежуточному проставочному кольцу 10, которое предохраняет герметизирующий элемент от контактных напряжений. Наружные кожухи 11 и 12 защищают герметизирующий элемент от повреждений и предохраняют обслуживающий персонал в случае разрыва оболочки. При вращении генератора винт, удерживаемый от вращения штифтами 13, получает поступательное движение, в результате которого золотник 14 перекрывает проходное отверстие вентиля.

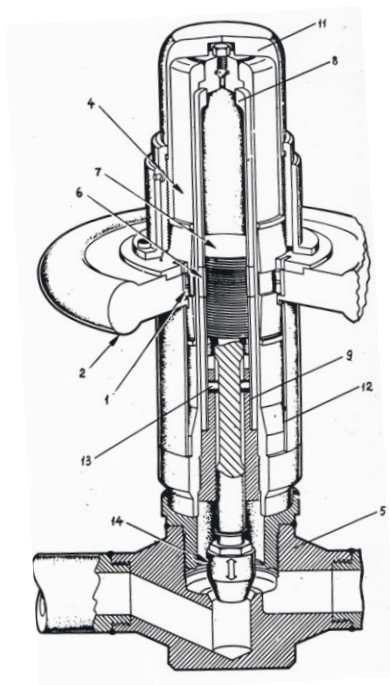


Рис.5.22. Вентиль с ручным управлением

На рис.5.23 приведена задвижка, разработанная в МГТУ «СТАНКИН».

Предложенная задвижка отличается от известных тем, что с целью обеспечения возможности регулирования величины радиальной деформации гибких элементов, разгрузки их от сосредоточенных сил, приложенных со стороны генератора, и создания наиболее технологических



условий обработки и сборки всего устройства в целом, в конструкции задвижки применен регулируемый генератор трения качения, выполненный в виде корпуса с несколькими (например, двумя) нажимными вилками, взаимодействующими с нажимным конусом, накрунутым на корпус генератора, гибкого упругого подшипника качения, расположенного на гибкой герметизирующей оболочке и состоящего из круглых тонкостенных колец с проточками под тела качения и тел качения с сепаратором.

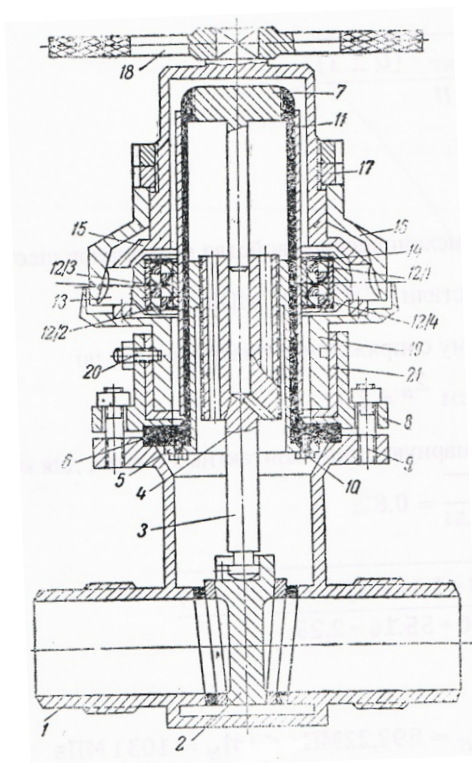


Рис.5.23. Задвижка

На рис.5.23 изображена описываемая задвижка; на рис.5.24 – разрез задвижки по генератору.

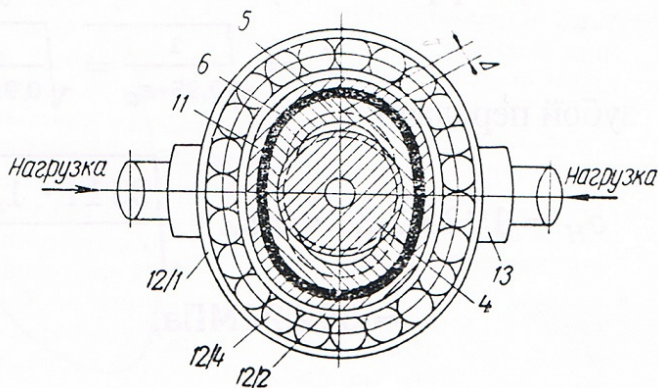


Рис.5.24. Разрез задвижки по генератору

Конструкция задвижки состоит из следующих основных частей : корпуса 1, клина 2, штока 3, на который насажен винт 4 (на рис.6 он выполнен заодно со штоком). Резьба винта 4 контактирует при деформации ее поперечными силами (рис.6) в зоне малых осей кривой деформации с нарезкой гайки 5. Гайка 5 и шток 3 с винтом 4 расположены внутри гибкой герметизирующей трубы-оболочки 6 с пробкой 7 на свободном конце. Другим концом оболочка 6 фиксируется при помощи фланца 8 и шпилек 9 на корпусе 1. Гибкая резьбовая втулка 5 крепится к оболочке 6 винтами 10. Деформация втулки 5 происходит через наружный чехол 11 и оболочку 6 посредством гибкого упругого подшипника 12, сдавливаемого диаметрально расположенными вилками 13.

Гибкий упругий подшипник состоит из двух тонкостенных колец – наружного 12/1, внутреннего 12/2 с проточками под тела качения, сепаратора 12/3 и тел качения 12/4.

Подшипник 12 вставлен в нажимные вилки 13, рабочие поверхности которых выполнены по радиусу, соответствующему радиусу кривизны кривой деформации гибкого подшипника в деформированном состоянии в зоне его малой оси. Подшипник прикрыт с боковых сторон предохранительными кольцами 14. Вилки 13 расположены в корпусе ге-

нератора 15 и имеют возможность одновременно сближаться при затягивании нажимного конуса 16 гайками 17.

Вращение корпуса генератора 15 осуществляется при помощи рукоятки 18. Генератор ориентирован по длине герметизирующей оболочки при помощи стакана 19, фланца 8, винта 20 и подпятника 21.

При вращении генератора за рукоятку 18 возникает круговая волна деформации внутреннего кольца гибкого подшипника, герметизирующей оболочки и резьбовой втулки, вследствие чего зацепление нарезки гайки 5 с резьбой винта 4 происходит в разных точках окружности. Благодаря разности углов подъема нарезок (разное число заходов) происходит отжим штока в осевом направлении.

Известны вентили с волновой передачей движения штоку, управляемые от волнообразователя («генератора») через герметический гибкий кожух. Они содержат корпус с седлом, клапан со штоком и гибкой гайкой, эластичную перегородку и генератор радиальных усилий на гибкие элементы вентиля.

Однако такие вентили не обеспечивают передачи движения в полость высокого и сверхвысокого давления.

Предполагаемый ventиль отличается от известных тем, что для уменьшения перепада давления, воздействующего на эластичную перегородку, а также улучшения изоляции рабочего тела от окружающей среды, в нем полость рабочего давления отделена от внешней атмосферы несколькими концентрично расположенными эластичными перегородками (трубами), в полостях между которыми поддерживается последовательно уменьшающееся давление.

Для регулирования величины радиальных усилий на гибкие элементы вентиля со стороны генератора и самоцентрирования генератора относительно оси гибких элементов последние выполнены в виде хомута, состоящего из двух половин, которые скреплены между собой шар-

нирно и стянуты винтом. В каждой из половин расположены два ряда шарикоподшипников, передающих давление со стороны генератора на гибкие элементы вентиля.

На рис.5.25 изображен описываемый вентиль, состоящий из корпуса 1 с наплавленным уплотнительным кольцом, клапана, выполненного заодно с резьбовым штоком 2, гибкой резьбовой гайки 3, эластичных перегородок – труб 4 и 5 и генератора-волнообразователя. Последний выполнен из двух половин 6 и 7, скрепленных шарнирно между собой при помощи штифта 8 и стянутых винтом 9. В каждой из половин генератора расположены шариковые подшипники 10, посредством которых генератор сдавливает гибкие элементы вентиля в радиальном направлении. Для самоцентрирования генератора подшипники сдвоены и расположены в шахматном порядке, что сближает точки приложения усилий со стороны генератора на гибкие элементы вентиля. Это необходимо, так как генератор выполнен двухволновым.

Генератор деформирует наружную гибкую трубу 4, придавая ей форму эллипса; через промежуточные ролики 11, которые могут иметь слегка бочкообразную форму, деформация передается внутренней гибкой трубе 5, которая вместе с гибкой гайкой 3 также принимает форму эллипса. В осевом направлении ролики 11 удерживаются распорными втулками 12 и 13. В зонах малой оси эллипса кольцевые канавки, нарезанные в гибкой гайке 3, входят в зацепление с резьбой штока 2 и при вращении генератора вызывают осевое перемещение штока.

Недостатком конструкции волновой передачи является возникновение больших осевых усилий в нарезке оболочки, что приводит к ее преждевременному износу.

Предлагаемая конструкция устраняет этот недостаток. Она представляет собой сочетание волновой передачи с обычной резьбовой нарезкой скольжения и качения, которая воспринимает осевые усилия и

разгружает нарезку эластичной перегородки, что позволяет увеличить срок службы соединения и повысить величину передаваемого на шток крутящего момента.

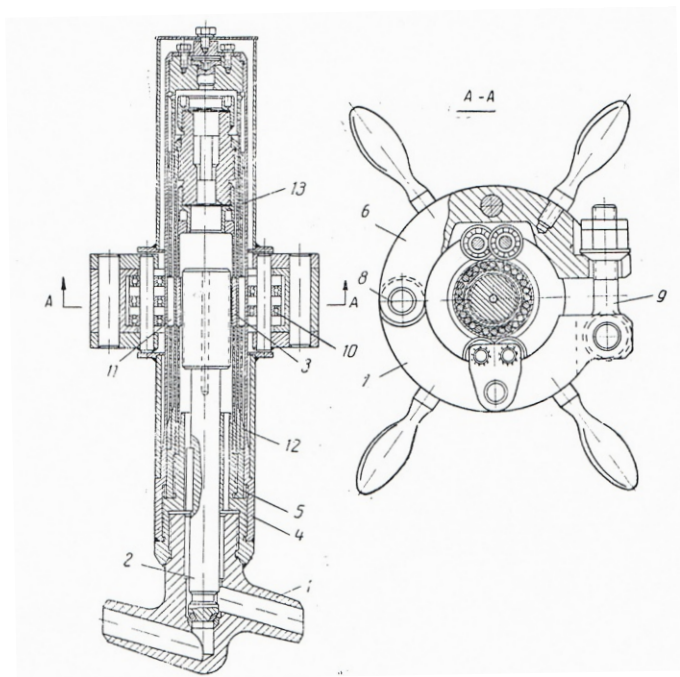


Рис.5.25. Вентиль с эластичной перегородкой

Для этого шток клапана сочленен с корпусом вентильной пары скольжения или качения.

Кроме того, чтобы разгрузить герметизирующую оболочку от осевых сил, действующих на дно, в корпус вентильной пары встроены упорные подшипники, обеспечивающие силовое замыкание свободного торца герметизирующей оболочки и корпуса.

На рис.5.26 показан предлагаемый вентиль в разрезе.

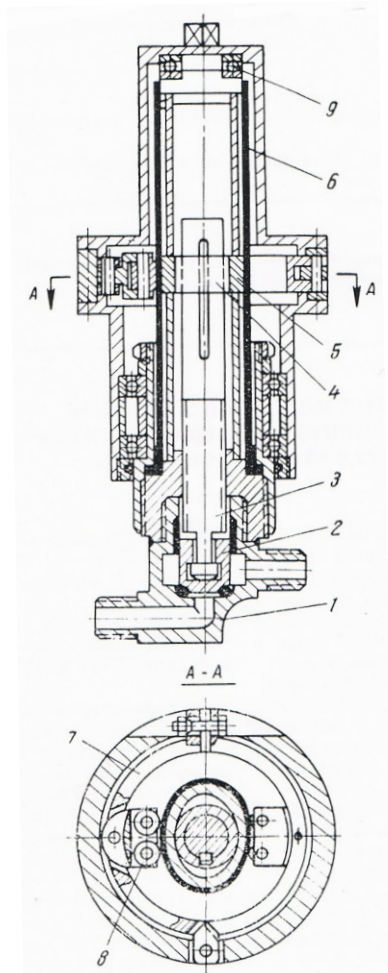


Рис.5.26. Вентиль с разгрузкой гибкого элемента

Он содержит корпус 1 с обычной резьбовой нарезкой скольжения или качения, проходное отверстие которого перекрывается плавающим золотником 2, резьбовой шток 3, жесткое колесо (или фрикцион) 4 с наружной нарезкой, которая контактирует с внутренней нарезкой гибкого кольца 5, герметизирующую эластичную оболочку 6 и генератор-волнообразователь 7. Последний выполнен в виде спаренных нажимных

роликов (подшипников) 8, посредством которых генератор сдавливает гибкие элементы вентиля в радиальном направлении.

Для разгрузки герметизирующей оболочки от осевых сил, действующих на ее дно, в кожух вентиля встроены упорный подшипник 9, обеспечивающий силовое замыкание свободного торца герметизирующей оболочки и корпуса вентиля.

Генератор деформирует гибкую оболочку 6, придавая ей форму эллипса. Вместе с перегородкой 6 форму эллипса принимает гибкое кольцо 5. В зонах малой оси эллипса нарезка кольца 5 входит в зацепление с нарезкой жесткого кольца 4 и при вращении генератора 7 поворачивает жесткое колесо, а за ним и резьбовой шток 3. Вращаясь, шток 3 начинает ввертываться в нарезку корпуса 1 и перемещается вдоль оси.

Усилие, действующее на шток 3 в момент открывания (закрывания) проходного отверстия, будет восприниматься обычной резьбовой нарезкой корпуса 1, а следовательно корпусом вентиля. Таким образом, нарезка гибкого кольца 5 разгружается от осевых сил.

Вентиль (рис.5.27) отличается от известных тем, что для повышения допустимого рабочего давления во внутренней полости упругой перегородки, последняя выполнена в виде толстостенной консольно закрепленной упругой трубы с внутренней нарезкой, расположенной соосно с резьбовым штоком и входящей в зацепление с ним вследствие изгиба ее свободного конца под действием одной радиальной силы, приложенной со стороны генератора.

На рис.5.27 изображен описываемый вентиль с упругим элементом.

Он состоит из корпуса 1 с наплавленным уплотнительным кольцом, клапана 2, резьбового штока 3, упругой перегородки – толстостенной трубы 4 с резьбовой нарезкой и генератора-волнообразователя.

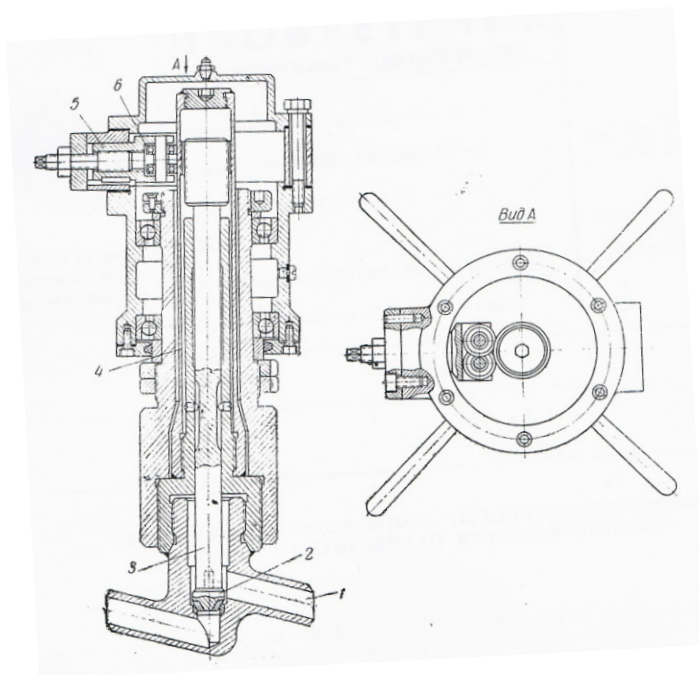


Рис.5.27. Вентиль с гибким изгибаемым элементом

При помощи нажимной вилки 5 с подшипниками 6 генератор деформирует упругую перегородку, изгибая ее как консольную балку. Кольцевые канавки, нарезанные на упругой перегородке (толстостенной трубе 4), входят в зацепление с резьбой штока в той части окружности, где на трубу действует радиальная сила со стороны генератора.

При вращении генератора зацепление резьбовой нарезки трубы с резьбовой нарезкой штока происходит в разных точках окружности. Вследствие разности углов подъема резьбы и кольцевых канавок (нулевой угол подъема) происходит отжим штока в осевом направлении.

Предлагается долговечный привод для передачи движения в герметизированное пространство, работающий при высоком давлении. Это достигается тем, что упругий элемент в нем выполнен в виде полого торсиона, одним своим торцом связанного с резьбовым штоком при по-



мощи, например, штифтов, а другим – жестко закреплен на неподвижном основании.

На рис.5.28 показана схема предлагаемого привода для поступательного движения; на рис.5.28 – схема одностороннего вращения при помощи храпового механизма для предлагаемого привода; на рис.5.28,д – то же, схема двустороннего вращения; на рис.5.28,е показана схема двустороннего крепления торсиона.

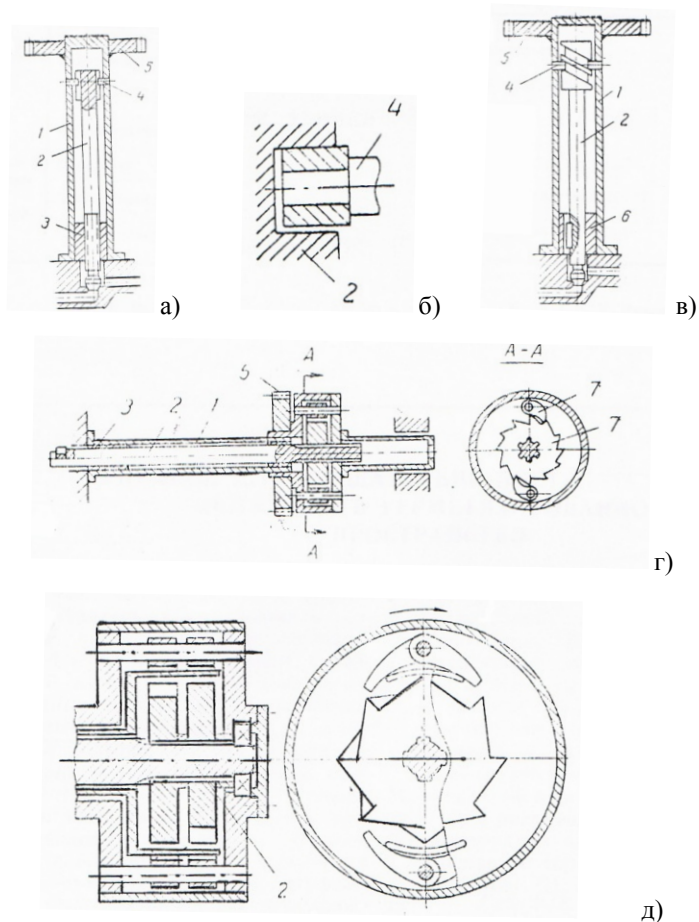


Рис.5.28. Привод вращательно-поступательных движений  
в герметизированном пространстве

Привод состоит (см. рис.5.28) из гибкого торсиона 1, резьбового штока 2, гайки 3, штифтов 4 и приводной шестерни 5. Штифты 4 (рис.5.28,*а*) одним концом закреплены в торсионе, а другим входят в продольные пазы, выполненные на конце резьбового штока 2 (рис.5.28,*б*). Штифты 4 могут входить непосредственно во впадины резьбы, нарезанной на штоке 2 (рис.5.28,*в*). Гайка 3 в этом случае заменяется направляющей втулкой 6. При закручивании торсиона на некоторый угол штифты 4 поворачивают шток 2, который ввинчивается в гайку 3 или втулку 6 и перемещается в осевом направлении (рис.5.28,*а*).

Для получения прерывистого движения в конструкции применен храповой механизм 7. Крепление торсиона может быть односторонним (рис.5.28,*з*) и двухсторонним (рис.5.28,*д, е*).

Отличительной особенностью импульсной передачи (рис.5.29) по сравнению с известными является то, что механизм регулирования в ней уравновешен и позволяет передавать движение в область неограниченного давления без специальных уплотнений в подвижных стыках. Уравновешивание динамических усилий механизма регулирования достигнуто благодаря тому, что он выполнен в виде симметрично нагруженного гибкого кольца.

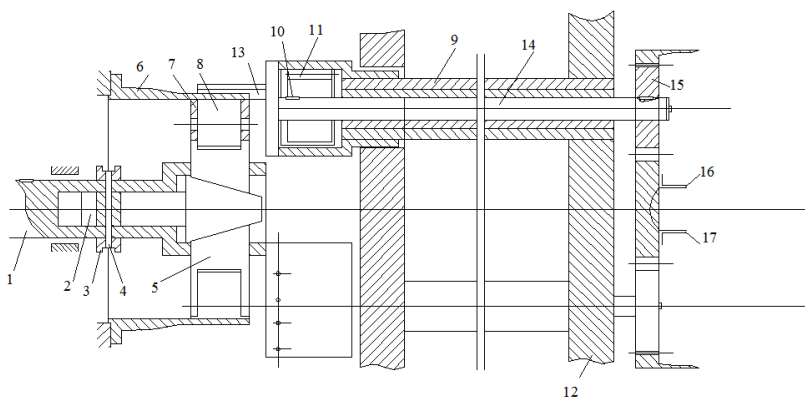


Рис.5.29. Схема вариатора

С целью увеличения надежности работы при передаче движения в область неограниченного давления, установлен торсионный колебательный привод, в котором упругий элемент выполнен в виде полой торсионной трубки, один конец которой жестко закреплен в стенке, разделяющей среды между собой, а другой – контактирует с гибким кольцом механизма регулирования через штыри, эксцентрично расположенные относительно осей торсионных трубок.

На рис.5.29 показана схема импульсной передачи вращательного движения; на рис.5.30 и рис.5.31 – схема деформации кольца, соответственно двухволнового и трехволнового механизмов регулирования; на рис.5.32 – схемы конструктивного выполнения механизмов регулирования.

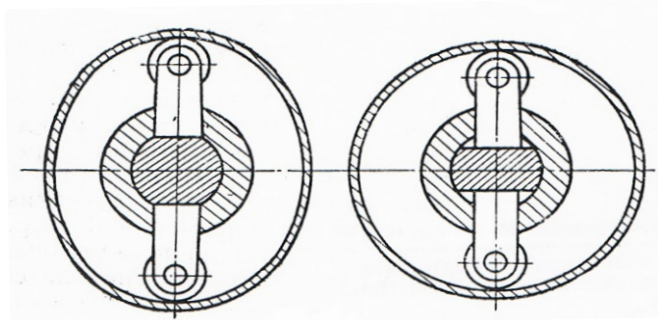


Рис.5.30. Схема деформации кольца

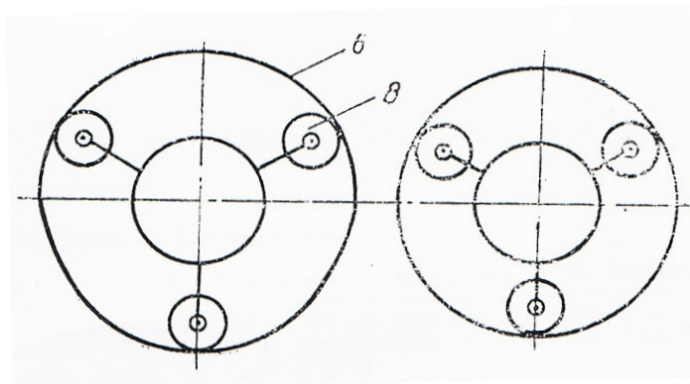


Рис.5.31. Дискový генератор

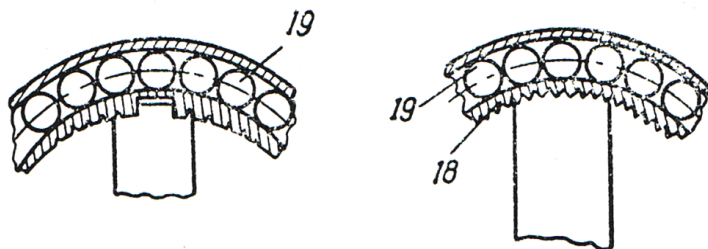


Рис.5.32. Шариковый генератор

Привод состоит из ведущего вала 1 с механизмом регулирования, включающего в себя тягу 2, ползушку 3, штифт 4, толкатели 5, гибкое кольцо 6, тела качения 7 и ролики 8 и предназначенного для изменения величины упругой радиальной деформации гибкого кольца 6 (рис.5.30 и рис.5.31), и торсионных трубок 9 с роликовыми муфтами обгона (ролики 10, корпус 11 муфты) или храповым механизмом. Торсионные трубки одним концом жестко закреплены в стенке 12, разделяющей среды между собой, а другим свободным концом через штыри 13, эксцентрично расположенные относительно их осей, взаимодействуют с гибким кольцом 6 механизма регулирования. Внутри торсионной трубки проходит промежуточный вал 14, на одном конце которого находится корпус муфты обгона, а на другом – шестерня 15, зацепляющаяся с зубчатым колесом 16, расположенным на ведомом валу 17.

При вращении ведущего вала в гибком кольце 6 возникает упругая волна деформации, которая через штыри передается свободному концу торсионной трубки. Вращение свободного конца торсионной трубки передается при помощи муфты обгона или храпового механизма промежуточному валу. С последнего движение снимается зубчатой парой – шестерней 15 и зубчатым колесом 16 – и передается на ведомый вал. С ведомым колесом зацепляется несколько шестерен, имеющих отдельные торсионные приводы. Шестерни, последовательно поворачиваясь, обеспечивают равномерную скорость вращения ведомого вала, зависящую от

угла закручивания торсионной трубки и регулируемую величиной эксцентриситета упругого кольца (рис.5.30 и рис.5.31).

С целью повышения долговечности гибкого элемента, предлагается механизм регулирования выполнять с дополнительным промежуточным гибким кольцом 18, служащим для непрерывной циркуляции тел качения 19 и представляющим собой гибкий подшипник.

Возможны фрикционные передачи [ ]. На рис.5.33 изображена фрикционная передача, которая состоит из деформирующего 1 (генератор), упругого 2 и ведомого 3 звеньев. Упругое звено 2 закреплено неподвижно. Наружное колесо 3 выполнено из эластичного материала и его внутренней диаметр меньше наружного диаметра упругого звена (гибкого элемента) 2.

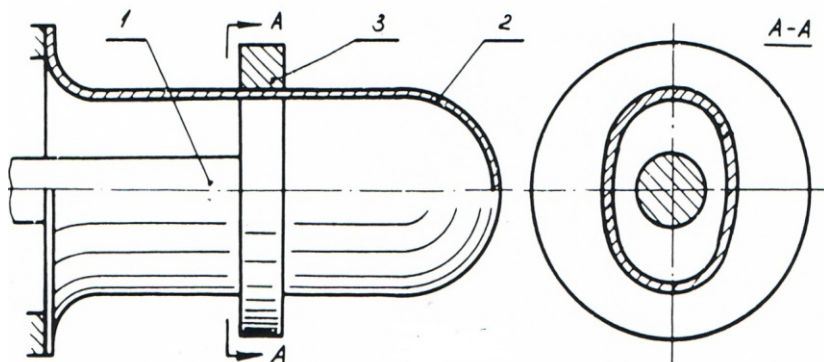


Рис.5.33. Фрикционная герметичная передача

Ввиду разницы сопрягаемых диаметров, внутренний диаметр колеса 3 соединяется с наружным диаметром гибкого элемента с небольшим натягом. При вращении генератора 1 при неподвижном звене 2 происходит вследствие разной длины периметров обкатываемых поверхностей и упругой деформации, вращение звена 3.

Волновая червячная передача, в которой преобразование движения осуществляется за счет деформирования червяка (рис.5.34).

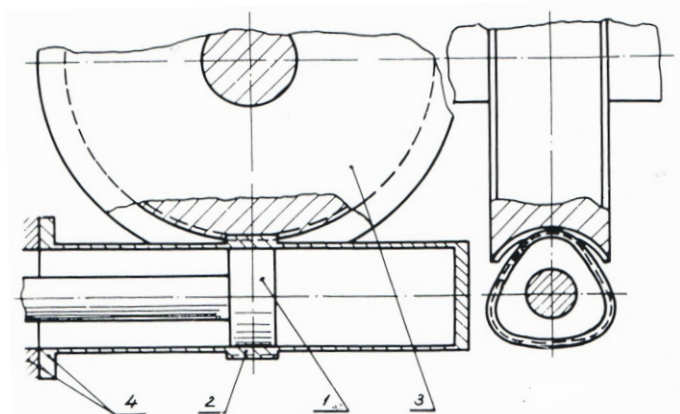


Рис.5.34. Червячная волновая передача

На схеме рис. генератор волн 1 выполнен в виде кулачка, который взаимодействует с гибкой оболочкой 2. На наружной поверхности оболочки нарезана резьба, которая взаимодействует с зубьями червяка 3.

Гибкое звено прикреплено к разделительной стенке 4. Направление резьбы на гибком элементе 2 и углы наклона зубьев червячного колеса 3 выбираются из условия поворота червячного колеса на угол  $\frac{2\pi}{z_k}$  при повороте генератора на угол  $\frac{2\pi}{\varphi}$  ( $\varphi$  – число волн передачи).

### 5.5. Сплавы с памятью. Применение для обеспечения экологической безопасности

Во многих случаях проблема экологической безопасности может быть решена применением новых материалов с функционально обусловленными свойствами.

Особый интерес представляют материалы с термомеханической памятью (ТМП), иначе называемые как материалы с «эффектом памяти формы» [76, 77, 78]. В этом случае механизм, в котором звено (звенья) выполнены из материала с ТМП располагается внутри герметизированного пространства.

Механизм формирования ТМП связан с происходящими в материалах мартенситными превращениями (рис.5.35).



Рис.5.35. Механизм формирования ТМП материалов

Он при температуре  $T_d$  (выше температуры начала прямого мартенситного превращения  $M_n$ ) с целью придания ему определенной формы, например, прямого стержня (прутка). Такая форма может быть получена методамиковки, протяжки и др. Затем полученная деталь для обеспечения полного мартенситного превращения охлаждается до температуры  $T_o$  (ниже температуры конца мартенситного превращения  $M_k$ ). В этой температурной области материал с ТМП обладает высокой пластичностью, поэтому при относительно небольших нагрузках деталь можно подвергнуть некоторой промежуточной деформации, например, согнуть прямой стержень в кольцо. Данная деформация является исходной для последующего процесса восстановления. Если после этого деталь нагреть до температуры  $A_n$  начала обратного фазового превращения, то форма (запоминаемая деформация), которая была придана детали при  $T_d$ , начинает восстанавливаться – стержень, согнутый в кольцо, выпрямляется.

Процесс восстановления заканчивается при температуре  $A_k$ , соответствующей окончанию обратного фазового превращения. При этом стержень восстановит прямолинейную форму. Если далее деталь снова охладить и подвергнуть такой же или какой – либо другой деформации, то при повторном нагреве процесс восстановления повторится и стерж-

жень вновь приобретет прямолинейную форму. Такому циклу нагрева – охлаждения деталь можно подвергнуть многократно.

Эффект ТМП реализуется при всех видах деформаций (продольной, изгибной, кручения, а так же их комбинаций). Это позволяет при необходимости придавать детали для запоминания самые разнообразные формы.

Диапазон температур структурных превращений материалов с ТМП довольно широк. При этом значения температур зависят от состава сплава и процентного содержания его компонентов. Например, сплав Fe – Ni в зависимости от содержания Ni имеет диапазон температур мартенситного превращения от 525...427 (9,5% Ni) до 95...196°C (30% Ni). Следовательно, в зависимости от заданных температур может быть выбран материал с требуемыми физико-механическими свойствами.

Для рационального использования сплавов с ТМП необходимо правильно учитывать их свойства и, в первую очередь, развиваемое рабочее напряжение, полезную деформацию, температуры структурных превращений.

В процессе нагрева элемента из материала с ТМП происходит частичное преобразование тепловой энергии, подводимой к элементу, в механическую. Это открывает широкие возможности для использования таких материалов при проектировании активных элементов приводных устройств различного назначения, которые, по существу, являются термомеханическими двигателями (ТМД) и могут развивать достаточно большие усилия. Так как величина деформации восстановления является функцией температуры, то управление ТМД можно осуществлять путем изменения интенсивности нагрева, добиваясь при этом достаточно высокой точности перемещения. При необходимости могут быть получены очень малые скорости перемещения, аналогичные, например, скоростям



электромеханических приводов с редукторами с большим передаточным числом.

Приводы с ТМД имеют преимущества перед электромеханическими или гидравлическими по показателям надежности, металлоемкости, массогабаритным характеристикам. Они являются одной из наиболее эффективных областей применения материалов с ТМП.

#### *Термомеханические двигатели*

Наиболее эффективно использование материалов с ТМП в тех случаях, когда при ограниченных массогабаритных характеристиках механизма требуется получить малые перемещения или скорости исполнительного органа. Движение исполнительных органов различных механизмов обеспечивается элементами, которые в зависимости от функционального назначения перемещаются поступательно, вращательно или имеют сложную траекторию движения. При этом элемент, обеспечивающий каждый вид движения, характеризуется величиной и скоростью перемещения, развиваемым усилием, а так же возникающими динамическими и тепловыми характеристиками. Исполнительные органы или механизмы могут перемещаться непрерывно, циклически или совершать одноразовое перемещение.

Описанные выше свойства материалов с ТМП так же могут быть использованы для изменения положения конечного звена (узла, детали или механизма), т.е. для создания термомеханических двигателей (ТМД), аналогичных по выполняемым функциям традиционным двигателям.

Общая классификация принципиальных схем построения ТМД на основе использования свойств материалов с ТМП приведена на рис.5.36. Так, если исполнительный орган должен совершать одноразовое линейное перемещение, то схема построения ТМД может быть реализована на основе элементов, изготовленных из материалов с ТМП, которые мо-

гут изменять свое состояние за счет продольной деформации, деформации изгиба, кручения или их комбинаций (сложное деформированное состояние). Продольная деформация элемента простой геометрической формы (стержня) обеспечивается его равномерным нагревом по сечению. Деформация изгиба преобразуется в линейное перемещение элемента таким образом, что его конечная точка перемещается поступательно.

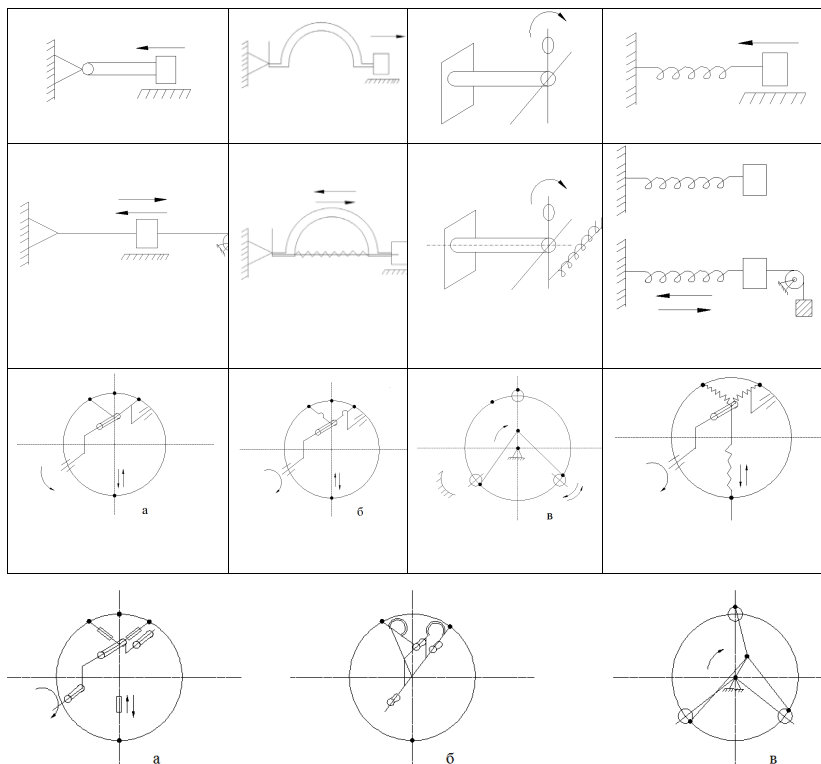


Рис.5.36. Общая классификация принципиальных схем построения двигателей на основе использования свойств материалов с ТМП

При этом происходит равномерный нагрев по сечению, и траектория перемещения сечений задается при формировании памяти. Деформация кручения осуществляется путем придания элементу формы цилиндрической витой пружины. Если перемещение превысит длину пружины в

исходном состоянии, то будет иметь место сложное деформированное состояние.

Движение элементов ТМД из материалов с ТМП обеспечивается любыми способами нагрева, реализация которых зависит от вида и геометрических параметров механизма, вида оборудования, способа закрепления в герметизируемом пространстве условий сопряжения с соседними элементами и т.д. Наиболее просто осуществляется нагрев путем пропускания электрического тока непосредственно через разделительную стенку на элемент, с помощью жидкости или газа с заданной температурой, с помощью специального нагревательного элемента и т.п.

Таким образом, простота, доступность и надежность способов нагрева обеспечивают широкие возможности для проектирования и создания ТМД. Ниже рассмотрено несколько конструкций с использованием ТМД.

Особый интерес представляют ТМД, состоящий из двух активных элементов из материалов с ТМП, включенных навстречу друг другу (рис.5.37). Работа ТМД осуществляется за счет поочередного нагрева и охлаждения активных элементов. В этом случае прямой и обратный ходы являются рабочими.

Такой двигатель разработан, например, в качестве привода манипулятора для работы в загазованной среде. Нагрев осуществляется электрическим током, пропускаемым через элементы, управление скоростью – путем изменения напряжения. Величины рабочего хода, полезного усилия и КПД циклического ТМД, состоящего из двух активных элементов, больше, чем у других циклических ТМД.

В тех случаях, когда требуется получить очень малые скорости перемещения при ограниченных массах и размерах, удобно использовать ТМД непрерывного действия (например, при проектировании манипуляторов).

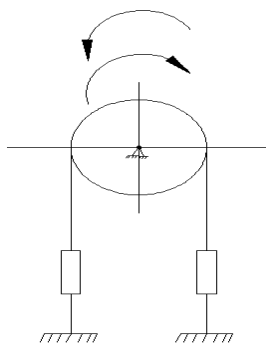


Рис.5.37. Схема циклического ТМД из двух активных элементов с ТМП

На рис.5.38 показан один из возможных вариантов ТМД непрерывного действия. На шейке вала 1, эксцентрично смещенной относительно его оси, установлено свободно вращающееся кольцо 2. К нему прикреплены одни концы приводных элементов 3 (в виде цилиндрической витой пружины или зигзагообразно изогнутой пластины), другие концы которых зафиксированы на корпусе 4, который крепится к разделительной стенке 5. Точки закрепления расположены по окружности радиусом  $R$ . Сокращаясь при нагреве, приводной элемент развивает усилие  $P$  (рис.5.39), в результате чего возникает момент  $M=Ph$ , обеспечивающий вращение вала ( $h$  – плечо действующей силы  $P$ ).

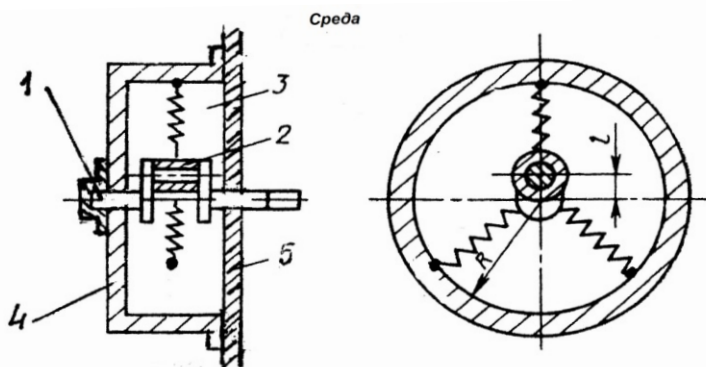


Рис. 5.38. Вариант исполнения ТМД непрерывного действия

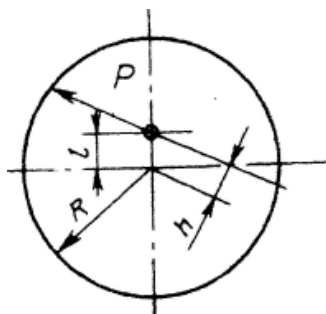


Рис.5.39. Схема создания приводного усилия элемента ТМД

На рис.5.40 представлен термомеханический двигатель с гибким АЭ, предназначенный для развёртывания фрагмента складной космической конструкции.

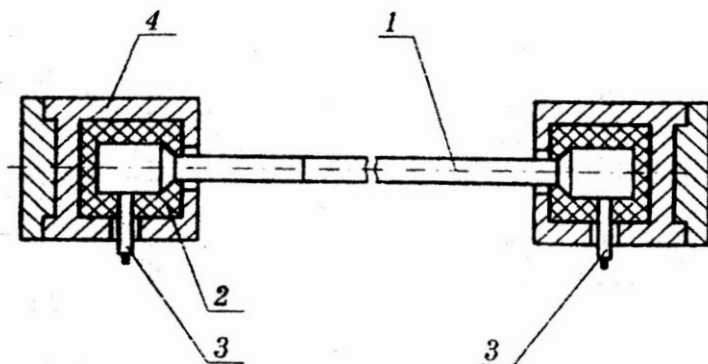


Рис.5.40. Термомеханический двигатель с проволочным активным элементом

АЭ поз. 1 выполнен из проволоки диаметром 2 мм с конусными законцовками, зажатыми в безлюфтовых диэлектрических втулках (поз. 2), служащих одновременно в качестве изоляторов. Управление двигателя осуществляется пропусканием через АЭ электрического тока, подводимого через припаянные штекеры (поз. 3). Тяговое усилие, развиваемое АЭ, передаётся к исполнительному органу непосредственно через корпус (поз. 4) АЭ в виде стержня конструктивно выполняется аналогично.

Так как узлы с трением в конструкции отсутствуют, такой двигатель способен работать не только в газовой среде, но и в вакууме. При этом, как и для любого двигателя одноразового действия, система охлаждения не требуется.

Термомеханический двигатель с АЭ в виде полого стержня показан на рис.5.41. В отличие от предыдущего варианта такой двигатель может работать не только на растяжение, но и на сжатие и развивать значительно большие усилия. Однако в этом случае для решения проблемы управления требуется специальное нагревательное устройство.

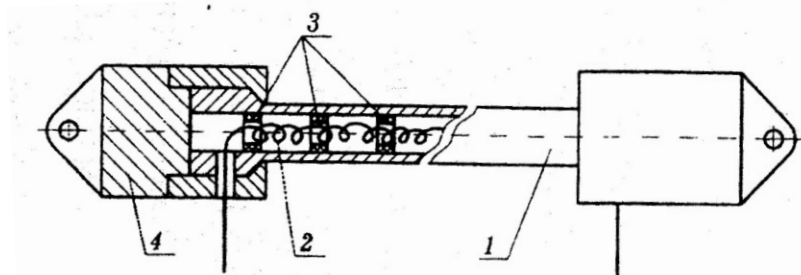


Рис.5.41. Термомеханический двигатель с активным элементом  
в виде полого стержня (трубы)

Если для передачи движения требуется большой момент, то применяется термомеханический двигатель с активным элементом в виде полого стержня (трубы), изображенный на рис.5.42. Нагрев активного элемента выполненного в виде цилиндрической трубки (поз. 1) осуществляется с помощью специального нагревательного устройства, которое состоит из спирали (поз. 4), намотанной на керамическую втулку (поз. 3). Для снижения тепловых потерь предусмотрен тепловой защитный кожух (поз. 2).

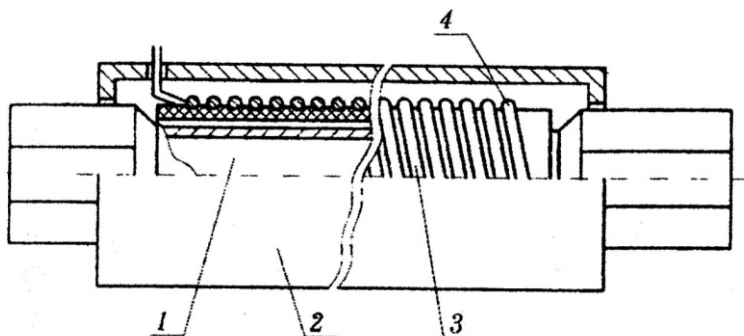


Рис.5.42. Термомеханический двигатель с активным элементом  
в виде полого стержня (трубы), работающим на кручение

Такого типа ТМД с активным элементом диаметром 14 мм, длиной 300 мм при толщине стенки 2,5 мм обеспечивает поворот на рабочий угол  $180^\circ$  и развивает момент около 150 Нм.

Механизм циклического действия с активным элементом в виде сиффона может в некоторых случаях конкурировать с гидравлическими приводами. В частности, на рис.5.43 показан термомеханический привод поступательного действия, который при наружном диаметре сиффона, равном 45 мм, и толщине стенки 2,5 мм развивает усилие 17000–25000 Н при рабочем ходе  $\pm 175$  мм. Расчётная масса привода равна 16 кг.

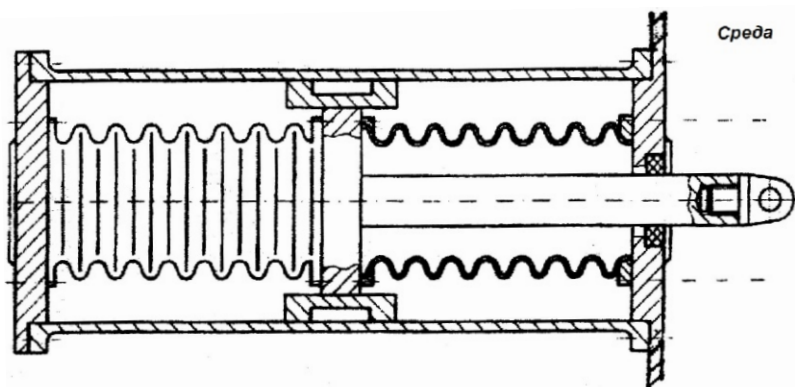


Рис.5.43. Механизм с АЭ в виде сиффона

Манжетное уплотнение рис.5.44 применяется в качестве адаптивного уплотняющего элемента для гидро-, пневмоприводов химического машиностроения, имеющих повышенные требования в отношении надёжности и безопасности конструкций уплотнения подвижных соединений, а также для повышения надёжности уплотнения замкнутых объёмов и исключения аварийных ситуаций за счёт бесступенчатого регулирования диаметра уплотняющего пояска.

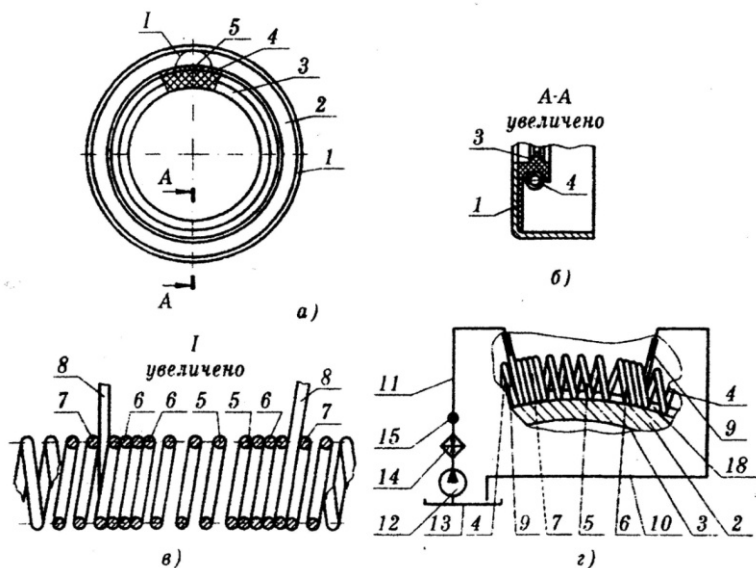


Рис.5.44. Манжетное уплотнение

При нагреве дополнительно введённой винтовой пружины сжатия, выполненной из материала с односторонней термомеханической памятью формы, происходит сжатие этой пружины 5. При этом она растягивает основную пружину 4 сжатия и увеличивает усилие обжатия уплотняющего пояска 3, вследствие чего он плотнее охватывает уплотняемый подвижный элемент.

Манжетное уплотнение (рис.5.44,а, б) содержит тарельчатый корпус 1, на который наварено термостойкое резиновое кольцо 2 с уплот-



няющим пояском 3. Уплотняющий поясok 3 охвачен основной винтовой рисунок 2 пружины 4 сжатия, которая образует кольцо. Между торцами этой пружины 4 установлена дополнительная винтовая пружина 5 сжатия, выполненная из материала с односторонней термомеханической памятью формы (сплав на основе Ti~Ni). Торцовые витки 6 пружины 5 расположены (рис.5.44,б) между витками 7 основной пружины 4 и замыкают тем самым её кольцевую форму. Витки 6 пружины 5 вкручиваются при сборке уплотнения в витки 7 основной пружины 4, при этом дополнительная пружина 5 имеет (рис.5.44,з) у торцов усы 8, выполненные из той же проволоки, что и пружина 5, которые подсоединены по короткозамкнутой схеме через терморегулятор с источником электроэнергии.

Для крупногабаритных манжетных уплотнений целесообразно изготавливать дополнительную пружину 5 полый. Аналогично варианту использования цельнометаллической пружины 5, она связана с торцами основной пружины 4. При этом внутренняя полость 9 полый пружины 5 из материала с односторонней термомеханической памятью формы связана, дополнительно введёнными магистралями 10 и 11 (рис.5.44, з) с компрессором 12, который нагнетает рабочую среду в полость 9 пружины 5. Рабочая среда поступает в компрессор 12 из бака 13, далее проходит через нагревающий или охлаждающий (в зависимости от свойств материала как самой пружины 5, так и рабочей температуры уплотняемого объёма) элемент 14, терморегулятор 15, проходит внутри пружины 5 и сливается снова в бак 13 по сливной магистрали 10, сами пружины 4 и 5 расположены в канавке резинового кольца 2.

При прохождении электрического тока, подводимого к усам 8 пружины 5 через терморегулятор по короткозамкнутой схеме, происходит нагрев пружины 5 и её сжатие. Тем самым на уплотняющий поясok 3 будет равномерно по диаметру воздействовать возросшее усилие со стороны пружин 4 и 5 и поясok 3 будет плотнее прилегать (компенсиро-

вать износ) к уплотняемому подвижному элементу. Величина нагрева пружины 5 будет определяться временем прохождения электрического тока через терморегулятор, который выполнен в виде реле времени и расположен вне манжетного уплотнения.

После прекращения нагрева, вследствие односторонней термомеханической памяти формы материала пружины 5, её витки занимают определённое положение и не возвращаются в первоначальное, более растянутое положение. При дальнейшем износе уплотняющего пояса 3 или при любой иной необходимости изменения диаметра уплотняющего пояса 3 повторяется описанный процесс поднастройки.

Аналогично работает манжетное уплотнение (рис.5.44, з) в случае наличия полой пружины 5. Рабочая среда подаётся из бака 13 компрессором 12 через нагревающий или охлаждающий элемент 14 и терморегулятор 15 к полой пружине 5. Проходя по внутренней полости 9, рабочая среда либо нагревает, либо охлаждает пружину 5, которая сжимается и совместно с основной пружиной 4 уменьшает диаметр уплотняющего пояса.

## **6. МОДЕЛИРОВАНИЕ УСТАЛОСТНОГО ИЗНАШИВАНИЯ**

### **6.1. Влияние контактных деформаций и износа на условия работы зубчатой передачи**

Правильно спроектированная и изготовленная зубчатая передача при нормальной эксплуатации не должна ни перегреваться, ни издавать сильный шум при работе.

Чрезмерный шум и значительный нагрев передачи свидетельствуют о недостатках ее конструкции, изготовления или сборки.

Основной причиной шума является неравномерная нагрузка на зубья, а также статическая и динамическая неуравновешенность вращающихся деталей.

Неравномерная нагрузка на зубья (удары, динамические нагрузки) и изменения деформации зубьев в процессе зацепления вызывают колебания зубчатых колес. Даже небольшие колебания колес, передаваемые через валы и подшипники на корпус, могут вызвать такую его вибрацию, которая сопровождается сильным шумом.

Повышение точности изготовления зубчатых колес позволяет значительно уменьшить шум передачи.

Чрезмерное повышение температуры зубчатой передачи происходит либо из-за недостаточности отвода тепла, либо из-за слишком высоких внутренних потерь.

Теплопередачу уменьшает ограниченность пространства вокруг корпуса передачи и загрязненность поверхности корпуса как изнутри, так и снаружи.

Повышение температуры может быть обусловлено также плохим качеством смазки (возрастает трение), чрезмерно большой ее вязкостью (увеличивается мощность на перемешивание), или слишком большим ее количеством (излишние потери на взбалтывание). Однако правильно спроектированная передача при естественном охлаждении и правильно

выбранном сорте масла должна работать при нагревании передачи до допустимой границы.

В результате чрезмерного повышения температуры, неудовлетворительной смазки, а также дефектов изготовления и перегрузки возможны повреждения зубьев. Типичными видами повреждения зубьев являются: поломка, выкрашивание, истирание и заедание рабочих поверхностей зубьев.

Поломки зубьев в основном носят усталостный характер. Вследствие периодического действия переменной нагрузки при каждом очередном вхождении зуба в зацепление у его основания возникают напряжения изгиба. Наибольшие напряжения возникают в момент приложения силы  $G$  к вершине зуба (рис.6.1). На поверхности галтели в зоне максимальной концентрации напряжений при определенном числе циклов нагружений возможно возникновение трещины. Если зуб работает одной стороной, то трещина, как правило, образуется в зоне растяжения.



Рис.6.1. Схема нагрузки зуба

Другой причиной поломки зубьев является значительная перегрузка. Поломка зубьев происходит из-за больших перегрузок в том случае, если недостаточна их статическая прочность на изгиб.

В открытых передачах причиной поломки зубьев обычно является возрастание динамической нагрузки по мере износа зубьев. То же может произойти и в закрытой передаче, если вследствие сильного износа или

выкрашивания происходит искажение профиля зуба, приводящее к возрастанию динамической нагрузки.

Истирание поверхностей зубьев будет тем больше, чем больше удельное скольжение зубьев и чем больше контактное напряжение сжатия на этих поверхностях. Так как наибольшее удельное скольжение имеет место в начальной и конечной точках контакта зубьев, то наибольший износ происходит на ножках и на головках зубьев.

Вследствие износа зубьев искажается эвольвентный профиль, возрастает динамическая нагрузка, ослабляется ножка зуба, что ведет к возрастанию напряжений в корне зуба. В полусе зацепления скольжения профилей нет, поэтому износ будет наименьшим.

Если поверхности контактирующих зубьев будут иметь неровности, то в начальный период работы передачи будет наблюдаться заметный износ зубьев до тех пор, пока поверхности зубьев не станут достаточно гладкими. Когда шероховатости на поверхности зубьев сгладятся, и высота неровностей станет меньше, чем толщина масляной пленки между зубьями, износ прекратится. Такой износ называется приработочным.

Износ может происходить довольно долго, если в контакте находятся негладкие поверхности зубьев при резко различной чистоте их поверхностей.

Недостаточная толщина масляной пленки, не обеспечивающая жидкостного трения, также является причиной возникновения износа.

Толщина масляной пленки зависит от вязкости масла, скорости колес, способа подачи масла в зацепление, количества масла и др. Однако, если при соблюдении всех необходимых условий масляная пленка при спокойной работе передачи и будет достаточной, то при перегрузках, а особенно при пусках, остановках и реверсах передачи под нагрузкой, толщина масляной пленки может оказаться совершенно недоста-

точной. Загрязненность смазки абразивными частицами способствует значительному усилению износа.

Влияние износа на параметры зубчатых передач, характеризующие условия их работы, приведены на рис.6.2.

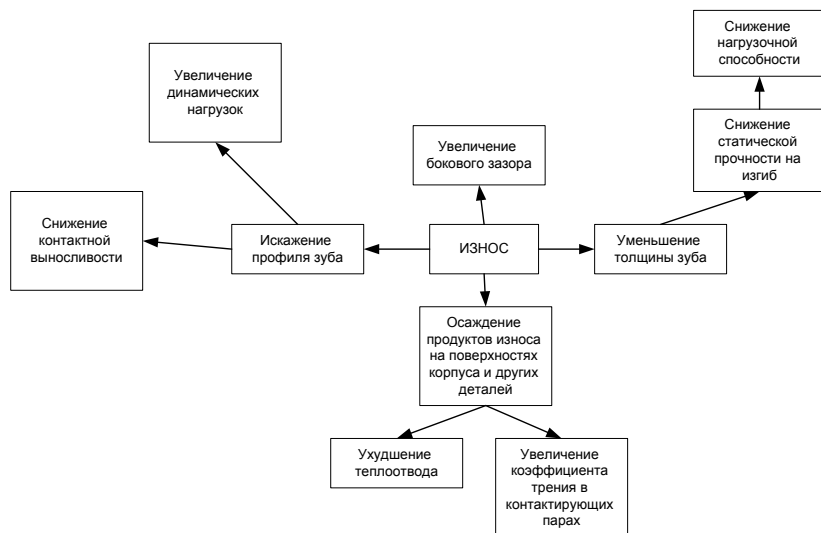


Рис.6.2. Влияние износа на параметры зубчатых передач

## 6.2. Характеристики изнашивания

При изнашивании твердых тел разрушение локализуется в малом объеме материала, который удаляется из зоны трения в виде частиц износа. Вследствие шероховатости поверхностей реальных тел их взаимодействие при трении происходит на отдельных участках, совокупность которых составляет фактическую площадь контакта. Выступы шероховатых поверхностей под нормальной нагрузкой взаимно внедряются или сминаются, благодаря чему в области пятен контакта возникают соответствующие напряжения и деформации.

Анализ характера воздействий, выполненный на модели жесткого сферического выступа, скользящего по деформируемому полупростран-

ству, показывает, что в последнем возникает сложное напряженное состояние: перед выступом существует зона смятия, а за ним – зона растяжения. В результате возникает знакопеременный цикл нагружения материала, в результате чего в нем накапливаются повреждения, ослабляющие его и приводящие в итоге к его разрушению [79].

За основную эксплуатационную характеристику процесса изнашивания принята интенсивность линейного изнашивания  $J_h$ , определяемая следующим безразмерным соотношением:

$$J_h = \frac{dh}{ds} = \frac{dV}{A_T \cdot ds}, \quad (6.1)$$

где  $h$ ,  $V$  – линейный или объемный износ соответственно;  $A_T$  – номинальная площадь изделия.

Реже используется массовая  $J_G$ , объемная  $J_V$  или энергетическая  $J_W$  интенсивность изнашивания, которые определяются следующими соотношениями:

$$J_G = \frac{dG}{ds}; J_V = \frac{dV}{ds}; J_W = \frac{dV}{dw_R}. \quad (6.2)$$

Кроме характеристики  $J_h$  вводится так называемая удельная интенсивность изнашивания  $i_h$ :

$$i_h = \frac{V_D}{n_{кр} \cdot A_r \cdot dk}, \quad (6.3)$$

где  $V_D$  – деформируемый объем изнашиваемого материала, который разрушается после  $n_{кр}$  циклов фрикционного взаимодействия;  $A_r$  и  $dk$  – параметры пятна контакта.

Между линейной интенсивностью изнашивания  $J_h$  и удельной интенсивностью изнашивания  $i_h$  выполняется соотношение:

$$J_h = i_h \cdot \frac{P_a}{P_r}, \quad (6.4)$$

где  $P_a$ ,  $P_r$  – номинальное и фактическое давление на контакте, МПа.

### 6.3. Основное уравнение изнашивания

Рассмотрим трение двух тел с номинально плоскими поверхностями, одно из которых (истираемое) – гладкое и деформируемое, а другое – жесткое и шероховатое (основная расчетная схема).

Объем материала  $V_D$  вычисляют с использованием функции распределения ординат профиля (опорной кривой профиля). Аппроксимируя начальный участок кривой опорной поверхности степенной функцией, определим деформируемый объем  $V_D$ :

$$V_D = \alpha_1 A_r R_{max} b_v \int_0^\varepsilon x^\nu dx = \frac{A_r b_v \varepsilon^{\nu+1} R_{max}}{\nu+1} = \frac{\varepsilon}{\nu+1} R_{max} A_r ; \quad (6.5)$$

где  $\varepsilon$  – сближение тела;  $A_c$ ,  $A_r$  – контурная и фактическая площадь контакта,  $m^2$ ;  $R_{max}$  – наибольшая высота профиля, мкм;  $\nu$  – параметр степенной аппроксимации опорной поверхности;  $b_v$  – параметр степенной аппроксимации;  $\alpha$  – коэффициент, учитывающий отличие площади сечения выступов на уровне  $x$  от фактической площади контакта для того же значения сближения и зависящий от конфигурации неровностей и вида контакта; для сферической модели неровностей  $\alpha_1 = 0,5$  при упругом контакте и  $\alpha_1 = 1$  при пластическом контакте.

Средний диаметр пятна контакта может быть подсчитан по формуле

$$d_k = 2 \left( \frac{2\alpha_1 R_{max} \varepsilon}{\nu} \right)^{1/2} . \quad (6.6)$$

Тогда с учетом (6.5) и (6.6) выражение (6.3) принимает вид

$$i_k = \frac{x_1}{n_{кр}} \sqrt{\frac{h}{R}} , \quad (6.7)$$



где  $x_1 = \frac{1}{2(\nu+1)} \sqrt{\frac{\nu}{2\alpha}}$ ;  $\varepsilon = h_{\max} / R_{\max}$ ;  $h$  – средняя глубина внедрения неровностей (сближения поверхностей), мкм;  $R$  – радиус кривизны выступов (сферическая модель), мкм.

При упругом контакте в диапазоне значений  $\nu = 1 \dots 3$ ,  $x_1 = 0,25 \dots 0,22$ ; при пластическом контакте в том же диапазоне значений  $\nu$  значение  $x_1 = 0,18 \dots 0,05$ .

В случаях, представляющих практический интерес,  $h/R$  лежит в диапазоне  $10^{-3} \dots 10^{-1}$ . Между тем диапазон изменения интенсивности изнашивания составляет 5...6 порядков, что обусловлено в большей мере широким пределом изменения величины  $n^{kp}$ .

Число циклов  $n^{kp}$ , приводящее к разрушению объема  $V_D$ , зависит от напряженно-деформированного состояния материала на фрикционной связи.

При упругом контакте:

$$n_{kp}^y = \left( \frac{\sigma_0'}{\sigma_x} \right)^{ty}; \quad (6.8)$$

при пластическом контакте:

$$n_{kp}^n = \left( \frac{\varepsilon_0'}{\varepsilon_D} \right)^{tn}, \quad (6.9)$$

где  $\sigma_0', \varepsilon_0', t_\sigma, t_\varepsilon$  – параметры кривой фрикционной усталости материала, определяемые экспериментально,  $\sigma_x, \varepsilon_D$  – амплитудные значения действующего на контакте напряжения и деформации (подсчитываются по соответствующим формулам).

При упругом контакте напряжения  $\sigma_x$  вычисляются по формуле

$$\sigma_x = \frac{K_m^y d_k \sqrt{V}}{2Rg}, \quad (6.10)$$

где

$$K_m^y = \begin{cases} \frac{2}{\pi} \sqrt{4\mu^2(1 - \mu_q + \mu_q^2) + (1 - 2\mu_q)^2}, & \text{при } \frac{\sigma_b^p}{\sigma_b^c} = 1 \\ \frac{4}{\pi} \mu(1 + \mu_q), & \text{при } \frac{\sigma_b^p}{\sigma_b^c} \ll 1 \end{cases} \quad (6.11)$$

Здесь  $\sigma_b^p, \sigma_b^c$  – пределы прочности материала соответственно при растяжении и сжатии;  $\mu$  – коэффициент трения;  $\mu_q$  – коэффициент Пуассона;  $g$  – характеристика упругих свойств материала,  $g = (1 - \mu_q^2) / E$ , МПа<sup>-1</sup>.

Для хрупких и высокоэластичных материалов характерно соотношение  $\sigma_b^p / \sigma_b^c \ll 1$ . Материалы, способные к значительным пластическим деформациям, имеют примерно одинаковую прочность на растяжение и сжатие, т.е.  $\sigma_b^p / \sigma_b^c \cong 1$ .

Действующая деформация при пластическом контакте

$$\varepsilon_D = \frac{K_\mu^n d_k \sqrt{V}}{2\sqrt{2R}}, \quad (6.12)$$

где

$$K_\mu^n = \sqrt{2 \frac{\sigma_T + 2\mu HB}{\sigma_T - 2\mu HB}}. \quad (6.13)$$

Здесь  $\sigma_T$  – предел текучести, МПа; HB – твердость по Бринеллю (более мягкого тела пары трения), МПа.

С учетом приведенных соотношений получают общие аналитические выражения для расчета интенсивности изнашивания.

При упругом контакте:

$$J_h^Y = C_J \left( \frac{P_a \mathcal{G}}{K_v} \right)^{1+\beta t} \left( \frac{K_\mu^Y}{\sigma_0^Y \mathcal{G}} \right)^t \left( \frac{R_{\max}}{R} \right)^{\frac{t}{2}(1+\beta)} (\eta_c b_v)^{-\beta t} \quad (6.14)$$

При пластическом контакте:

$$J_h^Y = C_J \sqrt{2} \left( \frac{P_a}{HB} \right)^{\frac{1+\beta t}{1-\beta}} \left( \frac{K_\mu^n}{\varepsilon_0} \right)^t \left( \frac{R_{\max}}{R} \right)^{\frac{1+t}{2}} (\eta_c b_v)^{\frac{(1+t)\beta}{1-\beta}}, \quad (6.15)$$

где  $C_J = \frac{\sqrt{\nu} \tilde{A}(\nu) \tilde{A}(1+t/2)}{4(\nu+1) \tilde{A}(\nu+t/2)}$ ;  $\beta = \frac{1}{2\nu+1}$ ;  $K_v = \frac{\tilde{A}(\nu+1)}{2\sqrt{\pi} \tilde{A}(\nu+3/2)}$ ;

$\eta_c = \frac{A_c}{A_a} = \frac{P_a}{P_c}$ ;  $\Gamma(z)$  – гамма-функция (см. приложение 3).

Значения параметров  $b_v$  и  $\nu$  для стальных поверхностей,  
 обработанных разными способами

Таблица 6.1

Способ обработки	$\nu$	$b_v$
Точение, строгание, фрезерование	1,2–2	1–2
Шлифование	1,7–3	1,5–4
Полирование	2,5–3	3–10
Приработанные поверхности (распределение вершин близко к нормальному закону)	2,2	2
Для нормального закона распределения	3	5

Зависимость отношения  $R/R_{\max}$  от шероховатости поверхности (ГОСТ 2789-73) при различных способах обработки определяется по графикам на рис.6.3.

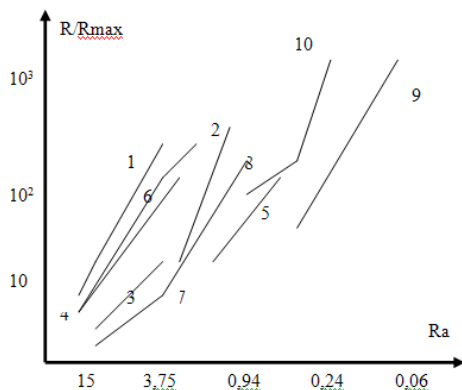


Рис.6.3. Зависимость отношения  $R/R_{max}$  от шероховатости поверхности Ra:

1 – строгание; 2 – плоское шлифование; 3 – круглое шлифование; 4 – тонкое шлифование; 5 – внутреннее шлифование; 6 – точение; 7 – растачивание; 8 – цилиндрическое шлифование; 9 – тонкая обработка;

10 – приработанные поверхности;

Ra – среднее арифметическое отклонение профиля, мкм

Контурное давление при волнистости, у которой высота и шаг волны постоянны, определяется по формуле

$$p_c = 3,26E^{2/3} \left( \frac{a_w}{h_w} \right)^{2/3} p_a^{1/3}, \quad (6.16)$$

где  $a_w$  и  $h_w$  – шаг и высота волны,  $p_a$  – номинальное давление,

$$p_c = F_k / A_a. \quad (6.17)$$

Отношение  $a_w/h_w$  для различных способов обработки

Таблица 6.2

Способ обработки	$a_w/h_w$
Строгание	$7,7 \cdot 10^{-3} - 7,1 \cdot 10^{-4}$
Точение, растачивание	$17 \cdot 10^{-3} - 7,4 \cdot 10^{-3}$
Плоское шлифование	$6,7 \cdot 10^{-3} - 8,7 \cdot 10^{-4}$

Круглое шлифование	$3,1 \cdot 10^{-3} - 6,1 \cdot 10^{-4}$
Полирование	$4 \cdot 10^{-4} - 7,4 \cdot 10^{-5}$

Отношение  $p_c / p_a$  может быть оценено по графикам на рис. 6.4.

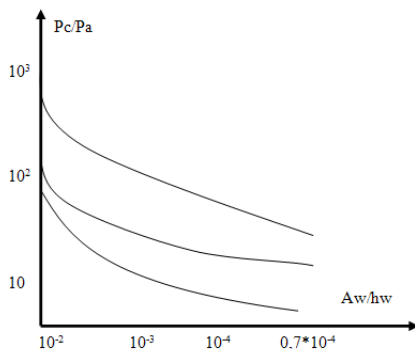


Рис.6.4. Зависимость отношения  $R_c/P_a$  от параметра  $A_w/h_w$

Фактическое давление определяется из условия, что процесс разрушения на контакте твердых тел при трении происходит главным образом в результате упругого и пластического деформирования материала на пятнах контакта.

При пластическом деформировании:

$$p_r \approx HB, \quad (6.18)$$

При упругом деформировании:

$$p_r \approx \frac{E}{3,4} \left( \frac{R_{\max}}{R} \right)^{1/2}, \quad (6.19)$$

отсюда следует, что фактическое давление на контакте близко к  $0,1E$ .

*Примечание:* Обобщенная модель контакта твердых тел при трении и характерный вид опорной кривой приведены на рис.6.5.

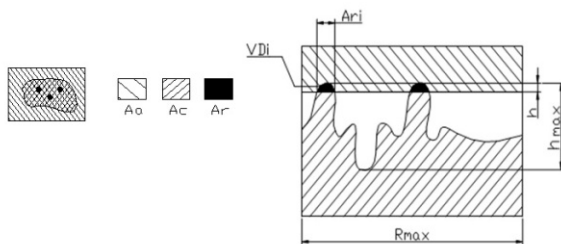


Рис.6.5. Опорная кривая

Кривая опорной поверхности может быть разбита на два участка, где теория Герца справедлива ( $0 < \varepsilon \leq 0,4$ ) и где она дает грубое приближение ( $0,4 \leq \varepsilon < 1$ ).

Формулы для расчета сближения  $h$

Таблица 6.3

	Упругий контакт	Пластический контакт
$0 < \varepsilon \leq 0,4$	$0,86R_{\max} (R / R_{\max})^{1/7} (p_c / E)^{2/7}$	$R_{\max} (2p_c / HBb_v)^{1/\nu}$
$0,4 \leq \varepsilon < 1$	$[0,5 + K(p_c / E)^{2/3}]R_{\max}$	$R_{\max} [18(p_c / HB) + 2]0,1$

$\varepsilon$  – относительное сближение,  $\varepsilon = \frac{h_{\max}}{R_{\max}}$ .

Параметры фрикционной усталости материала  $\sigma'_0$  и  $\varepsilon'_0$ , а также параметр усталости в теории износа Крагельского [17] –  $t$  определяется экспериментально.

Критерий перехода от упругого взаимодействия к пластическому при фрикционном контакте:  $\sigma_x \geq c\sigma_T$ ,  $c=5...10$ .

Интенсивность изнашивания при микрорезанию ( $n_{\delta\delta}=1$ ) для хрупких материалов, которые при этом деформируются упруго, определяется по следующей формуле:

$$J_h^{\mu/\dot{O}} = \frac{\sqrt{v}}{4(v+1)K_v} p_a \vartheta. \quad (6.20)$$

Для материалов с ярко выраженной текучестью, у которых переход к микрорезанию происходит в условиях пластического контакта:

$$J_h^{\mu/n} = C_{\mu/n} \left( \frac{Pa}{HB} \right)^{2\nu\beta}, \quad (6.21)$$

где  $C_{\mu/n} = \frac{1}{2(\nu+1)(b, \eta_c)^{1/2\nu}} \sqrt{\frac{\nu R_{\max}}{2R}}$ .

Систематическим анализом доказано, что изложенная расчетная схема адекватно описывает процесс износа в большом диапазоне исходных параметров.

При этом с вероятностью не менее 90% средние из десяти значений экспериментально зарегистрированных интенсивностей изнашивания  $J_{h(\varepsilon)}$ .

Группируются вокруг расчетного значения в интервале  $2,6J_{h(p)} \geq J_{h(\varepsilon)} \geq 0,4J_{h(p)}$ ; соответственно индивидуальные значения интенсивности изнашивания с вероятностью не менее 95% могут располагаться в интервале  $0,4J_{h(p)} \leq J_{h(\varepsilon)} \leq 2,6J_{h(p)}$ .

Принимая во внимание стохастический характер изнашивания как усталостного процесса, такой разброс можно считать приемлемым.

В действительности же не всегда основная расчетная схема и соотношения (6.14), (6.15), (6.20), (6.21) удовлетворяют реальным условиям изнашивания.

*Пример 1.* Если шероховатости изнашиваемой и изнашивающей поверхности сопоставимы. В этом случае используется понятие об эквивалентности шероховатости, т.е. одну из поверхностей по-прежнему считают гладкой, зато параметры шероховатости второй поверхности (эквивалентной) определяют с учетом параметров шероховатости обеих поверхностей, а именно:

$$R_3 = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} ;$$

$$R_{\max,3} = R_{\max,1} + R_{\max,2} ;$$

$$v_3 = v_1 + v_2 ;$$

$$b_{v_3} = b_1 b_2 K_B \frac{R_{\max,3}^{v_3}}{R_{\max,1}^{v_1} R_{\max,2}^{v_2}} ;$$

$$K_B = \frac{v_1 v_2}{v_1 + v_2} \frac{\Gamma(v_1) \Gamma(v_2)}{\Gamma(v_3)} .$$

Здесь индексы 1 и 2 относятся к шероховатым поверхностям, а индекс «3» – к эквивалентным поверхностям.

*Пример 2.* Требуется определить интенсивность износа более жесткого из сопрягаемых тел, например, износ вала, работающего в паре с резиновым уплотнителем. Очевидно, считать уплотнение недеформируемым элементом по сравнению с валом – слишком грубое допущение. Расчет интенсивности изнашивания при такой постановке задачи производится следующим образом. Рассчитывается интенсивность изнашивания элемента в соответствии с основной расчетной схемой, а полученный результат умножается на  $\alpha_J$ . Этот множитель равен:

$$\alpha_J = \left( 1 + \frac{g_1}{g_2} \right)^{\frac{t(1+\beta)}{2}} , \quad 0 < \alpha_J < 1 .$$

#### **6.4. Связь между трением и износом**

В зависимости от вида деформации принимают средние значения:

$$h/R = 5 \cdot 10^{-3} \text{ при упругом деформировании;} ,$$

$$h/R = 6 \cdot 10^{-2} \text{ при пластическом деформировании.}$$

Удельная интенсивность изнашивания согласно усталостной теории изнашивания может быть определена из следующего соотношения:



$$i_h \approx \frac{h}{\alpha_k(v+1)} \cdot \frac{1}{n_{кр}} \approx \frac{h}{2\sqrt{2Rh}(v+1)} \frac{(K' \mu p_r)^t}{\sigma_0^t}$$

При  $v=2$  получим:

$$i_h = \frac{1}{8,4} \sqrt{\frac{h}{R}} \left( \frac{K'}{\sigma_0} \right)^t (\mu p_r)^t, \quad (6.22)$$

где  $K', \sigma_0, t$  – являются параметрами материала.

В области пластического деформирования  $p_r \approx HB$  и  $K'=0,5$ . В условиях преимущественно упругого деформирования  $p_r$  и  $K'$  под- считываются по следующим формулам:

$$p_r \approx \frac{E}{3,4} \left( \frac{R_{\max}}{R} \right)^{1/2} \text{ и } K' = 0,5 \alpha_g,$$

где  $\alpha_g$  – коэффициент гистерезисных потерь (по Боудену и Тейбору [112]);  $E$  – модуль упругости.

*Пример.* Необходимо найти связь между трением и износом для стальной шлифованной поверхности. В качестве исходных данных при- нимаем:

$$\sigma_0' = 640 \text{ МПа}; \text{ HB}=4000 \text{ МПа}; \text{ E}=206000 \text{ МПа}; \frac{h_w}{a_w} = 1000;$$

$$\frac{R_{\max}}{R} = \frac{1}{20}; \quad p_r = \frac{E}{3,4} \left( \frac{1}{20} \right)^{1/2} \approx \frac{E}{15} \approx 13700 \text{ МПа}.$$

При пластическом контакте, используя формулу (6.22), находим

$$i_h = \frac{1}{8,4} \sqrt{6 \cdot 10^{-2}} \left( 0,5 \frac{4000}{640} \right)^t \cdot \mu^t$$

$$i_h = 2,9 \cdot 10^{-2} (3,1)^t \cdot \mu^t$$

При упругом деформировании, полагая  $\alpha_g = 0,055$ , по формуле (6.22) находим

$$i_h = \frac{1}{8,4} \sqrt{5 \cdot 10^{-3}} \left( 0,5 \cdot 0,055 \cdot \frac{13700}{640} \right)^t \cdot \mu^t$$

$$i_h = 8,4 \cdot 10^{-3} (0,59)^t \cdot \mu^t$$

Сопоставляя расчетные соотношения для интенсивности изнашивания при упругом и пластическом контактах, можно установить много общих зависимостей.

Так, и в том и в другом случае износ пропорционален номинальному давлению  $P_a$  в степени  $>1$ ; качественно одинаковая связь между интенсивностью изнашивания и шероховатостью  $R_{\max}/R$ ; тем больше коэффициент трения, тем больше интенсивность изнашивания.

Для пластического контакта физико-механические свойства материала представлены комплексом

$$\left[ HB \frac{1+\beta t}{1-\beta} (\varepsilon_0 \cdot \gamma) \right]^{-1}$$

т.е. чем выше твердость и величина относительного удлинения при разрыве, тем выше износостойкость.

Таким образом, следует отдавать предпочтение материалам, имеющим, с одной стороны, высокую твердость, а с другой – способным к значительным деформациям без разрушения.

## 6.5. Износ зубчатых передач

Изучение разрушения зубчатых передач показало, что имеют место два основных процесса: фрикционная усталость и абразивное изнашивание.

Рассмотрим расчет зубьев на износ на основе использования безразмерной характеристики износа  $J_h$ .

В настоящее время имеются предпосылки для прогнозирования ресурса работы зубчатых колес с аналитической оценкой интенсивности изнашивания материалов.

Как известно, коэффициент проскальзывания увеличивается от ножки к головке зуба. Вследствие этого увеличивается и износ контактной поверхности зуба.

За одно зацепление величину проскальзывания (путь трения скольжения) в пределах площадки касания зубьев можно выразить соотношением

$$S = 2a\lambda, \quad (6.23)$$

где  $a$  – полуширина площадки касания по торцу;  $\lambda$  – коэффициент скольжения зубьев, равный отношению скорости скольжения точки контакта зубьев к касательным составляющим скоростей точек сопряженных профилей,  $\lambda = \frac{v_{ск}}{v'_{1,2}}$ .

Общий путь трения за время службы передачи

$$L = S \cdot n \cdot t^b \cdot z_s, \quad (6.24)$$

где  $n$  – частота вращения колеса;  $t^b$  – время работы колеса;  $z_s$  – число пар зацепления с рассматриваемым зубчатым колесом.

Толщина изношенного слоя равна

$$h = J_h \cdot L = J_h \cdot S \cdot n \cdot t^b \cdot z_s \leq [h], \quad (6.25)$$

Допустимая величина износа зуба [h] определяет ресурс работы передачи и задается на основе эксплуатационных требований, например, потери прочности зуба на изгиб, износа твердосмазочного покрытия и др.

Полуширина площадки контакта по формуле Герца

$$a = 1,07 \sqrt{\frac{F_n \cdot \rho_{np}}{E_{np} \cdot l_p}} = 1,128 \sqrt{\frac{F_n}{l_p} \left( \frac{1 - \mu_{g1}^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_{g2}^2}{E_2} \right) \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}}, \quad (6.26)$$

где  $E_{i0} = -\frac{E_1 E_2}{E_1 + E_2}$  – приведенный модуль упругости;  $l_p$  – длина контактных линий;  $\mu_g$  – коэффициент Пуассона;  $\rho_1, \rho_2$  – радиусы кривизны зубьев в месте расчета;  $F_n$  – нормальная сила.

С учетом выражений (6.23) и (6.26) толщина изношенного слоя определяется по формуле

$$h_{1,2} = 2,25 \cdot J_{h_{1,2}} \sqrt{\frac{F_n \left( \frac{1 - \mu_{g1}^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_{g2}^2}{E_2} \right) \rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}} \cdot \frac{v_{нв}}{u_{1,2}} \cdot n_{1,2} \cdot z_{1,2} \cdot t_{1,2}^b, \quad (6.27)$$

где индексы 1 и 2 относятся соответственно к отстающему (ножке зуба) и опережающему (головки зуба) телам.

Задавшись в формуле (6.27) допустимым износом можно рассчитать ресурс работы зубчатых колес.

Ниже приведены сравнительные результаты по износу зубчатых колес.

Зубчатые колеса имеют параметры:  $m = 2\text{мм}$ ;  $z = 40$ ;  $b = 20\text{мм}$ . Режим испытаний :  $T=20 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;  $n=219 \text{ мин}^{-1}$ .

В результате геометрического построения профиля зуба были определены радиусы кривизны зубьев: головки  $\rho = 19\text{мм}$ ; ножки  $\rho = 6\text{мм}$ ; в полосной части  $\rho = 14\text{мм}$ . Коэффициент проскальзывания  $\lambda = 0,68$ .

В результате экспериментов была определена интенсивность изнашивания (в мм/час) зубчатых колес, которая была пересчитана в линейную интенсивность изнашивания. Поскольку исходные данные для расчета ориентировочные, то расчет имеет также ориентировочный характер. Однако во многих случаях расчет удовлетворительно согласуется с экспериментом.

Сопоставление ресурсов работы зубчатых колес на основе экспериментальной и расчетной интенсивностей изнашивания проводилось из условия возможного утонения зуба на 0,15–0,2 его толщины, что составляет  $|h|=0,62$  мм. Исходя из допустимой величины износа и была подсчитана долговечность всех колес.

Исходные данные для расчета интенсивности изнашивания

материалов зубчатых колес

Таблица 6.4

Материалы пары трения	$E_{\text{тп}}$ (МПа)	$t$	$\sigma_0$ (МПа)	$P_a$ (МПа)	$a \cdot 10^{-2}$ (см)	$HV$ (МПа)	$\frac{R_{\text{max}}}{R}$	$\frac{h_w}{a_w}$	$v$	$b_v$
Капролон	1500	3	630	67	2,8	60–80	1/50	5000	2,2–2,5	2
Полиамид П-68 П-54	2000	2,5	300	58	3,25	50–70 20–30	1/50	5000	2,2–2,5	2
Текстолит	10000	–	–	150	1,25	150–200	1/50	5000	2,2–2,5	2
Ст45 – Ст45	100000	8	1000	470	0,4	4000	1/200	500–1000	1,6	1,5
Ст45 – чугун	47000	8	800	375	0,5	2000	1/200	500–1000	1,6	1,5

Расчетные и экспериментальные значения интенсивностей  
 изнашивания зубчатых колес [111]

Таблица 6.4

Материал Колес	$\mu$	$J_{\text{ходит}} \cdot 10^{-7}$	$t_{\text{расч}}^b$	Интенсивность изнашивания $\text{мм} / \text{час} \cdot 10^{-5}$	$J_{\text{эксп}} \cdot 10^{-7}$	$t_{\text{эксп}}^b$
Капролон – СЧ-18-36	0,15	0,44	2800	5,5	0,11	1128 0
Капролон – Ст45	0,15	0,44	2800	13,8	0,27	4680
Полиамид						
П-54–СЧ-18-36	0,17	3,8	280	185	3,2	338
П-54–Ст45	0,2	5,7	188	215	3,7	292
Полиамид						
П-68–СЧ-18-36	0,1	0,7	1360	45,5	0,79	1380
П-68–Ст45	0,15	3	356	165	2,8	379
Текстолит – СЧ-18-36	–	–	–	2,1	0,096	2915 0
Текстолит – Ст45	–	–	–	8,7	0,4	7210
Ст45 – СЧ-18-36	0,1	11	790	18,4	2,6	3414
Ст45 – Ст45	0,1	17	410	50	5,6	1220

**Примеры расчета интенсивности изнашивания**

№1. Материал пары трения – Ст45.

Интенсивность изнашивания будем определять для случая упругого контакта по формуле (6.14) при выше приведенных параметрах.

Входящие в формулу (6.14) параметры имеют следующие значения

$$C_J = \frac{\sqrt{\nu} \cdot \Gamma(\nu) \cdot \Gamma(1+t/2)}{4(\nu+1) \cdot \Gamma(\nu+t/2)} = \frac{\sqrt{1,6} \cdot \Gamma(1,6) \cdot \Gamma(1+4)}{4(1,6+1) \cdot \Gamma(1,6+4)} =$$

$$= \frac{\sqrt{1,6} \cdot \Gamma(1,6) \cdot 4 \cdot 3 \cdot 2 \cdot \Gamma(2)}{4 \cdot 2,6 \cdot 4,6 \cdot 3,6 \cdot 2,6 \cdot 1,6 \cdot \Gamma(1,6)} = \frac{\sqrt{1,6} \cdot 0,89352 \cdot 4 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 1}{4 \cdot 2,6 \cdot 4,6 \cdot 3,6 \cdot 2,6 \cdot 1,6 \cdot 0,89352} = 0,04237;$$

$$K_v = \frac{\Gamma(\nu+1)}{2\sqrt{\pi} \cdot \Gamma(\nu+1,5)} = \frac{\Gamma(1,6+1)}{2\sqrt{\pi} \cdot \Gamma(1,6+1,5)} = \frac{1,6 \cdot \Gamma(1,6)}{2\sqrt{\pi} \cdot 2,1 \cdot 1,1 \cdot \Gamma(1,1)} =$$

$$= \frac{1,6 \cdot 0,89352}{2\sqrt{\pi} \cdot 2,1 \cdot 1,1 \cdot 0,95135} = 0,1835;$$

$$\beta = \frac{1}{2\nu+1} = \frac{1}{2 \cdot 1,6+1} = 0,2381; \quad \beta \cdot t = 0,2381 \cdot 8 = 1,905;$$

$$\theta = \frac{1 - \mu_g^2}{E} = \frac{1 - 0,3^2}{10^5} = 9,1 \cdot 10^{-6};$$

Для случая  $\sigma_b^p / \sigma_b^c = 1$

$$K_\mu = \frac{2}{\pi} \sqrt{4\mu^2 (1 - \mu_g + \mu_g^2) + (1 - 2\mu_g)^2} =$$

$$= \frac{2}{\pi} \sqrt{4 \cdot 0,1^2 \cdot (1 - 0,3 + 0,3^2) + (1 - 2 \cdot 0,3)^2} = 0,2787;$$

$R_{\max} / R = 1/100$  – строгание,

$$\sigma_0^i = 1000 \text{ МПа}; \quad P_a = 470 \text{ МПа}$$

$$P_c = 3,26 \cdot E^{2/3} \left( \frac{a_\omega}{\omega_\omega} \right)^{2/3} \cdot p_a^{1/3} = 3,26 \cdot (10^5)^{2/3} \left( \frac{1}{800} \right)^{2/3} \cdot 470^{1/3} = 633,4 \text{ МПа};$$

$$\eta_c = P_a / P_c = 470 / 633,4 = 0,742;$$

$b_v = 5$  (нормальный закон распределения).

С учетом значений приведенных параметров:

$$J_h = C_J \left( \frac{P_a \cdot \theta}{K_v} \right)^{1+\beta t} \cdot \left( \frac{K_\mu}{\sigma_0 \cdot \theta} \right)^t \cdot \left( \frac{R_{\max}}{R} \right)^{\frac{t}{2}(1+\beta)} \cdot (\eta_c \cdot b_v)^{-\beta t} =$$

$$= 0,04237 \left( \frac{470 \cdot 9,1 \cdot 10^{-6}}{0,1835} \right)^{2,905} \cdot \left( \frac{0,2787}{1000 \cdot 9,1 \cdot 10^{-6}} \right)^8 \cdot \left( \frac{1}{100} \right)^{4(1+0,2381)} \cdot (0,742 \cdot 5)^{-1,905} =$$

$$= 0,04237 \cdot 1,81 \cdot 10^{-5} \cdot 7,74 \cdot 10^{11} \cdot 1,2453 \cdot 10^{-10} \cdot 0,0823 = 60,8 \cdot 10^{-7}$$

*№2. Материал пары трения капролон*

Интенсивность изнашивания будем определять для случая упругого контакта по формуле (6.14) при выше приведенных параметрах.

Входящие в формулу (6.14) параметры имеют следующие значения

$$C_J = \frac{\sqrt{2,2} \cdot \Gamma(2,2) \cdot \Gamma(1+1,5)}{4(2,2+1) \cdot \Gamma(2,2+1,5)} = \frac{\sqrt{2,2} \cdot 1,2 \cdot \Gamma(1,2) \cdot 1,5 \cdot \Gamma(1,5)}{4 \cdot 3,2 \cdot 2,7 \cdot 1,7 \cdot \Gamma(1,7)} =$$

$$= \frac{\sqrt{2,2} \cdot 1,2 \cdot 0,91817 \cdot 1,5 \cdot 0,88623}{4 \cdot 3,2 \cdot 2,7 \cdot 1,7 \cdot 0,90864} = 0,0407;$$

$$K_v = \frac{\Gamma(2,2+1)}{2\sqrt{\pi} \cdot \Gamma(2,2+1,5)} = \frac{2,2 \cdot 1,2 \cdot \Gamma(1,2)}{2\sqrt{\pi} \cdot 2,7 \cdot 1,7 \cdot \Gamma(1,7)} = \frac{2,2 \cdot 1,2 \cdot 0,91817}{2\sqrt{\pi} \cdot 2,7 \cdot 1,7 \cdot 0,90864} = 0,164;$$

$$\beta = \frac{1}{2 \cdot 2,2+1} = 0,1852; \quad \beta \cdot t = 0,1852 \cdot 3 = 0,5556;$$

$$\theta = \frac{1-0,4^2}{1500} = 5,6 \cdot 10^{-4};$$

Для случая  $\sigma_b^p / \sigma_b^c \cong 1$

$$K_\mu = \frac{2}{\pi} \sqrt{4 \cdot 0,15^2 \cdot (1-0,4+0,4^2) + (1-2 \cdot 0,4)^2} = 0,2096;$$

$$R_{\max} / R = 1/50$$

$$\sigma_0' = 630 \text{ МПа}; \quad P_a = 67 \text{ МПа}$$

$$P_c = 3,26 \cdot (1500)^{2/3} \left( \frac{1}{5000} \right)^{2/3} \cdot 67^{1/3} = 5,85 \text{ МПа};$$

$$\eta_c = 6,87/5,85 = 11,453;$$

$$b_v = 2 \text{ .}$$

С учетом значений приведенных параметров:

$$J_h = 0,0407 \cdot \left( \frac{67 \cdot 5,6 \cdot 10^{-4}}{0,164} \right)^{1,5556} \cdot \left( \frac{0,2096}{630 \cdot 5,6 \cdot 10^{-4}} \right)^3 \cdot \left( \frac{1}{50} \right)^{1,5(1+0,1852)}$$

$$\cdot (11,453 \cdot 2)^{-0,5556} = 0,0407 \cdot 0,1008 \cdot 0,2097 \cdot 9,54 \cdot 10^{-4} \cdot 0,1756 = 1,44 \cdot 10^{-7}$$

Полученные результаты достаточно хорошо согласуются с расчетными и экспериментальными значениями интенсивностей изнашивания зубчатых колес, приведенных выше [118, 119].



Таким образом, износ увеличивает разность шагов в зацеплении, что вызывает, в свою очередь, увеличение коэффициента  $K_{Hv}$ , учитывающего динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении. Коэффициент  $K_{Hv}$  определяется по формуле [119]:

$$K_{Hv} = 1 + \frac{w_{Hv} b_w}{F_t K_{H\alpha} K_{H\beta}}, \quad (6.28)$$

где  $K_{H\alpha}$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями;  $K_{H\beta}$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине зубчатого венца;  $b_w$  – ширина зубчатого венца;  $F_t$  – окружная сила, прикладываемая к зубу;  $w_{Hv}$  – удельная окружная динамическая сила,

$$w_{Hv} = \delta_H g_0 v \sqrt{\frac{a_w}{u}}. \quad (6.29)$$

Коэффициент  $\delta_H$ , учитывающий влияние зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев, определяется по табл.6.6.

Коэффициент  $g_0$ , учитывающий влияние разности шагов зацепления шестерни и колеса, принимают по табл.6.7.

В формуле (6.29) окружная скорость  $v$  – в м/с, межосевое расстояние  $a_w$  – в мм.

Если значения  $w_{Hv}$ , вычисленные по формуле (6.29), превышают предельные, (указанные в табл.6.8), то их следует принимать этим предельным значениям.

Значения коэффициента  $\delta_H$

Таблица 6.6

Твердость поверхностей зубьев	Вид зубьев	Значение $\delta_H$
При твердости колеса или шестерни $HВ \leq 350$	Прямые без модификации головки	0,006

	Прямые с модификацией головки	0,004
	Косые	0,002
При твердости колеса или шестерни HB>350	Прямые без модификации головки	0,014
	Прямые с модификацией головки	0,010
	Косые	0,004

Значения коэффициента  $g_0$

Таблица 6.7

Модуль m, мм	Значения $g_0$ при степени точности по нормам плавности работы					
	4	5	6	7	8	9
До 3,5	17	28	38	47	56	73
Св. 3,5 до 10	22	31	42	53	61	82
Св. 10	–	37	48	64	73	100

Предельные значения  $w_{Hv}$

Таблица 6.8

Модуль m, мм	Предельные значения $w_{Hv}$ , Н/мм, при степени точности по нормам плавности работы					
	4	5	6	7	8	9
До 3,5	32	85	160	240	380	700
Св. 3,5 до 10	53	105	194	310	410	880
Св. 10	–	150	250	450	590	1050

Таким образом, износ зубчатых колес приводит к увеличению окружного шага и понижению точности зубчатых колес. Как следует из табл.6.8, для колес модуля до 3,5 мм первоначальной степени точности 6 после износа образуется степень точности 7, что приводит к увеличению окружной динамической силы на 23,9% при постоянной скорости вращения  $v$ , соответственно увеличению вибраций и шума.

## 6.6. Определение величины износа для слоя покрытия

Актуальный вопрос, который приходится решать при изготовлении деталей с покрытиями – это установление размеров минимальной толщины остаточного слоя  $P_{min}$ . Существуют разные подходы к определению  $P_{min}$ . В основе каждого из них лежит необходимость включения в данную величину слоя покрытия, рассчитанного на изнашивание  $P_{п.и.}$ , толщину которого рекомендуется определять по известным методикам. Для этого необходимо знать закономерность протекания износа. Так, в общем случае, в условиях сухого и граничного трения скорость изнашивания выражается зависимостью:

$$y = c \cdot p_a^m \cdot v^n, \quad (6.30)$$

где  $p_a$  – номинальное среднее давление на поверхности трения, МПа;  $v$  – линейная скорость, м/с;  $c$ ,  $m$ ,  $n$  – коэффициенты, характеризующие износостойкость материалов пары трения, работающей в данных условиях (смазка, состояние трущихся поверхностей и т.д.), показатели степени соответственно определяются из эксперимента или принимаются по результатам эксплуатации аналога.

С другой стороны, при расчетах для большинства случаев можно принять линейную зависимость между временем работы детали в узле  $T$  и величиной линейного износа  $U$ :

$$y = \frac{U}{T} \quad (6.31)$$

Приравняв правые части равенств (5.30) и (5.31) и выразив отсюда величину линейного износа, получим следующую зависимость:

$$U = c \cdot p_a^m \cdot v^n \cdot T. \quad (6.32)$$

Именно эта величина в основном и будет определять толщину эксплуатационного слоя покрытия  $P_{п.и.}$ . Однако на практике, когда речь заходит о долговечности машин, требуется установить величину предельного износа  $U_{max}$ . В этом случае можно выделить три варианта, определяющих назначение толщины покрытия на износ.

1. Толщина слоя покрытия равна величине предельного износа. В процессе эксплуатации происходит полный износ нанесенного слоя, в результате чего машина не может больше работать.

2. Толщина слоя покрытия больше величины предельного износа. Однако, в процессе эксплуатации остаточный слой приводит к попаданию машины и узлов в зону интенсивного износа.

3. Толщина слоя покрытия больше величины предельного износа и определяется из расчета допустимых или регламентируемых пределов износа.

В узлах трения, где используют плазменные покрытия, чаще всего применяется третий вариант. В этом случае, детали восстанавливают при периодических плановых ремонтах. Тогда толщина остаточного слоя покрытия должна обеспечить условия эксплуатации и получение ремонтных размеров ( $r_{max1}, r_{min1}, \dots, r_{maxk}, r_{mink}$ ). Толщина покрытия  $P_{p.min}$ , обеспечивающая межремонтный период, определяется износом детали между двумя плановыми ремонтами  $U_{м.п.}$  и минимальным суммарным припуском на обработку покрытия  $Z_{\Sigma min}$ :

$$P_{p.min} = U_{м.п.} + Z_{\Sigma min}. \quad (6.33)$$

Износ детали между двумя плановыми ремонтами равен:

$$U_{м.п.} = c \cdot p_a^m \cdot v^n \cdot T_l, \quad (6.34)$$

где  $T_l$  – длительность межремонтного периода.

Причем длительность работы детали в узле

$$T = (k + 1) \cdot T_l, \quad (6.35)$$

где  $k$  – количество ремонтных размеров.

Тогда, в соответствии с выражениями (6.32) и (6.34) суммарный износ за время работы детали в узле определится так:

$$U_{\Sigma} = c \cdot p_a^m \cdot v^n \cdot (k + 1) \cdot T_l, \quad (6.36)$$

С учетом вышеизложенного выражение для расчета толщины слоя покрытия, рассчитанного на изнашивание, можно записать в следующем виде:

$$P_{\text{п.и.}} = (k + 1) \cdot c \cdot p_a^m \cdot v^n \cdot T_l + k \cdot (Z_{\Sigma \text{min}} + Tr). \quad (6.37)$$

Дополнительная толщина покрытия  $P_{\text{п.и.}}$  должна быть достаточной для нормального функционирования изделия при достижении детали предельно допустимого износа. Ее величина определяется в зависимости от условий работы детали. Например, по данным профессора Крагельского И.В. [111], при работе в условиях трения предельный максимальный износ не должен превышать 80% толщины износостойкого слоя. То есть на величину  $P_{\text{п.и.}}$  приходится всего 20% от общего слоя.

В состав слагаемых выражения для определения минимальной толщины остаточного слоя покрытия должна входить величина переходного слоя  $P_l$  между материалом покрытия и основы. Данная величина определяется особенностями процесса нанесения плазменного покрытия или создается целенаправленно. Решение контактной задачи для соединений с покрытием приведено в работе [27].

1. Получены основные уравнения изнашивания поверхности с использованием функции распределения ординат профиля.

2. В основу формулы для расчета сближения поверхностей положены зависимости Г.Герца с учетом как упругого, так и пластического взаимодействия.

3. Полученные зависимости используются для расчета интенсивности изнашивания цилиндрических соединений и зубчатого зацепления.

Узнайте стоимость написания студенческой работы на заказ  
<http://учебники.информ2000.рф/napisat-diplom.shtml>

4. Оценка величины износа цилиндрических соединений показала, что зазор увеличивается на 17% от номинального, в зубчатом зацеплении погрешность окружного шага за счет износа привела к увеличению коэффициента динамики на 23,9%, что соответственно увеличило динамические нагрузки в зацеплении, и, следовательно, повышению шума.

## **ГЛАВА 7. МЕТОД ГРАНИЧНЫХ (ПОВЕРХНОСТНЫХ) И ОБЪЕМНЫХ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ**

### **7.1. Модели, применяемые для анализа технологического оборудования**

Процедура анализа заключается в исследовании проектируемого объекта или его описания, направленного на получение полезной информации о свойствах объекта. Цель анализа – проверка работоспособностей объекта, его экологичности и его сопоставлений с первичным описанием (верификация).

Это осуществляется на основе функционального проектирования, осуществляемого с помощью функциональных математических моделей. Формой математической модели является система уравнений, выражающих связь между фазовыми векторами  $\{V\}$ , величины, характеризующие свойства системы на выходных проектируемого объекта и внешними  $\{Q\}$ , (характеризуют состояние внешней по отношению к объекту внешней среды) и независимыми параметрами  $\{Z\}$  [80].

Решением системы уравнений  $f(\{V\}, \{Q\}, \{Z\})=0$  является определение выходных параметров и их оценка.

Для решения системы уравнений  $f=0$  разработаны различные методы, подробный обзор которых приведен в работе [81].

Выбор того или иного метода при решении контактных задач определяют специальные граничные условия (ограничения) [81].

Граничные условия, формулируемые для технологических контактных задач (см. табл. ), определяются геометрическими и физико-механическими характеристиками стыкуемых тел и их поверхностей и существенно отличаются от условий, формулируемых для классических конструкционных контактных задач. Для отображения их специфики необходима разработка метода описания контактирующих тел, свойства которых приближаются к свойствам реального прототипа.

Для классических и конструкционных контактных задач эти ограничения выражают условие непроникания, третий закон Ньютона о равенстве действия и противодействия и закон поверхностного трения. Проекция условий на нормаль предотвращают взаимное проникновение несмешивающихся сред, а касательные проекции представляют трение контактирующих поверхностей.

Моделирование прочностных, жесткостных, тепловых, экологических и других показателей приводит к решению линейных и нелинейных уравнений в частных производных. Существуют традиционные математические средства, позволяющие получить в определенных случаях (анализ Фурье, разложение в ряд и т.д.) , но для решения конкретных проблем, возникающих в науке и технике, невозможно обойтись без использования численных методов.

Разработаны методы численного решения уравнений в частных производных.

Наиболее используемые из них – методы конечных разностей, конечных элементов и метод граничных элементов [81, 82, 26].

Идея метода конечных разностей состоит в разбиении прямоугольной сеткой области, в которой решается уравнение, и дискретизации дифференциального оператора. Решая линейную систему уравнений находят приближенные решения в узлах решетки.

Основные трудности связаны с учетом граничных условий, если граница области имеет сложную геометрическую форму.

В этом отношении МКЭ элементов позволяет учитывать сложные области. Суть метода состоит из дискретизации областей конечными элементами, состыкуемых сторонами и в узлах. Решением линейных уравнений отыскиваются решения в узлах сетки.

Метод граничных элементов получается после аппроксимации подинтегральных функций в интегральных уравнениях отрезками, внутри



которых подинтегральная функция сохраняет постоянное значение.

Эти задачи, решаемые математическими методами, относятся к классу задач, известных как краевые задачи.

Для краевых задач характерно наличие некоторой области  $R$ , лежащей внутри границы  $S$ . Задача в области  $R$  моделируется интегродифференциальными уравнением в частных производных, решение которых, отыскивается при определенных ограниченных условиях, заданных на границе области.

В краевой задаче в виде граничных условий задаются только части параметров, тогда как остальные отыскиваются в ходе решения задачи. Например, если заданы смещения, то напряжения на границе отыскиваются как часть решения задачи.

Известны два подхода к решению краевых задач, аналитические и численные. Аналитические решения получаются, когда область  $R$  однородная, геометрические и граничные условия на контуре сравнительно просты. Например, контактная задача Г.Герца. Решение как правило, состоит из двух частей. В начале отыскиваются перемещения в полуплоскости, в полу - или четверти пространства от воздействия сосредоточенной силы. Такое решение хорошо ведет себя в области  $R$ , кроме точки приложения силы, где имеет место неопределенность (сингулярность). Затем, если в теле несколько точек приложения сил, то для отыскания решения результаты воздействия каждой силы суммируются на основе функции влияния.

Для реальных случаев взаимодействия, где геометрия, граничные условия достаточно сложны, область  $R$  неоднородна (так называемые конструктивные и технологические (имитационные) контактные задачи), процесс нельзя описать простыми аналитическими зависимостями, используются численные методы, которые можно разделить на два отчетливых класса: класс, который требует аппроксимации всех областей  $R$

внутри и на границе  $S$ , и класс, который требует аппроксимации только на границы  $S$ . В первый класс входят методы конечных разностей и метод конечных элементов, во второй – метод граничных элементов и полуаналитический метод конечных элементов [82].

Для иллюстрации различий между этими двумя, типами вычислительных приемов сопоставим методы конечных элементов с методами граничных элементов.

Для простоты представим  $R$  двумерной плоской областью, ограниченной областью  $S$  (рис.7.1).

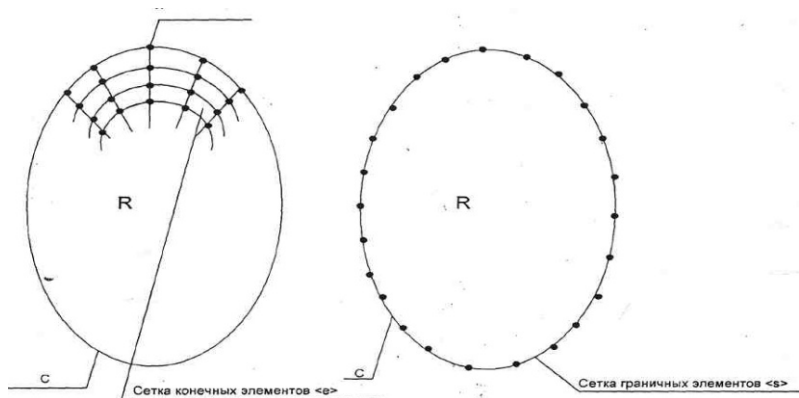


Рис.7.1. Сравнение методов контактных и граничных элементов

Метод конечных элементов требует, чтобы вся область  $R$  была разбита, как показано на рис.7.1,а на сетку элементов  $\langle e \rangle$ . При этом цель состоит в отыскании решения задачи в узлах выражается в простой приближенной форме, через значения в узлах. Связывая эти приближенные выражения с исходными интегро-дифференциальными уравнения в частных производных; в конечном счете, приходим к системе линейных алгебраических уравнений, в которых неизвестные параметры – узловые значения в  $R$  – выражаются через известные величины в узлах сетки, находящиеся на границы сетки или внутри нее.

Получается большая, но разреженная система уравнений. Такая

система содержит большое количество неизвестных параметров и, следовательно, большое число линейных уравнений, но каждое уравнение включает в явном виде часть неизвестных параметров.

В методах граничных элементов на элементы разбивается только граница  $S$  области, как показано на рис.7.1,б. Численные решения строятся на основе полученных аналитических решений для простых сингулярных задач таким образом, чтобы удовлетворить приближенно заданным граничным условиям на каждом элементе контура  $S$ . Поскольку каждое сингулярное решение удовлетворяет в  $R$  определяющим интегро-дифференциальным уравнениям в частных производных, в этом случае нет необходимости делить саму область  $R$  на сетку элементов. Система уравнений, подлежащих решению, оказывается значительно меньше, чем система, которую надо делить в той же краевой задаче, если использовать метод конечных элементов, однако, уравнения в этом случае будут неразряженные.

Метод граничных элементов развивается в двух различных направлениях: первое – интуитивный подход, второе – математическая проработка на основе теории потенциалов. При интуитивном физическом подходе, подобно изложенному выше сначала отыскиваются сингулярности, удовлетворяющие заданным граничным условиям, а затем через эти решения вычисляются остальные граничные параметры. В математической модели первый этап исключается путем использования фундаментальных интегральных теорий.

## **7.2. Концепция моделирования тел поверхностными и объемными конечными элементами**

В процессе сквозного проектирования и изготовления, а также эксплуатации технологического оборудования возникает задача моделирования, с помощью которой в результате анализа можно судить о соответствии показателей машины ее служебному назначению. Для описа-

ния образа конструкции используется твердотельное моделирование [83], давая представление об образе и параметрах конструкции, является неполным, т.к. из него нельзя извлечь необходимую математическую информацию для проведения необходимых расчетов на прочность, жесткость, точность, экологичность и т.д.

Кроме того, не удастся учесть следующие особенности:

1. Влияние отклонений формы, положения поверхностей деталей, в звеньях цепи, которые при контактировании их друг с другом влияют на показатели качества силовой размерной цепи.

2. Объемы, из которых образуются звенья цепи по своим геометрическим формам и физико-механическим свойствам не однородны и могут отличаться в значительной мере как внутри самого объема, так и от свойств поверхностных слоев. Например физико-механические свойства материала покрытия поверхности детали, полученной в результате химико-термической обработки или механического упрочнения, отличаются от свойств подложки.

3. Звенья цепи контактируют между собой в различных условиях, определяемых геометрией стыкуемых поверхностей: при отсутствии или действии сил трения, наличия в стыках промежуточного слоя смазки, как в жидкой, так и в твердой фазах, свойствами материалов и нагрузками.

Отличительной особенностью предлагаемого подхода является разработка метода отображения размерной и физико-механической информации, позволяющей в значительной мере учесть отмеченные особенности. Это достигается представлением образа детали комплексным набором проволочных, каркасных и твердотельных тел. Например, твердотельное описание трехмерными телами дает представление об объеме, проволочное и каркасное – о свойствах поверхностного слоя объема и его геометрии.

Проволочное и каркасное описания позволяют представить гео-

метрическую форму поверхностей деталей, однако такое описание хотя и позволяет описать геометрический образ детали, приближенный к реальному прототипу, но не устраняет понятие абсолютной жесткости. Отказ от понятия «твердотельности» или «абсолютной жесткости» тел и придание им свойств «гибкости» (нетвердотельности), т.е. деформативности и других свойств достигаются аппроксимацией макросов на конечные элементы объемного, каркасного и проволочного типа, а так же их сочетаниями, образующими модули, с приданием им соответствующих физико-механических и геометрических свойств [80].

Приведенные примеры представления схемы взаимодействий звеньев в силовой цепи показали, что математическая модель обладает рядом свойств:

1. Модель имеет значительное число геометрических, физико-механических параметров, характеристик рельефа и т.д.

2. Ряд констант, входящих в расчетную схему, являются случайными величинами со своими законами распределения. К ним относятся, например: параметры отклонений формы и положения поверхностей, микрорельефа, свойств материалов и т.д.

3. Нелинейность, вызываемая как процессами упруго-пластической деформацией тел, так и параметрами, характеризующими положение областей контакта.

4. Ограничения различных типов, записываемых в виде краевых и граничных условий.

5. Зависимость констант от времени.

Для реализации модели, которая учитывала бы перечисленные особенности, используется дискретная модель, базирующаяся на использовании конечных элементов трех типов: балочных, поверхностных и объемных, как отдельно, так и комплексно.

Введем следующие обозначения (приведенные в табл.7.1).

Рассмотрим взаимодействие двух звеньев числовой цепи 1 и 2 (см. рис.7.1).

Основная концепция предложенной модели строится следующим образом:

1. Геометрические образы звеньев представляются множеством  $\langle \Phi \rangle$  фиксированных узлов.

### Описание объектов

Таблица 7.1

	Узлы	Конечные элементы
Геометрические образы внутренних объемов	$\langle \Phi_F \rangle$	$\langle e_F \rangle$
Трехмерный объем	$\langle \Phi_{FV} \rangle$	$\langle e_{FV} \rangle$
Объем оболочечного типа	$\langle \Phi_{FF} \rangle$	$\langle e_{FF} \rangle$
Объем стержневого типа	$\langle \Phi_{FI} \rangle$	$\langle e_{FI} \rangle$
Геометрический образ поверхностей	$\langle \Phi_S \rangle$	$\langle e_S \rangle$
Идеальный геометрический образ	$\langle \Phi_{SU} \rangle$	$\langle e_{SU} \rangle$
Отклонение формы и положений поверхности	$\langle \Phi_{SP} \rangle$	$\langle e_{SP} \rangle$
Шероховатость	$\langle \Phi_{SP} \rangle$	$\langle e_{SP} \rangle$
Контакты	$\langle \Phi_H \rangle$	$\langle e_H \rangle$
Контактирующие узлы	$\langle \Phi_{HK} \rangle$	$\langle e_{HK} \rangle$
Идеальная форма контактирующих поверхностей	$\langle \Phi_{HU} \rangle$	$\langle e_{HU} \rangle$
Отклонение от идеальной формы поверхностей	$\langle \Phi_{HI} \rangle$	$\langle e_{HI} \rangle$
Узлы, определяющие прикладываемость нагрузки	$\langle \Phi_Q \rangle$	$\langle e_Q \rangle$
Нагрузки, прикладываемые к объекту	$\langle \Phi_{QV} \rangle$	$\langle e_{QV} \rangle$
Нагрузки, прикладываемые к поверхности	$\langle \Phi_{QP} \rangle$	$\langle e_{QP} \rangle$
Нагрузки, приложенные к узлам	$\langle \Phi_{QI} \rangle$	$\langle e_{QI} \rangle$
Граничные условия	$\langle \Phi_\phi \rangle$	$\langle e_\phi \rangle$
Граничные условия, прикладываемые к объему	$\langle \Phi_{\phi V} \rangle$	$\langle e_{\phi V} \rangle$

Граничные условия, прикладываемые к поверхности	$\langle \Phi_{\text{ФР}} \rangle$	$\langle e_{\text{ФР}} \rangle$
Граничные условия, прикладываемые к узлу	$\langle \Phi_{\text{ФГ}} \rangle$	$\langle e_{\text{ФГ}} \rangle$

2. На множестве  $\langle \Phi \rangle$  выделяются подмножества:  $\langle \Phi_{\text{F}} \rangle$  – описывающие геометрические образы объемов;  $\langle \Phi_{\text{S}} \rangle$  – геометрические образы звеньев 1 и 2;  $\langle \Phi_{\text{H}} \rangle$  – геометрический образ контакта в стыке;  $\langle \Phi_{\text{Q}} \rangle$  – узлы, определяющие характер прикладываемых нагрузок;  $\langle \Phi_{\text{Ф}} \rangle$  – узлы, определяющие граничные условия (см. рис.7.1).

$$\langle \Phi \rangle = \langle \langle \Phi_{\text{F}} \rangle, \langle \Phi_{\text{S}} \rangle, \langle \Phi_{\text{H}} \rangle, \langle \Phi_{\text{Q}} \rangle, \langle \Phi_{\text{Ф}} \rangle \rangle$$

3. На множестве  $\langle \Phi_{\text{F}} \rangle$  выделяются подмножества  $\langle \Phi_{\text{FV}} \rangle$ ,  $\langle \Phi_{\text{FP}} \rangle$ ,  $\langle \Phi_{\text{FI}} \rangle$  узлов, описывающие геометрические образы внутренних объемов, содержащих тела соответственно объемного, оболочного и балочного типов.

$$\langle \Phi_{\text{F}} \rangle = \langle \langle \Phi_{\text{FV}} \rangle, \langle \Phi_{\text{FP}} \rangle, \langle \Phi_{\text{FI}} \rangle \rangle.$$

4. На множестве  $\langle \Phi_{\text{F}} \rangle$  выделяются подмножества:  $\langle \Phi_{\text{S}} \rangle$  – описывающие геометрический образ поверхностей, состоящие из подмножества  $\langle \Phi_{\text{SU}} \rangle$ , описывающее идеальный геометрический образ;  $\langle \Phi_{\text{SP}} \rangle$  – описывающее геометрический образ изделий с учетом отклонения формы и положения поверхностей;  $\langle \Phi_{\text{SR}} \rangle$  – шероховатость поверхностей.

$$\langle \Phi_{\text{S}} \rangle = \langle \langle \Phi_{\text{SU}} \rangle, \langle \Phi_{\text{SP}} \rangle, \langle \Phi_{\text{SR}} \rangle \rangle$$

5. Между звеньями установлены конструктивные связи. Эти связи передаются посредством контактного взаимодействия. Для описания контактного взаимодействия на множестве  $\langle \Phi_{\text{H}} \rangle$  выделяются подмножества  $\langle \Phi_{\text{HK}} \rangle$  попарно контактирующих узлов. Так как контактирующие тела имеют реальный геометрический контур, характеризуемый отклонениями размеров, формы, и положений стыкуемых поверхностей выделяется подмножества  $\langle \Phi_{\text{HU}} \rangle$  и  $\langle \Phi_{\text{HF}} \rangle$  описывающие идеальную форму и отклонения стыкуемых поверхностей.

$$\langle \Phi_{\text{H}} \rangle = \langle \langle \Phi_{\text{HR}} \rangle, \langle \Phi_{\text{HU}} \rangle, \langle \Phi_{\text{HF}} \rangle \rangle$$

6. Узлы, образующие множества  $\langle \Phi_F \rangle \langle \Phi_H \rangle \langle \Phi_S \rangle$  соединяются вообразаемыми линиями и поверхностями. В результате этого поверхности звеньев представляются совокупностью поверхностных  $\langle e_S \rangle$ , а структура множеством  $\langle e_F \rangle$  объемы конечных элементов, контактный слой контактными элементами  $\langle e_H \rangle$ .

Детали аппроксимируются наборами конечных элементов (см. табл.7.1) объемы  $\langle e_F \rangle = \langle \langle e_{FV} \rangle, \langle e_{FP} \rangle, \langle e_{FR} \rangle \rangle$ ; геометрический образ  $\langle e_S \rangle = \langle \langle e_{SV} \rangle, \langle e_{SP} \rangle, \langle e_{SR} \rangle \rangle$ ; контакт  $\langle e_H \rangle = \langle \langle e_{HK} \rangle, \langle e_{HU} \rangle, \langle e_{HF} \rangle \rangle$

1. Непрерывные величины (поверхность, поле перемещений-, температуры и т.д.) аппроксимируются на каждом элементе заранее заданной функцией.

2. Так как совокупности конечных элементов или отдельные конечные элементы связываются между собой в заранее заданных узлах, то предполагается, что взаимодействие между элементами осуществляется через эти узлы, причем характер взаимодействия определяется характером связи между узлами.

3. Определяются действующие силы  $\langle Q \rangle$ , тепловые факторы и множество узлов  $\langle \Phi_Q \rangle$  и соответствующие им конечные  $\langle e_Q \rangle$ .

Совокупность узлов  $\langle \Phi_Q \rangle$  и соответствующие или конечные элементы  $\langle e_{QV} \rangle$  для учета нагрузок, прикладываемых к объему. Для нагрузок, прикладываемых к поверхности

$\langle \Phi_{QR} \rangle \rightarrow \langle e_{QR} \rangle$  узловые нагрузки  $\langle \Phi_{QR} \rangle$ .

4. Для исключения перемещений звеньев 1 и 2 как абсолютно твердых тел вводятся граничные условия, набор номеров узлов  $\langle \Phi_{\phi} \rangle$ ,  $\langle \Phi_{\phi V} \rangle$ ,  $\langle \Phi_{\phi P} \rangle$ ,  $\langle \Phi_{\phi R} \rangle$  и соответствующих им элементов  $\langle e_{\phi V} \rangle$ ,  $\langle e_{\phi P} \rangle$  в  $\langle e_{QR} \rangle$ , где поля перемещений температур и т.д. заданы.

5. Выбирается метод или принцип на основе которого строится схема сопряжения элементов.

Так как ансамбль граничных (поверхностных) и объемных конеч-



ных элементов в совокупности аппроксимирует исследуемую конструкцию, то после определения узловых параметров считается, что конструкция определена (перемещения, температура, контактные давления и т.д.).

Схема сопряжения показана на рис.7.2.

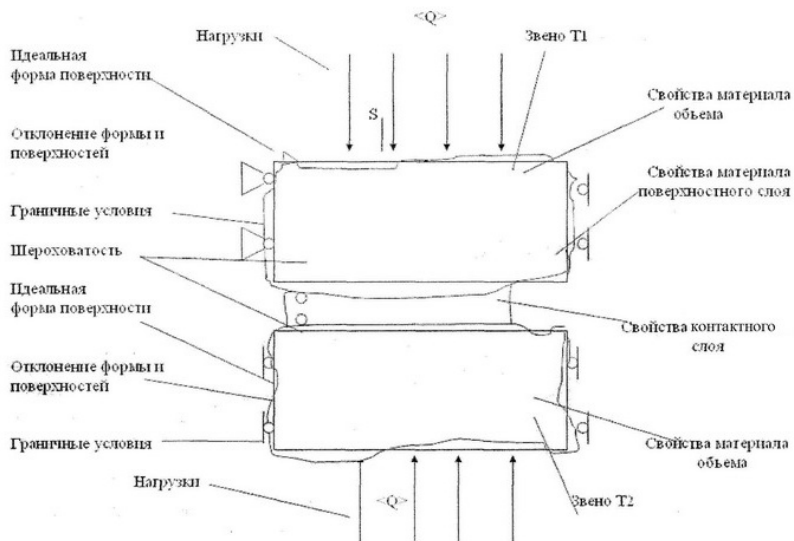


Рис.7.2. Используемые конечные элементы

Предложенное представление контакта тел элементарной ячейки (см. рис.7.2) позволяет, во-первых, выделить геометрические свойства поверхности и физико-механические свойства поверхностных слоев; во-вторых, геометрический образ объема, приближенный к реальному прототипу и его физико-механические свойства, которые могут отличаться от свойств поверхностных слоев.

Такое представление дает дополнительное преимущество при кодировке узлов, т.к. основывается на следующем допущении: параметры отклонений формы и положения, волнистости и шероховатости поверхностей, образующих наружный контур детали, малы по сравнению с

собственными размерами.

Но вызывают существенное перераспределение координат приложения контактных напряжений в стыках и не влияют на элементы глобальной матрицы жесткости.

Предложенная модель описания геометрических образов элементарной ячейки иллюстрируется представлением детали с нанесенным на ее поверхность покрытием.

Модель может быть использована при решении задачи методом поверхностных элементов (см. подраздел 7.4) и метода конечных элементов (см. подраздел 7.5).

### **7.3. Моделирование контактных задач деталей с покрытиями**

В настоящее время широко применяются методы нанесения покрытий на взаимодействующие поверхности деталей.

Для оценки их прочности необходимо изучение напряженного состояния покрытий.

Рассмотрим характер двух видов контактного взаимодействия:

- детали с покрытием и инструмента при обработке;
- обоймы подшипника с вкладышем при работе.

При обработке наносимый слой 1 покрытия (рис.7.3,а) находится в сложном напряжённом состоянии. На него действуют усилия резания  $R$  и температурные факторы  $T^0$  со стороны инструмента 2, с другой стороны, между слоем 1 и основой 3 возникают контактные напряжения  $\sigma_{FH}$  и  $\sigma_F$ , которые могут привести к отрыву самого слоя [84].

При эксплуатации со стороны втулки 1 (рис.7.3,б) на слой 2 действуют контактные напряжения  $\sigma_H$ , распределённые на интервале  $2a$  и контактные напряжения  $\sigma_F$  и  $\sigma_{FH}$ , возникающие в стыке «слой 2 – основа 3».

Для обеспечения нормальных условий эксплуатации должны вы-

полняться условия. Контактные максимальные напряжения  $\sigma_{H\max}$  должны быть меньше допускаемых  $[\sigma_H]$ :

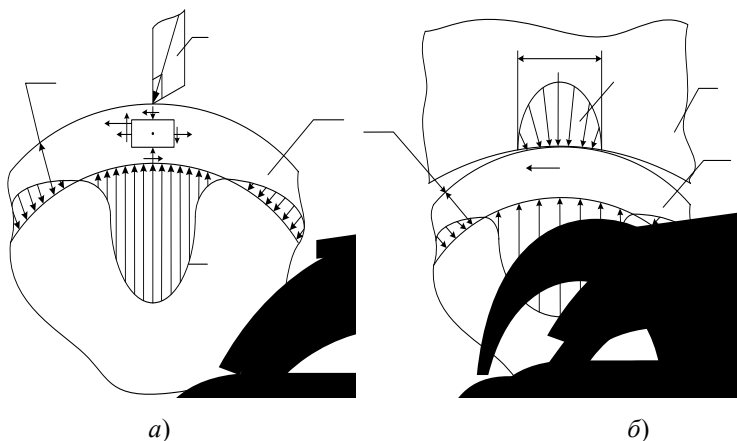


Рис.7.3. Виды деталей с покрытиями. а) на обрабатываемой детали  
б) на взаимодействующих деталях

$$\sigma_{H\max} \leq [\sigma_H].$$

Эквивалентные напряжения  $\sigma_{экр}$  устанавливаются в соответствии между сложным напряжённым состоянием и одноосным растяжением;

Эквивалентные напряжения  $\sigma_{экр}$  в кольце должны быть меньше допускаемых  $[\sigma]$ ;

$$\sigma_{экр} \leq [\sigma].$$

Напряжения  $\sigma_F$ , возникающие в стыке подложка – основание, должны быть также меньше допускаемых:

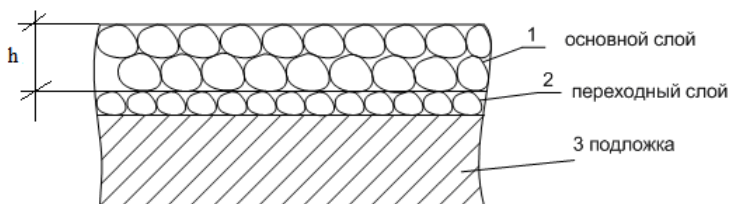
$$\sigma_F \leq [\sigma_F].$$

Дополнительным условием, вытекающим из свойств переходного слоя, является то, что сжимающие напряжения  $\sigma_{FH\max}$  в переходном слое должны быть меньше допускаемых  $\sigma_{FH\max}$ :

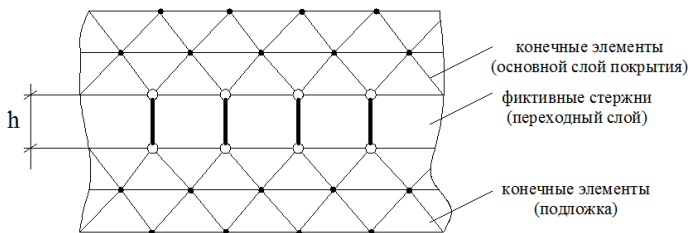
$$\sigma_{FH\max} \leq [\sigma_{FH}].$$

При нанесении покрытия по толщине конструкция узла состоит из основного 1 и переходного 2 слоев (рис.7.4,*a*). Переходной слой между основным металлом 3 (подложкой) и материалом покрытия отличается химическим составом, структурой и свойствами материала покрытия. При этом толщина  $h$  слоя материала составляет величину порядка  $h = 0,3-3,0$  мм. Исходя из толщины основного слоя 1 (рис.7.4,*a*) в основу расчета может быть положена пластинчато-стержневая модель, где стержнями эквивалентной жесткости моделируются свойства переходного слоя 2, а основной слой моделируется либо плоскими треугольными или пространственными тетраэдрального типа конечными элементами (рис.7.4,*б*), либо балочными функциями.

*a*)



*б*)



*в*)

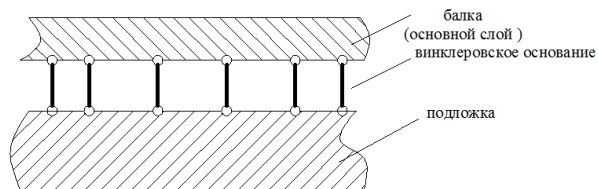


Рис.7.4. Схема покрытия (а); его разбиение на конечные элементы (б);  
балочное представление (в)

При нанесении тонких покрытий  $n \leq 0,3$  мм приводится идеализированная схема композиционного многослойного покрытия, состоящего из нескольких слоёв: 1 – наружный слой, осуществляющий контактное взаимодействие с обрабатываемым материалом; 2, 4 – промежуточные слои с переменными свойствами, осуществляющие связь между слоями 1, 3 и 5; 3 – барьерный слой, увеличивающий термодинамическую устойчивость покрытия или выполняющий другие функции; 5 – слой, связывающий покрытие и инструментальный материал (рис.7.5).

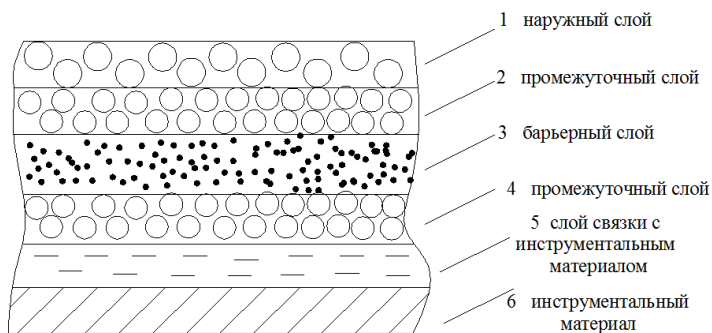


Рис.7.5. Схема многослойного покрытия

Например, толщины вакуумно-плазменных покрытий составляют величины порядка 4–7 мкм. При изготовлении покрытий многослойными – толщина покрытий будет на порядок меньше толщины подложки.

В этом случае моделью является представление наружного слоя

конечной оболочкой, которая аппроксимируется конечными элементами (е) оболочечного типа, связанными в узлах  $г$  фиктивными стержнями  $i, j, k$ , ориентированными вдоль осей координат (рис.7.6).

Большая размерность возникающих задач часто заставляет ограничиться рассмотрением одного слоя.

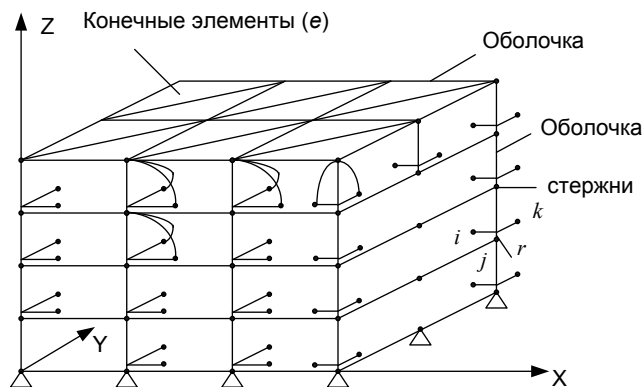


Рис.7.6. Схема модели расчета контактной задачи

Для оценки напряженно-деформированного состояния при взаимодействии деталей с покрытием необходимо решить несколько разнородных задач:

- 1) выбор метода моделирования объема деталей с покрытием;
- 2) выбор метода решения контактной задачи.

Контактные задачи предлагается решать методом машинных имитационных экспериментов в классе имитационных контактных задач. Под имитацией обычно понимают численный метод проведения на цифровых вычислительных машинах экспериментов с математическими моделями, описывающими поведение сложных систем в течение продолжительных периодов времени [46].

Для имитационной контактной задачи рассматривается взаимодействие нескольких упругих тел. Заданы геометрические образы тел.

Контуры стыкуемых поверхностей заданы с учетом отклонений их формы, положения и случайного состояния рельефа. Тела соприкасаются между собой до приложения внешних нагрузок в точках или по некоторым областям, которые заранее известны. Задан главный вектор и главный момент, прижимающие тела друг к другу. При нагружении тел необходимо определить границы областей контакта. Также подлежат определению законы распределения нормальных и касательных контактных давлений, а также перемещения обрабатываемых или исследуемых поверхностей.

В этом случае для решения поставленной задачи форма тел и их объемы одновременно аппроксимируются конечными элементами трех типов: объемными, поверхностными и проволочными. Такой подход позволяет одновременно учитывать как физико-механические свойства поверхностей, так и особенности их формы. Например, свойства деталей с покрытиями представляются элементами двух типов: покрытия – оболочечными или пластинчатыми, массивное тело – объемными конечными элементами. Рельеф поверхности моделируется оболочечными или пластинчатыми, толщины которых изменяются при каждой реализации случайного процесса. При такой аппроксимации решение ведется как методами конечных, так и граничных элементов.

При каждой реализации случайного процесса отыскиваются точки или области первоначального контакта и зазоры между узлами сетки граничных элементов. Формируются матрицы, характеризующие условия совместности деформаций и неизвестные контактные нагрузки, области контакта и глобальные матрицы жесткости, описывающие всю систему тел. Области контакта и неизвестные контактные нагрузки находятся итерационным методом на основе условия ограниченности давлений.

Вторым важным вопросом, возникающим при моделировании, яв-

ляется задание внешней нагрузки, действующей как при обработке, так и при эксплуатации. При обработке возможны два варианта – это лезвийная или абразивная обработка наносимого покрытия, кроме того, в зоне обработки действуют температурные факторы. В этом случае усилия резания  $R$  и значения температур  $T^0$  задаются на основании известных из теории резания зависимостей. При эксплуатации соединения нагрузки  $\sigma_H$  определяются путем решения контактной задачи для всего соединения. Принимается статическое нагружение и исходные нагрузки определяются на основе известного решения Г.Герца, либо решением контактной задачи методом граничных или конечных элементов.

#### **7.4. Контакт вала с цилиндрическим отверстием, армированным напрессованным кольцом**

Рассмотрим при помощи метода конечных элементов тесный контакт цилиндра 1 с цилиндрическим вырезом 2, снабженным бандажом 3, для случая, при котором точка  $A_0$  первоначального касания лежит на линии действия силы  $P$ , сжимающей тела.

Расчетная схема поставленной контактной задачи предложенной Н.В.Косовой и показана на рис.7.7, решение ведется при следующих допущениях [85]:

1. Поверхности соприкасающихся тел абсолютно гладкие;
2. Радиусы взаимодействующих поверхностей близки;
3. Поверхности втулки 3 и вала 1 первоначально касаются в точке  $A_0$ , находящейся на линии действия заданной радиальной силы  $P$ ;
4. Относительный поворот вокруг точки  $A_0$  отсутствует;
5. Силами трения пренебрегаем;
6. Втулка 3 представляет из себя кривой брус малой кривизны, лежащий на винклеровском основании;
7. Корпус 2 рассматриваем как упругую плоскость, поэтому изгибными деформациями пренебрегаем.



На рис.7.7 введены следующие обозначения:  $\varphi_0$  – половина угла, охватывающего дугу контакта;  $r_1$  – радиус вала;  $r_2$  – радиус внутренней окружности втулки;  $\varphi'$  – центральный угол, определяющий положение элементарной площадки контакта – КМ;  $\varphi$  – центральный угол, определяющий положение точек А, В, в которых рассматривается напряжение (перемещение);  $p(\varphi')$  – удельное давление между соприкасающимися цилиндрами, являющееся функцией угла  $\varphi'$ ;  $\varepsilon(\varphi)$  – радиальный зазор между втулкой и валом.

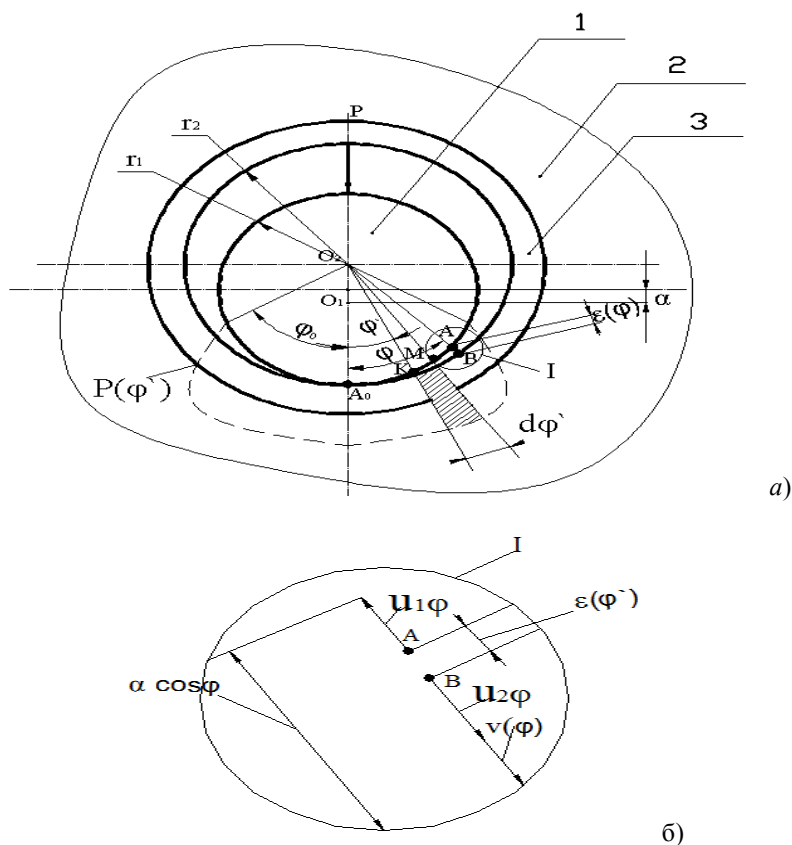


Рис.7.7. Расчетная схема задачи

Деформации контактирующих тел будем рассматривать согласно принципу суперпозиции, как сумму контактных деформаций поверхностей и изгибных деформаций упругой втулки. По принятой расчетной схеме взаимодействия поверхностей (рис.7.7) зависимость между перемещениями точек А и В запишется в виде

$$u_{1\varphi} + u_{2\varphi} + v(\varphi) + \varepsilon(\varphi) = \alpha \cdot \cos \varphi, \quad (7.1)$$

где  $u_{1\varphi}; u_{2\varphi}$  – контактные перемещения точек А и В;  $v(\varphi)$  – изгибные перемещения втулки в точке В;  $\varepsilon(\varphi)$  – величина радиального зазора;  $\alpha$  – величина сближения поверхностей в точке  $A_0$ .

Упругие контактные перемещения  $u_{1\varphi}$  и  $u_{2\varphi}$  принимаются равными упругим перемещениям сплошных цилиндров, нагруженных диаметрально направленными силами  $P(\varphi')$ , распределенными в интервале  $(-\varphi_0; \varphi_0)$  [1].

Для вала

$$u_{1\varphi} = \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} P(\varphi') r_1 \left\{ -2\nu_1 \left[ 1 + \cos(\varphi - \varphi') \ln \operatorname{tg} \frac{|\varphi - \varphi'|}{2} + \chi_1 \sin |\varphi - \varphi'| \right] \right\} d\varphi'; \quad (7.2)$$

для втулки

$$u_{2\varphi} = \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} P(\varphi') r_2 \left[ 2\nu_2 \cos(\varphi - \varphi') \ln \operatorname{tg} \frac{|\varphi - \varphi'|}{2} + \chi_2 \sin |\varphi - \varphi'| \right] d\varphi', \quad (7.3)$$

где  $\nu_{1,2} = \frac{1 - \mu_{1,2}}{\pi E_{1,2}}$ ;  $\chi_{1,2} = \frac{(1 + \mu_{1,2})(1 - 2\mu_{1,2})}{2E_{1,2}}$  – параметры упругости наружной и внутренней поверхностей;  $E_{1,2}$ ;  $\mu_{1,2}$  – соответственно модули продольной упругости и коэффициенты Пуассона наружной и внутренней поверхностей.

Для определения упругих перемещений втулки воспользуемся зависимостью, полученной при исследовании втулки, помещенной с натя-

гом в упругий бесконечный корпус, находящийся под действием радиально сосредоточенной силы  $P$ .

Функция влияния для изгибных перемещений втулки от распределенной нагрузки  $p(\varphi')$  запишется в виде:

$$J(\varphi) = A \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} P(\varphi') \left[ e^{\alpha(|\varphi - \varphi'| - 2\pi)} \sin b(|\varphi - \varphi'|) + \beta - 2\pi + e^{-\alpha|\varphi - \varphi'|} \sin b(\beta - |\varphi - \varphi'|) \right] d\varphi'; \quad (7.4)$$

$$A = \frac{r_{cp} B r_2}{2\sqrt{KEJ(a^2 + b^2)}}, \quad (7.5)$$

где  $B$  – ширина втулки;  $r_{cp}$  – средний радиус втулки;  $r_2$  – радиус внутренней поверхности втулки (радиус наружной поверхности вала).

Величина зазора определяется по формуле

$$\varepsilon(\varphi) = (r_2 - r_1)(1 - \cos \varphi). \quad (7.6)$$

Рассматриваемая система тел будет находиться в равновесии под действием приложенных сил и упругих реакций, распределенных по линии сжатия

$$P = \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} p(\varphi') r_2 \cos \varphi' d\varphi'. \quad (7.7)$$

Уравнения (3.1) – (3.7) совместно с условием ограниченности давлений  $p(\varphi') > 0$  внутри области  $-\varphi_0 < \varphi' < \varphi_0$ ,  $p(\varphi') = 0$  вне области  $-\varphi_0 \leq \varphi' \leq \varphi_0$  и на границе определяют искомого контактное давление  $p(\varphi')$ , интервал его распределения  $[-\varphi_0; \varphi_0]$ .

Подставляя формулы (7.3), (7.4), (7.7) в уравнение (7.2), получим

$$\int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} P(\varphi') r_1 \left\{ -2(v_1 r_1 + v_2 r_2) \cdot \cos(\varphi - \varphi') \ln \operatorname{tg} \frac{|\varphi - \varphi'|}{2} + \right.$$

$$\begin{aligned}
 & +(\chi_1 r_1 + \chi_2 r_2) \cdot \sin|\varphi - \varphi'| - 2\nu_1 r_1 \Big\} d\varphi' + \\
 & + A \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} P(\varphi') \left[ e^{\alpha(|\varphi - \varphi'| - 2\pi)} \sin b(|\varphi - \varphi'|) + \beta - 2\pi \right) + \\
 & + e^{-\alpha|\varphi - \varphi'|} \sin b(\beta - |\varphi - \varphi'|) \Big] d\varphi' + (r_2 - r_1)(1 - \cos \varphi) = \alpha \cos \varphi.
 \end{aligned} \tag{7.8}$$

Неизвестная величина сближения  $\alpha$  найдется из условия равенства ее сумме контактных и изгибных перемещений в точке  $A_0$ . Приняв в уравнении (7.1)  $\varphi=0$ , получим:

$$\alpha = u_{1,\varphi=0} + u_{2,\varphi=0} + v_{\varphi=0} + [(r_2 - r_1)(1 - \cos \varphi)]_{\varphi=0}. \tag{7.9}$$

Подставляя  $\varphi=0$  в формулу (7.8), найдем величину сближения  $\alpha$  в точке  $A_0$

$$\begin{aligned}
 \alpha = & \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} P(\varphi') r_1 \left\{ 2(\nu_1 r_1 + \nu_2 r_2) \cdot \cos \varphi' \cdot \ln \operatorname{tg} \frac{|\varphi|}{2} + \right. \\
 & + (\chi_1 r_1 + \chi_2 r_2) \cdot \sin|\varphi'| - 2\nu_1 r_1 \Big\} d\varphi' + \\
 & + A \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} P(\varphi') \left[ e^{\alpha(|\varphi'| - 2\pi)} \sin b(|\varphi'|) + \beta - 2\pi \right) + \\
 & + e^{-\alpha|\varphi'|} \sin b(\beta - |\varphi'|) \Big] d\varphi'.
 \end{aligned} \tag{7.10}$$

Подставляя выражение (7.10) в формулу (7.8), после преобразований получим

$$\begin{aligned}
 & \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} P(\varphi') \left\{ -2(\nu_1 r_1 + \nu_2 r_2) \cdot \cos(\varphi - \varphi') \ln \operatorname{tg} \frac{|\varphi - \varphi'|}{2} + \right. \\
 & + (\chi_1 r_1 + \chi_2 r_2) \cdot \sin|\varphi - \varphi'| - 2\nu_1 r_1 \Big\} d\varphi' + \\
 & + A \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} P(\varphi') \left[ e^{\alpha(|\varphi - \varphi'| - 2\pi)} \sin b(|\varphi - \varphi'|) + \beta - 2\pi \right) + \\
 & + e^{-\alpha|\varphi - \varphi'|} \sin b(\beta - |\varphi - \varphi'|) \Big] d\varphi'
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & + e^{-\alpha|\varphi-\varphi'|} \sin b(\beta - |\varphi - \varphi'|) \Big] d\varphi - \\
 & - \cos \varphi \left\{ \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} P(\varphi') r_1 \left[ 2(v_1 r_1 + v_2 r_2) \cdot \cos \varphi' \cdot \ln \operatorname{tg} \frac{|\varphi'|}{2} + \right. \right. \\
 & \left. \left. + (\chi_1 r_1 + \chi_2 r_2) \cdot \sin |\varphi'| - 2v_1 r_1 \right] d\varphi' + \right. \\
 & \left. + A \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} P(\varphi') \left[ e^{\alpha(|\varphi|-2\pi)} \sin b(|\varphi'|) + \beta - 2\pi + e^{-\alpha|\varphi'|} \sin b(\beta - |\varphi'|) \right] d\varphi' \right\} = \\
 & = (r_2 - r_1)(1 - \cos \varphi).
 \end{aligned} \tag{7.11}$$

Решение интегрального уравнения (7.11) проведем методом граничных элементов. Разобьем интервал  $(0; \varphi_0)$  изменения искомой функции  $p(\varphi')$  на  $n$  равных частей и будем считать, что в каждом из полученных подинтервалов функция  $p(\varphi')$  составляет постоянное значение:

$$p(\varphi') = P_k \text{ при } (k-1)u < \varphi < ku, \tag{7.12}$$

где  $k = 1, 2, 3, \dots, n$ ;  $u = \frac{\varphi_0}{n}$ .

Решение интегрального уравнения сводится к отысканию значений искомой функции. Подставив  $P_k(\varphi')$  из (7.12) в (7.11), получим

$$\begin{aligned}
 & 2(v_1 r_1 + v_2 r_2) \sum_{k=1}^n P_k \int_{(k-1)v}^{kv} \left[ \cos(\varphi - \varphi') \ln \operatorname{tg} \frac{|\varphi - \varphi'|}{2} + \right. \\
 & \left. + \cos(\varphi + \varphi') \ln \operatorname{tg} \frac{|\varphi + \varphi'|}{2} - \cos \varphi' \ln \operatorname{tg} \frac{|\varphi'|}{2} \right] d\varphi' - \\
 & - (\chi_1 r_1 + \chi_2 r_2) \sum_{k=1}^n P_k \int_{(k-1)v}^{kv} \left[ \sin |\varphi - \varphi'| + |\varphi + \varphi'| - 2 \cos \varphi \sin |\varphi'| \right] d\varphi' + \\
 & + 4v_1 r_1 (1 - \cos \varphi) \sum_{k=1}^n P_k \int_{(k-1)v}^{kv} d\varphi'
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & -A \sum_{k=1}^n \int_{(k-1)v}^{kv} \left[ e^{\alpha(|\varphi-\varphi^*|-2\pi)} \sin b(|\varphi-\varphi^*| + \beta - 2\pi) + \right. \\
 & + e^{\alpha(|\varphi+\varphi^*|-2\pi)} \sin b(|\varphi+\varphi^*| + \beta - 2\pi) - \\
 & \left. - 2e^{\alpha(|\varphi^*|-2\pi)} \sin b(|\varphi^*| + \beta - 2\pi) \cos \varphi \right] d\varphi = \\
 & -A \sum_{k=1}^n P \left[ l^{-\alpha|\varphi-\varphi^*|} \sin b(\beta - |\varphi-\varphi^*|) + \right. \\
 & \left. + e^{-\alpha|\varphi+\varphi^*|} \sin b(\beta - |\varphi+\varphi^*|) - 2l^{-\alpha|\varphi^*|} \sin b(\beta - |\varphi^*|) \cos \varphi \right] d\varphi = \\
 & = (r_2 - r_1)(1 - \cos \varphi).
 \end{aligned} \tag{7.13}$$

В правой и левой частях отношения (7.13) стоят четные функции  $\varphi$ . Следовательно, если соотношение (7.13) имеет место для  $k$  и  $n$  положительного значения  $\varphi$ , то оно имеет место и для соответствующего, равного по абсолютной величине отрицательного значения  $\varphi$ . Далее, при  $\varphi = 0$  обе части выражения (7.13) обращаются в ноль, и, значит, равны между собой, таким образом, если определить  $P_1, P_2, \dots, P_n$  так, чтобы выражение (7.13) выполнялось при  $\varphi = v, 2v, \dots, nv$ , тогда оно будет выполняться во всех точках  $\varphi = lv$ .

Полагая в (7.13)  $\varphi = lv$  ( $l = 1, 2, \dots, n$ ), получим выражение

$$\begin{aligned}
 & \sum_{k=1}^n P_k (\delta_{l-k} + \delta_{l+k-1} - 2 \cos lv \delta_{k-1}) + \\
 & + \sum_{k=1}^n C \cdot P_k [(\eta_{l-k} + \eta_{l+k-1} - 2 \cos lv \eta_{k-1}) - \\
 & - (h_{l-k} + h_{l+k-1} - 2 \cos lv h_{k-1})] = r_2 - v^*(lv) - p(lv);
 \end{aligned} \tag{7.14}$$

где  $l = 1, 2, \dots, n$ ,

$$r_2 \approx r_1 \approx r;$$

$$C = \frac{A}{a^2 + b^2};$$

$$\delta_k = f(k+1) - f(k); k \geq 0; \delta_{-k} = \delta_{k-1}; k \geq 1;$$

$$f(k) = 2r(v_1 + v_2) \left( \sin kv \ln \operatorname{tg} \frac{kv}{2} - kv \right) + r(\chi_1 + \chi_2) \cos kv + 2v_1 r kv$$

при  $kv = 0 \quad \sin kv \ln \operatorname{tg} \frac{kv}{2} = 0;$

$$\eta_k = n(k+1) - n(k); k \geq 0; \eta_{-k} = \eta_{k-1}; k \geq 1;$$

$$n(k) = e^{-avk} [a \sin b(\beta - kv) - b \cos b(\beta - kv)];$$

$$h_k = m(k+1) - m(k); k \geq 0; h_{-k} = h_{k-1}; k \geq 1;$$

$$m(k) = e^{(kv-2\pi)} [a \sin b(\beta - kv - 2\pi) - b \cos b(\beta + kv - 2\pi)].$$

Подставляя формулу (7.12) в зависимость (7.7) получим

$$2 \sum_{k=1}^n P_k [\sin kv - \sin(k-1)v] = \frac{P}{r_2}. \quad (7.15)$$

Задаваясь углами  $\varphi_0$ , числом подинтервалов  $n$ , геометрическими и упругими параметрами соединения, решив систему алгебраических линейных уравнений (7.14), найдем неизвестные значения давления  $p_k$ , а затем из выражения (7.15) определим равнодействующую внешней нагрузки  $P$ .

Определение величины сближения  $\alpha$  (изменение первоначального эксцентриситета вала и втулки в направлении равнодействующей внешней нагрузки  $P$ ).

Преобразуя выражение (7.10) в соответствии с правилами, используемыми при выводе уравнения (7.14), получаем

$$\begin{aligned} \alpha = & \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} P(\varphi') \left\{ 2r(v_1 + v_2) \cdot \cos \varphi' \cdot \ln \operatorname{tg} \frac{|\varphi'|}{2} - r(\chi_1 + \chi_2) \cdot \sin \varphi' + 2v_1 r_1 \right\} d\varphi' - \\ & - 2A \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} P(\varphi') \left[ e^{\alpha(|\varphi'| - 2\pi)} \sin b(|\varphi'| + \beta - 2\pi) \right. \\ & \left. + e^{-\alpha|\varphi'|} \sin b(\beta - |\varphi'|) \right] d\varphi' - \\ & - 2C \left\{ e^{\alpha(|\gamma| - 2\pi)} \sin b(\beta + |\gamma| - 2\pi) + e^{\alpha|\gamma|} \sin b(\beta - |\gamma|) \right\}. \end{aligned} \quad (7.16)$$

Решая (7.16) методом граничных элементов и полагая  $\varphi = 0$ , получим систему линейных алгебраических уравнений для определения величины  $\alpha$ .

По полученным зависимостям для соединения с параметрами в  $d = 84$  мм,  $B = 23$  мм,  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа,  $\mu = 0,3$ ,  $u = 1$  были определены значения  $q_k$  для  $\varphi_0 = 12^\circ; 36^\circ; 48^\circ$  при  $n=4$ . Найденные значения  $q_k$  даны в табл.7.2. Графики на рис.7.8,а иллюстрируют характер распределения давления  $q_k$ , рис.7.8,б – зависимость отношения  $\frac{P}{\varepsilon E}$  от  $\varphi_0$ .

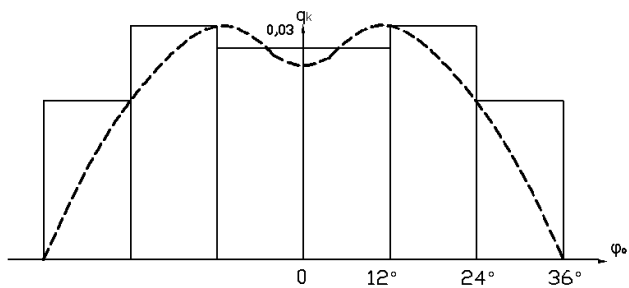
Таблица 7.2

$\varphi_0$	$q_1$	$q_2$	$q_3$
<b>12<sup>0</sup></b>	0,01349	0,01214	0,00539
<b>36<sup>0</sup></b>	0,04867	0,05007	0,03386
<b>48<sup>0</sup></b>	0,13969	0,11886	0,11086

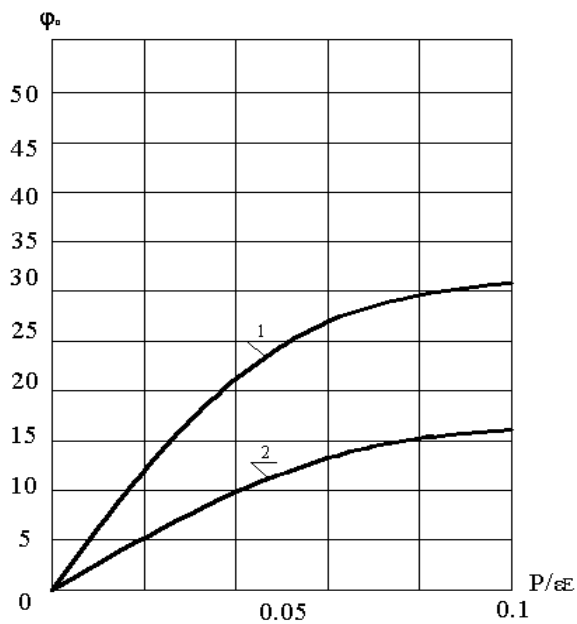
Как видно из табл.7.2 и графика (рис.7.8,а) в симметричной эпюре удельных давлений при определенной нагрузке наблюдаются два вида максимальных напряжений. Это явление находит экспериментальное подтверждение в работе [86]. На рис.7.8,б кривая 1 получена для случая контакта с бандажом, кривая 2 – по И.Я. Штаерману. Следует отметить, что с увеличением нагрузки характер распределения удельных давлений отличается от эллиптического.

В частном случае, если в формуле (7.16) принять  $C=0$ , получим известное решение контактной задачи И.Я.Штаермана для вала и цилиндрического выреза, радиусы контактирующих поверхностей которых почти равны [87].





(a)



(б)

Рис.7.8. Эпюра распределения контактных давлений (а);  
График зависимости между  $\varphi_0$  и  $P/\epsilon E$  (б)

## **7.5. Моделирование контактной жесткости с учетом рельефа шероховатости**

Точность, а также эксплуатационные свойства машин как износостойкость, контактная жесткость, усталость, коррозионная стойкость, электро- и теплосопротивление контактов, герметичность соединений и другие – в большей мере определяются контактным взаимодействием деталей, в основе которого лежат свойства поверхностных слоев.

Проблемы технического обеспечения и повышения качества выпускаемых машин могут быть решены совместно с задачами выбора и технологического обеспечения системы параметров поверхностного слоя деталей, характеризующих эксплуатационные свойства последних. Для этого широко используют моделирование параметров поверхности, и в первую очередь шероховатости, которая непосредственно связана с жесткостью и износостойкостью стыков.

При определении областей контакта фактических профилей в работах [1, 88] рассматривается взаимодействие единичных идеализированных выступов, представляемых в виде цилиндрических, конических, кубических, полусферических, эллиптических и т.д. сегментов, используются также пилообразные и синусоидальные неровности благодаря простоте их математического списания. Профиль поверхностей может уточняться введением распределения сегментов по высоте и шагу. Затем вероятностными методами (с учетом геометрических параметров рельефа поверхности) полученные зависимости распространяются на всю исследуемую область. Взаимное влияние напряженно-деформированного состояния сегментов, смежных с рассматриваемыми, в современных схемах контакта поверхностей микрорельефа не учитываются. Последнее обстоятельство особенно важно принимать во внимание, когда на тела действуют не только нормальные, но и касательные нагрузки.

Особенность предложенной методологии состоит в том, что в ос-

нову рассмотрения схем контакта деталей положено взаимодействие профилей шероховатости, которые максимально приближены к реальному [25]. Профиль поверхностей задается различными способами : профилограммой, полученной одним из методов профилометрии, кинематикой движения инструмента, либо математической моделью. Это осуществляется в тех случаях, когда данных, опубликованных в литературе недостаточно. В этом случае, необходима разработка математических моделей профиля.

Модель расчета контактной жесткости микрорельефа, учитывающая отмеченные особенности, может быть построена путем сведения задачи контакта микрорельефа к схеме общей упруго-пластического контакта между телами, микроструктура и волнистость рельефа которых носит случайный характер. Приведение контакта микрорельефа поверхностей к схеме имитационной контактной задачи позволяет уточнить значение целого ряда факторов, таких как область контакта, закон распределения контактных давлений по выступам, концентрация напряжений у ножки микровыступа, деформационная составляющая коэффициента трения и т.д. для произвольной нагрузки.

Такая схема позволяет объяснить эффект увеличения области контакта при действии на стык нормальной (тангенциальной) боковой нагрузки [89]. Известно, что при действии нормальной силы возникает некоторая площадь контакта. При приложении постепенно возрастающей тангенциальной нагрузки площадь контакта увеличивается в три-четыре раза и затем возникает скольжение одной из контактирующих поверхностей относительно другой. Это можно объяснить тем, что при действии тангенциальной нагрузки вследствие упругих деформаций микровыступов, особенно тангенциальных перемещений, выбираются зазоры между их боковыми сторонами, после чего вступают в соприкосновение дополнительно новые выступы.

Для расчета контактной жесткости стыкуемых поверхностей определяются геометрические микро- и макропараметры, характеризующие реальный рельеф и, как следствие этого, зазор между телами. Затем разрабатывают алгоритм моделирования шероховатости и волнистости поверхностей.

В общем случае микрорельеф описывается множеством поверхностных конечных элементов. Координаты узлов элементов определяются на основании математического описания, являющегося реализацией случайного процесса, характеризуемого математическим ожиданием и автокорреляционной функцией. Параметры характеристик случайного процесса зависят от конкретного способа обработки и условий производства. В общем случае рельеф рассматривается как случайная функция постоянного процесса с эргодическим свойством. Профиль технической поверхности представляется зависимостью состоящей из систематической составляющей  $X_p(x,z)$ , определяемой средним значением управляемых факторов процесса обработки и случайной составляющей  $X_v(x,z)$  вызываемой случайными вариациями тех же и всех остальных факторов технологического процесса [90]. Ординаты случайной составляющей  $X_v(x,z)$  подчиняются нормальному закону распределения. Несмотря на то, что часто встречаются профили неровностей, распределение ординат которых существенно отличается от нормального закона.

В работах [91, 92] предложена модель оценки жесткости стыка и износа, основанная на комплексном изучении взаимодействия всех реальных выступов и контакта поверхностей. Для ее реализации рассматривают контактное взаимодействие «реальных» профилей поверхностей или их моделей. Однако в этой модели рассматривается жесткость шероховатых поверхностей только под действием нормальной нагрузки. Для реальных профилей поверхностей представляет интерес исследование совместного влияния на площадь контакта нормальных и тангенциаль-

ных нагрузок.

Рассмотрим последовательность расчета взаимодействия двух соприкасающихся поверхностей. Предположим, что поверхности  $S_1$  и  $S_2$  тел  $T_1$  и  $T_2$  удалены одна от другой на некоторое расстояние и между ними нет контакта (рис.7.9). Реальную форму поверхностей  $S_1$  и  $S_2$  и площади (потому как рассматривается двумерная область) тел  $T_1$  и  $T_2$  аппроксимируем множествами одномерных поверхностных конечных элементов  $n_i, n_{i+1}$  и  $m_i, m_{i+1}$  и двумерных объемных конечных элементов  $a_i, b_i, c_i$  и  $d_i, e_i, f_i$ , принадлежащих телам  $T_1$  и  $T_2$  соответственно.

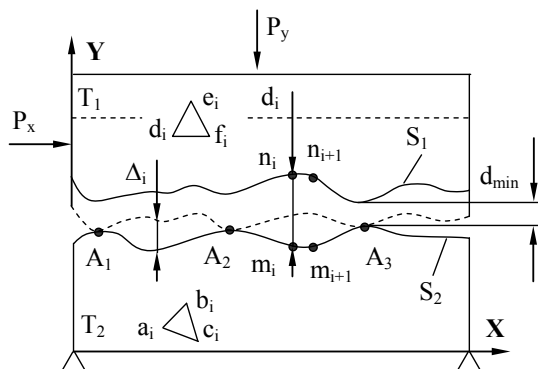


Рис. 7.9. Схема определения областей контакта двух тел

Разбиение на поверхностные конечные элементы осуществляем так, что координаты узлов  $m_i$  и  $n_i$  по оси  $X$  одинаковые. Затем определяем множество  $\{d_i\}$  расстояний между узлами  $m_i$  и  $n_i$ . На этом множестве находим подмножество минимальных расстояний  $d_{\min}$ , которым соответствует положение точек начального физического контакта.

Связь между телами целесообразно описывать, используя как кинематические условия контакта, так и стержни. После приложения сжимающей нагрузки возникает упруго пластическая деформация тел, и контакт распространяется на некоторые области вдоль поверхностей  $S_1$  и  $S_2$ . Области контакта и упругопластические перемещения узлов опре-

деляют методом конечных элементов. Границы областей контакта устанавливают при условии:

$N_{ni} > 0$  – узел внутри области;

$N_{ni} = 0$  – узел на границе или вне области,

где  $N_{ni}$  – результирующая сил  $N_{xi}$  и  $N_{yi}$  на  $i$ -ом узле.

Механическая интерпретация описанной процедуры эквивалентна сближению поверхностей по направлению оси  $Y$ . В результате осуществления первого шага процедуры определяются точки  $A_1, A_2, A_3$  физического контакта и зазоры  $\Delta_i$  между телами  $T_1$  и  $T_2$  (рис.7.9). Для решения задачи при совместном действии сил разработан итерационный процесс, основывающийся на методе последовательного приращения нагрузки [ ].

С помощью предложенной модели можно объяснить эффект роста площади соединения. В качестве примера подтверждающего увеличение площади контакта при действии сдвигающей силы  $P_x$  рассмотрена двумерная конечно-элементная модель контакта двух соприкасающихся тел, схема профиля которых описана синусоидальной функцией (рис.7.10).

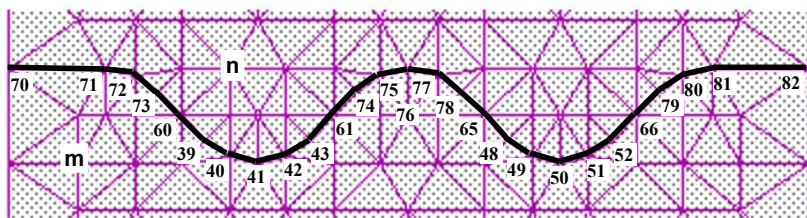


Рис.7.10. Модель профиля двух соприкасающихся поверхностей (фрагмент)

Двумерная область модели содержит 159 узлов соединенных в 237 элементов треугольного типа.  $E = 200000$  (Н/мм<sup>2</sup>) – модуль упругости,  $m = 0,3$  – коэффициент Пуассона,  $t = 1$  (мм) – толщина элемента. Зазоры между контактирующими узлами  $m_i$  и  $n_i$  определены по нормали к конечному элементу  $m_i, m_{i+1}$ . Поскольку модель симметричная, зазоры

Узнайте стоимость написания студенческой работы на заказ  
<http://учебники.информ2000.рф/napisat-diplom.shtml>

приведены только до четверти контактной поверхности и отображены в табл.7.3. Габаритные размеры модели 17x18 (мм). Для расчета модели использовался метод конечных элементов.

### Начальные зазоры

Таблица 7.3

Зазоры принимаемые при создании модели:	
Номера узлов	dy
70	0.0
71	0.0
72	0.00009
73	0.00029
60	0.00029
39	0.00029
40	0.00009
41	0.0

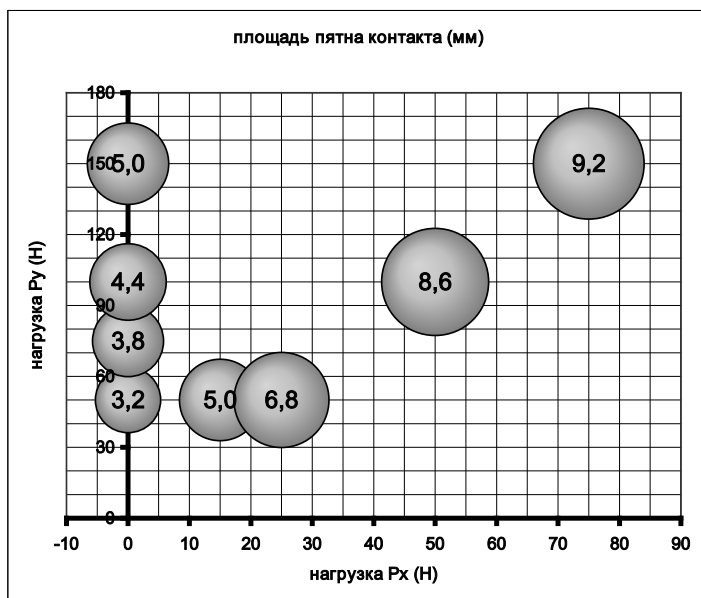


Рис.7.11

Как видно из (рис.7.11), с помощью предложенной модели хорошо виден эффект роста площади соединения. При отсутствии боковой силы

Узнайте стоимость написания студенческой работы на заказ  
<http://учебники.информ2000.рф/napisat-diplom.shtml>

$R_x$  площадь контакта минимальна, однако, если приложить силу, постепенно увеличивая ее до появления скольжения, то площадь контакта начинает расти. При этом, области контакта перераспределяются и могут возникнуть новые вследствие дополнительной выборки зазоров при деформации на отдельных участках, чем и объясняется эффект роста площади соединения.

Предложенная методология может быть использована для моделирования износа на основе теории сваривания-пропахивания [1].



## Библиографический список

1. Мур Д. Основы и применение трибоники. – М.:Наука, 1978. 488 с.
2. Косов М.Г. Трибозоология // Труды международной конференции ПРОТЕК-98. – М.: МГТУ (СТАНКИН), 1998. – с.182–183.
3. Косов М.Г. Трибозоология в машиностроении // Труды международной конференции ПРОТЕК-2000. – М.: МГТУ (СТАНКИН), 2000. – с.183–184.
4. Косов М.Г. Учёт трибозоологических факторов при разработки системы информационной поддержки проектирования / М.Г.Косов, Ю.Е.Гуревич, И.В.Муравьев // Безопасность жизнедеятельности. – №8. – 2007. – с.23–25.
5. Задачи, стоящие перед исследователями в области механических систем: Тр. Комиссии по целям и очередности исследований в области механических систем. Конструирование. 1964. т.106, № 2. – с.218–224.
6. Горячева И.Г. Контактные задачи в трибологии. / И.Г.Горячева, М.Н.Добычин. – М.: Машиностроение, 1988. – 286 с.
7. Гаркунов Д.Н. Триботехника. Учебник. – М.: Машиностроение, 1989. – 328 с.
8. Трение, изнашивание и смазка. Справочник в 2-х кн. / Под редакцией И.В.Крагельского, В.В.Алишина. Кн.1. – М.: Машиностроение, 1978. – 400 с.
9. Трение, изнашивание и смазка. Справочник в 2-х кн. / Под редакцией И.В.Крагельского, В.В.Алишина. Кн.2. – М.: Машиностроение, 1978. – 358 с.
10. Труды 2-ой конференции «Протек». – М.: МГТУ (Станкин), 1999. 325 с.
11. Журавков М.А. Фундаментальные задачи трибофатики и их практическое применение в машиностроении / М.А.Журавков, С.С.Щербаков // Известия Самарского научного центра РАН, т.13, №4(3), 2011. – с.726–732.
12. Сосновский Л.А. Ведение в трибофатику. Учебное пособие / Л.А.Сосновский, М.А.Журавков, С.С.Щербаков. – Минск. Белорусский гос. университет, 2010. – 76 с.
13. Федеральный закон от 10 января 2002 г. № 7. – ФЗ «Об охране окружающей среды». – 8 с.
14. Онакова Е.В. Автоматизированная система принятия конструкторско-технологических решений для обеспечения качества технологического процесса с учётом экологических факторов. Дис. кан. техн. наук: МГТУ «Станкин», 2004. – 126 с.
15. ГОСТ 26228 – 90. Системы производственные гибкие. Термины и определения, номенклатура показателей. – 8 с.
16. Хартли Дж. ГПС в действии: Пер. с англ. – М.: Машиностроение, 1987. – 328 с.

17. Соломенцев Ю.М. Управление гибкими производственными системами / Ю.М.Соломенцев, В.Л.Сосонкин. – М.: Машиностроение, 1988. – 352 с.
18. Колесов И.М. Задачи, решаемые в ходе разработки автоматизированного производственного. В сб. Технологические проблемы в современном машиностроительном производстве. – М.: МГТУ «Станкин», 1998, с.36–47.
19. Виноградов В.Н. Механическое изнашивание сталей и сплавов / В.Н.Виноградов, Г.М.Сорокин. – М.: Недра, 1996. – 364 с.
20. Дроздов Ю.Н. Трение и износ экстремальных условиях. Справочник./ Ю.Н.Дроздов, В.П.Павлов, В.Н.Пучков. – М.: Машиностроение, 1986. – 224 с.
21. Крагельский И.В. Узлы трения машин. Справочник / И.В.Крагельский, Н.М.Михин. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.
22. Учаев П.Н. Детали машин и основы конструирования / П.Н.Учаев, Е.В.Павлов, С.П.Учаева, М.Г.Косов. – Курск: Гос. техн. Университет, «Академия», 2008. – 352 с.
23. Справочник технолога-машиностроителя. Т.1 / Под редакцией А.Г.Касиловой и Р.К.Мещерякова. – М.: Машиностроение, 1985. – 656 с.
24. Воронцов А.Л. Технологические задачи теории пластичности. Том 1. – М.: Машиностроение-1, 2006. – 274 с.
25. Воронцов А.Л. Технологические задачи теории пластичности. Том 2. – М.: Машиностроение-1, 2006. – 397 с.
26. Целиков А.И. Теория прокатки / А.И.Целиков, А.И.Гришков. – М.: Металлургия, 1970. – 360 с.
27. Казаков К.Е. Контактные задачи деформирования и износа упругих и вязкоупругих тел со сложными свойствами и формой поверхности. Дис. кан. техн. наук: РАН, Институт проблем механики, 2007. – 158 с.
28. Савельев Н.Г. Обзор, библиография работ по расчёту соприкасающихся деталей // В кн. Расчёты на прочность. Вып.14. – М.: Машиностроение, 1970. с.152–158.
29. Косов М.Г. Моделирование точности при автоматизированном проектировании и эксплуатации металлорежущего оборудования: Дис. док. техн. наук: Станкин, 1985. – 405 с.
30. Левина З.М. Контактная жесткость машин / З.М.Левина, Д.Н.Решетов. – М.: Машиностроение, 1971. – 264 с.
31. Косов М.Г. Контактные задачи цилиндрических соединений деталей машин / М.Г.Косов, Ю.Е.Гуревич, А.Д.Салдадзе, А.П.Кузнецов. – М.: МГТУ «Станкин», Янус-К, 2010. – 136 с.
32. Талантов Н.В. Физические основы процесса резания, изнашивания и разрушения инструмента. – М.: Машиностроение, 1992. – 362 с.
33. Соломенцев Ю.М. Адаптивное управление технологическими процессами / Ю.М.Соломенцев, В.Г.Митрофанов, С.П.Протопопов, В.А.Тимирязев. – М.: Машиностроение, 1980. – 536 с.

34. Султан-Заде Н.М. Теоретические основы оптимизации структуры автоматических линий в системе автоматизированного проектирования: Дис. док. техн. наук. Автореферат: Мосстанкин, 1982. – 37 с.
35. Мальков В.П. Оптимизация упругих систем. / В.П. Мальков, А.Г. Угодчиков.- М.: Наука, 1981. -288с.
- 36.Тимашев С.А. Надёжность больших механических систем . – М.: Наука, 1982. – 184с.
- 37.Митрофанов В.Г. Связи между этапами проектирования технологических процессов изготовления детали и их влияние на принятие оптимальных решений. Автореферат: М.: Мосстанкин, 1980. – 48 с.
38. Старков В.К. Физика и оптимизация резания металлов. – М.: Машиностроение, 2009. – 660 с.
39. Рыжов Э.В. Оптимизация технологических процессов механической обработки / Э.В.Рыжов, В.И.Аверченков. – Киев: Наук. Думка, 1989. – 192 с.
40. Зорев Н.Н. Вопросы механики процессов резания металлов. – М.: Машгиз, 1956. – 368 с.
41. Грановский Г.И. Резание металлов / Г.И.Грановский, В.Г.Грановский. – М.: Высшая школа, 1985. – 304 с.
42. Булыжев Е.М. Ресурсосберегающее применение смазочно-охлаждающих жидкостей при металлообработке / Е.М.Булыжев, Л.В.Худобин. – М.: Машиностроение, 2004. – 352 с.
43. Полянсков Ю.В. Диагностика и управление надёжностью смазочно-охлаждающих жидкостей на операциях механообработки / Ю.В.Полянсков, А.Н.Евсеев, А.Р.Гисметулин. – Ульяновск: УлГУ, 2000. – 274 с.
44. Соломенцев Ю.М. Моделирование точности при проектировании процессов механической обработки / Ю.М.Соломенцев, М.Г.Косов, В.Г.Митрофанов. – М.: НИИмаш, 1984. – 56 с.
45. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента. – М.: Мир, 1972. – 382 с.
46. Батыров У.Д. Имитационные контактные задачи в технологии / У.Д.Батыров, М.Г.Косов. – М.: Янус-К, 2001. – 102 с.
47. Иванова Н.А. Автоматизация обеспечения экологического качества технологических процессов с применением смазочно-охлаждающих технологических средств на примере токарной обработки: Дис. канд. техн. наук. – М.: Станкин, 2003. – 104 с.
48. Соломенцев Ю.М. Моделирование точности при автоматизированном проектировании металлорежущего оборудования / Ю.М.Соломенцев, М.Г.Косов, В.Г.Митрофанов. – М.: ВНИИТЭМР, 1985. – 60 с.
49. Демкин Н.Б. Качество поверхностей и контакт деталей машин / Н.Б.Демкин, Э.В.Рыжов. – М.: Машиностроение, 1981. – 244 с.

50. Кузнецов А.П. Температурные расчёты шпиндельных узлов металлорежущих станков / А.П.Кузнецов, М.Г.Косов, Ю.Е.Гуревич. – М.: Янус-К, 2010. – 160 с.
51. Власов В.И. Теория и практика резания материалов. – М.: Изд-во Янус-К, 2012. – 132 с.
52. Талантов Н.В. Физические основы процесса резания, износ и разрушение инструмента. – М.: Машиностроение, 1992. – 270 с.
53. Овсеенко А.Н. Формирование состояния поверхностного слоя деталей машин технологическими методами / А.Н.Овсеенко, М.М.Гаек, В.И.Серебряков. – Политехника Польска, 2001. – 228 с.
54. Табаков В.П. Комбинированная упрочняющая обработка режущего инструмента / В.П.Табаков, С.Н.Власов. – Дмитровград: ДИТУД, 2003. – 124 с.
55. Табаков В.П. Работоспособность торцевых фрез с многослойными износостойкими покрытиями / В.П.Табаков, М.Ю.Смирнов, А.В.Циркин. – Ульяновск: УлГТУ, 2005. – 151 с.
56. Григорьев С.Н. Краевые дефекты изделий при обработке резанием / С.Н.Григорьев, Н.Ю.Черкасова. – М.: Янус-К, 2005. – 132 с.
57. Высокопроизводительная обработка металлов резанием. Сандвик-МКТС. – М.: Издательство «Полиграфия», 2003. – 301 с.
58. Воронцов А.Л. Разработка новой теории резания. 5. Определение кинематического, напряженного и деформированного состояния обрабатываемой заготовки / А.Л.Воронцов, Н.М.Султан-Заде, А.Ю.Албагачиев // Вестник машиностроения. – 2008. – №5. – с.61–69.
59. Верещака А.С. Работоспособность инструмента с покрытием. – М.: Машиностроение, 1993. – 336 с.
60. Васин С.А. Резание материалов. Термомеханический подход к системе взаимосвязей при резании / А.С.Васин, А.С.Верещака, В.С.Кушнер. – М.: МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2001. – 448 с.
61. Кириллов А.К. Применение системы экологически безопасного сухого резания при обработке конструкционных материалов / А.К.Кириллов, М.Н.Лазарев // Справочник. Инженерный журнал. 2013. – №1. – с.11–16.
62. Статистические методы исследования режущего инструмента. – М.: ВНИИ, 1965. – 70 с.
63. Крайнев А.Ф. Идеология конструирования. – М.: Машиностроение-1, 2003. – 384 с.
64. Крайнев А.Ф. Механика от греческого слова *mēchanicē (téchne)* – искусство построения машин. Фундаментальный словарь. – М.: Машиностроение, 2000. – 904 с.
65. Волновые и цепные передачи. Сб. научн. тр. / Станкин; под ред. Г.Б.Столбина, Н.И.Цейтлина. – М.: Станкин, 1967. – 302 с.

66. Волновые передачи. Сб. науч. тр. / Станкин; под ред. Н.И.Цейтлина и В.Н.Татищева. – М.: Станкин, 1975. – 242 с.
67. Волновые передачи. Сб. научн. тр. / Станкин; под ред. Н.И.Цейтлина. – М.: Станкин, 1978. – 228 с.
68. Волновые передачи. Сб. научн. тр. / Станкин; под ред. Н.И.Цейтлина. – М.: Станкин. – 462 с.
69. Косов М.Г. Применение волновых передач в вакуумной технике / М.Г.Косов, М.И.Медников, В.И.Макаров и др. Обмен опытом в электронной промышленности, оборудовании, 1967, №3 с.24–34.
70. Макаров В.И. Разработка и исследование волновых вакуумных вводов движения с герметичными оболочками колоколообразной формы для оборудования электронной промышленности. Дис. кан. техн. наук / Московский институт электронного машиностроения. – М.: 1975. – 166 с.
71. Разработка расчета вакуумного зубчатого волнового привода. Отчёт о НИР / Мосстанкин. Руководитель Н.И.Цейтлин, исп. М.Г.Косов, А.И.Колесник 1967. – 150 с.
72. Разработка, изготовление и предварительное исследование ввода поступательного движения через герметичную стенку. Экспериментальный образец. Отчёт о НИР № 55469 Гос. реестра. Научн. рук. Н.И.Цейтлин, исп. М.Г.Косов, 1966. – 176 с.
73. Цейтлин Н.И. Расчёт и конструирование волновых передач. Учебное пособие / Н.И.Цейтлин, М.Г.Косов. – М.: Станкин, 1980. – 68 с.
74. Руденко В.Н. Исследование гибких деталей гармоничных волновых передач: Дис. канд. техн. наук: Станкин, 1969. – 209 с.
75. Колесник А.И. Исследование взаимодействия звеньев в кулачковых генераторах волновых передач: Дис. канд. техн. наук: Станкин, 1970. – 124 с.
76. Косов М.Г. Исследование некоторых случаев взаимодействия упругих звеньев в волновых передачах: Дис. канд. техн. наук: Станкин, 1968. – 117 с.
77. Крахин О.И. Технология и обработка металлов резанием. / О.И.Крахин, А.П.Кузнецов, М.Г.Косов. – М.: ВНИИТЭМР, 1988. – 54 с.
78. Крахин О.И. Сплавы с памятью. Основы проектирования конструкций. Учебник / О.И.Крахин, А.П.Кузнецов, М.Г.Косов. – Старый Оскол: ТНТ, 2011. – 396 с.
79. Крахин О.И. Сплавы с памятью. Технологии и применение / О.И.Крахин, А.П.Кузнецов, М.Г.Косов. – Старый Оскол: ТНТ, 2011. – 332 с.
80. Корзаков А.А. Моделирование жёсткости стыкуемых поверхностей. Учебное пособие / А.А.Корзаков, Ю.Е.Гуревич, М.Г.Косов. – М.: Янук-К, 2009. – 180 с.
81. Косов М.Г. Нетвёрдотельное проектирование. Принципы и методы. Применение / М.Г.Косов, А.П.Кузнецов, А.Н.Соболев. – М.: Станкин, 2010. – 276 с.

82. N.G.Bourago and V.N.Kukudzhyanov. A Survey on Contact Algorithms. – М.: РАН Институт проблем механики, 2002. – 70 с.
83. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. – М.: Мир, 1975. – 542 с.
84. Т-Флех. PARAMETRIC CAD. Трёхмерное моделирование. Руководство пользователя. АО «Топ системы». 2002. – 196 с.
85. Чурабо С.В. Моделирование контактных задач деталей с покрытиями / С.В.Чурабо, М.Г.Косов, А.П.Кузнецов, Н.В.Муравьев. В сб. Современные технологии в горном машиностроении. – МГГУ. С 355–358.
86. Косов Н.В. Исследование контактных давлений в регулируемой цилиндрической опоре / Н.В.Косов, В.И.Атопов, Ю.П.Сердобинцев, М.Г.Косов // М.: Машиностроение. – 1979. – №1. с.81–86.
87. Сердобинцев Ю.П. Разработка и исследование способа управления контактных напряжений в цилиндрическом соединении с зазором. Дисс. кан. техн. наук. – Волгоград. ВИСН, 1977. – 204 с.
88. Штаерман И.Я. Контактные задачи теории упругости. – М.: Гостехиздат, 1949. – 348 с.
89. Рыжов Э.В. Контактная жёсткость деталей машин. – М.: Машиностроение, 1966. – 192 с.
90. Косов М.Г. Имитационное моделирование контактов сопрягаемых поверхностей при расчёте точности технологического оборудования / М.Г.Косов, Р.В.Саакян // Стин. – 1997 – №9. – с.7–9.
91. Хусу А.П. Шероховатость поверхностей (теоретико-вероятностный подход) / А.П.Хусу, Ю.Ф.Витенсберг, В.А.Пальмов. – М.: Наука, 1975. – 334 с.
92. Косов М.Г. Моделирование контактной жёсткости деталей с учётом рельефа шероховатости их поверхности / М.Г.Косов, А.А.Корзаков // Стин. – 2003. – №12. – 22–25 с.
93. Косов М.Г. Моделирование рельефа шероховатости в стыках деталей станков / М.Г.Косов, А.В.Степанов // Стин. – 1998. – №9. – 7–10 с.
94. Косов М.Г. Моделирование износа сопрягаемых поверхностей / М.Г.Косов, С.А.Тимашев // Межвузский сборник научных трудов. Расчёт элементов конструкций на прочность и жёсткость. – М.: Станкин, 1986. – с.26–34

## УЧЕБНИКИ, ДИПЛОМЫ, ДИССЕРТАЦИИ -

полные тексты

На сайте электронной библиотеки

[www.учебники.информ2000.pf](http://www.учебники.информ2000.pf)

**НАПИСАНИЕ на ЗАКАЗ:**

1. Диссертации и научные работы
2. Дипломы, курсовые, рефераты, чертежи...
3. Школьные задания

Онлайн-консультации

ЛЮБАЯ тематика, в том числе ТЕХНИКА

Приглашаем авторов

Узнайте стоимость написания студенческой работы на заказ  
<http://учебники.информ2000.рф/napisat-diplom.shtml>

Вернуться в каталог учебников  
<http://учебники.информ2000.рф/учебники.shtml>

Узнайте стоимость написания студенческой работы на заказ  
<http://учебники.информ2000.рф/napisat-diplom.shtml>

Научное издание

**Трибоэкология**

*Косов Михаил Георгиевич*  
*Кузнецов Александр Павлович*

Сдано в набор 11.09.2013. Подписано в печать 20.09.2013  
Формат 60х90 1/16. Бумага офсетная №1  
Уч.-изд. л. 15,0. Физ. п.л. 15,0. Тираж 300. Заказ № 5374

Издательство «Янус-К»  
127411, Москва, Учинская ул., д.1

Отпечатано в ООО «ИНФОРМ-СОФТ»  
119034, Москва, Еропкинский пер., д.16



Вернуться в каталог учебников  
<http://учебники.информ2000.рф/учебники.shtml>