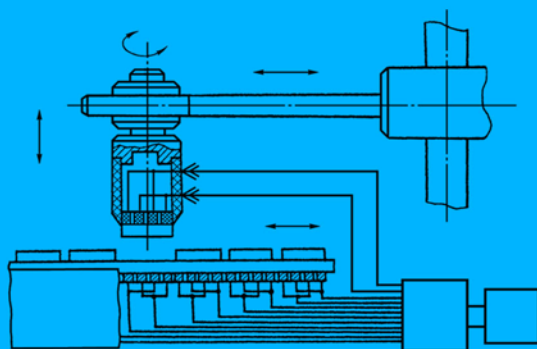


Е.Н. Ивашов А.П. Лучников
А.С. Сигов С.В. Степанчиков

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ И УСТРОЙСТВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ ЭЛЕКТРОННОЙ ТЕХНИКИ

для студентов вузов

Под редакцией
члена-корреспондента РАН
А.С. Сигова



Москва

Энергоатомиздат

2008

Е.Н. Ивашов А.П. Лучников
А.С. Сигов С.В. Степанчиков

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ И УСТРОЙСТВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ ЭЛЕКТРОННОЙ ТЕХНИКИ

Под редакцией
члена-корреспондента РАН А.С. Сигова

Допущено Министерством образования и науки РФ
в качестве учебного пособия для студентов
машиностроительных и приборостроительных
специальностей вузов



Москва
Энергоатомиздат
2008

УДК 621.865.8
ББК 32.816
И 25

Рецензенты:

Васичев Б.Н., доктор физико-математических наук, профессор Российской экономической академии им. Г.В. Плеханова,

Глазунов В.А., доктор технических наук, профессор, главный научный сотрудник Института машиноведения им. А.А. Благонравова РАН.

И 25 Ивашов Е.Н., Лучников А.П., Сигов А.С., Степанчиков С.В. Проектирование элементов и устройств технологических систем электронной техники: Учебное пособие для вузов. / Под ред. члена – корреспондента РАН А.С. Сигова. – М.: Энергоатомиздат, 2008. – 287 с.

ISBN 5-86433-046-9

В учебном пособии рассмотрены общие и специальные вопросы проектирования элементов и устройств технологических систем электронной техники – ℓ -координатных исполнительных устройств и узлов трения для работы в условиях вакуума, устройств на основе волнового движения и вводов движения в вакуум, опорных узлов, различных передаточных механизмов, трибосопряжений с модифицирующими полимерными покрытиями, электростатических крепежных устройств, а также вопросы расчета функциональных систем вакуумного оборудования на привносимый уровень загрязнения и газовыделения и др.

Учебное пособие предназначено для студентов машиностроительных и приборостроительных специальностей вузов, в том числе для специальности 210107 – «Электронное машиностроение», а также инженерно – технических и научных работников.

ББК 32.816

ISBN 5-86433-046-9

© Е. Н. Ивашов, А.П. Лучников,
А.С. Сигов, С.В. Степанчиков,
2008

© Энергоатомиздат, 2008

Введение

В современных условиях развития новых наукоемких технологий наблюдается тенденция постоянного усложнения технологического оборудования производства элементов и приборов электронной техники, как установившаяся закономерность развития современной электроники. В производстве отдельных изделий электроники характерна необходимость использования широкого спектра специального технологического и аналитического оборудования, в том числе вакуумного, как наиболее совершенного и экологически чистого.

В ряде случаев количество необходимого оборудования колеблется от нескольких десятков до сотен единиц. В этих условиях темпы технологического прогресса и технического перевооружения производства во многом определяются эффективностью работы конструкторов электронного машиностроения.

Проектирование – это пожалуй единственная область человеческой деятельности, в которой с момента ее возникновения до наших дней достигнуты самые минимальные результаты в повышении производительности. Если условно рост производительности труда в производстве за прошедшее столетие оценить в 100 %, то в конструировании этот рост составляет всего ~ 20 %.

Цель каждой проектно-конструкторской разработки – создание и выпуск технологического оборудования на уровне лучших мировых образцов. Однако достижение этой цели достаточно трудоемкий процесс, поскольку создание таких изделий обеспечивается комплексом согласованных и наиболее эффективных технических решений. Для этого необходим анализ большого количества решений и на его основе синтез наиболее эффективной конструкции установки, отвечающей требованиям современного производства. Очень часто выполнить такую работу без соответствующих специальных методик расчета и конструирования практически невозможно.

В этой возникла необходимость в создании специализированного учебного пособия «Проектирование элементов и устройств технологических систем электронной техники».

В настоящем учебном пособии рассмотрены общие и специальные вопросы проектирования элементов и устройств технологических систем электронной техники – ℓ -координатных исполнительных устройств и узлов трения для работы в условиях вакуума, устройств на основе волнового движения и вводов дви-

жения в вакуум, опорных узлов, различных передаточных механизмов, трибосопряжений с модифицирующими полимерными покрытиями, электростатических крепежных устройств для захватов манипуляторов, вопросы расчета функциональных систем вакуумного оборудования на привносимый уровень загрязнения и газовыделения, а также вопросы расчета вероятности безотказной работы элементов механических систем, функциональных систем вакуумного оборудования на привносимый уровень загрязнения и газовыделения и др. Один из разделов приложения посвящен рассмотрению исторических и идеологических аспектов нанотехнологии.

В работе по составлению ряда разделов и оформлении книги приняли активное участие молодые ученые. Так Глава 11 составлена совместно с А.А. Рогачевым, а Разделы 11.2.1. и 12.5 совместно с П.А. Лучниковым.

Учебное пособие рассчитано на широкий круг студенческой аудитории, занимающейся изучением оборудования электронной техники, например, для студентов вузов, обучающихся по специальности 210107 - «Электронное машиностроение», и может быть использовано инженерно – техническими и научными работниками при конструировании оборудования и приборов, для работы в условиях пониженного атмосферного давления и вакуума.

Глава 1

Механические системы на основе l – координатных исполнительных устройств

1.1. l – координатные исполнительные устройства в оборудовании производства электронной техники

Положение твердого тела в пространстве относительно любой системы координат определяется шестью числами – угловыми и линейными величинами.

В системе, предложенной д.т.н. А.Ш. Колискором, в качестве таких чисел используются длины l_1, l_2, \dots, l_6 шести отрезков, соединяющих выходное звено с неподвижным основанием таким образом, что при заданных значениях l_1, l_2, \dots, l_6 образуется геометрически неизменяемая структура вида рис. 1.1.

В отличие от общепринятых уравнений движения свободного твердого тела с использованием углов Эйлера, уравнения движения в l – координатах описывают движение тела только в линейных величинах.

Общее свойство l – координат заключается в том, что они образуют пространственные фермы, стержнями которых являются отрезки l_1, l_2, \dots, l_6 , а сферические шарниры расположены в точках выходного звена и неподвижного основания, соединенных этими отрезками.

l – координатное исполнительное устройство (рис. 1.2) содержит неподвижное основание 1 и выходное звено 2, соединенные между собой шестью тягами 3 переменной длины. Длина тяг регулируется приводами по командам программы, управляющей движением выходного звена относительно неподвижного основания. Тяги связывают неподвижное основание и выходное звено посредством шарниров.

В одном l – координатном исполнительном устройстве реализуется три (плоский случай) и шесть (пространственный) сте-

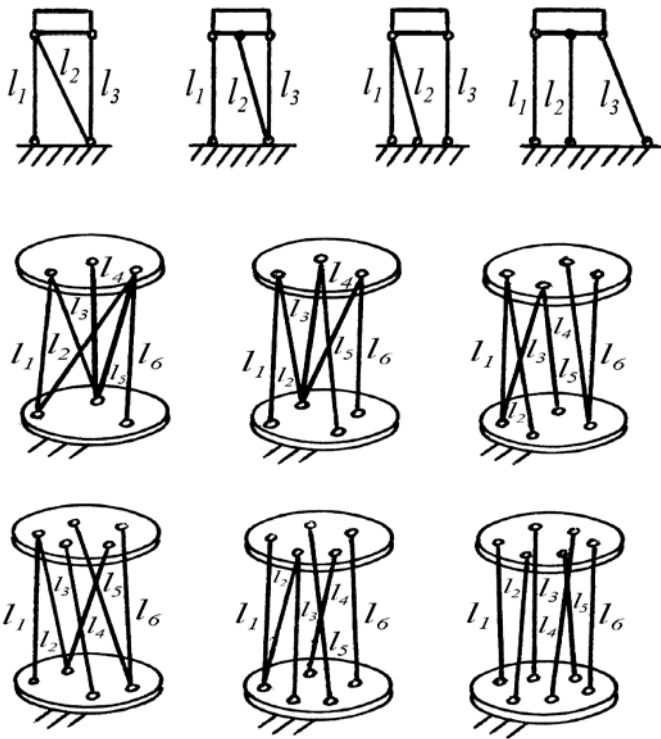


Рис. 1.1. Структурные схемы l -координатных исполнительных устройств

пеней подвижности. При их последовательном соединении число степеней подвижности определяется согласно (1.1) и (1.2) для:

- плоского случая

$$W = K(3n - 2p_1 - p_2); \quad (1.1)$$

- пространственного случая

$$W = K(6n - 5p_1 - 4p_2 - 3p_3 - 2p_4 - p_5). \quad (1.2)$$

Здесь: n – число подвижных звеньев кинематической цепи; K – число l -координатных модулей; p_1, \dots, p_5 – число пар соответствующего класса с одной, двумя..., пятью степенями подвижности.

На основе l -координат устройства используются в качестве исполнительных и информационных. Как исполнительные они используются в промышленных роботах-манипуляторах, за-

грузочно-транспортных устройствах и устройствах гашения колебаний. При этом в качестве привода используется любой из известных до настоящего времени приводов – пневмо-, гидро-, электромеханический, магнитострикционный или на основе пьезоэффекта, например, в виде рис. 1.3.

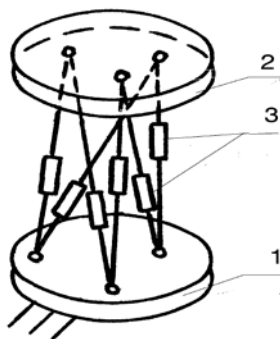


Рис.1.2. l – координатное исполнительное устройство

Как информационные они используются в качестве датчиков силомоментного очувствления (тензометрические, струнные и т.д.), устройств для определения положения и перемещения тела в пространстве, в которых параметры l_i определяются контактным или бесконтактным методами, например, ультразвуком. Основные преимущества l – координатных исполнительных устройств по сравнению с известными следующие: математическое описание положения и перемещения тела (выходного звена) только с помощью линейных величин; возможность построения исполнительных и информационных устройств на едином принципе l –координат; идентификация приводов; возможность использования всех известных способов передачи движения в вакуумный технологический объем без узлов трения; повышенная жесткость; высокая точность.

Во многих случаях в практических расчетах представляет интерес определение соответствующих длин отрезков (l – координат) l_1, l_2, \dots, l_6 в зависимости от положения тела (выходного звена).

Положение тела P относительно неподвижного основания в декартовых координатах определяется для каждой структуры отдельно.

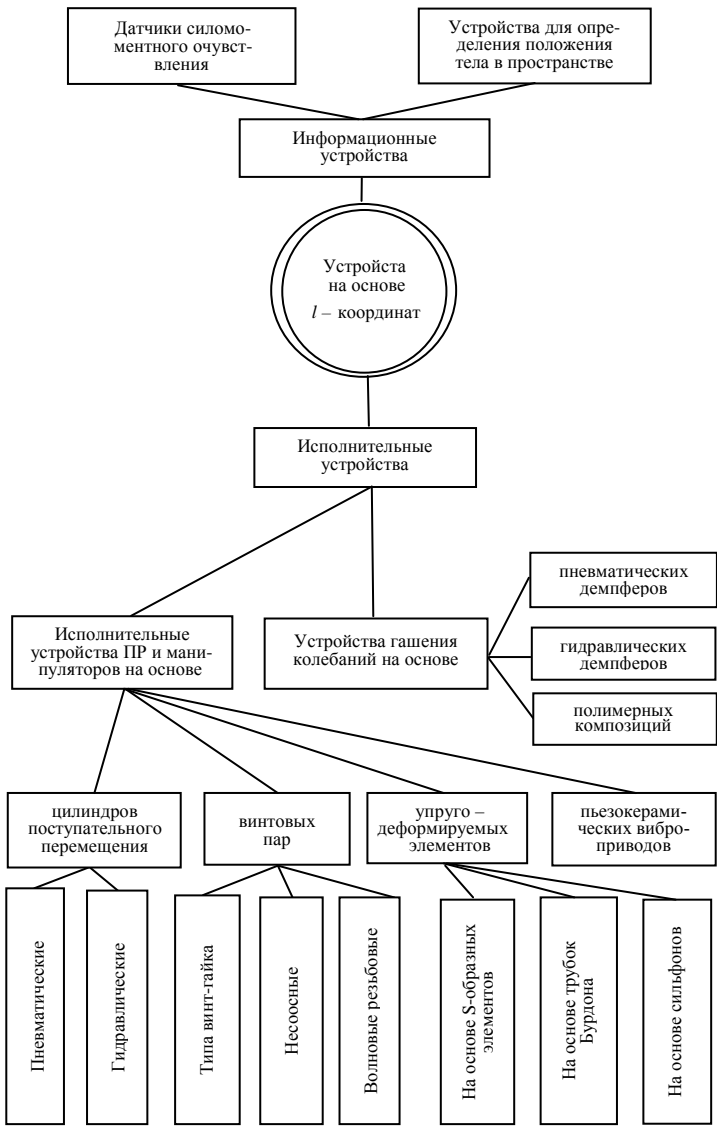


Рис. 1.3. Области применения l – координатных исполнительных устройств

Рассмотрим конкретный пример. Пусть дана некоторая структура рис. 1.4. Положение основания определяется тремя точками $A \{0, a, 0\}$, $O \{0, 0, 0\}$, $B \{b, 0, 0\}$, а тела – точками $A' \{X_A, Y_A, Z_A\}$, $O' \{X_O, Y_O, Z_O\}$, $B' \{X_B, Y_B, Z_B\}$, причем $AA' = l_1$, $OA' = l_2$, $A'B = l_3$, $OO' = l_4$, $OB' = l_5$, $OB' = l_6$.

Система уравнений для определения $X_A, Y_A, Z_A, X_B, Y_B, Z_B, X_O, Y_O, Z_O$ имеет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} l_1 = \sqrt{X_A^2 + (Y_A - a)^2 + Z_A^2} \\ l_2 = \sqrt{X_A^2 + Y_A^2 + Z_A^2} \\ l_3 = \sqrt{(X_A - b)^2 + Y_A^2 + Z_A^2} \\ l_4 = \sqrt{X_O^2 + Y_O^2 + Z_O^2} \\ l_5 = \sqrt{(X_O - b)^2 + Y_O^2 + Z_O^2} \\ l_6 = \sqrt{(X_B - b)^2 + Y_B^2 + Z_B^2} \\ a = \sqrt{(X_A - X_O)^2 + (Y_A - Y_O)^2 + (Z_A - Z_O)^2} \\ b = \sqrt{(X_B - X_O)^2 + (Y_B - Y_O)^2 + (Z_B - Z_O)^2} \\ c = \sqrt{(X_B - X_A)^2 + (Y_B - Y_A)^2 + (Z_B - Z_A)^2} \end{array} \right. \quad (1.3)$$

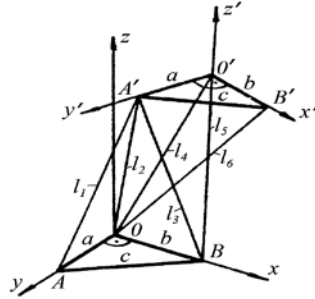


Рис. 1.4. К решению задачи положения

Не вдаваясь в подробность решения системы уравнений, покажем лишь последовательность действий:

1-й этап. Решаем систему:

$$\left\{ \begin{array}{l} l_1 = \sqrt{X_A^2 + (Y_A - a)^2 + Z_A^2} \\ l_2 = \sqrt{X_A^2 + Y_A^2 + Z_A^2} \\ l_3 = \sqrt{(X_A - b)^2 + Y_A^2 + Z_A^2} \end{array} \right. \quad (1.4)$$

Далее находим X_A, Y_A, Z_A .

2-й этап. Решаем систему:

$$\left\{ \begin{array}{l} l_4 = \sqrt{X_O^2 + Y_O^2 + Z_O^2} \\ l_5 = \sqrt{(X_O - B)^2 + Y_O^2 + Z_O^2} \\ a = \sqrt{(X_A - X_O)^2 + (Y_A - Y_O)^2 + (Z_A - Z_O)^2} \end{array} \right. \quad (1.5)$$

Находим X_O, Y_O, Z_O .

3-й этап. Решаем систему:

$$\left\{ \begin{array}{l} l_6 = \sqrt{(X_B - B)^2 + Y_B^2 + Z_B^2} \\ b = \sqrt{(X_B - X_O)^2 + (Y_B - Y_O)^2 + (Z_B - Z_O)^2} \\ c = \sqrt{(X_B - X_A)^2 + (Y_B - Y_A)^2 + (Z_B - Z_A)^2} \end{array} \right. \quad (1.6)$$

Находим X_B, Y_B, Z_B .

Таким образом, система (1.3) полностью решена.

Углы φ, ψ, θ между координатными осями OX и OX' , OY и OY' , OZ и OZ' находятся по правилам векторной алгебры как углы между соответствующими векторами \vec{OA} и \vec{OA}' , \vec{OB} и \vec{OB}' , \vec{OD} и \vec{OD}' .

Так, например, угол φ находится из перемножения векторов \vec{OA} и \vec{OA}' :

$$\vec{OA} = \{0, a, 0\}$$

$$\vec{OA}' = \{X_A - X_O; Y_A - Y_O; Z_A - Z_O\},$$

$$\vec{OA} \cdot \vec{OA}' = |\vec{OA}| \cdot |\vec{OA}'| \cdot \cos \varphi,$$

$$a(Y_A - Y_O) = \sqrt{(X_A - X_O)^2 + (Y_A - Y_O)^2 + (Z_A - Z_O)^2} \cdot a \cdot \cos \varphi$$

Откуда

$$\varphi = \arccos \frac{Y_A - Y_O}{\sqrt{(X_A - X_O)^2 + (Y_A - Y_O)^2 + (Z_A - Z_O)^2}} \quad (1.7)$$

Угол ψ находится из перемножения векторов \vec{OB} и \vec{OB}' :

$$\vec{OB}' = \{X_B - X_O; Y_B - Y_O; Z_B - Z_O\}, \quad \vec{OB} = \{b, 0, 0\},$$

$$\vec{OB}' \cdot \vec{OB} = |\vec{OB}'| \cdot |\vec{OB}| \cdot \cos \psi,$$

$$\vartheta(X_B - X_O) = \sqrt{(X_B - X_O)^2 + (Y_B - Y_O)^2 + (Z_B - Z_O)^2} \cdot \vartheta \cdot \cos \psi,$$

$$\psi = \arccos \frac{X_B - X_O}{\sqrt{(X_B - X_O)^2 + (Y_B - Y_O)^2 + (Z_B - Z_O)^2}}. \quad (1.8)$$

Угол θ находится из перемножения векторов $O\vec{D}$ и $O'\vec{D}'$:

$$O\vec{D} = /OA/ \cdot /OB/ \sin 90^\circ,$$

$$O'\vec{D}' = /O'A'/ \cdot /O'B'/ \sin 90^\circ,$$

$$O'\vec{D}' \cdot O\vec{D} = /O'A'/ \cdot /O'B'/ \cdot /OA/ \cdot /OB/ \cos \theta,$$

$$O'A' = \{X_A - X_O; Y_A - Y_O; Z_A - Z_O\},$$

$$O'B' = \{X_B - X_O; Y_B - Y_O; Z_B - Z_O\},$$

$$O\vec{A} = \{0; \mathbf{a}; 0\}, /OA/ = \mathbf{a},$$

$$O\vec{B} = \{\mathbf{b}; 0; 0\}, /OB/ = \mathbf{b}$$

$$O\vec{D} = /OA/ \cdot /OB/ \cdot \sin 90^\circ,$$

$$O'\vec{D}' = (X_A - X_O)(X_B - X_O) + (Y_A - Y_O)(Y_B - Y_O) + (Z_A - Z_O)(Z_B - Z_O),$$

$$O\vec{D} \cdot O'\vec{D}' = /O'A'/ \cdot /O'B'/ \cdot /OA/ \cdot /OB/ \cos \theta,$$

$$\mathbf{a}\mathbf{b} \cdot [(X_A - X_O)(X_B - X_O) + (Y_A - Y_O)(Y_B - Y_O) + (Z_A - Z_O)(Z_B - Z_O)] =$$

$$\sqrt{(X_A - X_O)^2 + (Y_A - Y_O)^2 + (Z_A - Z_O)^2} \cdot$$

$$\cdot \sqrt{(X_B - X_O)^2 + (Y_B - Y_O)^2 + (Z_B - Z_O)^2} \cdot \mathbf{a}\mathbf{b} \cos \theta.$$

Отсюда

$$\theta = \arccos \frac{\sqrt{((Y_A - Y_O)(Z_B - Z_O) - (Z_A - Z_O)(X_B - X_O))^2}}{\sqrt{[(X_A - X_O)^2 + (Y_A - Y_O)^2 + (Z_A - Z_O)^2]} \cdot}$$

$$\frac{+ ((Z_A - Z_O)(X_B - X_O) - (X_A - X_O)(Z_B - Z_O))^2 +}{\cdot [(Z_A - Z_O)^2 - (Z_A - Z_O)^2 - (Z_A - Z_O)^2]}$$

$$\frac{+ ((X_A - X_O)(Y_B - Y_O) - (Y_A - Y_O)(X_B - X_O))^2}{1} \quad (1.9)$$

Полученные соотношения позволяют производить переход от l – координат к обычным декартовым координатам, открывают возможности к решению задач динамики и управления такими устройствами. Рассмотрим примеры применения l – координатных устройств для конкретного оборудования электронной техники (табл.1.1.1.)


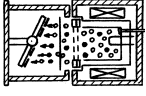
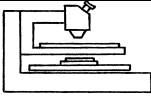
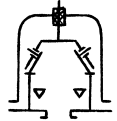
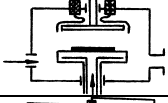
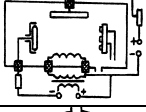

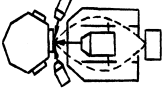
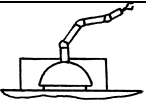
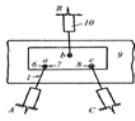
Оборудование для выращивания монокристаллов. Наряду с высокой точностью поддержания выбранных скоростей перемещения деталей установки, отсутствием загрязнений расплава и выращиваемого монокристалла, стабильностью тепловых условий, основным требованием является отсутствие вибраций, которое достигается за счет применения специальных шестистепенных виброгасителей на основе l – координат. В результате повышается процент выхода годных изделий.

Оборудование вакуумно-плазменного травления. Вакуумно-плазменное травление предназначено для обработки многослойных пленок с несовместимыми в условиях химической очистки свойствами слоев. Для повышения качества поверхности столик с подложками должен иметь шесть степеней подвижности, что может быть обеспечено за счет использования l – координатных устройств с электромеханическим приводом.

Оборудование для зондового контроля. Структура установок зондового контроля представляет собой комплекс двух устройств: электромеханического и электронного. Электромеханическое устройство содержит координатную систему, на которой размещается поворотный столик для ориентации закрепленной на нем полупроводниковой пластины с механизмом вертикального перемещения для контакта с зондами. Применение в этих условиях l – координатных устройств однозначно.

Особое внимание уделяется виброзащите оборудования в целом. В случае наличия вибраций возможно разрушение пленки при контакте с зондом, совершающим колебательное касательное движение. Когда усилие воздействия зонда на контактную площадку велико, возникает ”прокол”. Наиболее эффективна, в этом случае, виброзащита по всем шести степеням подвижности на основе l – координат.

Таблица 1.1

№ п/п	Примеры использования	Функциональное назначение	Среда	Схема	Достижимый результат
1	Оборудование для выращивания монокристаллов	Виброзащита	Атмосфера		Повышение % годных изделий
2	Оборудование вакуумно-плазменного травления	Перемещение подложкодержателя по заданному закону движения	Вакуум и инертный газ		Повышение качества поверхности
3	Оборудование для зондового контроля	Виброзащита. Совмещение координатной и поворотной систем	Атмосфера		Снижение брака
4	Оборудование для осаждения пленок термическим испарением в вакууме	Внутрикамерное исполнительное устройство	Вакуум		Повышение равномерности покрытия
5	Оборудование для катодного распыления	Внутрикамерное исполнительное устройство	Вакуум		Повышение равномерности покрытия
6	Оборудование для ионно-плазменного напыления	Перемещение подложкодержателя по заданному закону движения	Вакуум		Создание покрытия с заданным законом распределения толщины
7	Оборудование молекулярно-лучевой эпитаксии	Перемещение подложкодержателя по заданному закону движения	Вакуум		Повышение % годных изделий
8	Оборудование оптического послыпного анализа	Виброзащита	Атмосфера		Повышение достоверности воспроизведения спектра
9	Многоэтапные промышленные роботы и манипуляторы	Перемещение объекта с преодолением препятствия	Атмосфера, вакуум		Повышение кинематических возможностей
10	Гибкие производственные системы микроэлектроники	Информационно-измерительные устройства	Атмосфера		Определение текущих положений подвижных объектов

Оборудование для осаждения пленок термическим испарением в вакууме. К вакуумному оборудованию для осаждения пленок предъявляют следующие требования: высокая скорость откачки газов из рабочей камеры, высокая скорость испарения веществ и возможность регулирования ее в широких пределах за счет изменения подводимой к испарителю мощности, высокая производительность при групповой загрузке и обработке подложек, возможность одновременно с осаждением пленки получать требуемую конфигурацию тонкопленочных элементов пассивной части интегральных микросхем, возможность вести процесс как в высоком вакууме, так и в окислительной или восстановительной среде разряженного газа. Применение внутрикамерного l -координатного устройства снижает до минимума узлы трения в вакууме, повышает равномерность покрытия, улучшает чистоту напыляемого слоя. Узлы трения в вакууме могут быть полностью устранены, если в качестве приводных элементов использовать упругодеформированные трубчатые элементы.

Оборудование для катодного распыления. Катодное распыление, по сравнению с термическим, имеет определенные преимущества: большая площадь поверхности распыления, возможность распыления тугоплавких металлов и сплавов без изменения состава, отсутствие разогретых деталей в вакуумной камере, возможность точной регулировки толщины пленки путем изменения величины напряжения на электродах, возможность изготовления многослойных пленок. Эффективность этого метода распыления можно еще больше повысить, если внутрикамерное устройство выполнить по одной из структур l -координат, при этом равномерность покрытия за счет сложного движения подложкодержателя повышается.

Оборудование для ионно-плазменного напыления. Ионно-плазменное напыление проводят при давлении $10^{-1} - 10^{-2}$ Па, что на порядок меньше, чем при катодном распылении. Это обеспечивает более чистые условия осаждения пленок за счет увеличения концентрации электронов с термоэмиссионного катода, что приводит к увеличению концентрации ионизированных атомов рабочего газа. С помощью магнитной системы происходит фокусировка и локализация плазмы вблизи мишени. l -координатное исполнительное устройство в данном случае может обеспечивать перемещение подложкодержателя по заданному закону движения и, как результат, создание тонкопленочного

покрытия с заданным законом распределения толщины напыляемого слоя.

Оборудование молекулярно-лучевой эпитаксии. Опыт эксплуатации многокамерных установок молекулярно-лучевой эпитаксии показал, что промышленное оборудование должно обеспечивать получение равномерных по толщине структур на диаметре подложки 76 – 100 и более мм, ультравысокую чистоту в рабочих камерах, более высокую производительность, расширение технологических возможностей установок, высокий уровень автоматизации основных и вспомогательных операций. Для улучшения однородности пленки могут быть использованы методы перераспределения вещества, попадающего на подложку с помощью неподвижной или вращающейся диафрагмы или за счет вращения подложки. Применение диафрагмы уменьшает процент использования рабочего вещества источника, а вращение подложки усложняет конструкцию устройства нагрева, поэтому наиболее целесообразно движение подложки по сложной траектории с тремя или шестью степенями подвижности, чему наиболее полно удовлетворяют исполнительные устройства на основе плоских и пространственных l – координат.

Оборудование оже-спектрального послойного анализа. Метод электронной оже-спектроскопии (ЭОС) используется для химического анализа поверхности объекта в точке. С помощью растровой ЭОС возможно определение пространственного распределения химических элементов на поверхности, а при послойном анализе – трехмерного распределения элементов. Для получения высокой разрешающей способности необходима полная виброизоляция оборудования от пола, а также отдельных устройств от оборудования.

Для решения этой проблемы наиболее целесообразный подход – использование специальных многокоординатных демпферов, что может быть решено применением l – координатных устройств гашения колебаний. В результате чего достоверность воспроизводимого спектра повышается.

Многостепенные промышленные роботы и манипуляторы. В промышленных роботах и манипуляторах устройства на основе l – координат могут быть использованы в качестве исполнительных и информационных как для плоского, так и для пространственного движения. Принимая во внимание, что l – координаты одновременно являются и обобщенными координатами, т.е. независимыми, упрощается управление движением ПР,

т. к. обеспечивается непосредственное измерение текущих значений l – координат с учетом влияния деформаций звеньев руки промышленного робота на положение схвата в пространстве.

Гибкие производственные системы электронной техники. Здесь l – координатные устройства могут быть использованы для определения положения и перемещения объектов в пространстве.

Перечисленное оборудование не исчерпывает всех возможных областей применения l – координатных устройств.

В качестве приводов по каждой l -координате часто используются обычные пневмоцилиндры.

Недостатком обычных пневмоцилиндров является отсутствие полной герметизации между поршнем и цилиндром, а также между штоком и торцом цилиндра, что позволяет использовать их применительно к вакуумным условиям эксплуатации.

В предлагаемой конструкции пневмоцилиндра на сильфонах все эти недостатки устранены.

На рис. 1.5 показана конструкция исполнительного устройства (ИУ) на сильфонах. Сильфоны 1, 2 соединены одними концами с неподвижной заглушкой 3, а другими – с подвижными поршнями 4, 5, связанными между собой стержнями 6.

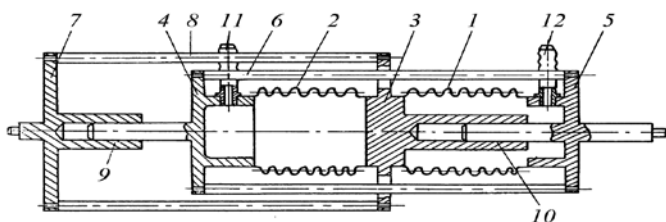


Рис. 1.5. Схема пневмомодуля на сильфонах

Заглушка 3 связана с основанием 7 посредством стержней 8. Направляющие скольжения 9, 10 служат для строгой ориентации возвратно-поступательного движения ИУ. Штуцеры 11, 12 служат для подачи рабочего газа. Пневматическое ИУ работает следующим образом. При подаче газа через штуцер 11 сильфон 2 удлиняется, поршень 4 перемещается влево; при подаче газа через штуцер 12 сильфон 1 удлиняется, поршень 5 перемещается вправо. Трение и износ в направляющих сведены до минимума за счет использования специальных твердосмазочных покрытий.

Для устранения дискретности движения предложена следующая схема управления движением (рис. 1.6).

Сигнал от датчиков расхода газа 2 и 3 энергоносителя 1 поступает на схему управления движением 4. Регулирование поступления газа датчиками расхода газа 2 и 3 в левые и правые сифоны осуществляется путем перекрытия исполнительным устройством 4 (согласно программы работы). Точность позиционирования регламентируется точностью датчика линейных перемещений 5.

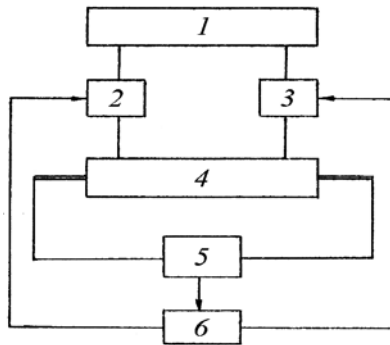


Рис. 1.6. Схема управления перемещением исполнительного устройства на сифонах: 1 – энергоноситель; 2 и 3 – датчики расхода 4 – схема управления движением перемещения; 5 – датчика линейных перемещений; 6 – блок управления

Рассмотренные пневматические исполнительные устройства на сифонах, могут быть использованы в качестве элементной базы, для создания промышленных роботов на основе l –координат. Устранение дискретности расширяет функциональные и кинематические возможности роботов на l –координатах при использовании их в вакууме.

Принцип работы манипулятора основан на использовании l –координат для задания плоскопараллельного движения тела (рис. 1.7). Здесь положение тела 1 на плоскости P определяется тремя числами l_1, l_2, l_3 , соответственно равными длинам отрезков Aa, Bb, Cc , причем опорные точки базы A, B, C заданы на плоскости, а опорные a, b, c на теле. В l –координатах уравнения движения свободного твердого тела имеют вид

$$l_1 = f_1(t), \quad l_2 = f_2(t), \quad l_3 = f_3(t). \quad (1.10)$$

Общее правило образования l -координат для плоскопараллельного движения заключается в том, что количество l -координат равно трем, количество точек на плоскости P и на теле составляет две или три, а отрезки l -координат расположены таким образом, что не пересекаются в одной точке и хотя бы один из них не параллелен двум другим.

На рис. 1.8 показан l -координатный манипулятор с тремя степенями подвижности, реализующий перемещение деталей в плоскости в соответствии с законами движения. Он содержит тяги 1 регулируемой двигателем 2 (например, пневмоцилиндром) длины, цилиндрические шарниры 3, ограничители поворота тяги 4, устройства 5 поджатия тяг к ограничителю, цилиндрические шарниры 6, связывающие захваты 7 с тягами 1. Также имеется перемещаемая и ориентируемая деталь 8 и стол 9.

Работает манипулятор следующим образом. В исходном положении манипулятора захваты 7 не связаны с деталью (например, плоской подложкой), лежащей на столе 9, тяги прижаты устройствами 5 (например, пружиной) к ограничителям 4 поворота тяг 1, длины тяг (l -координаты, равные расстояниям между шарнирами 5 и 6 каждой тяги) соответствуют заданным расчетным значениям, которые в соответствии с программой отработаны приводами 2.

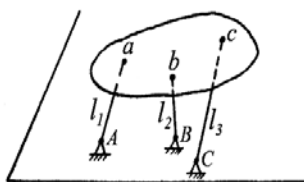


Рис. 1.7. Плоскопараллельное движение тела в l -координатах

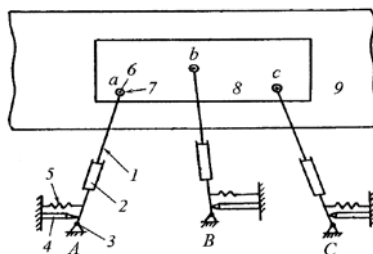


Рис. 1.8. l -координатный манипулятор с тремя захватами

По команде включения захваты 7 (например, пневмоприсоски) связывают каждую тягу 1 с деталью 8, после чего образуется l -координатный манипулятор как единая система. Выходным звеном этого манипулятора служит деталь 8.

Все перемещения и ориентация в плоскости, перпендикулярной оси шарнира, производятся с помощью приводов 2, каждый из которых реализует один из трех законов движения.

Поскольку деталь имеет три степени подвижности и обладает абсолютной маневренностью, т.е. может двигаться в любом направлении. При этом зона перемещения детали в плоскости ограничена конструктивными параметрами манипулятора и прежде всего величиной регулировки длин тяг.

Предложенный манипулятор позволяет перемещать деталь в ближайшей зоне. Для этого захваты соответствующей командой рассоединяют с деталью 8. Теперь под воздействием устройства 5 тяги поворачиваются до ограничителей 4 и занимают исходные положения. Длины тяг вновь определяются программой. По команде захвата совмещают тяги с деталью, но уже в трех других точках детали 8. Вновь начинается цикл перемещения детали. После окончания полного цикла манипулирования деталь остается в конечной позиции, а захваты размыкаются, и тяги 1 возвращаются в исходную позицию.

Положение ограничителей может регулироваться, что изменяет параметры манипулятора, а следовательно, и возможности перемещения детали. Ограничители могут быть снабжены приводом с числовым программным управлением, что позволит регулировать их положение в процессе манипулирования с одной деталью. Опоры должны обеспечивать положения тяг, отвечающие требованиям l – координат, приведенным выше.

Тяги 1 могут быть расположены на разных уровнях вдоль осей шарниров 3, а захваты могут быть снабжены приводами перемещения вдоль осей шарниров 6. Это позволит базировать захваты на поверхностях деталей, находящихся на разных уровнях вдоль осей этих шарниров.

На рис. 1.9 представлена схема l – координатного манипулятора с двумя захватами, с одним из которых связаны две тяги 1 посредством независимых шарниров, допускающих относительный поворот тяг и их поворот относительно захвата.

Кроме того, только одна из тяг 1 имеет ограничитель 4 и устройство 5 поджатия, так как угловое положение тяг 1, сходящихся в одной точке, определяется их длинами.

Этот манипулятор реализует структуру l -координат с двумя опорными точками на теле.

В l – координатном манипуляторе, показанном на рис. 1.10, приводы 10 выполнены в виде упругодеформируемых

элементов, например, сифонов, связанных с источником сжатого газа, подаваемого во внутренний объем этих элементов.

Механизм работает следующим образом. Перед соединением захваты 7 с деталью 8 упругодеформируемые элементы 10 находятся в исходном положении, соответствующим их свободному состоянию (сифон не изогнут), а расстояние по оси элементов от основания до центра схвата задано и отработано соответствующим давлением газа.

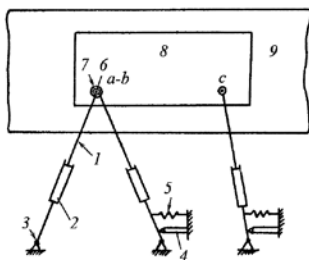


Рис. 1.9. 1 – координатный манипулятор с двумя захватами

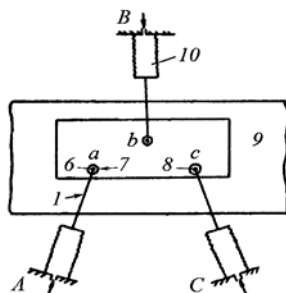


Рис.1.10. 1 – координатный манипулятор с приводами в виде упругодеформируемых элементов

После соединения захватов с деталью образуется координатный манипулятор, в котором изменение l – координат производится регулированием давления газа. При этом упругие элементы изгибаются. После отсоединения захватов 7 от детали 8 упругодеформируемые элементы возвращаются в исходное положение под действием сил упругости. Таким образом, в этом манипуляторе не требуется иметь много шарниров, ограничителей и устройств поджатия. Кроме того, он может работать в условиях глубокого вакуума, не загрязняя окружающую среду.

На рис. 1.11 представлен l – координатный манипулятор содержащий более трех шарниров.

Особенность работы такого устройства заключается в том, что деталь одновременно перемещается только тремя приводами, как описано выше, а выделение из всего множества приводов трех для манипулирования деталью производится в соответствии с программой работы. При этом, по мере необходимости, одни приводы отсоединяются от деталей, а другие подсоединяются. Это увеличивает зону перемещения деталей и их маневренность, что позволяет автоматизировать многооперационные процессы в

микроэлектронике. У существующих ПР на основе l – координат устройства передачи движения, как правило, обладают дискретностью манипулирования и низкой устойчивостью к вибрациям.

В этой связи была разработана система устройства передачи движения, которая устраняет это явление. Сущность устройства поясняется рис. 1.12 – 1.15. Так на рис. 1.12 показан

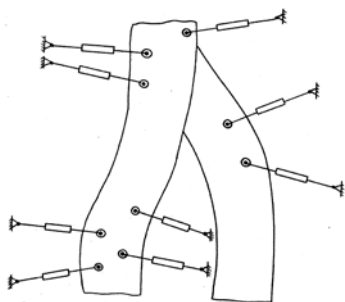


Рис. 1.11. l – координатный манипулятор с числом приводов больше трех

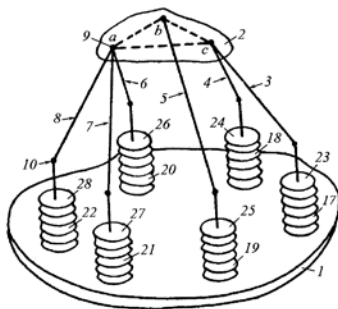


Рис. 1.12. Общая схема l – координатного винтового исполнительного устройства

общий вид манипулятора. На рис. 1.13 показана схема манипулятора, в которой приводы каждой координаты осуществляются от своего двигателя.

В этой связи была разработана система устройства передачи движения, которая устраняет это явление. Сущность устройства поясняется рис. 1.12 – 1.15. Так на рис. 1.12 показан общий вид манипулятора. На рис. 1.13 показана схема манипулятора, в которой приводы каждой координаты осуществляются от своего двигателя.

На рис. 1.14 показана схема манипулятора, в которой привод осуществляется от одного двигателя, на рис. 1.15 – от двух двигателей.

При подаче сигнала на электродвигатели 29–34 (рис.1.13) – электромагнитные муфты 41–46 и гайки 35–40 вращаются, что позволяет перемещаться поступательно винтам 11–16. Таким образом, подвижное основание 2 занимает положение в пространстве в соответствии с заданной программой.

Для манипулятора с одним приводным двигателем 47 (рис. 1.14) перемещение винтов 11–16 осуществляется при вра-

щении электродвигателя 47 и соединении зубчатых колес 48–53 посредством электромагнитных муфт 41- 46 с гайками 35- 40. Перемещение винтов 11-16 вверх-вниз осуществляется при изменении направления вращения электродвигателя 47.

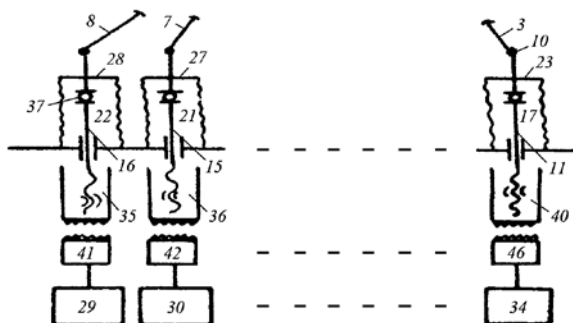


Рис. 1.13. Схема 1 – координатного устройства с шестью электродвигателями

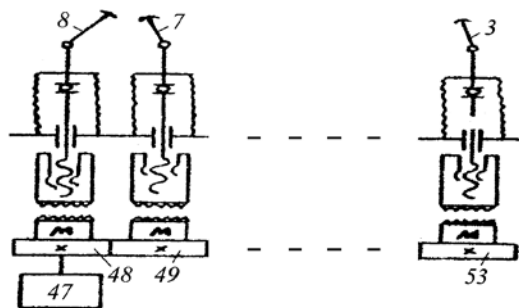


Рис. 1.14. Схема 1 – координатного устройства с одним электродвигателем

Для манипулирования с двумя приводными электродвигателями 47, 54 (рис. 1.15) перемещение винтов 11-16 вверх осуществляется при вращении электродвигателя 47 и соединении зубчатых колес 48-53 посредством электромагнитных муфт 41-46 с гайками 35-40. А перемещение винтов 11-16 вниз – при вращении электродвигателя 54 и соединении зубчатых колес 55-61 с гайка-

ми 35-40 посредством электромагнитных муфт. Сильфонная герметизация позволяет использовать манипулятор в вакууме.

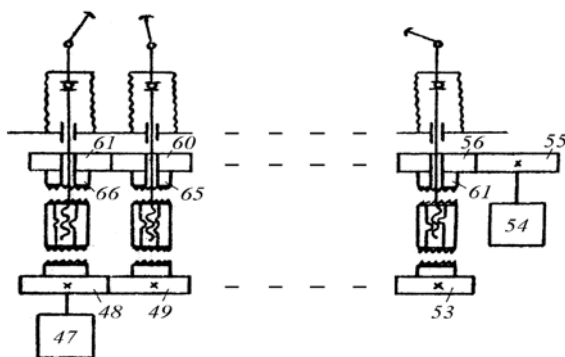


Рис. 1.15. Схема *l* – координатного устройства с двумя электродвигателями

В *l* – координатном манипуляторе, представленном на рис. 1.16, отсутствуют узлы трения в вакууме. Манипулятор предназначен для вакуумных условий эксплуатации и содержит основание 1, исполнительный орган 2 и привод из соединенных между собой шести кинематических цепей 3, 4, 5, 6, 7, 8.

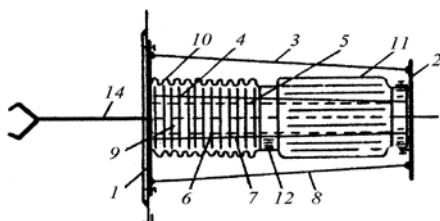


Рис. 1.16. Общая схема *l* – координатного манипулятора

Упругий герметизирующий элемент 9 выполнен в виде сильфона 10 и гофрированной трубы 11 малой крутильной жесткости, которые герметично связаны между собой посредством переходника 12 таким образом, что кинематические цепи 3, 4, 5, 6, 7, 8 герметизированы относительно технологической среды, как это показано на рис. 1.17 – 1.19.

В качестве кинематических цепей 3, 4, 5, 6, 7, 8 можно использовать обычные пневмоцилиндры или винтовые передачи с электродвигателями. Конкретное исполнение кинематических цепей 3, 4, 5, 6, 7, 8 на рис. 1.16 условно не показано.

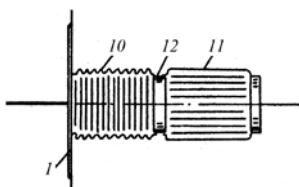


Рис. 1.17. Схема гибкого герметизирующего элемента манипулятора

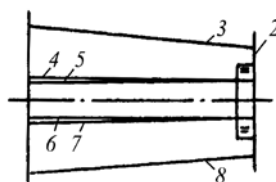


Рис. 1.18. Схема расположения тяг

С целью обеспечения высокотемпературного прогрева (при установке в сверхвысоковакуумном оборудовании) исполнительный орган манипулятора 2 с кинематическими цепями 3, 4, 5, 6, 7, 8 может отсоединяться от основания манипулятора (рис. 1.18).

Кинематические цепи, образующие привод, могут быть выполнены также в виде гибких тяг (рис. 1.20) регулируемой длины, натяжение которых осуществляется упругим герметизирующим элементом 13. На исполнительном органе может быть установлено захватное устройство 14, связанное с исполнительным органом 2.

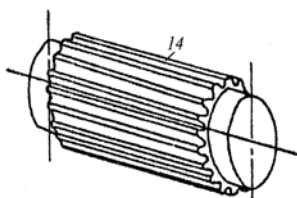


Рис. 1.19. Общий вид сиффона с продольными гофрами гибкими

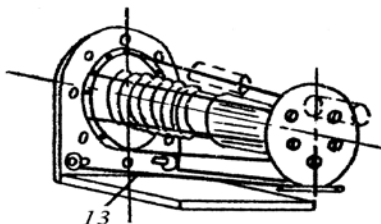


Рис. 1.20. Общий вид вакуумного l-координатного манипулятора с тягами

l – координатный манипулятор работает следующим образом. При изменении длин кинематических цепей 3, 4, 5, 6, 7, 8

исполнительный орган 2 совершает движение по шести координатам – трем линейным и трем угловым относительно неподвижного основания 1. Сильфон 10 при этом имеет пять степеней подвижности, а шестую степень обеспечивает гофрированная труба 11 малой крутильной жесткости (рис. 1.19).

Таким образом l – координатный манипулятор обеспечивает передачу движения в герметизированный объем. При этом в вакуумном объеме полностью отсутствуют шарнирные соединения, а число герметизирующих элементов резко уменьшается.

l – координатный манипулятор, показанный на рис. 1.21, a содержит неподвижное основание 1, подвижное основание 2, выходное звено 3, которые связаны между собой посредством приводов 4 и 5 ($l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, l_6$).

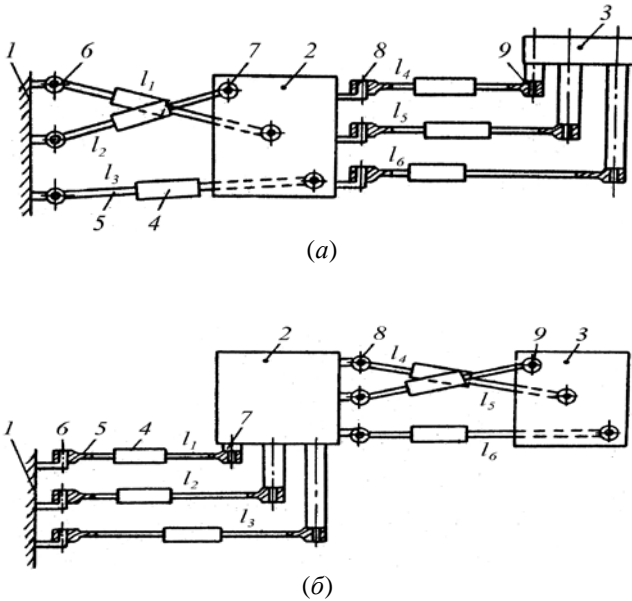


Рис. 1.21. Схема пространственного l – координатного манипулятора на базе двух плоскостей (а) - вид сверху и (б) - сбоку

Три привода 4 и тяги 5 соединяют между собой неподвижное основание 1 и подвижное 2 (l_1, l_2, l_3). Другие три привода (рис. 1.21, б) и тяги 5 соединяют между собой подвижное основание 2 и выходное звено 3 (l_4, l_5, l_6).

В первом и во втором случае соединение происходит по структуре плоских l – координат, которые взаимно перпендикулярны. Приводы 4 расположены не в одной плоскости и связаны с неподвижным 1, подвижным 2 основаниями и выходным звеном 3 посредством цилиндрических шарниров 6, 7, 8, 9.

l – координатный манипулятор работает следующим образом. При изменении длин тяг 5 (l_1, \dots, l_6) за счет приводов 4 выходное звено 3 совершает пространственное движение с возможностью пространственного поворота на угол, близкий к 360° , относительно любой координатной оси. Разделение приводов и их расположение в разных плоскостях позволяет им работать независимо друг от друга в различных плоскостях.

1.2. l – координатные винтовые исполнительные устройства. Основные расчетные зависимости

1.2.1. Пределы применимости методики

Приводятся основные расчетные зависимости для l – координатных винтовых исполнительных устройств.

Тип резьбы – метрическая.

Настоящее учебное пособие не регламентирует конструкции l – координатных винтовых исполнительных устройств.

В настоящем учебном пособии не рассматриваются вопросы изменения точности l – координатных винтовых исполнительных устройств в процессе изнашивания.

Температурный интервал эксплуатации 223 – 373 К.

1.2.2. Принятая терминология

l – координатное исполнительное устройство – устройство, в котором положение выходного звена определяется в абсолютных координатах, а уравнение его движения описывается только в линейных величинах, относительно неподвижного основания.

l – координатное винтовое исполнительное устройство – устройство на основе l – координат, в котором в качестве при-

водов поступательного движения используются винтовые механизмы с электродвигателями.

l – координатное плоское винтовое исполнительное устройство – устройство на основе l – координат с тремя приводами для создания плоскопараллельного движения выходного звена (рис. 1.22).

l – координатное пространственное винтовое исполнительное устройство – устройство на основе l – координат с шестью приводами для создания пространственного движения выходного звена (рис. 1.23).

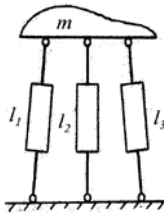


Рис. 1.22. l – координатное плоское исполнительное устройство

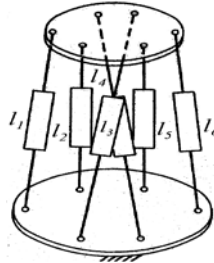


Рис. 1.23. l – координатное пространственное винтовое исполнительное устройство

Приводы связывают выходное звено с неподвижным основанием посредством шарниров

1.2.3. Основные расчетные зависимости

Минимальная длина каждого привода (рис. 1.25) определяется по формуле

$$l_i = \sqrt{(X_i^B - X_i^O)^2 + (Y_i^B - Y_i^O)^2 + (Z_i^B - Z_i^O)^2}, \text{ мм}, \quad (1.11)$$

где: $i = 1 \dots 6$ - номер привода; $1^1 - 6^1$ - минимальные координаты расположения точек крепления приводов к выходному звену

X_i^B, Y_i^B, Z_i^B , мм; $1 - 6$ - координаты расположения точек крепления

приводов к неподвижному основанию X_i^O, Y_i^O, Z_i^O , мм.

Максимальная длина каждого привода определяется по формуле:

$$\bar{l}_i = \sqrt{(\overline{X_i^B} - X_i^O)^2 + (\overline{Y_i^B} - Y_i^O)^2 + (\overline{Z_i^B} - Z_i^O)^2}, \text{ мм}, \quad (1.12)$$

где: $1^{\text{II}} - 6^{\text{II}}$ - максимальные координаты расположения точек крепления приводов к выходному звену $\overline{X_i^B}, \overline{Y_i^B}, \overline{Z_i^B}$, мм.

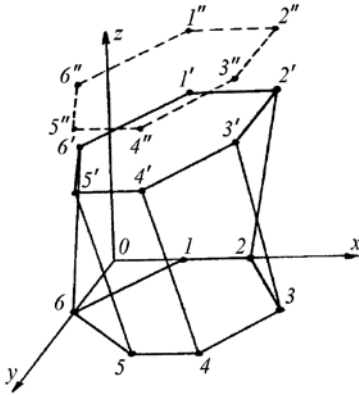


Рис. 1.24. К определению минимальной и максимальной длины l - координатного винтового исполнительного устройства

Минимальная длина винтовой нарезки определяется по формуле:

$$l_i^H = \bar{l}_i - l_i, \text{ мм} \quad (1.13)$$

Статическое осевое усилие, действующее на привод, определяется по формуле:

$$F_a^{CT} = \frac{10 m_e}{N}, \text{ Н}, \quad (1.14)$$

где: m_e - масса выходного звена и расположенного на ней изделия, кг; N - количество шарниров, расположенных на неподвижном

основании или выходном звене.

Примечание: В расчет принимается наименьшее количество шарниров неподвижного основания или выходного звена.

Крутящий момент на винте при статической нагрузке F_a^{CT} определяется по формуле:

$$M_B = 0,5 d_2 F_a^{CT} \operatorname{tg}(\lambda + \varphi), \text{ Н}\cdot\text{мм}, \quad (1.15)$$

где: d_2 - средний диаметр резьбы, мм; λ - угол подъема винтовой линии, рад, $\lambda = \frac{tz}{\pi d_2}$; t - шаг резьбы, z - заходность; φ - угол трения, рад, $\varphi = \operatorname{arctg} f_{ск}$; $f_{ск}$ - коэффициент трения скольжения в винтовой паре.

Средняя скорость перемещения винта определяется по формуле:

$$v = z \cdot t \cdot \frac{n}{60}, \text{ мм/с}, \quad (1.16)$$

где n – частота вращения винта, об/мин.

Приведенный момент инерции определяется по формуле:

$$I_{пр} = I_p + I_M + I_B + \frac{z t}{4\pi} d_2 m_2 t g(\lambda + \varphi), \text{ Н}\cdot\text{мм}\cdot\text{с}^2, \quad (1.17)$$

где: I_p – момент инерции ротора, Н·мм·с²; I_M – момент инерции соединительной муфты, Н·мм·с²; I_B – момент инерции винта, Н·мм·с².

Время разгона привода определяется по формуле:

$$\tau_p = 0,105 \frac{I_{пр} \cdot \Pi}{M_{дин}}, \text{ с}, \quad (1.18)$$

где: $M_{дин} = M_{пуск} - M_B$ – динамический момент, Н·мм; $M_{пуск}$ – пусковой момент на электродвигателе.

Линейное ускорение в период разгона определяется как:

$$a = \frac{v}{\tau_p}, \text{ мм/с}^2. \quad (1.19)$$

Динамическое осевое усилие, действующее на привод, определяется по формуле:

$$F_a^{дин} = \frac{m \cdot v}{N \cdot \tau_{cp}}, \text{ Н}. \quad (1.20)$$

Суммарное осевое усилие, действующее на привод, определяется по формуле:

$$F_{a\Sigma} = F_a^{CT} - F_a^{дин}. \quad (1.21)$$

Удельное давление на витки резьбы определяется по формуле:

$$P = \frac{4F_{a\Sigma}}{\pi \cdot n \cdot (d^2 - d_1^2)}, \text{ Н/мм}^2, \quad (1.22)$$

где: n – расчетное число витков, как правило, $n = 6$; d , d_1 – наружный и внутренний диаметры резьбы соответственно, мм.

Примечание: Полученное значение удельного давления следует сравнить с допустимым табличным.

Напряжение на винте определяется по формуле:

$$\sigma_{сж} = \frac{4F_{a\Sigma} \cdot K}{\pi \cdot d_2^2}, \text{ Н/мм}^2, \quad (1.23)$$

где K – коэффициент, учитывающий сжатие вместе с кручением, $K = 1,2 - 1,7$.

Примечание: Полученное значение напряжения сжатия следует сравнить с допускаемым табличным.

1.2.4. Пример расчета

Исходные данные: масса выходного звена $m_6 = 1$ кг, количество шарниров $N = 3$, заходность $z = 1$, шаг резьбы $t = 0,5$ мм, коэффициент трения скольжения $f_{ск} = 0,3$, частота вращения двигателя $n = 3600$ об/мин, пусковой момент на электродвигателе $M_{пуск} = 80$ Н мм, диаметр резьбы $d = 10$ мм.

Координаты крепления точек привода к неподвижному основанию, мм:

$X_1^0 = 40$	$Y_1^0 = 0$	$Z_1^0 = 0$
$X_2^0 = 90$	$Y_2^0 = 0$	$Z_2^0 = 0$
$X_3^0 = 130$	$Y_3^0 = 40$	$Z_3^0 = 0$
$X_4^0 = 90$	$Y_4^0 = 80$	$Z_4^0 = 0$
$X_5^0 = 40$	$Y_5^0 = 80$	$Z_5^0 = 0$
$X_6^0 = 0$	$Y_6^0 = 40$	$Z_6^0 = 0$

Минимальные координаты расположения точек крепления приводов к выходному звену, мм:

$X_1^B = 60$	$Y_1^B = 0$	$Z_1^B = 100$
$X_2^B = 110$	$Y_2^B = 0$	$Z_2^B = 100$
$X_3^B = 130$	$Y_3^B = 40$	$Z_3^B = 100$
$X_4^B = 70$	$Y_4^B = 80$	$Z_4^B = 100$
$X_5^B = 20$	$Y_5^B = 80$	$Z_5^B = 100$
$X_6^B = 0$	$Y_6^B = 40$	$Z_6^B = 100$

Максимальные координаты расположения точек крепления приводов к выходному звену, мм:

$$\begin{array}{lll}
 \overline{X}_1^B = 60 & \overline{Y}_1^B = 0 & \overline{Z}_1^B = 140 \\
 \overline{X}_2^B = 110 & \overline{Y}_2^B = 0 & \overline{Z}_2^B = 140 \\
 \overline{X}_3^B = 130 & \overline{Y}_3^B = 40 & \overline{Z}_3^B = 140 \\
 \overline{X}_4^B = 70 & \overline{Y}_4^B = 80 & \overline{Z}_4^B = 140 \\
 \overline{X}_5^B = 20 & \overline{Y}_5^B = 80 & \overline{Z}_5^B = 140 \\
 \overline{X}_6^B = 0 & \overline{Y}_6^B = 40 & \overline{Z}_6^B = 140
 \end{array}$$

Минимальная длина каждого привода находится по (1.11):

$$\begin{aligned}
 l_2 &= \sqrt{(\overline{X}_2^B - X_2^O)^2 + (\overline{Y}_2^B - Y_2^O)^2 + (\overline{Z}_2^B - Z_2^O)^2} = \sqrt{(110 - 90)^2 + (0 - 0)^2 + (100 - 0)^2} = 101,98 \text{ мм}, \\
 l_3 &= \sqrt{(\overline{X}_3^B - X_3^O)^2 + (\overline{Y}_3^B - Y_3^O)^2 + (\overline{Z}_3^B - Z_3^O)^2} = \sqrt{(130 - 130)^2 + (40 - 40)^2 + (100 - 0)^2} = 100 \text{ мм}, \\
 l_4 &= \sqrt{(\overline{X}_4^B - X_4^O)^2 + (\overline{Y}_4^B - Y_4^O)^2 + (\overline{Z}_4^B - Z_4^O)^2} = \sqrt{(70 - 90)^2 + (80 - 80)^2 + (100 - 0)^2} = 101,98 \text{ мм}, \\
 l_5 &= \sqrt{(\overline{X}_5^B - X_5^O)^2 + (\overline{Y}_5^B - Y_5^O)^2 + (\overline{Z}_5^B - Z_5^O)^2} = \sqrt{(20 - 40)^2 + (80 - 80)^2 + (100 - 0)^2} = 101,98 \text{ мм}, \\
 l_6 &= \sqrt{(\overline{X}_6^B - X_6^O)^2 + (\overline{Y}_6^B - Y_6^O)^2 + (\overline{Z}_6^B - Z_6^O)^2} = \sqrt{(0 - 0)^2 + (40 - 40)^2 + (100 - 0)^2} = 100 \text{ мм},
 \end{aligned}$$

Определяем максимальную длину привода по (1.12):

$$\begin{aligned}
 \bar{l}_1 &= \sqrt{(\overline{X}_1^B - X_1^O)^2 + (\overline{Y}_1^B - Y_1^O)^2 + (\overline{Z}_1^B - Z_1^O)^2} = \sqrt{(60 - 40)^2 + (0 - 0)^2 + (140 - 0)^2} = 141,42 \text{ мм}, \\
 \bar{l}_2 &= \sqrt{(\overline{X}_2^B - X_2^O)^2 + (\overline{Y}_2^B - Y_2^O)^2 + (\overline{Z}_2^B - Z_2^O)^2} = \sqrt{(110 - 90)^2 + (0 - 0)^2 + (140 - 0)^2} = 141,42 \text{ мм},
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + (0-0)^2 + (140-0)^2 = 141,42 \text{ мм}, \\
\bar{l}_3 & = \sqrt{(\bar{X}_3^B - X_3^O)^2 + (\bar{Y}_3^B - Y_3^O)^2 + (\bar{Z}_3^B - Z_3^O)^2} = \sqrt{(130-130)^2 +} \\
& + (40-40)^2 + (140-0)^2 = 140 \text{ мм}, \\
\bar{l}_4 & = \sqrt{(\bar{X}_4^B - X_4^O)^2 + (\bar{Y}_4^B - Y_4^O)^2 + (\bar{Z}_4^B - Z_4^O)^2} = \sqrt{(70-90)^2} + \\
& + (80-80)^2 + (140-0)^2 = 141,42 \text{ мм}, \\
\bar{l}_5 & = \sqrt{(\bar{X}_5^B - X_5^O)^2 + (\bar{Y}_5^B - Y_5^O)^2 + (\bar{Z}_5^B - Z_5^O)^2} = \sqrt{(20-40)^2} + \\
& + (80-80)^2 + (140-0)^2 = 141,42 \text{ мм}, \\
\bar{l}_6 & = \sqrt{(\bar{X}_6^B - X_6^O)^2 + (\bar{Y}_6^B - Y_6^O)^2 + (\bar{Z}_6^B - Z_6^O)^2} = \sqrt{(0-0)^2} + \\
& + (40-40)^2 + (140-0)^2 = 140 \text{ мм}
\end{aligned}$$

Определяем минимальную длину винтовой нарезки по формуле (1.13):

$$\begin{aligned}
I_1^{\text{н}} & = \bar{l}_1 - I_1 = 141,42 - 101,98 = 39,44 \text{ мм}, \\
I_2^{\text{н}} & = \bar{l}_2 - I_2 = 141,42 - 101,98 = 39,44 \text{ мм}, \\
I_3^{\text{н}} & = \bar{l}_3 - I_3 = 140 - 100 = 40 \text{ мм}, \\
I_4^{\text{н}} & = \bar{l}_4 - I_4 = 141,42 - 101,98 = 39,44 \text{ мм}, \\
I_5^{\text{н}} & = \bar{l}_5 - I_5 = 141,42 - 101,98 = 39,44 \text{ мм}, \\
I_6^{\text{н}} & = \bar{l}_6 - I_6 = 140 - 100 = 40 \text{ мм}.
\end{aligned}$$

Определим статическое осевое усилие, действующее на привод, по формуле (1.14):

$$F_a^{\text{CT}} = \frac{10m_B}{N} = \frac{10 \cdot 1}{3} = 3,33 \text{ Н}.$$

Определим крутящий момент на винте при статической нагрузке F_a^{CT} по формуле (1.15):

$$\lambda = \frac{t \cdot z}{\pi \cdot d_2} = \frac{0,5 \cdot 1}{3,14 \cdot 9,67} = 0,0165, \quad \varphi = \arctg f_{\text{сх}} = \arctg 0,3 = 0,2915,$$

$$M_B = 0,5 d_2 \cdot F_a^{CT} \cdot \operatorname{tg}(\lambda + \varphi) = 0,5 \cdot 9,67 \cdot 3,33 \cdot \operatorname{tg}(0,0165 + 0,2915) = 5,123 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Определяем среднюю скорость перемещения винта по формуле (1.16):

$$v = z \cdot t \cdot \frac{n}{60} = 1 \cdot 0,5 \frac{3600}{60} = 30 \text{ мм/с}.$$

Определяем приведенный момент инерции по (1.17):

$$I_{np} = I_p + I_m + I_B + \frac{z \cdot t}{4\pi} \cdot d_2 \cdot m_B \cdot \operatorname{tg}(\lambda + \varphi) = 0,02 + 0,02 + \frac{1 \cdot 0,5}{4\pi} \cdot 9,67 \cdot 1 \cdot \operatorname{tg}(0,0165 + 0,2915) = 0,18 \text{ Н} \cdot \text{мм} \cdot \text{с}^2.$$

Определяем время разгона привода по формуле (1.18):

$$M_{дин} = M_{пуск} - M_B = 80 - 5,123 = 74,877 \text{ Н} \cdot \text{мм},$$

$$\tau_p = 0,105 \cdot \frac{I_{np} \cdot n}{M_{дин}} = 0,105 \frac{0,18 \cdot 3600}{74,877} = 0,9 \text{ с}.$$

Найдем линейное ускорение в период разгона по (1.19):

$$a = \frac{v}{\tau_p} = \frac{30}{0,90B} = 33,04 \text{ мм/с}^2.$$

Определяем динамическое осевое усилие, действующее на привод по формуле (1.20):

$$F_a^{дин} = \frac{m_B \cdot v}{N \tau_p} = \frac{1 \cdot 30}{3 \cdot 0,908} = 11,013 \text{ Н}.$$

Определяем суммарное осевое усилие, действующее на привод, по формуле (1.21):

$$F_{a\Sigma} = F_a^{CT} + F_a^{дин} = 3,33 + 11,013 = 14,343 \text{ Н}.$$

Определяем удельное давление на витки резьбы по (1.22):

$$P = \frac{4 \cdot F_{a\Sigma}}{\pi \cdot n(d^2 - d_1^2)} = \frac{4 \cdot 14,343}{\pi \cdot 6(100 - 87,209)} = 0,238 \text{ Н/мм}^2.$$

Определяем напряжение сжатия на винте по (1.23):

$$\sigma_{сж} = \frac{4 \cdot F_{a\Sigma} \cdot K}{\pi \cdot d_2^2} = \frac{4 \cdot 14,373 \cdot 1,4}{\pi \cdot 9,67^2} = 0,274 \text{ Н/мм}^2.$$

Глава 2

Расчет основных параметров волновых зубчатых передач

2.1. Пределы применимости методики

В настоящем разделе излагается методика расчета основных параметров волновых зубчатых передач, работающих в микроклимате и вакууме.

Температурный интервал эксплуатации волновых передач от 223 К до 323 К (от $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+50\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Между трущимися поверхностями зубьев жесткого и гибкого колес имеется пленка пластичной или твердой смазки.

Степень точности волнового зацепления не ниже восьмой по ГОСТ 9178-72.

Все расчеты ведутся исходя из $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ исходного контура.

Настоящая методика не регламентирует конструкции волновых передач и их элементов.

В настоящей методике не рассматриваются вопросы точности волновых передач.

2.2. Принятая терминология и обозначения

Волновая передача состоит из 3-х основных элементов – генератора волн 1, гибкого элемента 2 и жесткого колеса 3 (рис. 2.1).

Генератором волн волновой передачи называется элемент, создающий волну деформации в гибком элементе волновой передачи.

Планетарным генератором волн (рис. 2.2) называется генератор волн, имеющий собственное передаточное число.

Гибким элементом волновой передачи называется элемент в виде цилиндрической трубы или оболочки отрицательной кривизны, имеющий зубчатый венец на наружной поверхности (рис. 2.1, 2.6 ÷ 2.8).

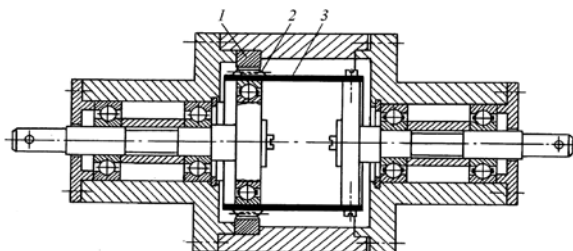


Рис. 2.1. Малогабаритная приборная волновая зубчатая передача

Жестким колесом волновой передачи называется кольцевой элемент, имеющий на внутренней поверхности зубчатый венец, причем зубья жесткого колеса или гибкого элемента входят в зацепление под действием генератора волн (рис. 2.2).

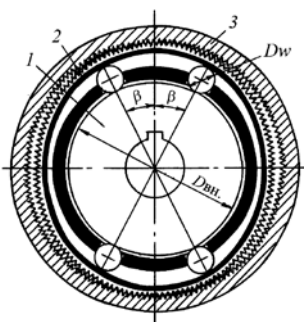


Рис. 2.2. Поперечный разрез волновой передачи с планетарным генератором волн: 1 – планетарный генератор волн; 2 – гибкий элемент; 3 – жесткое колесо

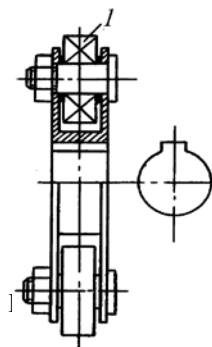


Рис. 2.3. Роликовый генератор волн:
1 – ролик

Роликовым генератором волн называется такой генератор, который создает волну деформации в гибком элементе с помощью 2-х или более роликов, которые представляют собой обычные радиальные шарикоподшипники 1 (рис.2.3).

Дисковым генератором волн называется такой генератор, который создает волну деформации в гибком элементе с помощью 2-х дисков 1, оси вращения которых имеют некоторый эксцентриситет (рис.2.4).

Кулачковым генератором волн называется такой генератор, который создает волну деформации в гибком элементе с помощью гибкого шарикоподшипника 1, насаженного на кулачок 2 специального профиля (рис. 2.5).

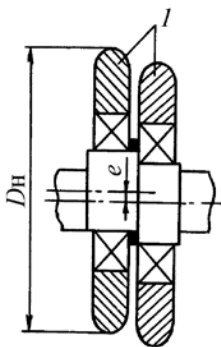


Рис. 2.4. Дисковый генератор волн:
1 – диски

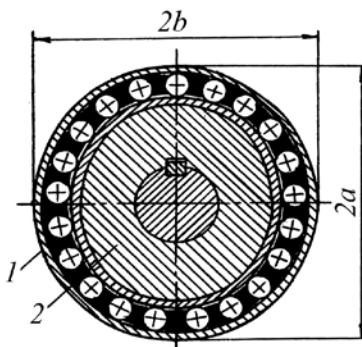


Рис. 2.5. Кулачковый генератор волн: 1 - гибкий шарикоподшипник; 2 - кулачок

Волновые передачи могут использоваться как в качестве редукторов (рис. 2.9), так и в качестве вводов вращения (рис. 2.10, 2.11).

2.3 Расчет входной мощности волновой передачи

Мощность на входном валике волновой передачи определяется по формулам:

$$N_{вх} = \frac{P_{вых} \cdot v_{вых}}{\eta_{общ}}, \text{ Вт, или} \quad (2.1)$$

$$N_{вх} = \frac{M_{вых} \cdot n_{вых}}{9550 \cdot \eta_{общ}}, \text{ Вт,} \quad (2.2)$$

где: $P_{вых}$ – окружное усилие на выходном валике волновой передачи, Н; $v_{вых}$ – окружная скорость на выходном валике волновой передачи, м/с; $M_{вых}$ – момент на выходном валике волновой передачи, Н·мм; $n_{вых}$ – частота вращения выходного валика передачи, об/мин; $\eta_{вых}$ – общий к.п.д. волновой передачи.

Примечание. Ориентировочно общий к.п.д. (при малых нагрузках) может быть принят в пределах 0,4÷0,6.

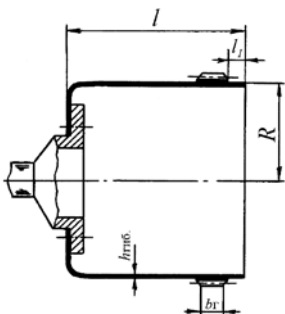


Рис. 2.6. Жесткое крепление гибкого элемента

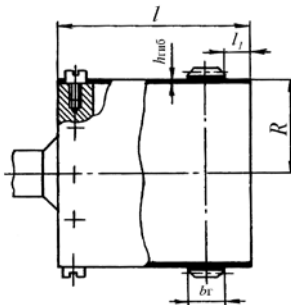


Рис. 2.7. Штифтовое крепление гибкого элемента

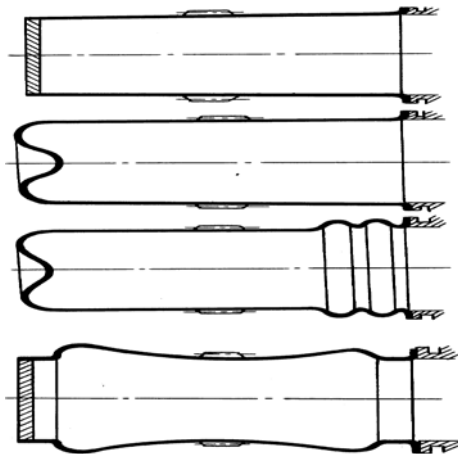


Рис. 2.8. Гибкие элементы для передачи движения в герметизированный бъем

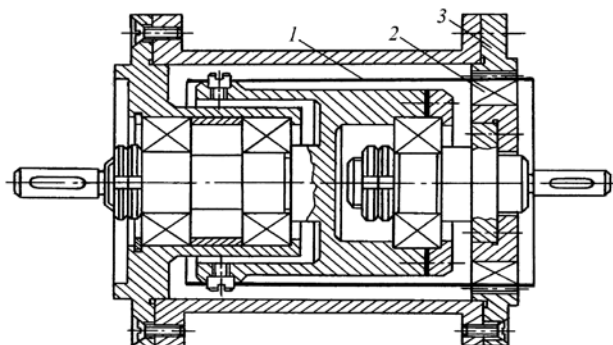


Рис. 2.9. Волновая зубчатая передача с размерами, уменьшенными в осевом направлении: 1 – гибкий элемент; 2 – генератор волн; 3 – жесткое колесо

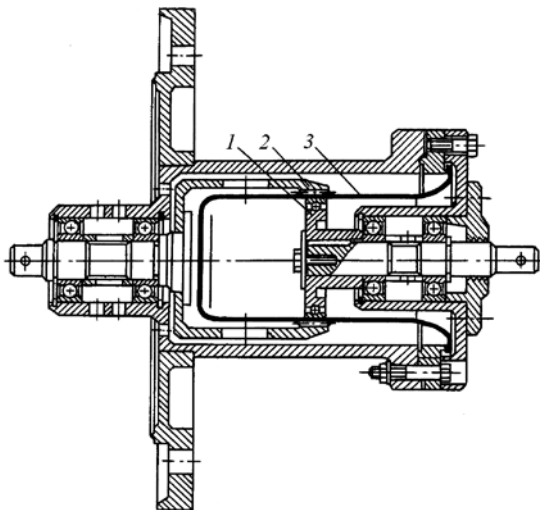


Рис. 2.10. Конструкция волнового вакуумного ввода с гибким элементом в виде цилиндрической оболочки: 1 – генератор волн; 2 – гибкий элемент; 3 – жесткое колесо

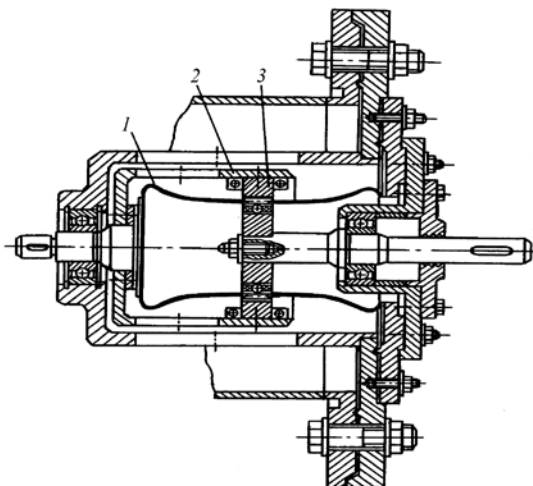


Рис. 2.11. Конструкция волнового вакуумного ввода с гибким элементом в виде оболочки отрицательной кривизны:
 1 – генератор волн; 2 – гибкий элемент; 3 – жесткое колесо

2.4. Выбор типа генератора и гибкого элемента для волновой передачи

2.4.1. Выбор генератора

Деформирование гибких элементов может быть произведено волновыми генераторами различных типов. Вид генератора волн влияет на нагрузочную способность передачи.

Роликовый генератор волн (рис.2.3) создает деформацию гибкого элемента с помощью роликов. Обладает невысокой нагрузочной способностью. Воздействует он на гибкий элемент локальными нагрузками в местах контактирования роликов, что приводит к увеличению напряжений в гибком элементе. Конструктивно достаточно прост. Применяется в легконагруженных передачах. Слабым звеном такого генератора являются ускоренно разрушающиеся ролики.

Дисковый генератор волн (рис.2.4) обладает сравнительно высокой нагрузочной способностью и допускает применение в тяжело нагруженных передачах. Достоинство – технологичность и возможность использования опор качения больших размеров, повышающих нагрузочную способность. Однако диски деформируют зубчатый венец гибкого элемента не по всей длине зуба, и как следствие – перекося зубьев и нарушение равномерности контакта по длине зубьев.

Кулачковый генератор волн (рис. 2.5) создает наиболее устойчивую форму деформации гибкого элемента, обладает повышенной нагрузочной способностью. Применяется в силовых передачах. В генераторе используется гибкий шарикоподшипник и кулачок специального профиля, что вызывает технологические трудности при его изготовлении.

Планетарный генератор волн (рис. 2.2) обеспечивает деформацию гибкого элемента с помощью 4-х шариков, обладает собственным передаточным числом. Технологичен в изготовлении. Может быть использован в приборных волновых передачах.

2.4.2. Выбор гибкого элемента

Гибкие элементы волновых передач определяют их габариты, кинематику, нагрузочную способность, технологичность и долговечность.

Наиболее распространенным типом гибкого элемента является тонкостенная цилиндрическая оболочка, заделанная одним концом (рис. 2.6). Основной его недостаток – жесткость заделки, вызывающая при неизбежном перекося зубьев снижение нагрузочной способности передачи. Однако этот способ заделки гибкого элемента может обеспечить высокую кинематическую точность.

Штифтовое соединение гибкого элемента с диском на выходном валу (рис. 2.7) позволяет предотвратить перемещение гибкого элемента с выходным валом, но не может полностью исключить перекося зубьев в зацеплении и обеспечить равномерное распределение нагрузки по длине зуба.

При передаче движения в герметизированный объем используются гибкие элементы в виде стаканов с фланцами различной формы, а также оболочки отрицательной кривизны (рис. 2.8).

2.5. Кинематический расчет волновой передачи

2.5.1 Расчет передаточного числа

Передаточное число одноступенчатой волновой передачи определяется по формуле:

$$u_{\text{вп}} = \frac{n_{\text{вх}}}{n_{\text{вых}}}, \quad (2.3)$$

где: $n_{\text{вх}}$ – частота вращения на входном валике передачи, об/мин; $n_{\text{вых}}$ – частота вращения на выходном валике передачи, об/мин.

Если известны числа зубьев, то передаточное число одноступенчатой волновой передачи при остановленном жестком колесе можно определить по соотношению:

$$u_{\text{вп}}^{\text{жс}} = -\frac{z_z}{z_{\text{жс}} - z_z}, \quad (2.4)$$

где: z_z – число зубьев на гибком колесе волновой передачи; $z_{\text{жс}}$ – число зубьев на жестком колесе волновой передачи.

Примечание. Знак минус в формуле (2.4) указывает на то, что гибкий элемент волновой передачи вращается в противоположную сторону по отношению к генератору волн.

Передаточное число одноступенчатой волновой передачи при остановленном гибком колесе рассчитывается как:

$$u_{\text{вп}}^z = \frac{z_{\text{жс}}}{z_{\text{жс}} - z_z}. \quad (2.5)$$

Примечание 1. Знак плюс в формуле (2.5) указывает на то, что жесткое колесо волновой передачи и генератор волн вращаются в одну сторону.

Примечание 2. Условные обозначения в формуле (2.5) аналогичны условным обозначениям в формуле (2.4).

Разница чисел зубьев жесткого колеса и гибкого элемента принимается кратной числу волн деформации и рассчитывается по формуле:

$$z_{\text{жс}} - z_z = k \cdot V, \quad (2.6)$$

где: V – число волн деформации ($V = 2, 3$, редко 4); k – коэффициент кратности ($k = 1, 2$, редко 3).

Примечание. Чаще всего коэффициент кратности принимают равным $k = 1$, а число деформации $V = 2$.

При использовании планетарного генератора волн общее передаточное число волновой передачи определяется по формуле:

$$u_{\text{общ}} = u_{\text{вн}} \cdot u_{\text{ген}}, \quad (2.7)$$

где: $u_{\text{вн}}$ – передаточное число собственно волновой передачи; $u_{\text{ген}}$ – передаточное число планетарного генератора волн.

2.5.2 Определение чисел зубьев

Число зубьев на гибком элементе одноступенчатой волновой передачи, при остановленном жестком колесе и известной разности зубьев kV [см. формулу (2.6)], можно определить по соотношению:

$$z_z = u_{\text{вн}}^{\text{жс}} \cdot k \cdot V, \quad (2.8)$$

где $u_{\text{вн}}^{\text{жс}}$ – передаточное число волновой передачи при остановленном жестком колесе.

Число зубьев на жестком колесе одноступенчатой волновой передачи, при остановленном жестком колесе и известной разности зубьев [см. формулу (2.6)], рассчитывается по формуле:

$$z_{\text{жс}} = z_z + k \cdot V. \quad (2.9)$$

Число зубьев на жестком колесе одноступенчатой волновой передачи при остановленном гибком элементе и известной разности зубьев kV [см. формулу (2.6)], рассчитывается как:

$$z_{\text{жс}} = u_{\text{вн}}^z \cdot k \cdot V, \quad (2.10)$$

где $u_{\text{вн}}^z$ – передаточное число волновой передачи при остановленном гибком элементе.

Число зубьев на гибком элементе одноступенчатой волновой передачи, при остановленном гибком элементе и известной разности зубьев kV [см. формулу (2.6)], находится по соотношению:

$$z_z = z_{\text{жс}} - k \cdot V. \quad (2.11)$$

Пример расчета 1.

Определить числа зубьев на гибком элементе и жестком колесе одноступенчатой волновой передачи (рис. 2.1) по следующим данным:

- а) Частота вращения входного валика волновой передачи $n_{\text{вх}} = 1500$ об/мин.
- б) Частота вращения выходного валика волновой передачи $n_{\text{вых}} = 15$ об/мин.
- в) Жесткое колесо волновой передачи остановлено.

Решение:

- а) Находим передаточное число одноступенчатой волновой передачи по формуле (2.3):

$$u_{\text{от}} = \frac{n_{\text{вх}}}{n_{\text{вых}}} = \frac{1500}{15} = 100.$$

- б) Принимаем, в соответствии с п.2.5.1, число волн деформации $V = 2$ и коэффициент кратности $k = 1$.

- в) Определяем число зубьев на гибком элементе по (2.8):

$$z_{\text{г}} = u_{\text{от}}^{\text{жк}} \cdot k \cdot V = 200.$$

- г) Определяем число зубьев на жестком колесе из выражения (2.9) как: $z_{\text{жк}} = z_{\text{г}} + k \cdot V = 200 + 2 = 202$.

2.5.3. Расчет передаточного числа планетарного генератора волн

Передаточное число планетарного генератора волн (рис. 2.1) при остановленном гибком элементе находится из выражения:

$$u_{\text{ген}}^{\text{жк}} = 2(1 + \xi), \quad (2.12)$$

$$\xi = \frac{D_{\text{в}}}{D_{\text{гн}}}, \quad (2.13)$$

где: $D_{\text{в}}$ – диаметр шарика в планетарном генераторе волн, мм (см. рис. 2.2); $D_{\text{гн}}$ – диаметр внутреннего кольца планетарного генератора волн по дорожке качения, мм (см. рис. 2.2).

Передаточное число планетарного генератора волн при остановленном жестком колесе находится из выражения:

$$u_{ген}^{жс} = 2(1 + \xi) + \frac{1}{u_{ен}^{жс}} (2\xi + 1), \quad (2.14)$$

где $u_{ен}^{жс}$ - передаточное число собственно волновой передачи при остановленном жестком колесе.

Примечание. Коэффициент ξ определяется из выражения (2.13).

Пример расчета 2.

Определить передаточное число планетарного генератора волн при остановленном жестком колесе при данных:

а) Передаточное число одноступенчатой волновой передачи

$$u_{ен}^{жс} = 100.$$

б) Диаметр шарика $D_w = 6,35$ мм.

в) Диаметр внутреннего колеса по дорожке качения $D_{вн} = 50$ мм.

Решение:

а) Находим коэффициент ξ по формуле (2.13):

$$\xi = \frac{D_w}{D_{вн}} = \frac{6,35}{50} = 0,127.$$

б) Определяем передаточное число планетарного генератора волн по формуле (2.14):

$$\begin{aligned} u_{ген}^{жс} &= 2(1 + \xi) + \frac{1}{u_{ен}^{жс}} (2\xi + 1) = \\ &= 2(1 + 0,127) + \frac{1}{100} (2 \cdot 0,127 + 1) = 2,27. \end{aligned}$$

2.6. Определение модуля зацепления волновой передачи

Для волновых передач с металлическим гибким элементом модуль зацепления m находится из условия прочности на смятие по формуле:

$$m \geq \frac{2}{z_2} \sqrt[3]{\frac{M_{вых}}{\psi[\sigma_{см}]}} \text{, мм,} \quad \text{и} \quad \psi = \frac{b}{d_2}, \quad (2.15) \text{ и } (2.16)$$

где: z_2 – число зубьев на гибком колесе; $M_{\text{вых}}$ – крутящий момент на выходном валике волновой передачи, Н·мм; $[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемое напряжение смятия, для остальных колес, Н/мм², (см. табл. 3 прил. 1); ψ – коэффициент ширины зуба, в пределах $\psi = 0,1 \div 0,2$; b – ширина зубчатого венца на гибком колесе, мм; d_2 – делительный диаметр гибкого колеса, мм.

Примечание 1. Полученное значение модуля m следует округлить до стандартного ближайшего модуля в большую сторону (см. табл.1 прил.1).

Примечание 2. В некоторых случаях из конструкторско-технологических соображений полученное значение модуля m принимается завышенным.

Для волновых передач с полимерным гибким элементом модуль зацепления m находится из условия прочности на изгиб по формуле:

$$m \geq \frac{2}{z_r} \sqrt[3]{\frac{M_{\text{вых}} Y_F}{\psi [\sigma_{\text{и}}]}}, \text{ мм}, \quad (2.17)$$

где: z_2 – число зубьев на гибком полимерном элементе; $M_{\text{вых}}$ – крутящий момент на выходном валике волновой передачи, Н·мм; ψ – коэффициент ширины зуба, $\psi = 0,1 \div 0,2$ ф.м. (2.16)]; $[\sigma_{\text{и}}]$ – допускаемые напряжения на изгиб для материала гибкого элемента, Н/мм², (см. табл. 4 прил. 1); Y_F – коэффициент формы зуба, выбирается в зависимости от z_2 (см. табл. 2 прил. 1).

Примечание. Полученное значение модуля m следует округлить до ближайшего стандартного в большую сторону.

Пример расчета 3.

Определить модуль зацепления волновой зубчатой передачи с гибким металлическим элементом по следующим данным:

а) Момент на выходном валике волновой передачи

$$M_{\text{вых}} = 10^4 \text{ Н·мм.}$$

б) Число зубьев на гибком колесе $z_2 = 200$.

в) Коэффициент ширины зуба $\psi = 0,1$.

г) Допускаемое напряжение на смятие для гибкого элемента из стали Х18Н10Т

$$[\sigma_{\text{см}}] = 30 \text{ Н/мм}^2 \text{ (см. табл. 3 прил. 1).}$$

Решение:

а) Находим модуль зацепления m по формуле (2.15):

$$m \geq \frac{2}{z_2} \sqrt[3]{\frac{M_{\text{вых}}}{\psi [\sigma_{\text{см}}]}} = \frac{2}{200} \sqrt[3]{\frac{10^4}{0,1 \cdot 30}} = 0,182 \text{ мм.}$$

б) Округляем до ближайшего стандартного в большую сторону (см. табл. 1 прил. 1). Принимаем $m = 0,2$ мм.

Пример расчета 2.

Определить модуль зацепления волновой зубчатой передачи с капроновым гибким элементом по следующим данным:

а) Момент на выходном валике волновой передачи

$$M_{\text{вых}} = 10^4 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

б) Число зубьев на гибком колесе $z_2 = 100$.

в) Коэффициент ширины зуба $\psi = 0,1$.

г) Допускаемое напряжение изгиба для фторопласта $[\sigma_u] = 2,5 \text{ Н/мм}^2$ (см. табл. 4 прил. 1).

Решение:

а) Определяем коэффициент формы зуба Y_F по табл. 2 прил. 1.

б) Находим модуль зацепления m по формуле (2.17):

$$m \geq \frac{2}{z_2} \sqrt[3]{\frac{M_{\text{вых}} \cdot Y_F}{\psi [\sigma_u]}} = \frac{2}{100} \sqrt[3]{\frac{10^4 \cdot 1,9}{0,1 \cdot 2,5}} = 0,44 \text{ мм.}$$

в) Округляем до ближайшего стандартного в большую сторону (см. табл. 1 прил. 1). Принимаем $m = 0,5$ мм.

Поверочный расчет модуля зацепления

а) Поверочный расчет модуля зацепления m гибкого металлического элемента производится по формуле:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{8M_{\text{вых}}}{z_2^3 \cdot m^3 \cdot \psi} \leq [\sigma_{\text{см}}]. \quad (2.18)$$

Примечание. Обозначения в формуле (2.18) аналогичны обозначениям в (2.15).

б) Поверочный расчет модуля зацепления m гибкого полимерного элемента определяется по формуле:

$$\sigma_u = \frac{8M_{\text{вых}} \cdot Y_F}{z_z^3 \cdot m^3 \cdot \psi} \leq [\sigma_u]. \quad (2.19)$$

Примечание. Обозначения в формуле (2.19) аналогичны обозначениям в (2.17).

2.7. Расчет толщины гибкого элемента

Толщина стенки гибкого элемента находится как:

$$h_{\text{гиб}} \geq \frac{M_{\text{вых}}}{2\pi \cdot R^2 \cdot [\tau_{\text{кр}}]}, \text{ мм}, \quad (2.20)$$

где: $M_{\text{вых}}$ – момент на выходном валике волновой передачи, Н·мм; R – радиус срединной окружности гибкого элемента, мм; $[\tau_{\text{кр}}]$ – допускаемое напряжение кручения для материала гибкого элемента, Н/мм² (см. табл. 3 прил. 1).

Примечание. Радиус срединной окружности R в первом приближении может быть определен по формуле:

$$R \cong \frac{m \cdot z_{\Gamma}}{2}, \text{ мм}, \quad (2.21)$$

где: m – модуль зацепления волновой передачи, мм; z_z – число зубьев на гибком элементе волновой передачи.

При отсутствии точных данных по моменту на выходном валике передачи толщина стенки гибкого элемента подсчитывается по формуле:

$$h_{\text{зиб}} = (0,0012 \dots 0,0014) K \sqrt{u_{\text{вн}}}, \text{ мм}, \quad (2.22)$$

где: R – радиус срединной окружности гибкого элемента, мм [см. формулу (2.21)]; $u_{\text{вн}}$ – передаточное число волновой передачи.

Примечание 1. Из конструктивно-технологических соображений иногда принимают более значительную толщину гибкого элемента.

Примечание 2. Толщина гибкого элемента в месте крепления с выходным валиком принимается удвоенной, так как $h_k = 2h_{\text{зиб}}$.

Примечание 3. Толщину стенки гибкого элемента волновой герметичной передачи следует выбирать из соотношения:

$$h_0 = (0,5 \div 0,7) h_{\text{зиб}}. \quad (2.22a)$$

Пример расчета 5.

Определить толщину гибкого элемента волновой передачи при следующих данных:

а) Модуль передачи $m = 0,3$ мм.

б) Момент на выходном валике передачи $M_{вых} = 10^5$ Н·мм.

в) Число зубьев на гибком элементе $z_z = 300$.

г) Материал гибкого элемента – сталь X18H10T.

Решение:

а) По таблице приложения для принятой марки стали находим допускаемое напряжение кручения $[\tau_{кр}] = 30$ Н/мм² (сталь X18H10T), см. табл. 3 прил. 1.

б) Определяем радиус срединной поверхности R по формуле (2.21):

$$R \cong \frac{m \cdot z_z}{2} = \frac{0,3 \cdot 300}{2} = 50 \text{ мм.}$$

в) Находим толщину гибкого элемента $h_{зуб}$ волновой передачи по формуле (2.20):

$$h \geq \frac{M_{вых}}{2\pi \cdot R^2 [\tau_{кр}]} = \frac{10^5}{2 \cdot 3,14 \cdot 50^2 \cdot 30} = 0,215 \text{ мм.}$$

2.8. Геометрический расчет волновой передачи

2.8.1. Расчет гибкого элемента волновой передачи

Диаметр делительной окружности гибкого элемента волновой передачи (рис. 2.12,а) находится из формулы:

$$d_r = m \cdot z_r, \text{ мм} \quad (2.23)$$

где: m – модуль зацепления волновой передачи, мм;
 z_r – число зубьев на гибком элементе.

Диаметр окружности выступов гибкого элемента определяется по формуле:

$$d_{ae} = d_e + (1,6 + \xi_z) \cdot m, \text{ мм.} \quad (2.24)$$

Диаметр окружности впадин гибкого элемента определяется по формуле:

$$d_{fc} = d_z - (2,4 - \xi_z) \cdot m, \text{ мм.} \quad (2.24a)$$

Ширина зубчатого венца гибкого элемента находится по формуле:

$$b_z = \psi \cdot d_z, \text{ мм,} \quad (2.25)$$

где ψ – коэффициент ширины зуба гибкого элемента, $\psi = 0,1 \div 0,2$.

Длина гибкого элемента находится по формуле:

$$l = C \cdot d_z, \text{ мм,} \quad (2.25a)$$

где C – коэффициент длины гибкого элемента для волновых редукторов $C = 0,8 \div 1,2$ и для волновых вводов $C = 2,0 \div 2,2$.

Расстояние от торца гибкого элемента до зубчатого венца определяется по формуле:

$$l_1 = 0,3b_z, \text{ мм,} \quad (2.26)$$

где b_z – ширина зубчатого венца, мм.

Внутренний диаметр гибкого элемента находится как:

$$d_{вн} = mz_z - 3,6m - 2h_{зуб}, \text{ мм,} \quad (2.27)$$

где $h_{зуб}$ = толщина гибкого элемента волновой передачи, мм.

Наружный диаметр гибкого элемента определяется по формуле:

$$d_{нар} = d_{вн} + 2h_{зуб}. \quad (2.27a)$$

Примечание. Внутренний диаметр гибкого элемента принимается в соответствии со стандартным значением наружного диаметра гибкого шарикоподшипника или планетарного генератора волн (см. табл. 6,7 прил.1).

2.8.2 Расчет жесткого колеса волновой передачи

Диаметр делительной окружности жесткого колеса волновой передачи (рис. 2.12, б) находится по формуле:

$$d_{жс} = m \cdot z_{жс}, \text{ мм,} \quad (2.28)$$

где m – модуль зацепления волновой передачи, мм; $z_{жс}$ – число зубьев на жестком колесе.

Диаметр окружности выступов жесткого колеса определяется по формуле:

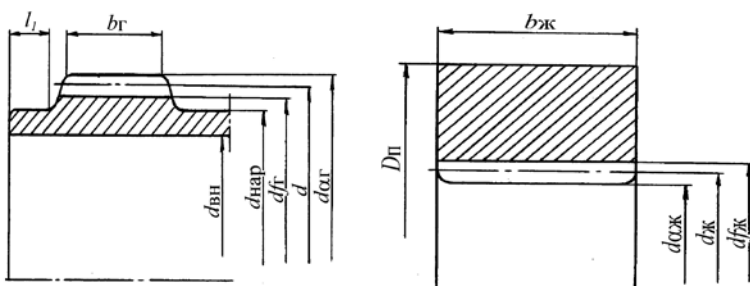
$$d_{\text{ож}} = d_{\text{ж}} - (1,6 - \xi_{\text{ж}}) \cdot m, \text{ мм}, \quad (2.29)$$

где $\xi_{\text{ж}}$ – коэффициент смещения исходного контура жесткого колеса.

Ширина зубчатого венца жесткого колеса определяется по формуле:

$$b_{\text{ж}} = 1,3b_{\text{г}}, \text{ мм} \quad (2.30)$$

Примечание 1. Для увеличения долговечности и исключения явления интерференции в волновом зубчатом зацеплении рекомендуется применять инструмент, обеспечивающий округленные кромки во впадинах зубьев гибкого элемента и жесткого колеса и высоту зуба, составляющую $2m$, т.е. менее стандартной (менее $2,2m$). Исходный контур по



ГОСТ 9587-78.

Рис. 2.12. К геометрическому расчету гибкого (а) и жесткого (б) колеса волновой передачи

Примечание 2. Контроль нарезаемых зубьев гибкого элемента и жесткого колеса целесообразно производить непосредственно на станке как перед последним заходом инструмента, так и после обработки.

Примечание 3. Коэффициенты смещения исходного контура для гибкого элемента можно определить по формуле:

$$\xi_2 = \frac{1,2 - \frac{\Delta R_0}{m}}{\frac{0,85}{\sqrt[3]{z_2}} - 0,04}; \quad (2.30 \text{ а})$$

для жесткого колеса:

$$\xi_{\text{эс}} = \xi_z + \left(\frac{\Delta R_0}{1,2m} - 1 \right), \quad (2.30 \text{ б})$$

где: ΔR_0 – максимальная радиальная деформация, мм; m – модуль зацепления, мм; z_z – число зубьев на гибком колесе.

2.9. Расчет планетарного генератора волн

2.9.1. Прочностной расчет планетарного генератора волн

Толщина наружного кольца планетарного генератора волн (рис. 2.2) определяется из условия прочности на изгиб по формуле:

$$h_{\text{нар}} = \frac{[\sigma_u] R^2 \left[\sin \beta + \cos \beta \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right) - \frac{4}{\pi} \right]}{\Delta R_0 E \left[\sin \beta \cdot \cos \beta - \frac{2}{\pi} \right]}, \text{ мм}, \quad (2.31)$$

где: $[\sigma_u]$ – допускаемое напряжение на изгиб для материала наружного кольца планетарного генератора волн, Н/мм²; R – средний радиус наружного кольца, мм; B – половина угла между шариками, рад; ΔR_0 – максимальная радиальная деформация наружного кольца планетарного генератора волн, мм; $E = 2 \cdot 10^5$ Н/мм² – модуль упругости 1-го рода для стали.

Примечание 1. Максимальная радиальная деформация наружного кольца определяется по формуле:

$$\Delta R_0 = 1,2m, \text{ мм} \quad (2.32)$$

Примечание 2. Толщина наружного кольца планетарного генератора может быть также определена по табл.8 прил.1.

Контактные напряжения на внутреннем кольце планетарного генератора волн определяются по формуле:

$$\sigma_k = 0,616 \sqrt[3]{P \cdot E^2 \cdot \left(\frac{D_w + D_{вн}}{D_w \cdot D_{вн}} \right)^2} \leq [\sigma_k], \text{ Н/мм}^2, \quad (2.33)$$

где: P – нагрузка на шарик планетарного генератора волн, Н; $E = 2 \cdot 10^5$ Н/мм² – модуль упругости 1-го рода для стали; D_w – диаметр шарика, мм; $D_{вн}$ – диаметр внутреннего кольца по дорожке качения, мм; $[\sigma_k]$ – допускаемое контактное напряжение для материала внутреннего кольца, Н/мм² (см. табл. 5 прил. 1).

Примечание. Диаметр внутреннего кольца по дорожке качения может быть ориентировочно найден по формуле:

$$D_{вн} = D_{нар} - 2h_{ген} - 2D_w, \text{ мм}, \quad (2.34)$$

где: $D_{нар}$ – наружный диаметр планетарного генератора волн, мм; $h_{ген}$ – толщина наружного кольца планетарного генератора волн, мм; D_w – диаметр шарика, мм.

Нагрузка на шарик планетарного генератора волн находится по формуле:

$$P = P_{нар} + P_{зац}, \text{ Н}, \quad (2.35)$$

где: $P_{нар}$ – нагрузка на шарик от наружного кольца планетарного генератора волн, Н; $P_{зац}$ – нагрузка на шарик от зубчатого зацепления, Н.

Нагрузка на шарик от наружного кольца планетарного генератора волн определяется по формуле:

$$P_{нар} = \frac{\Delta R_0 \cdot E \cdot b \cdot h_{нар}^3}{6R_{нар}^3 \left[\sin \beta + \cos \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right) - \frac{4}{\pi} \right]}, \text{ Н}, \quad (2.36)$$

где: ΔR_0 – максимальная радиальная деформация наружного кольца планетарного генератора волн, мм; $E = 2 \cdot 10^5$ Н/мм² – модуль упругости 1-го рода для стали; b – ширина наружного кольца планетарного генератора волн, мм; $h_{нар}$ – толщина наружного кольца планетарного генератора волн, мм; $R_{нар}$ – средний радиус наружного кольца, мм; β – половина угла между шариками, рад.

Примечание 1. Ширина наружного кольца принимается равной:

$$b \approx 2D_w, \text{ мм}. \quad (2.37)$$

Примечание 2. Средний радиус наружного кольца планетарного генератора волн может быть определен по формуле:

$$R_{нар} = \frac{D_{нар} - h_{нар}}{2}, \text{ мм}, \quad (2.38)$$

где: $D_{нар}$ – наружный диаметр планетарного генератора волн, мм, в недеформированном состоянии; $h_{нар}$ – толщина наружного кольца планетарного генератора волн, мм.

Нагрузка на шарик от зубчатого зацепления находится по формуле:

$$P_{зац} = \frac{M_{вых}}{2d_{жс}} \cdot \cos \beta \operatorname{tg} \alpha, \text{ Н}, \quad (2.39)$$

где: $M_{вых}$ – момент на выходном валике волновой передачи, Н·мм; $d_{жс}$ – делительный диаметр жесткого колеса волновой передачи, мм; β – половина угла между шариками, рад (см. рис. 2.2); α – угол зацепления, рад.

Пример расчета 6.

Определить толщину наружного кольца планетарного генератора волн по следующим данным:

а) Максимальная радиальная деформация наружного кольца планетарного генератора волн при $m = 0,3$ мм $\Delta R_0 = 0,36$ мм [см. формулу (2.32)].

б) Средний радиус наружного кольца планетарного генератора $R = 30$ мм.

в) Половина угла между шариками $\beta = 0,174$ рад.

Решение:

а) По таблице приложения находим допускаемое напряжение на изгиб для материала наружного кольца – сталь ШХ15, $[\sigma_u] = 110$ Н/мм².

б) Определяем толщину наружного кольца по (2.31):

$$h_{нар} = \frac{[\sigma_u] R^2 \cdot \left[\sin \beta + \cos \beta \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right) - \frac{4}{\pi} \right]}{\Delta R_0 E \cdot \left[\sin \beta \cdot \cos \beta - \frac{2}{\pi} \right]} =$$

$$= \frac{110 \cdot 30^2 \cdot \left[\sin 0,174 + \cos 0,174 \left(\frac{\pi}{2} - 0,174 \right) - \frac{4}{\pi} \right]}{0,36 \cdot 2 \cdot 10^5 \left[\sin 0,174 \cdot \cos 0,174 - \frac{2}{\pi} \right]} = 0,836 \text{ мм.}$$

Пример расчета 7.

Определить контактные напряжения на внутреннем кольце планетарного генератора волн по следующим данным:

а) Момент на выходном валике волновой передачи $M_{\text{вых}} = 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм}$.

б) Делительный диаметр жесткого колеса волновой передачи $d_{\text{жс}} = 74 \text{ мм}$.

в) Половина угла между шариками $\beta = 0,174 \text{ рад}$.

г) Наружный диаметр планетарного генератора волн $D_n = 72 \text{ мм}$.

д) Диаметр шарика $D_w = 6,35 \text{ мм}$.

е) Толщина наружного кольца планетарного генератора волн по дорожке качения $h_{\text{зен}} = 0,8 \text{ мм}$.

ж) Максимальная радиальная деформация наружного кольца $\Delta R_0 = 0,36 \text{ мм}$.

Решение:

а) Определяем нагрузку на шарик, создаваемую деформацией наружного кольца планетарного генератора волн, по формуле (2.36) с учетом выражений (2.37), (2.38):

$$R_{\text{нар}} = \frac{D_{\text{нар}} - h_{\text{нар}}}{2} = \frac{72 - 0,8}{2} = 35,6 \text{ мм},$$

$$b \cong 2D_w = 2 \cdot 6,35 = 12,7 \text{ мм},$$

$$P_{\text{нар}} = \frac{\Delta R_0 \cdot E \cdot b \cdot h_{\text{нар}}^3}{6R_{\text{нар}}^3 \cdot \left[\sin \beta + \cos \beta \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right) - \frac{4}{\pi} \right]} =$$

$$= \frac{0,36 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 12,7 \cdot 0,8^3}{6 \cdot 35,6^3 \cdot \left[\sin 0,174 + \cos 0,174 \cdot \left(\frac{\pi}{2} - 0,174 \right) - \frac{4}{\pi} \right]} = 6,1 \text{ Н}.$$

б) Находим нагрузку на шарик от зубчатого зацепления по формуле (2.39):

$$P_{\text{зац}} = \frac{M_{\text{вых}}}{2d_{\text{жс}}} \cos \beta \operatorname{tg} \alpha = \frac{10^4}{2 \cdot 74} \cos 0,174 \operatorname{tg} 20^\circ = 24 \text{ Н}.$$

в) Полную нагрузку на шарик находим по (2.35):

$$P = P_{\text{нар}} + P_{\text{зац}} = 6,1 + 2,4 = 30,1 \text{ Н}.$$

г) Находим диаметр внутреннего кольца по дорожке качения планетарного генератора волн по формуле (2.34):

$$D_{вн} \cong D_{нар} - 2h_{ген} - 2D_w \cong 72 - 2 \cdot 0,8 - 2 \cdot 6,35 = 57,7 \text{ мм.}$$

д) Определяем контактные напряжения на внутреннем кольце планетарного генератора волн по формуле (2.33):

$$\begin{aligned} [\sigma_k] &= 0,616 \sqrt[3]{P \cdot E^2 \cdot \left(\frac{D_w + D_{вн}}{D_w \cdot D_{вн}} \right)^2} = \\ &= 0,616 \sqrt[3]{30,1(2 \cdot 10^5)^2 \left(\frac{6,35 + 57,7}{6,35 \cdot 57,7} \right)^2} = \\ &= 2290 \text{ НН/м}^2 < 5000 \text{ НН/м}^2 \text{ (см. табл. 5 прил. 1)}. \end{aligned}$$

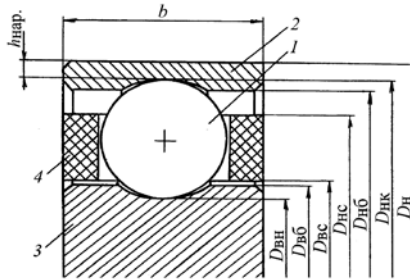


Рис. 2.13. Геометрические соотношения в планетарном генераторе волн: 1 – шарик; 2 – наружное кольцо; 3 – внутреннее кольцо; 4 – сепаратор

2.9.2. Геометрический расчет планетарного генератора волн

Диаметр внутреннего кольца планетарного генератора волн (рис. 2.2) по дорожке качения находится по формуле:

$$D_{вн} = D_n - 2h_{нар} - 2D_w + 2\Delta R_\beta, \text{ мм,} \quad (2.40)$$

где: D_n – наружный диаметр планетарного генератора волн, мм; $h_{нар}$ – толщина наружного кольца планетарного генератора волн по дорожке качения, мм; D_w – диаметр шарика, мм; ΔR_β – деформация под шариком, мм [см. (2.41)].

Для заданной величины радиальной деформации $\Delta R_0 = 1,2m$ деформация под шариками определяется по формуле:

$$\Delta R_\beta = 1,2m \cdot \left(\frac{\Delta R_\beta}{\Delta R_0} \right), \text{ мм}, \quad (2.41)$$

где $\frac{\Delta R_\beta}{\Delta R_0}$ - отношение деформации под шариками к величине наибольшей деформации (см. табл. 6 прил. 1).

Диаметр наружного кольца планетарного генератора волн по дорожке качения (рис.2.13) находится по формуле:

$$D_{нк} = D_n - 2h_{нар}, \text{ мм}. \quad (2.42)$$

Диаметр наружного кольца планетарного генератора волн по бортикам (рис. 2.13) находится по формуле:

$$D_{нб} = D_{нк} - 0,057D_w, \text{ мм}. \quad (2.43)$$

Диаметр внутреннего кольца планетарного генератора волн по бортикам (рис. 2.13) находится по формуле:

$$D_{вб} = D_{вн} + 0,057D_w, \text{ мм}. \quad (2.44)$$

Внутренний диаметр сепаратора планетарного генератора волн определяется по формуле (рис.2.13):

$$D_{вс} = D_{вб} + (0,5...1,0), \text{ мм}. \quad (2.45)$$

Наружный диаметр сепаратора планетарного генератора волн определяется по формуле (рис. 2.13):

$$D_{нс} = D_{вс} + \frac{2}{3} D_w, \text{ мм}. \quad (2.46)$$

Диаметр гнезда сепаратора под шарики определяется из соотношения (рис.2.13):

$$D_{зс} = 1,2D_w, \text{ мм}. \quad (2.47)$$

Примечание. Ширину наружного и внутреннего колец планетарного генератора волн и ширину сепаратора принимают равными и определяют по формуле (2.37).

2.10. Расчет профиля кулачка кулачкового генератора волн

Профиль кулачка определяется в полярной системе координат радиус-вектором ρ по формуле:

$$\rho = 0,5d + 1,2m \left(\frac{\Delta R_y}{\Delta R_0} \right), \text{ мм}, \quad (2.48)$$

где: d – внутренний диаметр гибкого шарикоподшипника, мм;
 $\Delta R_y/\Delta R_0$ – текущее значение параметра деформации (см. табл. 9 прил. 1).

Пример расчета 8.

Произвести расчет профиля кулачка кулачкового генератора волн по следующим данным:

а) Внутренний диаметр гибкого шарикоподшипника $d = 40$ мм.

б) Модуль зацепления $m = 0,3$ мм.

Решение:

а) Определяем радиус-вектор профиля кулачка по формуле (2.48), используя табл. 9 прил. 1:

$$\rho = 0,5d + 1,2m \left(\frac{\Delta R_y}{\Delta R_0} \right)$$

$$\rho_0 = 0,5 \cdot 40 + 1,2 \cdot 0,3 \cdot 1 = 20,36 \text{ мм},$$

$$\rho_{5^\circ} = 0,5 \cdot 40 + 1,2 \cdot 0,3 \cdot 0,988 = 20,356 \text{ мм},$$

$$\rho_{10^\circ} = 0,5 \cdot 40 + 1,2 \cdot 0,3 \cdot 0,953 = 20,343 \text{ мм},$$

$$\rho_{15^\circ} = 0,5 \cdot 40 + 1,2 \cdot 0,3 \cdot 0,895 = 20,322 \text{ мм},$$

$$\rho_{20^\circ} = 0,5 \cdot 40 + 1,2 \cdot 0,3 \cdot 0,812 = 20,292 \text{ мм},$$

$$\rho_{25^\circ} = 0,5 \cdot 40 + 1,2 \cdot 0,3 \cdot 0,706 = 20,254 \text{ мм},$$

$$\rho_{30^\circ} = 0,5 \cdot 40 + 1,2 \cdot 0,3 \cdot 0,569 = 20,205 \text{ мм},$$

$$\rho_{35^\circ} = 0,5 \cdot 40 + 1,2 \cdot 0,3 \cdot 0,408 = 20,147 \text{ мм},$$

$$\rho_{40^\circ} = 0,5 \cdot 40 + 1,2 \cdot 0,3 \cdot 0,229 = 20,089 \text{ мм},$$

$$\rho_{45^\circ} = 0,5 \cdot 40 + 1,2 \cdot 0,3 \cdot 0,004 = 20,001 \text{ мм},$$

$$\begin{aligned} \rho_{50^\circ} &= 0,5 \cdot 40 + 1,2 \cdot 0,3 \cdot (-0,154) = 19,945 \text{ мм}, \\ \rho_{55^\circ} &= 0,5 \cdot 40 + 1,2 \cdot 0,3 \cdot (-0,343) = 19,877 \text{ мм}, \\ \rho_{60^\circ} &= 0,5 \cdot 40 + 1,2 \cdot 0,3 \cdot (-0,522) = 19,812 \text{ мм}, \\ \rho_{65^\circ} &= 0,5 \cdot 40 + 1,2 \cdot 0,3 \cdot (-0,681) = 19,755 \text{ мм}, \\ \rho_{70^\circ} &= 0,5 \cdot 40 + 1,2 \cdot 0,3 \cdot (-0,823) = 19,704 \text{ мм}, \\ \rho_{75^\circ} &= 0,5 \cdot 40 + 1,2 \cdot 0,3 \cdot (-0,973) = 19,65 \text{ мм}, \\ \rho_{80^\circ} &= 0,5 \cdot 40 + 1,2 \cdot 0,3 \cdot (-1,020) = 19,633 \text{ мм}, \\ \rho_{85^\circ} &= 0,5 \cdot 40 + 1,2 \cdot 0,3 \cdot (-1,070) = 19,615 \text{ мм}, \\ \rho_{90^\circ} &= 0,5 \cdot 40 + 1,2 \cdot 0,3 \cdot (-1,088) = 19,608 \text{ мм}. \end{aligned}$$

2.11 Расчет основных параметров дискового генератора волн

Основными параметрами дискового генератора волн (рис. 2.4) являются эксцентриситет e и наружный диаметр диска D_n (рис. 2.4).

Эксцентриситет e определяется по формуле:

$$e = 3,9m, \text{ мм.} \quad (2.49)$$

Наружный диаметр диска определяется по формуле:

$$D_n = d_{вн} + 2,4m - 2e, \text{ мм}, \quad (2.50)$$

где: $d_{вн}$ – внутренний диаметр гибкого элемента, мм; m – модуль зацепления волновой передачи, мм.

Примечание. Диски рекомендуется выполнять с закругленными краями и в силовых передачах устанавливать на два подшипника.

Пример расчета 9.

Рассчитать основные параметры дискового генератора волн по следующим данным:

- а) Модуль зацепления передачи $m = 0,3$ мм.
- б) Внутренний диаметр гибкого элемента $d_{вн} = 40$ мм.

Решение:

а) Определяем эксцентриситет e дискового генератора по формуле (2.49):

$$e = 3,9m = 3,9 \cdot 0,3 = 1,17 \text{ мм}.$$

б) Определяем наружный диаметр диска по (2.50):

$$D_n = d_{вн} + 2,4m - 2e = 40 + 2,4 \cdot 0,3 - 2 \cdot 1,17 = 38,38 \text{ мм.}$$

2.12 Определение номинальной долговечности основных элементов волновой передачи

2.12.1 Расчет долговечности гибкого элемента

Наибольшие изгибные напряжения в гибком элементе ориентировочно определяются по формуле:

$$\sigma_n = 3K_n \frac{\Delta R_0 \cdot h_{гиб} \cdot E}{R^2}, \text{ Н/мм}^2, \quad (2.51)$$

где: K_n – коэффициент искажения формы упругой линии гибкого элемента под нагрузкой; ΔR_0 – наибольшая радиальная деформация гибкого элемента, мм ($\Delta R_0 = 1,2m$); $h_{гиб}$ – толщина

гибкого элемента, мм; $R = \frac{m \cdot z_e}{2}$ – радиус срединной окружности, мм, [см. формулу (2.21)]; E – модуль упругости 1-го рода, $E = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$.

Примечание. Величина $K_n = 1,1 \dots 1,4$, причем меньшее значение для малонагруженных передач.

Наибольшие напряжения кручения в гибком элементе ориентировочно определяются по формуле:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{вых}}{2\pi \cdot R^2 \cdot h_{зуб}}, \text{ Н/мм}^2, \quad (2.52)$$

где: $M_{вых}$ – момент на выходном валике волновой передачи или ввода, Н·мм; $h_{зуб}$ – толщина гибкого элемента под зубчатым венцом, мм.

Примечание. Толщина гибкого элемента под зубчатым венцом находится по формуле:

$$h_{зуб} = h_{гиб} + 0,6m, \text{ мм.} \quad (2.53)$$

Эквивалентные напряжения определяются по формуле:

$$\sigma_{эке} = \sqrt{\sigma_n^2 + 4\tau_{кр}^2}, \text{ Н/мм}^2, \quad (2.54)$$

где: σ_u – наибольшие изгибные напряжения в гибком элементе, Н/мм²; $\tau_{кр}$ – наибольшие напряжения кручения, Н/мм².

Примечание 1. Полученное значение $\sigma_{экв}$ не должно превышать значения допустимого напряжения на изгиб $[\sigma_u]$ для материала гибкого элемента, т.е.

$$\sigma_{экв} \leq [\sigma_u]. \quad (2.55)$$

В этом случае гарантированное число циклов наработки составит 10^7 циклов (см. табл. 3 прил. 1).

Примечание 2. В случае, если полученное значение эквивалентного напряжения превышает $[\sigma_u]$, т.е. $\sigma_{экв} > [\sigma_u]$, долговечность гибкого элемента может быть определена по формуле:

$$N = 10^7 \left(\frac{3[\sigma_u]}{\sigma_{экв}} \right)^9, \quad (2.56)$$

где N – число циклов деформации.

Пример расчета 10.

Определить ориентировочно номинальную долговечность гибкого элемента по следующим данным:

а) Максимальная радиальная деформация гибкого элемента

$$\Delta R_0 = 0,36 \text{ мм.}$$

б) Радиус срединной окружности гибкого элемента $R = 50$ мм.

в) Толщина гибкого элемента $h_{зуб} = 0,5$ мм.

г) Толщина гибкого элемента под зубчатым венцом $h_{зуб} = 0,72$ мм [см. формулу (2.53)].

д) Момент на выходном валике волновой передачи $M_{вых} = 10^4$ Н·мм.

Решение:

а) Принимаем коэффициент искажения формы упругой линии гибкого элемента под нагрузкой равным $K_H = 1,2$.

б) Определяем наибольшие изгибные напряжения в гибком элементе по формуле (2.51):

$$\sigma_u = 3K_H \frac{\Delta R_0 \cdot h_{зуб} \cdot E}{R^2} = 3 \cdot 1,2 \frac{0,36 \cdot 0,5 \cdot 0,2 \cdot 10^5}{50^2} = 52 \text{ Н/мм}^2.$$

в) Определяем наибольшие напряжения кручения в гибком элементе по формуле (2.52):

$$\tau_{кр} = \frac{M_{вых}}{2\pi R^2 h_{зуб}} = \frac{10^4}{2 \cdot 3,14 \cdot 50^2 \cdot 0,72} = 4,7 \text{ Н/мм}^2.$$

Определяем эквивалентное напряжение $\sigma_{экр}$ по (2.54):

$$\sigma_{экр} = \sqrt{\sigma_u^2 + 4\tau_{кр}^2} = 53 \text{ Н/мм}^2.$$

д) Сравниваем $\sigma_{экр}$ с $[\sigma_u]$ по табл. 3 прил. 1:

$$\sigma_{экр} \leq [\sigma_u],$$

2.12.2 Расчет долговечности шарикоподшипников роликового и дискового генератора волн

Радиальная нагрузка на шарикоподшипник роликового или дискового генератора волн определяется по формуле:

$$F_r = \frac{2M_{вых} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{d_{жс} \cdot V}, \text{ Н}, \quad (2.57)$$

где: $M_{вых}$ – момент на выходном валике передачи, Н·мм; α – угол зацепления, $\alpha = 20^\circ$; $d_{жс}$ – делительный диаметр жесткого колеса волновой передачи, мм [см. формулу (2.28)]; V – число волн деформации ($V = 2, 3$, редко 4).

Эквивалентная нагрузка P рассчитывается по формуле:

$$P = F_r \cdot K_V \cdot K_T \cdot K_B, \text{ Н}, \quad (2.58)$$

где: F_r – радиальная нагрузка на шарикоподшипник, Н; K_V – коэффициент вращения и зависит от того, какое из колец вращается (при вращении внутреннего кольца $K_V = 1,0$); K_T – температурный коэффициент (в заданном интервале температур $K_T = 1,0$); K_B – коэффициент безопасности, определяется по формуле:

$$K_B = 1 + 0,9 \left(\frac{W - 100}{100} \right); \quad (2.59)$$

W – коэффициент перегрузки (если перегрузка отсутствует, то $W = 100$, при двукратной перегрузке $W = 200$).

Примечание. Как правило, $K_B = 1, \dots, 1,2$.

Долговечность шарикоподшипника находится по формуле:

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^\alpha, \text{ млн об.}, \quad (2.60)$$

где: $\alpha = 3$ – для шарикоподшипников; C – динамическая грузоподъемность, H , принимается в зависимости от типоразмера шарикоподшипника (см. табл. 10 прил. 1); P – эквивалентная нагрузка на шарикоподшипник, H .

Долговечность шарикоподшипника в часах определяется по формуле:

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60n}, \text{ ч.} \quad (2.61)$$

где: L – долговечность шарикоподшипника в млн. об.; n – частота вращения шарикоподшипника, об/мин.

Примечание 1. Частота вращения для шарикоподшипников в дисковом генераторе принимается равной частоте вращения входного валика волновой передачи:

$$n = n_{BX}, \text{ об/мин.} \quad (2.62)$$

Примечание 2. Частота вращения для шарикоподшипников в роликовом генераторе определяется из соотношения:

$$n = \frac{d_{вн}}{D} n_{ax}, \text{ об/мин.}, \quad (2.63)$$

где: D – наружный диаметр шарикоподшипника, мм (*табл. 7 прил. 1*); $d_{вн}$ – внутренний диаметр гибкого элемента, мм.

Пример расчета 11.

Рассчитать долговечность шарикоподшипников роликового генератора волн при следующих данных:

а) Нагрузка на выходном валике передачи $M_{вых} = 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм}$.

б) Число волн деформации $V = 2$.

в) Действительный диаметр жесткого колеса волновой передачи

$d_{жс} = 50 \text{ мм}$.

г) Коэффициент безопасности $K_B = 1,2$.

д) Температурный коэффициент $K_T = 1,0$.

е) Коэффициент вращения $K_V = 1,0$.

ж) Типоразмер шарикоподшипников №23 $C = 500 \text{ Н}$ (см. табл. 10 прил. 1).

з) Внутренний диаметр гибкого элемента $d_{вн} = 49 \text{ мм}$.

и) Частота вращения входного валика $n_{вх} = 10^3 \text{ об/мин}$.

Решение:

а) Определяем радиальную нагрузку на шарикоподшипник роликового генератора волн по формуле (2.57):

$$F_r = \frac{2M_{\text{вых}} \operatorname{tg} \alpha}{d_{\text{жс}} \cdot V} = \frac{2 \cdot 10^4 \cdot 0,364}{50 \cdot 2} = 72 \text{ Н.}$$

б) Находим эквивалентную нагрузку P по (2.58):

$$P = F_r \cdot K_V \cdot K_T \cdot K_B = 72 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,4 = 101 \text{ Н.}$$

в) Определяем долговечность шарикоподшипника по формуле (2.60):

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^\alpha = \left(\frac{500}{101} \right)^3 = 125 \text{ млн. об.}$$

г) Определяем долговечность шарикоподшипника в часах по формулам (2.61), (2.63):

$$n = \frac{d_{\text{вн}}}{D} n_{\text{вх}} = \frac{49}{10} \cdot 10^3 = 4,9 \cdot 10^3 \text{ об/мин,}$$

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n} = \frac{10^6 \cdot 125}{60 \cdot 4,9 \cdot 10^3} = 425 \text{ ч.}$$

2.12.3 Расчет долговечности наружных колец кулачкового и планетарного генератора волн

Наибольшие изгибные напряжения в наружных кольцах ориентировочно определяются по формуле:

$$\sigma_u = 3 \cdot \frac{\Delta R_0 \cdot h_{\text{нар}} \cdot E}{R^2}, \text{ Н/мм}^2, \quad (2.64)$$

где: ΔR_0 – наибольшая радиальная деформация гибкого элемента, мм, $\Delta R_0 = 1,2m$, мм; $h_{\text{нар}}$ – толщина наружного кольца генератора, мм; R – радиус срединной поверхности наружного кольца, мм; E – модуль упругости 1-го рода, $E = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$.

Долговечность наружного кольца находим по формуле

$$N = 10^7 \cdot \left(\frac{[\sigma_u]}{\sigma_u} \right)^9, \text{ циклов} \quad (2.65)$$

где: N – число циклов деформации; $[\sigma_{и}]$ – допускаемое напряжение на изгиб для материала наружного кольца (табл. 3 прил. 1).

Примечание. Если в результате расчета получилось, что $\sigma_{и} < [\sigma_{и}]$, принимают долговечность наружного кольца равную 10^7 циклов.

Пример расчета 12.

Определить ориентировочно номинальную долговечность наружного кольца планетарного генератора волн по следующим данным:

а) Наибольшая радиальная деформация наружного кольца

$$\Delta R_0 = 1,2m = 0,38 \text{ мм.}$$

б) Радиус срединной поверхности наружного кольца

$$R = 40 \text{ мм.}$$

в) Толщина наружного кольца

$$h_{нар} = 1,5 \text{ мм.}$$

г) Материал кольца сталь ШХ15 (см. табл. 3 прил. 1).

$$[\sigma_{и}] = 110 \text{ Н/мм}^2$$

д) Модуль упругости 1-го рода для стали ШХ15

$$E = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2.$$

Решение:

а) Определяем наибольшие изгибные напряжения в наружном кольце по формуле (2.64):

$$\sigma_{и} = 3 \cdot \frac{\Delta R_0 \cdot h_{нар} \cdot E}{R^2} = 3 \cdot \frac{0,36 \cdot 1,5 \cdot 2 \cdot 10^5}{2,5 \cdot 10^3} = 130 \text{ Н/мм}^2$$

б) Определяем долговечность наружного кольца по формуле (2.65):

$$N = 10^7 \cdot \left(\frac{[\sigma_{и}]}{\sigma_{и}} \right)^9 = 1,2 \cdot 10^6 \text{ циклов.}$$

Полученная долговечность меньше, чем базовое число циклов:

$$N_B = 10^7 \text{ циклов.}$$

Глава 3

Расчет основных параметров вакуумных сифонных вводов движения

3.1. Пределы применимости методики

В настоящем разделе излагается методика расчета вакуумных сифонных вводов движения.

Температурный интервал эксплуатации сифонных вводов движения от 223 К до 33 К (от -50°C до $+50^{\circ}\text{C}$).

Настоящая методика не регламентирует конструкции сифонных вводов движения и не рассматривает вопросы расчета моментов трения в опорах качения сифонных вводов движения.

3.2. Принятая терминология и обозначения

Вакуумный сифонный ввод движения (рис.3.1) состоит из вращающихся в неподвижных опорах ведущего 1 и ведомого 2 эксцентриковых валов. Крутящий момент передается от ведущего вала 1, находящегося в атмосфере, к ведомому 2, находящемуся в

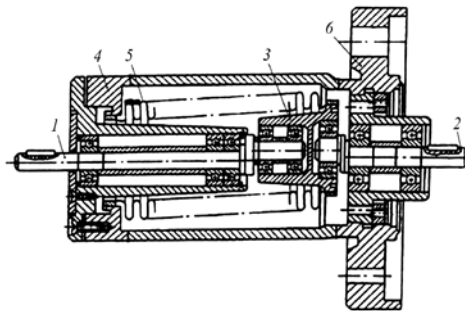


Рис. 3.1. Вакуумный сифонный ввод движения (эксцентриковый)

вакууме, при помощи промежуточной втулки 3. Последняя имеет перегородку, отделяющую ведомый вал 2 от ведущего 1, и герметично соединена с неподвижным корпусом ввода 4 при помощи сиффона 5. При вращении ведущего вала 1 втулка 3 совершает плоскопараллельное колебательное движение, передавая вращение ведомому валу 2. Корпус 4 герметично присоединяется к рабочей камере вакуумной установки с помощью фланца.

Сиффоном называется специальная гофрированная трубка, выполненная из нержавеющей стали.

Ниже представлены некоторые конструкции вакуумных сиффонных вводов движения представлены на рис. 3.2, 3.3, 3.4.

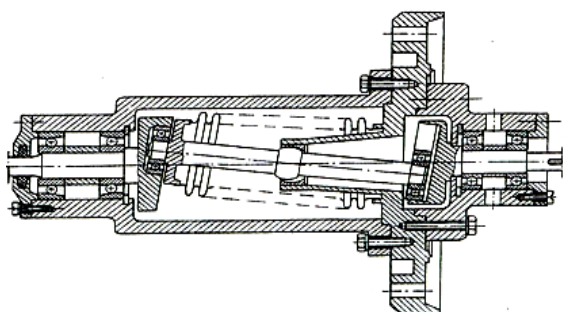


Рис. 3.2. Вакуумный сиффонный ввод движения (коноидный)

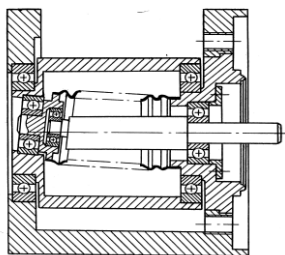


Рис. 3.3. Вакуумный сиффонный ввод движения (коаксиальный)

В методике расчета принимается наименьшее количество шарниров неподвижного основания или выходного звена.

Примечание 1. Размеры некоторых сиффонов из нержавеющей стали 12Х18Н10Т по нормам МН-428-80, МН-429-80, рекомендуемые для сиффонных вводов движения, представлены в табл. 1 прил. 3.

Конструктивные схемы сиффонных вводов движения: а – с чистым изгибом сиффона (для коаксиального и коноидного сиффонных вводов); б – со сдвигом торцов сиффона (для эксцентрикового сиффонного ввода).

3.3. Выбор типоразмера сиффона

Расчетный наружный диаметр сиффона для схемы (рис. 3.4, а) определяется по формуле:

$$D_p = \sqrt{2M}, \text{ мм}, \quad (3.1)$$

где M – номинальный крутящий момент, Н·мм.

Расчетный наружный диаметр сиффона для схемы (рис. 3.4, б) определяется по формуле:

$$D_p = 2\sqrt{M}, \text{ мм}. \quad (3.2)$$

Примечание. По расчетному наружному диаметру D_p определяется типоразмер сиффона, причем $D_n \geq D_p$.

Пример расчета 1

Произвести выбор типоразмера сиффона для вакуумного ввода по следующим данным:

- Номинальный крутящий момент $M = 10^3$ Н·мм.
- Сиффонный ввод выполнен в соответствии со схемой рис. 3.4,а.

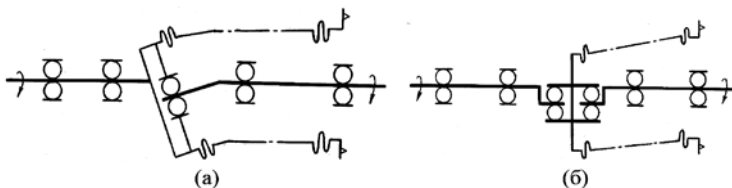


Рис. 3.4. Конструктивные схемы сиффонных вводов: а – с чистым изгибом сиффона (для коаксиального и коноидного сиффонных вводов); б – со сдвигом торцов сиффона (для эксцентрикового сиффонного ввода)

Решение:

а) Находим расчетный наружный диаметр сиффона по формуле (3.1):

$$D_p = \sqrt{2M} = \sqrt{2 \cdot 10^3} = 44,6 \text{ мм}. \quad (3.3)$$

б) Определяем типоразмер сиффона по табл. 1 прил. 3, исходя из соотношения (3.3): выбираем сиффон по нормали МН-429-80, имеющий $D_n = 52$ мм.

3.4. Определение напряжений в гофрах сальфона

Напряжение на внутренних гофрах при изгибе сальфона по схеме *рис. 3.4, а* определяется по формуле:

$$\sigma_B = k_B \cdot \frac{e \cdot E \cdot h_0}{L_o \cdot n \cdot (1 - \mu^2) R_B}, \text{ Н/мм}^2, \quad (3.4)$$

где: k_B – коэффициент, определяемый по табл. 2 прил. 3; e – величина эксцентриситета в сальфонном вводе движения; $E = 2 \cdot 10^5$ Н/мм² – модуль упругости первого рода стали; h_0 – толщина сальфона, мм; n – число гофров в сальфоне; $\mu = 0,3$ – коэффициент Пуассона; R_B – внутренний радиус сальфона, мм; L_o – длина сальфона, мм.

Примечание 1. Величина эксцентриситета в сальфонном вводе движения определяется по формуле

$$e \geq \frac{M \cdot K_n}{C_o}, \text{ мм}, \quad (3.5)$$

где: M – номинальный крутящий момент на сальфонном вводе движения, Н·мм; C_o – статическая грузоподъемность для подшипника качения, Н, см. табл. 3 прил. 3; $K_n = 1,4$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения усилий в подшипниках и вакуумные условия эксплуатации.

Примечание 2. Подшипники качения для сальфонного ввода движения, расположенные на эксцентриках валиков, выбираются таким образом, чтобы наружный диаметр шарикоподшипника D составлял примерно половину от внутреннего диаметра сальфона, т.е.

$$D = \frac{1}{3} \cdot D_H. \quad (3.6)$$

Напряжение на наружном гофре при изгибе сальфона по схеме 3.4, а определяется по формуле:

$$\sigma_H = \frac{k_H}{K} \cdot \frac{e \cdot E \cdot h_0}{L_o \cdot n_o \cdot (1 - \mu^2) R_H}, \text{ Н/мм}^2, \quad (3.7)$$

где: k_H – коэффициент, определяемый по табл. 2 прил. 3; R_H – наружный радиус сальфона, мм.

Напряжение на внутреннем гофре при изгибе сальфона по схеме 3.4, б определяется по формуле:

$$\sigma_B = k_B \cdot \frac{6e \cdot E \cdot h_0}{L_o \cdot n \cdot (1 - \mu^2) R_B}, \text{ Н/мм}^2. \quad (3.8)$$

Напряжение на наружном гофре при изгибе сиффона по схеме 3.4, б определяется по формуле:

$$\sigma_H = \frac{k_H}{K} \cdot \frac{6e \cdot E \cdot h_0}{L_o \cdot n \cdot (1 - \mu^2) R_H} \cdot \text{Н/мм}^2. \quad (3.9)$$

Напряжение на внутренних гофрах от величины воспринимаемого сиффоном номинального крутящего момента M определяется по формуле:

$$\tau_B = \frac{M}{2\pi \cdot R_B^2 \cdot h_o}, \text{ Н/мм}^2. \quad (3.10)$$

Напряжение на наружных гофрах от величины воспринимаемого сиффоном номинального крутящего момента M определяется по формуле:

$$\tau_H = \frac{M \cdot K}{2\pi \cdot R_H^2 \cdot h_o}, \text{ Н/мм}^2. \quad (3.11)$$

Эквивалентное напряжение на внутренних гофрах сиффона определяется по формуле:

$$\sigma_B^{\text{эKB}} = \sqrt{\sigma_B^2 + 4\tau_B^2}, \text{ Н/мм}^2. \quad (3.12)$$

Эквивалентное напряжение на наружных гофрах сиффона определяется по формуле:

$$\sigma_H^{\text{эKB}} = \sqrt{\sigma_H^2 + 4\tau_H^2}, \text{ Н/мм}^2. \quad (3.13)$$

Примечание. Полученные значения эквивалентного напряжения не должны превышать допускаемого для стали 12Х18Н10Т, т.е. $\sigma_H^{\text{эKB}} \leq 140 \text{ Н/мм}^2$, в противном случае следует перейти на больший типоразмер сиффона.

Пример расчета 2

Определить напряжение в гофрах сиффона при следующих данных:

а) Номинальный крутящий момент на сиффонном вводе $M = 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}$.

б) Сиффонный ввод движения выполнен по схеме 3.4, а.

Решение:

Находим расчетный наружный диаметр сиффона по (3.1):

$$D_p = \sqrt{2M} = \sqrt{2 \cdot 10^3} = 44,7 \text{ мм}.$$

Определяем типоразмер сальфона по табл. 1 прил. 3, исходя из соотношения (3.3): выбираем сальфон по нормали МН-429-80, имеющий $D_H = 52$ мм, $D_B = 33,5$ мм, $n_o = 14$, $L_o = 99$ мм, $h_o = 0,14$ мм, $K = 1,55$.

Для принятого типоразмера сальфона по табл. 2 прил. 3 находим коэффициенты K_B , K_H :

$$K_B = 7,9; K_H = 5,1.$$

Выбираем типоразмер шарикоподшипника, исходя из соотношения (3.6), используя табл. 3 прил. 3:

$$D \approx \frac{1}{3} \cdot D_H = \frac{1}{3} \cdot 52 = 17,33 \text{ мм.}$$

Выбираем шарикоподшипник № 25, имеющий $d = 5$ мм, $D = 16$ мм, $C_o = 760$ Н.

Находим величину эксцентриситета в сальфонном вводе движения по формуле (3.5):

$$e = \frac{M \cdot K_n}{C_o} = \frac{10^3 \cdot 1,4}{760} \approx 2 \text{ мм.}$$

Находим напряжения на внутренних гофрах при изгибе сальфона по формуле (3.4):

$$\sigma_B = K_B \cdot \frac{e \cdot E \cdot h_o}{L_o \cdot n \cdot (1 - \mu^2) R_B} = 7,9 \cdot \frac{2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,14}{99 \cdot 14 (1 - 0,3^2) 16,75} = 19 \text{ Н/мм}^2.$$

Находим напряжения на наружных гофрах при изгибе сальфона по формуле (3.7):

$$\sigma_H = \frac{K_H}{K} \cdot \frac{e \cdot E \cdot h_o}{L_o \cdot n_o \cdot (1 - \mu^2) R_H} = \frac{5,1}{1,55} \cdot \frac{2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,14}{99 \cdot 14 (1 - 0,3^2) 26} = 5,3 \text{ Н/мм}^2.$$

Находим напряжения на внутренних гофрах от величины воспринимаемого сальфоном номинального крутящего момента по формуле (3.10):

$$\tau_B = \frac{M}{2\pi \cdot R_B^2 \cdot h_o} = \frac{10^3}{2 \cdot 3,14 \cdot 16,75^2 \cdot 0,14} = 40,6 \text{ Н/мм}^2.$$

Находим напряжения на наружных гофрах от величины воспринимаемого сальфоном номинального крутящего момента по формуле (3.11):

$$\tau_H = \frac{M \cdot K}{2\pi \cdot R_n^2 \cdot h_o} = \frac{10^3 \cdot 1,55}{2 \cdot 3,14 \cdot 26^2 \cdot 0,14} = 26 \text{ Н/мм}^2.$$

Определяем эквивалентное напряжение на внутренних гофрах сильфона по формуле (3.12):

$$\sigma_B^{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_B^2 + 4\tau_B^2} = \sqrt{19^2 + 4 \cdot 4,06^2} = 83,4 \text{ Н/мм}^2.$$

Определяем эквивалентное напряжение на наружных гофрах сильфона по формуле (3.13):

$$\sigma_H^{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_H^2 + 4\tau_H^2} = \sqrt{5,3^2 + 4 \cdot 26^2} = 52,3 \text{ Н/мм}^2.$$

Полученные значения $\sigma_B^{\text{экв}}$ и $\sigma_H^{\text{экв}}$ не превышают 140 Н/мм², поэтому принятый сильфон оставляют как окончательный вариант.

3.5. Расчет долговечности сильфона

Число циклов деформации сильфона определяется по формуле:

$$N = 10^6 \cdot \left(\frac{140}{\sigma_{\text{max}}^{\text{экв}}} \right)^9, \text{ циклов,} \quad (3.14)$$

где $\sigma_{\text{max}}^{\text{экв}}$ – наибольшее из двух значений эквивалентных напряжений, полученных по формулам (3.12), (3.13).

Ресурс сильфонного ввода движения определяется по формуле:

$$T = \frac{N}{60n}, \text{ ч,} \quad (3.15)$$

где: N - число циклов деформации сильфона; n – частота вращения сильфонного ввода, об/мин.

Пример расчета 3

Расчитать долговечность сильфона при следующих исходных данных:

Наибольшее эквивалентное напряжение, действующее в гофрах сильфона $\sigma_{\max}^{\text{эке}} = 83,4 \text{ Н/мм}^2$.

Частота вращения сильфонного ввода движения $n = 100$ об/мин.

Решение:

Определяем число циклов деформации сильфона по формуле (3.14):

$$N = 10^6 \cdot \left(\frac{140}{\sigma_{\max}^{\text{эке}}} \right)^9 = 10^6 \cdot \left(\frac{140}{83,4} \right)^9 = 1,04 \cdot 10^8 \text{ циклов.}$$

Находим долговечность сильфона по формуле (3.15):

$$T = \frac{N}{60n} = \frac{1,04 \cdot 10^8}{60 \cdot 1000} = 1,73 \cdot 10^3 \text{ ч.}$$

3.6. Расчет долговечности подшипников качения (при работе в атмосферных условиях)

Радиальная нагрузка на шарикоподшипник, установленный на эксцентрике, определяется по формуле

$$F_r = \frac{M}{e \cdot l}, \text{ Н,} \quad (3.16)$$

где: M – номинальный крутящий момент на сильфонном вводе, Н·мм; e – величина эксцентриситета, мм; l – количество подшипников, установленных на эксцентрике.

Эквивалентная нагрузка P рассчитывается по формуле:

$$P = F_r \cdot K_v \cdot K_T \cdot K_B, \quad (3.17)$$

где: F_r – радиальная нагрузка на шарикоподшипник, Н; K_v – коэффициент вращения и зависит от конкретного кольца вращения. При вращении внутреннего кольца $K_v = 1,0$; K_T – температурный коэффициент. В заданном интервале температур (см. п.3.1) $K_T = 1,0$; K_B – коэффициент безопасности равный

$$K_B = 1 + 0,9 \left(\frac{W - 100}{100} \right), ; \quad (3.18)$$

W – коэффициент перегрузки.

Если перегрузка отсутствует, то $W=100$, при двухкратной перегрузке $W = 200$.

Примечание. Как правило, $K_B = 1,2 \div 1,4$.

Долговечность шарикоподшипника находится как:

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^\alpha, \text{ млн. об.}, \quad (3.19)$$

где: $\alpha = 3$ – для шарикоподшипников; C – динамическая грузоподъемность, Н, принимается в зависимости от типоразмера шарикоподшипника (см. табл. 3 прил. 3); P – эквивалентная нагрузка на шарикоподшипник, Н.

Долговечность шарикоподшипника в часах определяется по формуле:

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n}, \quad (3.20)$$

где: L_h – долговечность шарикоподшипника, млн.об.; n – частота вращения шарикоподшипника, об/мин.

Примечание. Долговечность шарикоподшипников, установленных на валиках сильфонного ввода движения, не рассчитывается, так как они работают в лучших условиях по сравнению с подшипниками, расположенными на эксцентриках и имеют как правило, больший типоразмер.

Пример расчета 4

Рассчитать долговечность шарикоподшипников сильфонного ввода движения, расположенных на эксцентриковых, при следующих данных:

а) Номинальный момент на валике сильфонного ввода движения $M = 10^3$ Н·мм.

б) Величина эксцентриситета $e = 2$ мм.

в) Количество подшипников, установленных на эксцентрике $l = 1$.

г) Коэффициент безопасности $K_B = 1,0$.

д) Типоразмер шарикоподшипника № 25.

Решение:

Находим радиальную нагрузку на шарикоподшипнике, установленном на эксцентрик, по формуле (3.16):

$$F_r = \frac{M}{e \cdot l} = \frac{10^3}{2 \cdot 1} = 500 \text{ Н.}$$

Определяем эквивалентную нагрузку P на шарикоподшипник по формуле (3.17):

$$P = F_r \cdot K_v \cdot K_T \cdot K_B = 500 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 500 \text{ Н.}$$

Определяем долговечность шарикоподшипника по (3.19):

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^\alpha = \left(\frac{1500}{500} \right)^3 = 27 \text{ млн.об.}$$

Находим долговечность шарикоподшипника в часах по формуле (3.20):

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n} = \frac{10^6 \cdot 27}{60 \cdot 1000} = 450 \text{ ч.}$$

Глава 4

Расчет червячно-зубчатых механизмов оборудования электронной техники

4.1. Расчет червячно-зубчатого механизма

4.1.1. Определение мощности электродвигателя, необходимой для червячно-зубчатого механизма

Мощность электродвигателя (рис.4.1), необходимая для механизма, подсчитывается по формулам:

$$N_{\text{необх}} \geq \frac{P \cdot v}{\eta_{\text{общ}}}, \text{ Вт,}$$

где: P – усилие натяжения цепи, ленты транспортера, Н; v – линейная скорость перемещения цепи или ленты, м/с;

$$N_{\text{необх}} \geq \frac{M_{\text{вых}} \cdot n_{\text{вых}}}{9550 \cdot \eta_{\text{общ}}}, \text{ Вт,}$$

$M_{\text{вых}}$ – момент на выходном валу редуктора, Н·мм; $n_{\text{вых}}$ – частота вращения выходного вала передачи, об/мин.

В этих формулах $\eta_{\text{общ}}$ – общий К.П.Д. редуктора находится как:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{з.п.}}^m \cdot \eta_{\text{ч.п.}}^n \cdot \eta_{\text{подш.}}^k,$$

где $\eta_{\text{з.п.}}$ – к.п.д. зубчатой пары; для закрытых зубчатых редукторов, в которых используется жидкая смазка, $\eta_{\text{з.п.}} \approx 0,97$; для открытых зубчатых пар и для редукторов, в которых используется пластичная смазка, $\eta_{\text{з.п.}} \approx 0,93$; m – количество зубчатых пар; $\eta_{\text{ч.п.}}$ – к.п.д. червячной пары, $\eta_{\text{ч.п.}} \approx 0,7$; n – количество червячных пар;

$\eta_{подш}$ – К.П.Д. одного подшипника, $\eta_{подш.} \approx 0,98$; k – число подшипников.

Электродвигатель выбирают таким образом, чтобы

$$N_{эл.} \geq N_{необх}$$

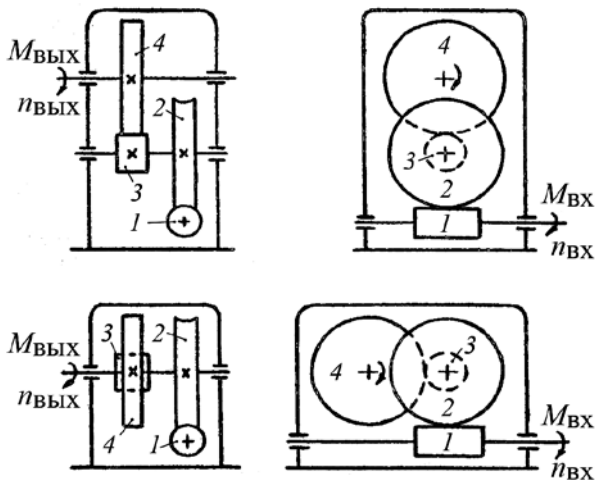


Рис. 4.1. Схемы червячно-зубчатых механизмов

Необходимые справочные данные по электродвигателям, которые наиболее часто употребляются в электронной технике, даны в табл. 4.1, 4.2.

4.1.2. Кинематический расчет механизма

Под кинематическим расчетом механизма понимают определение передаточных отношений и частот вращения для всех валов, исходя из общего передаточного отношения и заданных значений входной и выходной частот вращения.

Примечание. Частота вращения электродвигателя должна быть известна (см. табл. 4.1, 4.2).

Таблица 4.1.

Электродвигатели типа СЛ

Обозначение	Мощность, Вт	Номинальная частота вращения, об/мин
СЛ-123	5,5	4500
СЛ-121	7,8	4500
СЛ-161	9,0	4000
СЛ-163	10,0	4000
СЛ-220	3,6	3500
СЛ-268	5,5	3000
СЛ-222	10,3	4000
СЛ-221	13,0	3600
СЛ-262	14,5	4000
СЛ-240	18,5	4500
СЛ-261	24,0	3600
СЛ-281	26,0	5200
СЛ-267	27,0	4000
СЛ-328	9,0	2000
СЛ-372	13,0	2900
СЛ-322	22,0	3600
СЛ-360	23,0	4500
СЛ-327	28,0	3000
СЛ-370	28,0	4500
СЛ-367	32,0	2500
СЛ-321	38,0	3000
СЛ-361	50,0	3000
СЛ-369	55,0	3600

СЛ-365	55,5	3500
СЛ-521 К	20,0	1000
СЛ-528	30,0	3000
СЛ-525	35,0	3800
СЛ-569 К	36,0	850
СЛ-521	77,0	3000
СЛ-523	77,0	3000
СЛ-570	77,0	3000
СЛ-571К	95,0	2200
СЛ-563	110,0	4000
СЛ-565	170,0	3000
СЛ-569	175,0	3600
СЛ-621	172,0	2500
СЛ-661	230,0	2500

Таблица 4.2.

Электродвигатели типа УЛ и ПЛ

Обозначение	Мощность, Вт	Частота вращения, об/мин
УЛ-02	5,0	5000
	10,0	8000
УЛ-03	10,0	5000
	18,0	8000
УЛ-041	5,0	2700
	18,0	5000
	30,0	8000
УЛ-42	10,0	2700
	30,0	5000
	50,0	8000
УЛ-051	18,0	2700
	50,0	5000
	80,0	8000

ПЛ-051	30,0	2700
	30,0	2700
УЛ-052	80,0	5000
	120,0	8000
ПЛ-052	50,0	2700
	50,0	1400
УЛ-061	120,0	5000
	180,0	8000
ПЛ-061	50,0	1400
	80,0	2700
УЛ-062	180,0	5000
	270,0	8000
ПЛ-062	80,0	1400
	120,0	2700
УЛ-071	270,0	5000
	400,0	8000
ПЛ-071	120,0	1400
	180,0	2700
УЛ-072	400,0	5000
	600,0	8000
ПЛ-072	180,0	1400
	270,0	2700
УЛ-081	270,0	2700

Значение передаточного отношения находится как:

$$I_{\text{Общ}} = \frac{n_{\text{ВХ}}}{n_{\text{ВЫХ}}},$$

где: $n_{\text{вх}}$ - частота вращения входного вала редуктора или частота вращения вала электродвигателя, об/мин; $n_{\text{вых}}$ – частота вращения выходного вала редуктора, об/мин.

Примечание. В случае, если по условию задания частота вращения выходного вала в явной форме не задана, она может быть определена из

условия $n = \frac{60 \cdot \vartheta}{\pi \cdot D}$, об/мин., где: ϑ - линейная скорость перемещения цепи или ленты транспортера, м/с; D – диаметр звездочки, барабана, м.

Разбивка общего передаточного отношения по ступеням

$$I_{\text{общ}} = I_{\text{ч.п.}} \cdot I_{\text{з.п.}},$$

где $I_{\text{ч.п.}}$ - передаточное отношение червячной пары, $I_{\text{ч.п.}} = 7 \div 60$ и принимается в зависимости от заходности червяка $Z_{\text{ч}}$.

$$\begin{array}{ll} \text{При } Z_{\text{ч}} = 1 & I_{\text{ч.п.}} \geq 28 \\ Z_{\text{ч}} = 2 & 28 \geq I_{\text{ч.п.}} \geq 14 \\ Z_{\text{ч}} = 4 & 14 \geq I_{\text{ч.п.}} \geq 7 \end{array}$$

$I_{\text{з.п.}}$ - передаточное отношение зубчатой пары, которое рекомендуется принимать в пределах от 2 до 5.

Определение частот вращения валов: а) частота вращения на выходе $n_{\text{вых}} = n_{\text{з.к.}}$ - частоте вращения зубчатого колеса; б) частота вращения шестерни $n_{\text{ш}} = n_{\text{вых}} \cdot I_{\text{з.п.}}$; в) частота вращения червяка

$$n_{\text{ч}} = n_{\text{ч.к.}} I_{\text{ч.п.}}, \quad n_{\text{ч.к.}} = n_{\text{ш}}$$

Определение чисел зубьев на зубчатых и червячных колесах: а) принимаем число зубьев на шестерне $Z_{\text{ш}} = 16 \div 24$, тогда число зубьев на зубчатом колесе $Z_{\text{з.к.}} = I_{\text{з.п.}} \cdot Z_{\text{ш}}$; б) число зубьев на червячном колесе

$$Z_{\text{ч.к.}} = Z_{\text{ч}} \cdot I_{\text{ч.п.}},$$

где: $Z_{\text{ч}}$ - заходность червяка; $I_{\text{ч.п.}}$ - передаточное отношение червячной пары.

4.1.3. Выбор материалов для зубчатых и червячных пар

Зубчатые пары

Как правило, зубчатые колеса и шестерни изготавливаются из конструкционной углеродистой стали с термической обработкой. Приборные зубчатые пары, работающие при малых нагрузках и скоростях, могут выполняться из пластмасс.

Для стальных зубчатых пар чаще всего применяются стали марок 30, 40, 45, 50, 40Х, 20ХН, 12ХНЗА и др.

Материал шестерни должен быть более твердым по сравнению с материалом зубчатого колеса.

Из пластмасс могут использоваться текстолит, стеклотекстолит, полиамиды, АСП-пластики и фторонапыленные материалы. Характеристики материалов приведены в табл. 4.3.

Червячные пары.

Основные требования, предъявляемые к червячным передачам:

а) Хорошие антифрикционные свойства, малый коэффициент трения.

б) Возможность приработки, отсутствие заедания.

Для червяка используют стали 35, 45, 40Х, 12ХНЗА (с цементацией и закалкой) и другие, для червячного колеса – бронзы Бр ОФ10-1 и Бр ОФН (оловянистые), БрАЖ и БрАЖН (безоловянистые).

4.1.4. Выбор допускаемых напряжений

Расчет зубчатых и червячных пар производится на усталость по контактным напряжениям с проверкой по напряжениям изгиба. Поэтому в процессе проектирования передачи производится подсчет тех и других допускаемых напряжений.

Зубчатые пары.

Для колес из стали любых марок при твердости НВ не более 350 допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma_{HP}] = 2,8 HB_{\min} \cdot k_{pHP},$$

где k_{pHP} - коэффициент режима работы при расчете на контактную прочность,

$$k_{pHP} = \sqrt[6]{\frac{10^7}{N_{HP}}};$$

$$N_{HP} = 60 \cdot n \cdot a \cdot L_h,$$

где: n – частота вращения, об/мин; N_{HP} – число циклов нагружения; L_h – расчетная долговечность, ч; a – число контактов зуба за один оборот колеса. При получении значений k_{pHP} меньше единицы следует принять $k_{pHP} = 1,0$.

Допускаемые напряжения изгиба (при $HB \leq 350$) вычисляются по формулам:

– для нереверсивной передачи

$$[\sigma_{FP}] = \frac{1,4\sigma_{-1}}{n_{\sigma} \cdot k_{\sigma}} \cdot k_{pFP};$$

– для реверсивной передачи

$$[\sigma_{FP}] = \frac{\sigma_{-1}}{n_{\sigma} \cdot k_{\sigma}} \cdot k_{pFP},$$

где: σ_{-1} – предел усталости, МПа (Н/мм²); n_{σ} – запас прочности, $n_{\sigma} = 2 \div 3$; k_{σ} – коэффициент концентрации напряжений $\sim 1,5-2,0$; k_{pFP} – коэффициент режима нагрузки при расчете на изгибную прочность,

$$k_{pFP} = \sqrt[9]{\frac{10^7}{N_{цз}}}.$$

Если $k_{pFP} < 1$, то необходимо принять $k_{pFP} = 1$.

При $k_{pFP} > 1,6$ необходимо принять $k_{pFP} = 1,6$.

Червячные пары.

Выбор допускаемых напряжений для червячных передач по расчету на контактную усталость и выносливость при изгибе производится по справочным таблицам либо по формулам:

$$[\sigma_{HP}] = (0,75 \div 0,9) \cdot \sigma_B \cdot \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{цз}}},$$

$$[\sigma_{FP}] = 0,16 \cdot \sigma_B \cdot \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{цз}}}.$$

Здесь: $k_{pHP} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{цз}}}$; $k_{pFP} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{цз}}}$; $N_{цз} = 60 \cdot n \cdot a \cdot L_h$.

Таблица 4.3

Механические характеристики некоторых материалов для зубчатых и червячных передач

ГОСТ	Материал	Вид термооб- работки	<i>НВ</i>	<i>E</i> , Н/мм ²	σ_B , Н/мм ²	σ_{FP} , Н/мм ²	σ_{HP} , Н/мм ²
1050-84	Сталь 35	Нормализация	140 ÷ 187	2,1·10 ⁵	530	100	390
	Сталь 45		167 ÷ 217		600	115	460
	Сталь 50		180 ÷ 229		630	120	495
	Сталь 55		185 ÷ 241		650	125	510
4543-81	Сталь 15X	Улучшение	179 ÷ 217	2,1 · 10 ⁵	690	130	490
	Сталь20X		190 ÷ 241		880	170	520
	Сталь40X		257 ÷ 285		980	190	715
4783-88	Дюралюминий 16М	Отжиг	-	7,2 · 10 ⁴	216	36	135
	Дюралюминий Д16Т	Закалка	-	7,2 · 10 ⁴	390	90	250
1628-82	Бронза Бр0Ф10-1	-	90 ÷ 120	0,8 · 10 ⁵	180	45	145
	Бронза БрАЖ9-4	-	110 ÷ 120		390	65	180
2060-83	Латунь ЛС-59-1	-	160	0,9 · 10 ⁵	430	105	265
5-72	Текстолит ПТК; ПТ	-	94	5 · 10 ³	90	20	70
10589-83	Полиамидная смола П-68	-	34	2,3 · 10 ³	55	15	50

4.1.5. Расчет закрытой зубчатой пары с жидкой смазкой

Проектный расчет закрытой зубчатой пары ведется по допускаемым контактным напряжениям $[\sigma_{HP}]$, затем производится проверка по напряжениям изгиба σ_{FP} .

Межосевое расстояние закрытой зубчатой пары подсчитывается по формуле

$$a_W = 10(I_{з.п.} + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{10,85}{[\sigma_{HP}]} \cdot \frac{Z_\varepsilon}{I_{з.п.}} \right)^2 \cdot \frac{K \cdot M_{з.к.}}{\psi_a}}, \text{ мм},$$

где: $[\sigma_{HP}]$ – допускаемые контактные напряжения материала меньшей прочности, МПа (Н/мм²); ψ_a – коэффициент ширины колеса от 0,1 до 0,3; $I_{з.п.}$ – передаточное отношение зубчатой пары; Z_ε – коэффициент использования длины зуба, $Z_\varepsilon = 0,9$; K – коэффициент режима работы, $K = 1,3$; $M_{з.к.}$ – момент на зубчатом колесе, Н·мм.

Модуль зацепления равен:

$$m = \frac{2a_W}{Z_{ш} + Z_{з.к.}}, \text{ мм}.$$

Полученные значения модуля зацепления m округляют до стандартного ближайшего значения в большую сторону.

Стандартные значения модулей зацепления приведены в табл. 4.4

Таблица 4.4

m , мм	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,25	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0
-------------	-----	-----	-----	-----	-----	-----	------	-----	-----	-----	-----	-----

Далее определяется окончательная величина межосевого расстояния:

$$a'_W = \frac{m}{2}(Z_{ш} + Z_{з.к.}), \text{ мм}.$$

Геометрический расчет зубчатой пары:

а) делительный диаметр шестерни:

$$d_{ш} = m \cdot Z_{ш}, \text{ мм};$$

б) диаметр окружности выступов шестерни:

$$d_{аш} = d_{ш} + 2m, \text{ мм};$$

в) диаметр окружности впадин шестерни:

$$d_{фш} = d_{ш} - 2,4m, \text{ мм};$$

г) делительный диаметр зубчатого колеса:

$$d_{з.к.} = m \cdot Z_{з.к.}, \text{ мм};$$

д) диаметр окружности выступов зубчатого колеса:

$$d_{аз.к.} = d_{з.к.} + 2m, \text{ мм};$$

е) диаметр окружности впадин зубчатого колеса:

$$d_{фз.к.} = d_{з.к.} + 2,4m, \text{ мм};$$

ж) ширина колеса:

$$b = \psi_a \cdot a_w, \text{ мм}.$$

Проверка зубчатого зацепления по напряжениям изгиба.

Изгибающие напряжения в зубе колеса определяются по формуле:

$$\sigma_{FP} = \frac{2M_{з.к.} \cdot K \cdot Y_F}{Z_{з.к.} \cdot b \cdot m^2}, \text{ МПа (Н/мм}^2\text{)},$$

где: $M_{з.к.}$ - момент на колесе или выходной момент, Н, мм; K - коэффициент режима работы, $K = 1,3$;

$$Y_F = \frac{1}{\pi(0,154 - 0,912/Z_{з.к.})}$$

- коэффициент формы зуба; $Z_{з.к.}$ - число зубьев на колесе; b - ширина колеса, мм.

Полученное значение σ_{FP} следует сравнить с допускаемыми напряжениями на изгиб $[\sigma_{FP}]$.

При этом должно выполняться условие: $\sigma_{FP} \leq [\sigma_{FP}]$.

4.1.6. Расчет открытой зубчатой пары или редукторной передачи с пластичной смазкой

Проектный расчет открытой зубчатой пары ведется по допускаемым напряжениям изгиба $[\sigma_{FP}]$, затем производится проверка по контактным напряжениям σ_{HP} .

Модуль зацепления открытой зубчатой пары определяется по формуле:

$$m = 3 \sqrt{\frac{2M_{3.К.} \cdot K \cdot Y_F}{Z_{3.К.} \cdot \psi_m \cdot [\sigma_{FP}]}} \text{, мм,}$$

где: $M_{3.К.}$ - момент на зубчатом колесе, Н·мм; K - коэффициент режима работы, $K = 1,3$; Y_F - коэффициент формы зуба,

$$Y_F = \frac{1}{\pi(0,154 - 0,912 / Z_{3.К.})};$$

$Z_{3.К.}$ - число зубьев на зубчатом колесе; ψ_m - коэффициент ширины зуба, $\psi_m = \frac{b}{m}$.

Принимается $\psi_m = 4 \div 6$ для колеса, а для шестерни $\psi_m = 6 \div 8$.

Проверка зубчатой передачи по контактным напряжениям производится по формуле:

$$\sigma_{HP} = \frac{108,5}{a_w \cdot I_{3.П.}} \cdot Z_\epsilon \sqrt{\frac{(I_{3.П.} + 1)^3 \cdot K \cdot M_{3.К.}}{B}} \text{, МПа (Н/мм}^2\text{)}.$$

Здесь $a_w = \frac{m}{2}(Z_{ш} + Z_{3.К.})$ (см. п. 5,4); Z_ϵ - коэффициент использования длины зуба, $Z_\epsilon = 0,9$; $I_{3.П.}$ - передаточное отношение зубчатой пары.

Определение уточненного к.п.д. зубчатой пары.

Уточненный к.п.д. приборной зубчатой пары определяется по формуле:

$$\eta_{з.п.} = 1 - C \cdot \pi \cdot f \cdot \left(\frac{1}{Z_{ш}} + \frac{1}{Z_{з.к.}} \right),$$

где: C – коэффициент нагрузки, зависящий от окружного усилия колеса $P_{з.к.}$,

$$C = (P_{з.к.} + 3) / (P_{з.к.} + 0,18);$$

$$P_{з.к.} = \frac{2M_{вых}}{d_{з.к.}};$$

f – коэффициент трения скольжения в зубчатом зацеплении, $f = 0,1 \div 0,2$; $Z_{ш}$ – число зубьев на шестерне; $Z_{з.к.}$ – число зубьев на колесе.

4.1.7. Расчет закрытой червячной пары с жидкой смазкой

Проектный расчет закрытой червячной пары ведется по допускаемым контактным напряжениям σ_{HP} , затем производится проверка по напряжениям изгиба.

Межосевое расстояние закрытой червячной пары под- считывается по формуле:

$$a_w = \frac{1}{2,15} \cdot \left(\frac{Z_{ч.к.}}{q} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{540}{Z_{ч.к.} / q \cdot [\sigma_{н.р.}]} \right)^2} \cdot K \cdot M_{ч.к.}, \text{ мм},$$

где: $[\sigma_{н.р.}]$ – допускаемое контактное напряжение для менее прочного материала, МПа; $Z_{ч.к.}$ – число зубьев червячного колеса; K – коэффициент режима работы, $K = 1,3$; $M_{ч.к.}$ – крутящий момент на червячном колесе, Н·мм.

$$M_{ч.к.} = \frac{M_{вых}}{I_{з.п.} \cdot \eta_{з.п.}}, \text{ Н} \cdot \text{мм},$$

где: $M_{вых}$ – выходной момент, Н·мм; $I_{з.п.}$ – передаточное отношение зубчатой пары; $\eta_{з.п.}$ – уточненный к.п.д. зубчатой пары; q – коэффициент диаметра червяка.

Осевой модуль червячного зацепления определяется по формуле:

$$m_s = \frac{2 a_w}{q + Z_{ч.к.}}, \text{ мм.}$$

Полученное значение модуля зацепления m_s округляем до стандартного ближайшего значения в большую сторону.

Затем определяем окончательную величину межосевого расстояния:

$$a'_w = \frac{m_s}{2} (q + Z_{ч.к.}), \text{ мм.}$$

Геометрический расчет червячной пары

Червяк

а) диаметр делительного цилиндра червяка:

$$d_q = q \cdot m_s, \text{ мм;}$$

б) диаметр цилиндра выступов червяка:

$$d_{aq} = d_q + 2m_s, \text{ мм;}$$

в) диаметр цилиндра впадин червяка:

$$d_{fq} = d_q - 2,4m_s, \text{ мм;}$$

г) минимальная длина нарезанной части червяка:

$$l = 2m_s \sqrt{Z_{ч.к.} + g}, \text{ мм.}$$

Червячное колесо

а) диаметр делительной окружности червячного колеса:

$$d_{ч.к.} = m_s \cdot Z_{ч.к.}, \text{ мм;}$$

б) диаметр окружности впадин:

$$d_{fq.к.} = d_{ч.к.} - 2,4m_s, \text{ мм;}$$

в) диаметр окружности выступов:

$$d_{aq.к.} = d_{ч.к.} + 2m_s, \text{ мм}$$

г) ширина червячного колеса:

$$B = 0,75d_{aq}, \text{ мм}$$

д) наружный диаметр червячного колеса:

$$d_{н.ч.к.} = d_{aq.к.} + 1,5m_s, \text{ мм;}$$

е) условный угол обхвата червяка червячным колесом:

$$\sin \gamma = \frac{B}{d_{aq} + 0,5m_s}.$$

Определение уточненного к.п.д. червячной пары

Уточненный к.п.д. червячной пары определяется как:

$$\eta_{ч.п.} = K_c \cdot C \cdot \frac{tg\lambda}{tg(\lambda + \varphi)},$$

где: K_c – коэффициент, зависящий от способа смазки,

$$K_c = 0,95 \div 0,98;$$

C – коэффициент нагрузки, зависящей от окружного усилия на червячном колесе,

$$C = \frac{P_{ч.к.} + 1,05}{P_{ч.к.} + 2,4};$$

$P_{ч.к.}$ – окружное усилие на червячном колесе $P_{ч.к.} = \frac{2M_{ч.к.}}{d_{ч.к.}}$, Н;

$M_{ч.к.} = \frac{M_{вых}}{U_{з.п.} \cdot \eta_{з.п.} \cdot \eta_{подш}^2}$ – момент на червячном колесе, Н·мм;

$d_{ч.к.}$ – диаметр червячного колеса.

Проверочный расчет закрытой червячной пары

Проверочный расчет закрытой червячной пары производится на изгиб зубьев колеса по формуле:

$$\sigma_{FP} = \frac{2 M_{ч.к.} \cdot K \cdot Y_F}{q \cdot Z_{ч.к.} \cdot m_s^3} \leq [\sigma_{FP}],$$

где: $M_{ч.к.}$ – крутящий момент на червячном колесе, Н·мм,

$$M_{ч.к.} = \frac{M_{вых}}{U_{з.п.} \cdot \eta_{з.п.} \cdot \eta_{подш}^2};$$

K – коэффициент нагрузки, $K = 1,3$; Y_F – коэффициент формы зуба,

$$Y_F = \frac{1}{\pi(0,154 - (0,912/Z_{ч.к.})\cos^3\lambda)},$$

λ – угол подъема нарезки червяка,

$$\lambda = \arctg \frac{Z_v}{q};$$

q – относительная толщина червяка или коэффициент диаметра, $q = 20$; $Z_{ч.к.}$ – число зубьев на червячном колесе; m_s – стандартный модуль зацепления червячной передачи, мм.

4.1.8. Расчет открытой червячной пары или редукторной передачи с пластичной смазкой

Проектный расчет открытой червячной пары ведется по допускаемым напряжениям изгиба $[\sigma_{FP}]$ по формуле:

$$m_s \geq \sqrt[3]{\frac{2M_{ч.к.} \cdot K \cdot Y_F}{q \cdot Z_{ч.к.} \cdot [\sigma_{FP}]}} \text{, мм.}$$

Значение модуля округляют до ближайшего стандартного по табл. 4.4.

Проверочный расчет открытой червячной пары ведется по контактным напряжениям, величина которых сравнивается с допускаемыми (табл. 4.3.):

$$\sigma_{HP} = \frac{540}{Z_{ч.к.} / q} \cdot \sqrt{\left(\frac{Z_{ч.к.} / q + 1}{a_w}\right)^3 \cdot \frac{K \cdot M_{ч.к.}}{10}} \text{, МПа, (Н/мм}^2\text{)}.$$

В этих формулах: m_s – расчетное значение осевого модуля, мм; $M_{ч.к.}$ – момент на червячном колесе, Н·мм; $Z_{ч.к.}$ – число зубьев на червячном колесе; K – коэффициент режима работы, $K = 1,3$; $[\sigma_{FP}]$ – допускаемое напряжение на изгиб для материала червячного колеса, МПа; $[\sigma_{HP}]$ – допускаемое контактное напряжение, МПа.

Геометрические соотношения в червячной паре определяют в соответствии с п. 4.1.7.

4.1.9. Расчет валов на прочность и жесткость

Расчет валов на прочность по изгибу ведется по формуле:

$$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{M_{эКВ}}{0,1[\sigma_{FP}]}} \text{, мм,}$$

где: $[\sigma_{FP}]$ – допускаемое напряжение на изгиб для материала вала, МПа; $d_в$ – диаметр вала, мм; $M_{эКВ}$ – эквивалентный момент на валу, Н·мм,

$$M_{эКВ} = \sqrt{M_{изг}^2 + M_{кр}^2};$$

$M_{изг}$ – максимальный изгибающий момент на валу, Н·мм;

$M_{кр}$ – максимальный крутящий момент на валу, Н·мм.

Значение изгибающего $M_{изг}$ и $M_{кр}$ крутящего моментов определяется в результате расчета с построением эпюр изгибающих и крутящих моментов.

В качестве I-го примера произведем расчет зубчатого колеса. Определим усилия, действующие в зубчатом зацеплении и соответствующие им реакции в опорах (рис. 4.2.)

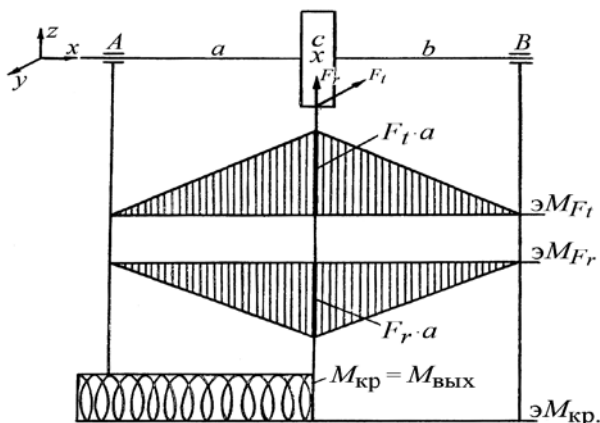


Рис. 4.2. К расчету валика зубчатого колеса

Пусть задано: $AC = 1/3d_{з.к}$; $CB = 2/3d_{з.к}$;

а) окружное усилие на зубчатом колесе

$$F_t = \frac{2M_{вых}}{d_{з.к}}, \text{ Н,}$$

б) радиальное усилие в зубчатом зацеплении

$$F_r = F_t \cdot \text{tg} \alpha = 0,364 F_t, \text{ Н,}$$

где α – угол зацепления, $\alpha = 20^\circ$;

в) используя уравнение статики, определим реакции

$$F_{tA}, F_{tB}, F_{rA}, F_{rB}$$

В вертикальной плоскости:

$$\Sigma Z = 0; \quad -F_{rA} + F_r - F_{rB} = 0;$$

$$\Sigma T_A = 0; \quad -F_r \cdot AC + F_{rB} \cdot AB = 0;$$

$$F_{rB} = F_r \cdot \frac{AC}{AB} = 1/3 F_r;$$

$$F_{rA} = F_r - F_{rB}.$$

В горизонтальной плоскости:

$$\Sigma Y = 0; \quad -F_{tA} - F_t + F_{tB} = 0;$$

$$\Sigma T_A = 0; \quad -F_t \cdot AC + F_{tB} \cdot AB = 0;$$

$$F_{tB} = F_t \cdot \frac{AC}{AB} = 1/3 F_t;$$

$$F_{tA} = F_t - F_{tB}.$$

г) В итоге вычерчиваем расчетную схему и строим эпюры изгибающих моментов (без учета моментов трения в опорах).

Расчет вала червяка.

Определим усилия, действующие в червячном зацеплении и соответствующие им реакции в опорах (рис.4.3).

а) Окружное усилие на червяке, без учета потерь на трение скольжения в зацеплении и в опорах червяка, равно осевому на червячном колесе:

$$F_{t\chi} = F_{a\chi,к} \frac{2M_{\chi}}{d_{\chi}}, \text{ Н,}$$

где: M_{χ} - момент на червяке, Н·мм,

$$M_{\chi} = \frac{M_{\text{вых}}}{U_{\text{общ}} \cdot \eta_{з.п.} \cdot \eta_{\chi,п.} \cdot \eta_{\text{подш}}^4}.$$

б) Радиальные усилия на червяке и колесе принимаем как

$$F_{r\chi} = F_{r\chi,к} = F_{t\chi} \cdot \operatorname{tg} \alpha.$$

в) Осевое усилие на червяке принимаем равным окружному усилию на червячном колесе:

$$F_{a\chi} = F_{t\chi,к} = \frac{2M_{\chi,к}}{d_{\chi,к}}.$$

г) Используя уравнения статики, определим реакции:

$$F_{aB}, F_{tB}, F_{rB}, F_{tC}, F_{rC}.$$

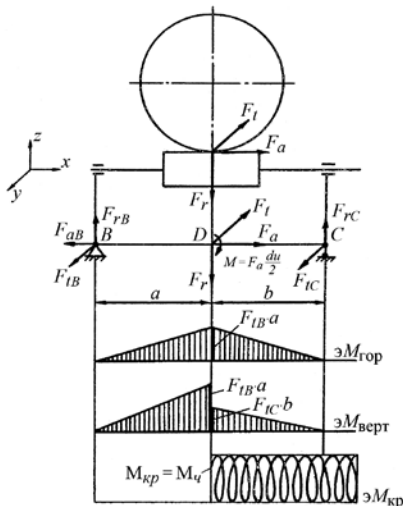


Рис. 4.3. К расчету валика червяка

В вертикальной плоскости:

$$\Sigma Z = 0; F_{rB} - F_r + F_{rC} = 0;$$

$$\Sigma T_B = 0; F_t \cdot BD - F_{tc} \cdot BC + M = 0$$

.Откуда

$$F_{rC} = \frac{F_t \cdot BD + M}{BC};$$

$$F_{rB} = F_r - F_{rC}.$$

В горизонтальной плоскости:

$$\Sigma Y = 0; F_{tB} - F_t + F_{tC} = 0;$$

$$\Sigma T_B = 0; F_t \cdot BD - F_{tC} \cdot BC = 0$$

;

$$F_{tC} = F_{tч.к} \cdot \frac{BD}{BC};$$

$$F_{tB} = F_t - F_{tC}.$$

Далее вычерчивают эпюры изгибающих и крутящих моментов (без учета моментов трения в опорах).

Величина момента $M_{изг}$ определяется по формуле:

$$M_{изг} = \sqrt{M_{изг.верт}^2 + M_{изг.гор}^2}, \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Расчет вала на жесткость проводится по формуле:

$$\Delta = \frac{\left(\sqrt{F_t^2 + F_r^2} \right) \cdot l^3}{48EJ},$$

где: Δ – прогиб вала, мм; l – длина вала червяка, приблизительно равная диаметру червячного колеса, а для выходного вала – диаметру вала зубчатого колеса, мм; F_t, F_r – соответственно окружное и радиальное усилие в червячном зацеплении, Н; E – модуль упругости I-го рода, для сталей $\sim 2 \cdot 10^5$ МПа; $J = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$ – экваториальный момент инерции площади поперечного сечения вала, мм⁴; D – диаметр вала в среднем сечении, мм.

4.1.10. Выбор радиальных однорядных шарикоподшипников

Подбор шарикоподшипника производят для наиболее нагруженной опоры. На противоположную опору ставится такой же шарикоподшипник.

Для расчета шарикоподшипника необходимы следующие данные: а) срок службы механизма $L_h = 10000$ ч;

б) частота вращения вала, на котором установлен шарикоподшипник, n ;

в) температурный интервал работы механизма (как правило, от -25° до 100° С, при этом температурный коэффициент $K_T = 1,0$);

г) коэффициент безопасности, зависящий от величины перегрузок и степени точности изготовления передачи. Обычно $K_B = 1,2$;

д) номинальная долговечность опоры в млн. оборотов определяется по формуле:

$$L = \frac{60 \cdot L_h \cdot n}{10^6}, \text{ млн.об.}$$

Для расчета эквивалентной нагрузки P выбирают коэффициент вращения V (при вращении внутреннего кольца $V = 1,0$). Вычисляют отношение:

$$e = \frac{F_a}{Y \cdot F_r}$$

И в зависимости от параметра e по табл. 4.5 выбирают коэффициенты нагрузки X, Y .

Возможны три варианта:

а) $e < 0,19$, тогда $X = 1$; $Y = 0$;

б) $0,44 \geq e \geq 0,19$, тогда $X = 0,56$; Y – см. табл. 4.5;

в) $e > 0,44$, тогда $X = 0,56$; $Y = 1$.

Эквивалентная нагрузка P рассчитывается по формуле:

$$P = (X \cdot Y \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_B \cdot K_T, \text{ Н,}$$

где $F_{r(B)} \sqrt{F_{tB}^2 + F_{rB}^2}$, или $F_{r(C)} \sqrt{F_{tC}^2 + F_{rC}^2}$;

$$F_a = F_{aч}$$

Требуемая динамическая грузоподъемность подшипника

$$C_{расч} = P \cdot L^{1/3}, \text{ Н.}$$

По каталогу, в зависимости от $C_{расч}$, подбирают шарикоподшипник, при

$$C_{табл} \geq C_{расч},$$

затем находится отношение $\frac{F_a}{C_o}$ и уточняется коэффициент Y по

табл. 4.5 в зависимости от соотношения $\frac{F_a}{C_o}$, (C_o – статическая грузоподъемность, Н).

Значение эквивалентной нагрузки вычисляется как:

$$P = (X \cdot Y \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_b \cdot K_r, \text{ Н.}$$

Требуемая динамическая грузоподъемность уточняется как $C_{расч} = P \cdot L^{1/3}$ и затем окончательно выбирается шарикоподшипник с учетом условия $C_{табл} \geq C_{расч}$.

4.1.11. Определение основных размеров корпусных деталей

Корпус редуктора предназначен для крепления опор вращающихся элементов механизма, обеспечения необходимой точности их установки и для предохранения механизма от внешних воздействий.

Ориентировочные соотношения и размеры основных элементов корпусов приведены в табл. 4.6.

Таблица 4.5

Значения коэффициентов нагрузки Y и параметров e для однорядных радиальных шарикоподшипников

Параметры		
F_a/C_o	Y	e
0,14	2,30	0,19
0,16	2,26	0,19
0,18	2,21	0,20
0,20	2,16	0,20
0,22	2,11	0,21
0,24	2,07	0,21
0,26	2,03	0,22

F_d/C_o	Y	e
0,28	1,99	0,22
0,32	1,96	0,23
0,36	1,91	0,24
0,40	1,87	0,24
0,44	1,83	0,25
0,48	1,79	0,25
0,52	1,75	0,26
0,56	1,71	0,26
0,62	1,68	0,26
0,68	1,64	0,27
0,74	1,61	0,27
0,80	1,57	0,28
0,84	1,55	0,28
0,89	1,53	0,28
0,94	1,51	0,29
0,100	1,49	0,29
0,105	1,47	0,30
0,110	1,45	0,30
0,120	1,43	0,31
0,130	1,38	0,32
0,150	1,34	0,33
0,170	1,31	0,34
0,190	1,26	0,35
0,210	1,25	0,36
0,240	1,20	0,37
0,280	1,15	0,38
0,320	1,12	0,39
0,360	0,09	0,40
0,390	1,06	0,41
0,420	1,04	0,42
0,440	1,03	0,42
0,480	1,02	0,43
0,520	1,01	0,43
0,560	1,00	0,44

Толщина стенок и диаметры винтов

Толщина стенок корпуса	δ	$0,025 a_w \div 1$
Толщина днища корпуса	δ_d	$(1,0 \div 1,5) \delta$
Толщина крышки под подшипник	δ_n	$1,2 \div 1,5 h$ наружного кольца
Болты или винты для крепления корпуса редуктора к месту его установки	$d_{кр}$	$0,036 a_w + 3$
Болты или винты для крепления торцовых крышек	d_t	$0,5 d_{кр}$

Для изготовления литых корпусов редукторов используется чугун марки Сч 12-28, Сч 15-32, Сч 21- 40 и силумины марки АЛ2, 2Л9, а для цельно-металлических корпусов редукторов применяется дюралюминий Д1 и Д 16.

4.2. Расчет двухпоточного червячно - зубчатого механизма

4.2.1. Расчет мощности редуктора и выбор электродвигателя двухпоточного червячно-зубчатого механизма (рис. 4.4)

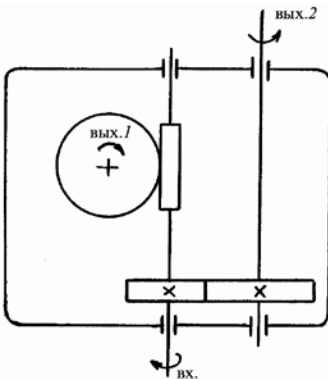


Рис. 4.4. Схема двухпоточного зубчато - червячного механизма

Мощность на входном валике редуктора определяется по формуле:

$$N_{ВХ} = \frac{M_{Вых.1} \cdot n_{Вых.1}}{9550 \cdot \eta_1} + \frac{M_{Вых.2} \cdot n_{Вых.2}}{9550 \cdot \eta_2}, \text{ Вт,}$$

$$\text{где: } \eta_1 = \eta_{ч.п.} \cdot \eta_{подш}^2 -$$

к.п.д. I-го потока механизма;

η_2 – К.П.Д. 1 - го потока механизма ,

$$\eta_2 = \eta_{з.п.} \cdot \eta_{подш}^4 .$$

Примечание 1. К.П.Д. червячной пары принимают равной $\eta_{ч.п.} = 0,7$, зубчатой пары $\eta_{з.п.} = 0,9$ и одного подшипника качения $\eta_{подш} = 0,99$.

Примечание 2. Электродвигатель выбирается из условия

$$N_{вх} \leq N_{эл} \quad (4.4)$$

При выборе типа электродвигателя следует руководствоваться рекомендуемыми параметрами: – передаточное число одной зубчатой пары $u_{з.п.} = 2 \div 7$; – передаточное число одной червячной пары $u_{ч.п.} = 7 \div 80$ в зависимости от заходности червяка (табл. 4.7).

Таблица 4.7

$Z_4 = 1$	$u_{ч.п.} \geq 28$
$Z_4 = 1$	$28 > u_{ч.п.} \geq 14$
$Z_4 = 1$	$14 > u_{ч.п.} \geq 7$

Требуемая частота вращения электродвигателя для 1-го потока определяется по формуле:

$$n_{эл1} = n_{ч.п.} \cdot n_{вых1} = (7 \div 80) \cdot n_{вых1}, \text{ об/мин.} \quad (4.5)$$

Требуемая частота вращения электродвигателя для 2-го потока определяется по формуле:

$$n_{эл2} = n_{з.п.} \cdot n_{вых2} = (2 \div 7) \cdot n_{вых2}, \text{ об/мин.} \quad (4.6)$$

Требуемая частота вращения электродвигателя лежит в общем интервале частот для 1-го и 2-го потока.

4.2.2. Кинематический расчет

Передаточное число 1-го потока (червячная пара) определяется по формуле:

$$i_{ч.п.} = \frac{n_{эл}}{n_{вых1}}, \quad (4.7)$$

где: $n_{эл}$ – частота вращения выбранного электродвигателя, об/мин;
 $n_{вых1}$ – частота вращения выходного валика 1-й ступени, об/мин.

Передаточное число зубчатой пары (2-й поток) определяется по формуле:

$$i_{з.п.} = \frac{n_{эл}}{n_{вых2}}, \quad (4.8)$$

где $n_{вых2}$ – частота вращения выходного валика 2-й ступени.

4.2.3. Конструктивный выбор модуля зацепления двухпоточного червячно-зубчатого редуктора

Конструктивный выбор модуля зацепления механизма производится на основании конструктивной проработки узла входного валика редуктора (рис. 4.5).

Принимаем диаметр валика редуктора равным диаметру

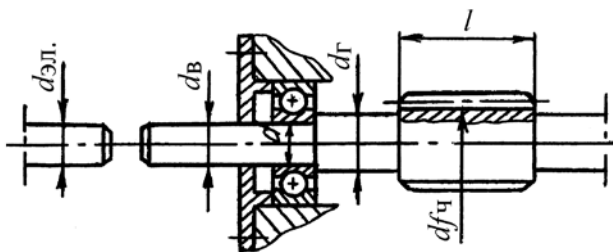


Рис. 4.5. К конструктивному определению модуля зацепления в двухпоточном червячно-зубчатом механизме

валика электродвигателя:

$$d_{эл} = d_в, \text{ мм.} \quad (4.9)$$

Посадочный диаметр под подшипник принимаем равным диаметру валика $d_в$ или на 1 мм больше:

$$d = d_в, \text{ мм, или } d = d_в + 1 \text{ мм.} \quad (4.10)$$

По полученному посадочному диаметру под подшипник d находим диаметр d_2 – диаметр по бортикам.

Диаметр окружности впадин шестерни принимаем как:

$$d_{фш} = d_2 + (0,5 \div 1), \text{ мм.} \quad (4.11)$$

Модуль зацепления определяется по формуле

$$m = \frac{d_{фш}}{Z_{ш} - 2,5}, \text{ мм,} \quad (4.12)$$

где: $d_{фш}$ – диаметр впадин шестерни, мм; $Z_{ш}$ – число зубьев на шестерне, $Z_{ш} = 20$.

Примечание. Полученное значение модуля зацепления m следует округлить до ближайшего стандартного значения в соответствии с ГОСТ 2144-76.

4.2.4. Проверка модуля зацепления червячной пары из условия прочности зубьев на изгиб

Модуль зацепления червячной пары из условия прочности зубьев червячного колеса на изгиб определяется по формуле:

$$m_s \geq \sqrt[3]{\frac{2 M_{\text{вых}} \cdot K \cdot Y_F'}{q \cdot Z_{\text{ч.п.}} \cdot [\sigma_{FP}]}} \text{, мм,} \quad (4.13)$$

где: $M_{\text{вых}}$ – выходной момент, Н·мм; K – коэффициент режима работы, $K = 1,2 \div 1,7$; Y_F' – коэффициент формы зуба червячного колеса,

$$Y_F' = \frac{1,5}{\pi \cdot \left(0,154 - \frac{0,912}{Z_{\text{ч.к.}}} \cos^3 \lambda \right)};$$

$$Z_{\text{ч.к.}} = Z_{\text{ч}} \cdot u_{\text{ч.п.}} \quad (4.14)$$

– число зубьев на червячном колесе; $Z_{\text{ч}}$ – заходность червяка; $u_{\text{ч.п.}}$ – передаточное число червячной пары; λ – угол подъема нарезки на червяке

$$\lambda = \arctg \frac{Z_{\text{ч}}}{q};$$

q – коэффициент диаметра червяка, принимаем $q = 20$, что соответствует стандартному значению и согласуется с рядом приборных (мелких) модулей; $[\sigma_{FP}]$ – допускаемое напряжение на изгиб для материала червячного колеса, Н/мм². (см. табл. 4.8).

Таблица 4.8

Допускаемое напряжение на изгиб для материала червячного колеса

Марка бронзы	Бр. ОФ10-1	Бр. ОНФ	Бр.ОЦС6-6-3
$[\sigma_{FP}]$, Н/мм ²	50	60	70

4.2.5. Геометрический расчет двухпоточного червячно - зубчатого редуктора

Расчет червячной пары (1-й поток).

Диаметр делительного цилиндра червяка определяется по формуле:

$$d_q = m_s \cdot q, \text{ мм}, \quad (4.16)$$

где: m_s – осевой модуль зацепления, мм; q – коэффициент диаметра червяка, $q = 20$.

Диаметр цилиндра выступов и цилиндра впадин червяка определяется по формулам соответственно:

$$d_{aq} = d_q + 2m_s, \text{ мм}. \quad (4.17)$$

$$d_{fq} = d_q - 2,4m_s, \text{ мм}. \quad (4.18)$$

Длина нарезанной части червяка определяется как:

$$l = 2m_s \sqrt{Z_{q,K} + q}, \text{ мм}, \quad (4.19)$$

где: Z_q – число зубьев на червячном колесе.

Угол подъема червяка определяется по формуле:

$$\lambda = \operatorname{arctg} \frac{Z_q}{q}. \quad (4.20)$$

Диаметр делительной окружности червячного колеса определяется по формуле:

$$d_K = m_s \cdot Z_{q,K}, \text{ мм} \quad (\text{рис. 4.6}). \quad (4.21)$$

$$d_{aK} = d_K + 2m_s, \text{ мм}. \quad (4.22)$$

Наружный диаметр червячного колеса определяется как:

$$d_{HK} = d_{aK} + 1,5m_s, \text{ мм}. \quad (4.23)$$

Диаметр окружности впадин червячного колеса определяется по формуле:

$$d_{fK} = d_K + 2,4m_s, \text{ мм}. \quad (4.24)$$

Ширина червячного колеса определяется по формуле:

$$B_{q,K} = 0,75 \cdot d_{aq}, \text{ мм}. \quad (4.25)$$

Угол обхвата 2γ червяка червячным колесом (рис. 4.7.) определяется по формуле:

$$\gamma = \arcsin \frac{B_{ч.к}}{d_{а.ч} + 0,4m_s}. \quad (4.26)$$

Межосевое расстояние в червячной паре:

$$a_w = \frac{d_q + d_k}{2}, \text{ мм}, \quad (4.27)$$

где: d_q – диаметр делительного цилиндра червяка, мм; d_k – диаметр делительной окружности червячного колеса, мм.

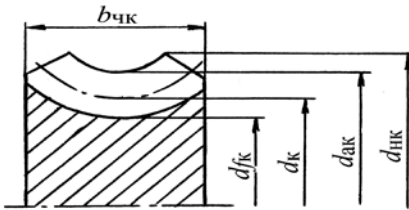


Рис. 4.6. К определению геометрических параметров в червячном колесе



Рис. 4.7. К определению угла обхвата 2γ в червячном зацеплении

Геометрический расчет зубчатой пары

Диаметр делительной окружности зубчатой шестерни определяется по формуле:

$$d_w = m \cdot Z_w, \text{ мм}. \quad (4.28)$$

Диаметр окружности выступов зубчатой шестерни определяется по формуле:

$$d_{аw} = m_w + 2m, \text{ мм}. \quad (4.29)$$

Диаметр окружности впадин зубчатой шестерни определяется по формуле:

$$d_{фw} = d_w - 2,5m, \text{ мм}. \quad (4.30)$$

Ширина зубчатой шестерни определяется по формуле:

$$B_w = \psi_m \cdot m, \text{ мм}, \quad (4.31)$$

где ψ_m – коэффициент ширины шестерни, $\psi_m = 8 \div 12$.

Число зубьев на зубчатом колесе определяется как:

$$Z_k = Z_w \cdot i_{з.п}, \quad (4.32)$$

где: $Z_{ш}$ – число зубьев на зубчатой шестерне ($Z_{ш} = 20$); $u_{3,n}$ – передаточное число зубчатой пары.

Диаметр делительной окружности зубчатого колеса определяется по формуле:

$$d_K = m \cdot Z_K, \text{ мм.} \quad (4.33)$$

Диаметр окружности выступов зубчатого колеса определяется по формуле:

$$d_{aK} = d_K + 2m, \text{ мм} \quad (4.34)$$

Диаметр окружности впадин зубчатого колеса определяется по формуле:

$$d_{fK} = d_K - 2,5m, \text{ мм.} \quad (4.35)$$

Ширина зубчатого колеса определяется по формуле:

$$B_K = \psi_m \cdot m, \text{ мм,} \quad (4.36)$$

где ψ_m – коэффициент ширины для зубчатого колеса, $\psi_m = 4 \div 6$.

Межосевое расстояние для зубчатой пары определяется по формуле:

$$a_w = \frac{d_{ш} + d_K}{2}, \text{ мм,} \quad (4.37)$$

где: $d_{ш}$ – делительный диаметр шестерни, мм; d_K – делительный диаметр колеса, мм.

4.2.6. Силовой расчет двухпоточного червячно-зубчатого редуктора

Силовой расчет 1-го потока (червячная пара) (рис. 4.8)

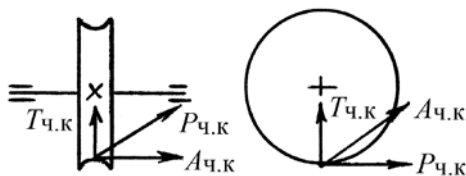


Рис. 4.8. Силовой расчет червячной пары

Окружное усилие на червячном колесе определяется как:

$$P_{ч.к} = \frac{2M_{ч.к}}{d_к} = \frac{2M_{вх.1}}{d_к}, \text{ Н.} \quad (4.38)$$

Радиальное усилие на червячном колесе определяется по формуле

$$T_{ч.к} = 1,06 P_{ч.к} \cdot \operatorname{tg} \alpha, \text{ Н,} \quad (4.39)$$

где α - угол зацепления, $\alpha = 20^\circ$.

Осевое усилие на червячном колесе определяется согласно выражению:

$$A_{ч.к} = P_{ч.к} \cdot \operatorname{tg}(\lambda + \varphi), \text{ Н,} \quad (4.40)$$

$$\lambda = \operatorname{arctg} \frac{Z_ч}{q}, \quad (4.41)$$

где: λ – угол подъема нарезки червяка; $\varphi = \operatorname{arctg} f_{ск}$ – угол трения; $f_{ск}$ – коэффициент трения скольжения в червячном зацеплении.

Примечание 1. Коэффициент трения скольжения в червячном зацеплении зависит от скорости скольжения $\vartheta_{ск}$ витков червяка по зубьям червячного колеса, т.е. $f_{ск} = f(\vartheta_{ск})$.

Скорость скольжения определяется по формуле:

$$v_{ск} = \frac{\pi \cdot d_ч \cdot n_ч}{6 \cdot 10^4 \cdot \cos \lambda}, \text{ м/с,} \quad (4.42)$$

где: $d_ч$ – диаметр делительного цилиндра червяка, мм; $n_ч$ – частота вращения червяка, об/мин; λ – угол подъема нарезки червяка.

Примечание 1. Угол трения φ определяется в зависимости от скорости скольжения $v_{ск}$ в червячном зацеплении по табл. 4.9.

Таблица 4.9

Зависимость угла трения φ от скорости скольжения $\vartheta_{ск}$ в червячном зацеплении

$\vartheta_{ск}, \text{ м/с}$	0,1	0,25	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0
φ	6°51'	4°17'	3°43'	3°09'	2°52'	2°35'	2°17'	2°00'	1°43'

Уточненный К.П.Д. червячной пары определяется как:

$$\eta_{ч.п} = C \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \varphi)}, \quad (4.43)$$

где $C = \frac{P_{ч.к} + 1,05}{P_{ч.к} + 2,4}$ – коэффициент нагрузки для червячной пары.

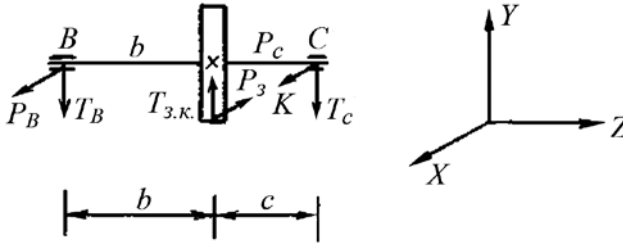


Рис. 4.9. К силовому расчету зубчатой пары

Силовой расчет 2-го потока (рис. 4.9)

Окружное усилие на зубчатом колесе определяется по формуле:

$$P_{3.к} = \frac{2M_{3.к}}{d_K} = \frac{2M_{\text{вых.2}}}{d_K}, \text{ Н}, \quad (4.44)$$

где: $M_{3.к}$ – момент на зубчатом колесе, Н·мм; d_K – делительный диаметр зубчатого колеса, мм.

Радиальное усилие на зубчатом колесе:

$$T_{3.к} = P \operatorname{tg} \alpha, \quad \alpha = 20^\circ. \quad (4.45)$$

Уточненный к.п.д. зубчатой пары определяется по формуле:

$$\eta_{з.п} = 1 - \pi \cdot f \cdot C \left(\frac{1}{Z_{ш}} + \frac{1}{Z_K} \right), \quad (4.46)$$

где: f – коэффициент трения скольжения в зубчатом зацеплении, $f = 0,1 \div 0,2$;

$$C = \frac{P_{з.к} + 3,0}{P_{з.к} + 0,18} - \text{коэффициент нагрузки.}$$

Проверяем правильность выбора электродвигателя по мощности:

$$N = \frac{M_{\text{вых.1}} \cdot n_{\text{вых.1}}}{9550 \cdot \eta_{ч.г} \cdot \eta_{\text{подш}}^2} + \frac{M_{\text{вых.2}} \cdot n_{\text{вых.2}}}{9550 \cdot \eta_{з.г} \cdot \eta_{\text{подш}}^4}, \text{ Вт,} \quad (4.47)$$

$$N_{\text{вх}} \leq N_{\text{эл}}. \quad (4.48)$$

Примечание 1. В формулу (4.47) подставляются уточненные значения к.п.д. червячной и зубчатой пары.

4.2.7. Выбор радиального шарикоподшипника для червячного колеса редуктора

Определение опорных реакций

Опорные реакции (валик 1) в подшипниковых узлах определяется в соответствие со схемой, показанной на рис. 4.10.

Опорные реакции по оси X определяются как:

$$\Sigma X = 0; \quad -P_B + P_{ч.к} - P_C = 0;$$

$$\Sigma M_B = 0; \quad -P_{ч.к} \cdot \varrho + P_C (\varrho + c) = 0,$$

откуда
$$P_C = P_{ч.к} \frac{\varrho}{\varrho + c}; \quad P_B = P_{ч.к} \left(1 - \frac{\varrho}{\varrho + c} \right). \quad (4.49)$$

Опорные реакции по оси Y определяются согласно:

$$\Sigma X = 0; \quad -T_B + T_{ч.к} - T_C = 0;$$

$$\Sigma M_B = 0; \quad -T_{ч.к} \cdot \varrho - M + T_C (\varrho + c) = 0$$

откуда
$$T_C = \frac{T_{ч.к} \cdot \varrho + M}{\varrho + c} \quad T_B = T_{ч.к} - \frac{T_{ч.к} \cdot \varrho + M}{\varrho + c}. \quad (4.50)$$

Опорная реакция по оси Z:

$$\Sigma Z = 0; \quad A_B = A_{ч.к}.$$

Суммарная радиальная нагрузка на опоры определяется по формулам:

$$F_{r(B)} = \sqrt{P_B^2 + T_B^2}, \text{ Н,} \quad (4.51)$$

$$F_{r(c)} = \sqrt{P_c^2 + T_c^2}, \text{ Н.} \quad (4.52)$$

Примечание 1. Для расчета принимают во внимание наибольшую из полученных радиальных нагрузок на опору

Примечание 2. Осевая нагрузка на опору принимается равной

$$F_a = A_{ч,к} \text{ Н.} \quad (4.53)$$

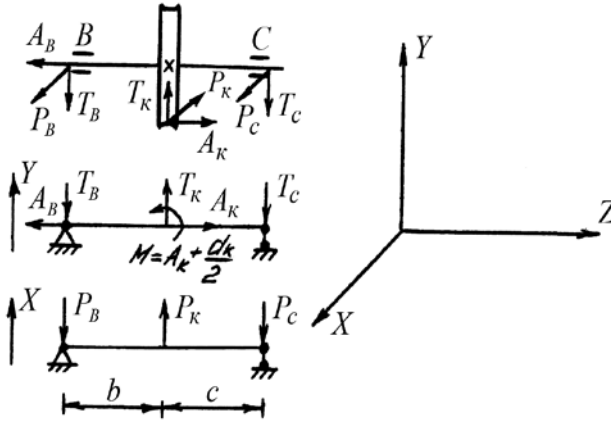


Рис. 4.10. К определению опорных реакций в подшипниковых узлах червячного колеса

Определение требуемой динамической грузоподъемности

Находим номинальную долговечность требуемого шарикоподшипника по формуле:

$$L = \frac{60L_h \cdot n_{вых.1}}{10^6} \text{ млн.об.}, \quad (4.54)$$

где: L_h – долговечность шарикоподшипника 10^4 ч; $n_{вых.1}$ – частота вращения выходного валика 1-го потока, об/мин.

Определяем величину эквивалентной нагрузки P как:

$$P = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_B \cdot K_T, \text{ Н,} \quad (4.55)$$

где: X, Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузки; V – коэффициент вращения, $V = 1,0$; K_B – коэффициент безопасности, зависит от степени точности изготовления деталей редуктора и величины перегрузок, $K_B = 1,4$; K_T – температурный коэффициент, $K_T = 1,0$ (для рабочих температур $-50 \leq t \leq 50^\circ$).

Примечание 1. Коэффициенты нагрузок X, Y принимаются в зависимости от отношения $F_a / VF_r = e$.

1-й случай: $F_a / VF_r < 0,19$, тогда $X = 1$; $Y = 0$.

2-й случай: $0,19 \leq F_a / VF_r \leq 0,44$. $X = 0,56$, Y – по справочнику.

3-й случай: $F_a / VF_r > 0,44$. $X = 0,56$; $Y = 1$.

Примечание 2. Для случая 2 и 3 следует проводить уточнение коэффициента осевой нагрузки Y , исходя из соотношения F_a / C_o , где C_o – статическая грузоподъемность для ранее выбранного из конструктивных соображений шарикоподшипника. Затем по формуле (4.57) уточняется значения приведенной нагрузки P .

Требуемая динамическая грузоподъемность определяется по формуле:

$$C = P \cdot L^{1/3}, \text{ Н}, \quad (4.56)$$

Примечание. Полученное значение динамической грузоподъемности C следует сравнить с табличной динамической грузоподъемностью для ранее выбранного подшипника $C_{табл}$ из конструктивных соображений (см. п. 4.2.3.).

Если $C_{табл} > C$, то ранее принятый шарикоподшипник следует оставить как окончательный вариант.

4.2.8. Определение диаметров валиков и штифтов

Диаметры валиков редуктора из условия прочности на кручение определяются по формуле:

$$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{вых.1}}}{0,2[\tau]_{кр}}}, \text{ мм}, \quad (4.57)$$

где: $M_{\text{вых}}$ – момент на выходном валике 1-го потока, Н·мм;

$[\tau]_{кр}$ – допускаемое напряжение на кручение для материала валика, Н/мм² (табл. 4.10).

Таблица 4.10

Допускаемые напряжения на кручение для стали

Марка стали	Сталь 20	Сталь 30	Сталь 40	Сталь 50
$[\tau]_{кр}$, Н/мм ²	15	17	20	25

Диаметры штифтов определяются по формуле:

$$d_{шт} \geq 2 \cdot \sqrt{\frac{M_{ввх1}}{\pi \cdot d_B \cdot [\tau_{ср}]}} \text{, мм,} \quad (4.58)$$

где $[\tau_{ср}]$ – допускаемое напряжение среза для материала штифта, Н/мм².

Принимаем $[\tau_{ср}] = [\tau_{кр}]$ (см. табл. 4.10).

Примечание 1. Диаметры валиков редуктора принимаются одинаковыми для всех ступеней механизма.

Примечание 2. Расчетная величина диаметра штифта $d_{шт}$ получается иногда меньше, чем требуемая из конструктивных и технологических соображений, поэтому в этом случае принимают

$$d_{шт} = (0,25 \div 0,3) d_B \text{, мм.} \quad (4.59)$$

4.2.9. Расчет времени реверсирования механизма

Момент инерции шестерни, червяка или колеса определяется по формуле:

$$J = 10^{-4} \cdot d^4 \cdot v \cdot \gamma \text{, Н} \cdot \text{мм} \cdot \text{с}^2, \quad (4.60)$$

где: d – делительный диаметр о элемента, мм; v – ширина элемента, мм; γ – удельный вес материала детали, Н/мм³, $\gamma_{стали} = 7,85 \cdot 10^5$ Н/мм³.

Примечание. Ширина червяка принимается равной длине нарезанной части червяка и определяется по формуле (4.19).

Приведенный всех вращающихся деталей к входному валу редуктора определяется по формуле

$$J_{пр} = J_{рот} + J_M + J_ч + J_{ш} + \frac{J_{ч,к} + J_{ш1}}{J_{ч,п}^2 \cdot \eta_{ч,п}} + \frac{J_{з,к} + J_{ш2}}{J_{з,п}^2 \cdot \eta_{з,п}}, \text{ Н} \cdot \text{мм} \cdot \text{с}^2, \quad (4.61)$$

где момент инерции для: $J_{рот}$ – ротора электродвигателя, Н·мм·с²; J_M – муфты, Н·мм·с²; $J_ч$ – червяка, Н·мм·с²; $J_{ш}$ – шестерни, Н·мм·с²; $J_{ч,к}$ – червячного колеса, Н·мм·с²; $J_{з,к}$ – зубчатого колеса, Н·мм·с²; $J_{ш1}, J_{ш2}$ – нагрузки на 1-м и 2-м потоках, Н·мм·с²; $u_{з,п}, u_{ч,п}$ – передаточные числа зубчатой и червячной пар; $\eta_{з,п}, \eta_{ч,п}$ – к.п.д. зубчатой и червячной пары.

Входной момент на валике электродвигателя определяется по формуле:

$$M_{вх} = \frac{M_{вых.1}}{I_{ч,п} \cdot \eta_{ч,п} \cdot \eta_{подш}^2} + \frac{M_{вых.2}}{I_{з,п} \cdot \eta_{з,п} \cdot \eta_{подш}^2}, \text{ Н} \cdot \text{мм}, \quad (4.62)$$

где $M_{вых.1}, M_{вых.2}$ – моменты на выходных валиках 1-го и 2-го потоков, Н·мм.

Динамический момент на валике электродвигателя определяется по формуле:

$$M_{дин} = M_{пуск} - M_{вх}, \text{ Н} \cdot \text{мм}, \quad (4.63)$$

где $M_{пуск}$ – пусковой момент на вала, Н·мм.

Время разгон механизма определяется по формуле:

$$t_{разг} = 0,105 \frac{J_{пр} \cdot n_{эл}}{M_{дин}}, \text{ с}, \quad (4.64)$$

где: $J_{пр}$ – приведенный момент инерции всех вращающихся деталей редуктора, Н·мм·с²; $n_{эл}$ – частота вращения валика электродвигателя, об/мин; $M_{дин}$ – динамический момент вала двигателя, Н·мм.

Время остановки механизма определяется по формуле:

$$t_{ост} = 0,105 \frac{J_{пр} \cdot n_{эл}}{M_{вх}}, \text{ с}. \quad (4.65)$$

Примечание. Момент на входном валике редуктора не следует путать с номинальным моментом электродвигателя, который определяется по его паспортным данным: $M_{ном} \geq M_{вх}$, Н·мм.

Время реверсирования механизма определяется как:

$$t_{рев} = t_{разг} + t_{ост}, \text{ с}. \quad (4.66)$$

4.2.10. Определение мертвого хода механизма

Мертвый ход одной зубчатой пары определяется как:

$$\Delta\varphi_{з.п} = 7,4 \frac{C_n}{m \cdot Z_{з.к}}, \text{ угл. мин,} \quad (4.67)$$

где: m – модуль зацепления, мм; $Z_{з.к}$ – число зубьев на зубчатом колесе; C_n – вероятностный боковой зазор в зубчатой паре, мкм и определяется в зависимости от степени точности изготовления шестерни и колеса и от заданного межосевого расстояния (табл. 4.11) по ГОСТ 9178-82.

Таблица 4.11

Степень точности Ст 7F

a_w , мм	12÷20	До 12	20÷32	32÷50	50÷80	80÷125
C_n , мкм	55	49	65	75	85	95

Мертвый ход одной червячной пары определяется как:

$$\Delta\varphi_{ч.п} = \frac{6,9 C_n}{m_s \cdot Z_{ч.к} \cdot \cos\alpha \cos\lambda}, \text{ угл. мин,} \quad (4.68)$$

где: m_s – осевой модуль зацепления для червячной пары, мм; $Z_{ч.к}$ – число зубьев на червячном колесе; α – угол зацепления, $\alpha = 20^\circ$;

$\lambda = \arctg \frac{Z_{ч}}{q}$ – угол подъема нарезки на червяке; C_n – боковой зазор в зацеплении, мкм (табл. 4.12)

Таблица 4.12

Вероятностный максимальный боковой зазор $C_{n \max}$, мкм
(степень точности 7F) для $m < 1$ мм

a_w , мм	До10	Св.10 до16	Св.16 до25	Св.25 до 40	Св.40 до 60	Св.60 до100	Св.100 до 160	Св. 160
C_n , мкм	55	65	70	80	90	100	115	130

4.2.11. Выбор смазки

Для подшипников качения зубчатых и червячных пар следует принимать пластичную смазку ЦИАТИМ-201 или ЦИАТИМ-221.

Глава 5

Расчет радиальных однорядных шарикоподшипников, работающих в вакууме

Анализ вакуумного оборудования аэрокосмической и электронной техники показывает, что их надежность в значительной степени определяется надежностью подшипников качения, работающих в условиях прогреваемого вакуума в диапазоне остаточных давлений $10^1 \div 10^{-8}$ Па и температуре прогрева до 500°C .

В связи с этим стандартная методика ISO ТК-4 не может быть целиком перенесена для проектного и поверочного расчетов однорядных радиальных шарикоподшипников вакуумного оборудования, где необходимо учитывать влияние вакуума, смазки и температуры прогрева.

Динамическая грузоподъемность однорядных радиальных шарикоподшипников определяется по формуле:

$$C = L^{1/3} \cdot P_r \quad (5.1)$$

где: L – номинальная долговечность шарикоподшипников, млн.об.; P_r – эквивалентная нагрузка, Н.

Номинальная долговечность шарикоподшипника в млн. об. определяется по формуле:

$$L = \frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6}, \text{ млн. об.} \quad (5.2)$$

где: n – частота вращения шарикоподшипника, об/мин; L_h – номинальная долговечность шарикоподшипника, ч.

Эквивалентная нагрузка для шарикоподшипника определяется по формуле:

$$P_r = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_\beta \cdot K_T \cdot K_\epsilon \cdot K_c, \text{ Н} \quad (5.3)$$

где: X – коэффициент радиальной нагрузки; V – коэффициент вращения; F_r – радиальная нагрузка на шарикоподшипник, Н; Y – коэффициент осевой нагрузки; F_a – осевая нагрузка на шарикоподшипник, Н; K_β – коэффициент безопасности; K_T – температурный коэффициент; K_ϵ – коэффициент вакуума; K_c – коэффициент смазки или покрытия.

Критерием выбора коэффициентов X и Y является безразмерный параметр e - коэффициент осевого нагружения.

Параметр e определяется по формуле:

$$e = \frac{F_a}{V \cdot F_r} \quad (5.4)$$

при $e < 0,19$ имеем $X = 1,0$ и $Y = 0$. Если $0,19 \leq e \leq 0,44$ то $X = 0,56$, а Y определяется по табл. 5.1

Таблица 5.1

Значения коэффициента осевой нагрузки Y в зависимости от параметра e для однорядных радиальных шарикоподшипников

e	0,19	0,20	0,21	0,22	0,23	0,24
Y	2,30	2,21	2,11	2,02	1,95	1,91
e	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30
Y	1,83	1,75	1,64	1,57	1,51	1,47
e	0,31	0,32	0,33	0,34	0,35	0,36
Y	1,43	1,38	1,34	1,31	1,28	1,25
e	0,37	0,38	0,39	0,40	0,41	0,42
Y	1,20	1,15	1,12	1,09	1,06	1,04
e	0,43	0,44				
Y	1,02	1,01				

При $e > 0,44$ имеем $X = 0,56$ и $Y = 1,0$.

Коэффициент вращения V определяется в зависимости от того, какое из колец шарикоподшипника вращается – внутреннее или наружное.

При вращении внутреннего кольца $V=1,0$, при вращении наружного кольца $V=1,2$.

Значения радиальной и осевой нагрузок (F_r и F_a соответственно) являются исходными данными к расчету.

Коэффициент безопасности K_b определяется в зависимости от динамического режима работы шарикоподшипника и степени точности механической передачи по табл.5.2.

Температурный коэффициент K_T определяется в зависимости от температурного режима шарикоподшипника по табл. 5.3.

Коэффициент вакуума K_v учитывает влияние вакуума на работоспособность шарикоподшипника и определяется в зависимости от величины остаточного давления P в вакуумной камере по графику, представленному на рис.5.1.

Таблица 5.2

Значения коэффициента безопасности K_6

№ п/п	Вид объекта, в котором используется шарикоподшипник. Характер нагружения	K_6
1	Спокойная нагрузка, без ударов. Механические передачи 5÷6 степени точности	1,0
2	Легкие удары, кратковременная перегрузка до 125% от номинала. Механические передачи 5÷6 степени точности	1,1÷1,2
3	Кратковременные перегрузки до 150% от номинала. Механические передачи 7÷8 степени точности	1,3÷1,5
4	Сильные удары, периодическая перегрузка до 200% от номинала. Механические передачи 9÷10 степени точности	1,8÷2,0
5	Частые и значительные перегрузки свыше 200% от номинала. Наличие в механической передаче больших инерционных нагрузок	2,0÷2,5

Таблица 5.3

Значения температурного коэффициента K_T от температуры шарикоподшипника

Рабочая температура, $^{\circ}\text{C}$	150	175	200	225	250	275	300	325	350
K_T	1,1	1,1	1,25	1,35	1,45	1,5	1,65	1,7	1,85
Рабочая температура, $^{\circ}\text{C}$	375	400	425	450	475	500	525	550	575
K_T	2,0	2,2	2,4	2,5	2,8	3,0	3,2	3,4	3,6
Рабочая температура, $^{\circ}\text{C}$	600	625	650	675	700	725	750	775	800
K_T	3,8	4,0	4,2	4,4	4,6	4,8	5,0	5,2	5,4

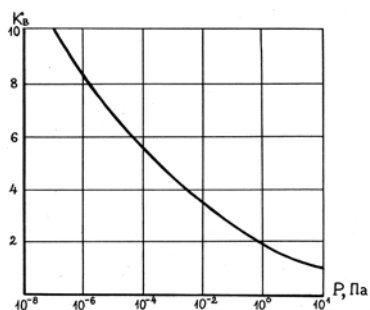
Коэффициент смазки или покрытия K_c учитывает влияние смазки на работоспособность шарикоподшипника и определяется в зависимости от коэффициента трения f (см. табл.5.4) в контакте шарик-сепаратор по графику, представленному на рис.5.2.

Таблица 5.4

Коэффициенты трения f материалов, смазок и покрытий

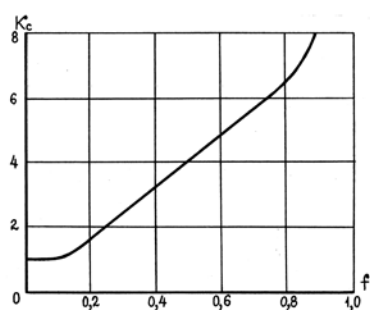
Материал шарика	Материал сепаратора	Коэффициент трения, f
ШХ-15	ШХ-15	0,80
ШХ-15	Бронза	0,30
ШХ-15	Ag	0,19
ШХ-15	MoS ₂	0,06
12X18H10T	12X18H10T	0,93

Рис. 5.1



Зависимость коэффициента K_c от величины остаточного давления P в вакуумной камере

Рис. 5.2



Зависимость коэффициента K_c от коэффициента трения $f_{тр}$ в контакте шарик-сепаратор

Таблица 5.5

Сверхлегкая серия (ГОСТ 8338-87)

Обозначение подшипника	Основные размеры, мм			Грузоподъемность, С, Н
	d	D	B	
1000091	1	4	1,6	30
1000092	2	6	2,3	90
1000093	3	8	3	200
1000094	4	11	4	350
1000095	5	13	4	400
1000096	6	15	5	570
1000097	7	17	5	790
1000098	8	19	6	900
1000099	9	20	6	1070
1000900	10	22	6	1380
1000901	12	24	6	1380
1000902	15	28	7	1510
1000903	17	30	7	1680
1000904	20	37	9	3120
1000905	25	42	9	3750
1000906	30	47	9	4060
1000907	35	55	10	5760
1000908	40	62	12	7060
1000909	45	68	12	8290
1000911	55	80	13	10200
1000912	60	85	13	10800

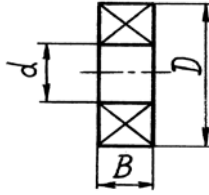


Таблица 5.6

Легкая серия (ГОСТ 8338-87)

Обозначение подшипника	Основные размеры, мм			Грузоподъемность, С, Н	
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>		
23	3	10	4	220	
24	4	13	5	430	
25	5	16	5	760	
26	6	19	6	1180	
27	7	22	7	1380	
28	8	24	7	1380	
29	9	26	8	2000	
200	10	30	9	2660	
201	12	32	10	2700	
202	15	35	11	3540	
203	17	40	12	4470	
204	20	47	14	6300	
205	25	52	15	7090	
206	30	62	16	10200	
207	35	72	17	13900	
208	40	80	18	18100	
209	45	85	19	18100	
210	50	90	20	20200	
211	55	100	21	25500	
212	60	110	22	31500	

Эквивалентная нагрузка P_r определяется по (5.3):

$$P_r = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_\sigma \cdot K_T \cdot K_\epsilon \cdot K_c, \text{ Н.}$$

Номинальная долговечность шарикоподшипника определяется по

формуле:
$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C_T}{P_r} \right)^3, \text{ ч.} \quad (5.6)$$

5.1. Пример проектного расчета

Исходные данные к расчету:

- радиальная нагрузка на шарикоподшипник $F_r = 5$ Н;
- осевая нагрузка на шарикоподшипник $F_a = 2$ Н;
- частота вращения шарикоподшипника $n = 60$ об/мин;
- номинальная долговечность подшипника $L_h = 10^4$ ч;
- остаточное давление в вакуумной камере $P = 1 \cdot 10^{-6}$ Па;
- смазка или покрытие – отсутствует

(материал элементов шарикоподшипника ШХ-15, коэффициент трения в паре ШХ-15-ШХ-15 $f = 0,8$);

– характер нагружения шарикоподшипника – кратковременные нагрузки до 150 %.

Определяем номинальную долговечность шарикоподшипника в млн. об. по формуле (5.2):

$$L = \frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6} = \frac{60 \cdot 60 \cdot 10^4}{10^6} = 36 \text{ млн. об.}$$

Определяем значение параметра e по формуле (5.4):

$$e = \frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{2}{1 \cdot 5} = 0,4.$$

Так как $0,19 \leq e \leq 0,44$, то $X = 0,56$, а значение Y определяется по табл.5.1, $Y = 1,09$.

Определяем величину эквивалентной нагрузки по формуле (5.3) при следующих коэффициентах:

$$V = 1,0; K_\sigma = 1,4 \text{ (табл.5.2);}$$

$$K_T = 2,2 \text{ (табл.5.3); } K_\epsilon = 8,3 \text{ (рис.5.1); } K_c = 6,4 \text{ (рис.5.2):}$$

$$\begin{aligned} P_r &= (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_\sigma \cdot K_T \cdot K_\epsilon \cdot K_c = \\ &= (0,56 \cdot 1,0 \cdot 5 + 1,09 \cdot 2) \cdot 1,4 \cdot 2,2 \cdot 8,3 \cdot 6,4 = 814,78 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Определяем расчетную величину динамической грузоподъемности шарикоподшипника по формуле (5.1):

$$C = L^{1/3} \cdot P_r = 36^{1/3} \cdot 814,78 = 2688,77 \text{ Н.}$$

С учетом (5.5) по табл.5.6 выбираем требуемый шарикоподшипник, например № 201.

5.2. Пример поверочного расчета

Исходные данные к расчету:

- шарикоподшипник № 25, $C = 760\text{Н}$;
- радиальная нагрузка на шарикоподшипник $F_r = 10\text{Н}$;
- осевая нагрузка на шарикоподшипник $F_a = 0$;
- частота вращения шарикоподшипника $n = 200$ об/мин.
(вращается внутреннее кольцо шарикоподшипника, $V = 1,0$);
- остаточное давление в вакуумной камере $P = 1 \cdot 10^{-6}\text{Па}$;
- смазка или покрытие – сепаратор шарикоподшипника шаржирован дисульфидом молибдена MoS_2 (коэффициент трения в паре ШХ-15- MoS_2 $f = 0,16$);
- температурный режим работы подшипника 450°C ;
- характер нагружения шарикоподшипника – кратковременные перегрузки до 150%.

Определяем значение параметра e по формуле (5.4):

$$e = \frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{0}{1 \cdot 10} = 0.$$

Поскольку $e < 0,19$, то $X = 1,0$ и $Y = 0$.

Определим величину эквивалентной нагрузки по формуле (5.3) при следующих коэффициентах: $V = 1,0$; $K_\sigma = 1,4$ (табл.5.2); $K_T = 2,6$ (табл.5.3); $K_\epsilon = 8,3$ (рис.5.1); $K_c = 1,6$ (рис.5.2):

$$P_r = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_\sigma \cdot K_T \cdot K_\epsilon \cdot K_c = \\ = (1,0 \cdot 1,0 \cdot 10 + 0 \cdot 0) \cdot 1,4 \cdot 2,6 \cdot 8,3 \cdot 1,6 = 483,39 \text{ Н}.$$

Определяем номинальную долговечность шарикоподшипника в часах по формуле (5.6):

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P_r} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 200} \cdot \left(\frac{760}{483,39} \right)^3 = 322,5 \text{ ч}.$$

Для аналогичного шарикоподшипника № 25 при всех прочих равных условиях, за исключением того, что смазка или покрытие отсутствует (коэффициент трения в паре ШХ-15-ШХ-15 $f = 0,8$), имеем:

$$P_r = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_\sigma \cdot K_T \cdot K_\epsilon \cdot K_c = \\ = (1,0 \cdot 1,0 \cdot 10 + 0 \cdot 0) \cdot 1,4 \cdot 2,6 \cdot 8,3 \cdot 6,4 = 1933,57 \text{ Н}.$$

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P_r} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 200} \cdot \left(\frac{760}{1933,57} \right)^3 = 5,1 \text{ ч}.$$

Глава 6

Расчет элементов механических систем оборудования электронной техники на привносимый уровень загрязнений

6.1. Пределы применимости методики

В настоящем разделе излагается методика и формулы расчета механизмов на привносимый уровень загрязнений микро-частицами износа.

При оценке интенсивности изнашивания материалов элементов различных механизмов приняты следующие допущения: микронеровности поверхностей трения имеют вид сферических сегментов равных радиусов, расположенных на одном уровне; изнашивание происходит в зоне вершин микронеровностей; адгезионные свойства поверхностных слоев из-за наличия «третьего тела» не учитываются.

Изнашиваемый материал удаляется лишь с реальных пятен контакта. При этом средний размер частицы износа соответствует сферическому сегменту, радиус которого равен радиусу закругления микронеровности, а высота равна толщине изношенного слоя шероховатой поверхности за одно нарушение фрикционной связи.

6.2. Принятая терминология и обозначения

Изнашивание – процесс разрушения поверхностных слоев при трении, приводящий к постепенному изменению размеров, формы и состояния поверхности деталей. Износ – результат процесса изнашивания.

Интенсивность изнашивания – отношение износа к обусловленному пути, на котором произошло изнашивание.

Коэффициент трения – отношение силы трения к нормальной составляющей внешних сил, действующих на поверхности тел (ГОСТ 16429-86).

Пятно контакта – элемент фактической площади контакта, на котором происходит действительное контактирование двух твердых тел. В зависимости от материалов трущихся узлов, их состояния и геометрии, пятна контакта имеют различные диаметры. Их размеры колеблются от 1 до 10 мкм.

Путь трения – путь, который проходит тело от начала предварительного смещения до полной остановки.

В формулы для вычисления фактической и номинальной площади контакта и интенсивности изнашивания входят параметры кривой опорной поверхности: R_{max} – максимальная высота микронеровностей, R – радиус закрепления микронеровностей.

Количество частиц износа в единицу времени пропорционально интенсивности изнашивания и скорости скольжения во фрикционном контакте.

6.3. Расчет элементов механических систем на привносимый уровень загрязнений

6.3.1. Общие расчетные зависимости

Радиус фрикционного пятна контакта при упругом контакте определяется по формуле

$$b = 0,7 \sqrt[3]{4p \cdot R \cdot R_{max} (2R - R_{max}) \cdot \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)}, \text{ мм}, \quad (6.1)$$

где: p – удельное давление в контакте, Н/мм²; R, R_{max} – параметры шероховатости, мм, определяются в соответствие с табл. 1 прил. 5; E_1, E_2 – модули упругости контактирующих материалов, Н/мм², определяются в соответствии с табл. 2 прил. 5.

Величина контактных напряжений $\sigma_{\text{н}}$, которые не должны превышать допускаемых $\sigma_{\text{нр}}$ (см. табл. 2 прил. 5), определяется по формуле:

$$\sigma_H = \frac{6p \cdot R_{\max} \cdot (2R - R_{\max})}{\pi \cdot B^2} \leq \sigma_{np}, \text{ Н/мм}^2. \quad (6.2.)$$

Примечание. Если условие (6.2) не выполняется, то радиус фрикционного пятна контакта b определяется из условия пластического контакта взаимодействия.

Радиус фрикционного пятна контакта b при пластическом контактном взаимодействии определяется по формуле:

$$b = 1,4 \sqrt{\frac{p \cdot R_{\max} \cdot (2R - R_{\max})}{H\mu}}, \text{ мм}, \quad (6.3)$$

где $H\mu$ - микротвердость (см. табл. 2 прил. 5).

Примечание. При контактном взаимодействии двух различных материалов в расчет принимается меньшая микротвердость.

Средняя линейная интенсивность изнашивания определяются по формуле:

$$J_h = \frac{\pi}{8} \cdot 10^{-7} \left(\frac{\sigma_H \sqrt{1 + 4f^2}}{\sigma_{np}} \right)^6 \cdot \frac{B \cdot (R - \sqrt{R^2 - B^2})}{R_{\max} \cdot (2R - R_{\max})}, \quad (6.4)$$

где f – коэффициент трения, определяется в соответствии с прил. 9.

Фактический объем изношенной частицы определяется по формуле:

$$W = \frac{\pi}{2} \cdot (R - \sqrt{R^2 - B^2}) \cdot \left[B^2 + \frac{(R - \sqrt{R^2 - B^2})}{3} \right], \text{ мм}^3. \quad (6.5)$$

Фактическое количество частиц износа, генерируемое узлом трения механизма в единицу времени, определяется как:

$$N = \frac{J_h \cdot g_{ск} \cdot S_H}{W}, \text{ 1/с}, \quad (6.6)$$

где: $g_{ск}$ – скорость скольжения во фрикционном контакте, мм/с; S_H – номинальная площадь поверхности трения, мм².

Номинальное количество частиц износа из узла трения в единицу времени определяется по формуле:

$$N_H = N \cdot \frac{2B}{L_H}, \text{ 1/с}, \quad (6.7)$$

где L_n – номинальный путь трения, мм.

Номинальный объем изношенной частицы определяется по формуле:

$$W_n = W \cdot \frac{L_n}{2B}, \text{ мм}^3. \quad (6.8)$$

Номинальный размер изношенной частицы определяется по формуле:

$$B_n = \sqrt[3]{\frac{6W_n}{\pi}}, \text{ мм}. \quad (6.9)$$

При расчете количества частиц износа необходимо знать численное значение удельного давления в контакте p , скорости скольжения $\mathcal{G}_{ск}$, номинальной площади поверхности трения S_n , номинального пути трения L_n для конкретных узлов трения внутрикамерных механизмов: подшипников скольжения, качения, волновых и зубчатых передач, а также передач гибкой связью.

6.3.2. Расчетные зависимости для подшипников скольжения

Удельное давление p в контакте втулка – цапфа определяется по формуле:

$$p = \frac{F_r}{2R_{ц} \cdot l_b}, \text{ Н/мм}^2, \quad (6.10)$$

где: F_r – радиальная нагрузка на опору, Н; $R_{ц}$ – радиус цапфы, мм; l_b – ширина втулки, мм.

Скорость скольжения $\mathcal{G}_{ск}$ в контакте втулка – цапфа определяется по формуле:

$$\mathcal{G}_{ск} = \frac{\pi \cdot n_{ц} \cdot R_{ц}}{30}, \text{ мм}, \quad (6.11)$$

где $n_{ц}$ – частота вращения цапфы, об/мин.

Номинальная площадь поверхности трения S_n определяется по формуле:

$$S_n = 2R_{ц} \cdot l_b, \text{ мм}^2. \quad (6.12)$$

Номинальный путь трения L_n определяется по формуле:

$$L_n = 2R_{ц}, \text{ мм}. \quad (6.13)$$

6.3.3. Расчетные зависимости для шарикоподшипника

Сила, действующая на сепаратор со стороны шарика, определяется по формуле:

$$P_c = \frac{F_r \cdot (1 - \cos^{3/2} \cdot \gamma)}{1 + 2 \cos^{5/2} \cdot \gamma + 2 \cos^{5/2} \cdot 2\gamma + \dots + 2 \cos^{5/2} n\gamma}, \text{ Н}, \quad (6.14)$$

где: $\gamma = \frac{360^\circ}{Z_w}$ – угол между соседними шариками в шарикоподшипнике; Z_w – число шариков в подшипнике; n – число шариков, расположенных ниже горизонтальной оси.

Удельное давление в контакте сепаратор – шарик определяется по формуле:

$$p = \frac{P_c}{D_w \cdot l_c}, \text{ Н/мм}^2, \quad (6.15)$$

где: D_w – диаметр шарика, мм; l_c – толщина сепаратора, мм.

Примечание. Высота сепаратора принимается равной половине диаметра шарика.

Скорость скольжения в контакте сепаратор – шарик определяется по формуле:

$$g_{ск} = \frac{\pi \cdot n_b \cdot d_2}{60}, \text{ мм/с}, \quad (6.16)$$

где n_b – частота вращения вала, на котором установлен шарикоподшипник, об/мин; d_2 – наружный диаметр внутреннего кольца шарикоподшипника, мм и определяется по табл. 3 прил. 5.

Номинальная площадь поверхности трения S_n определяется по формуле:

$$S_n = 2D_w \cdot l_c \cdot Z_w, \text{ мм}^2. \quad (6.17)$$

Номинальный путь трения L_n определяется как:

$$L_n = l_c, \text{ мм}. \quad (6.18)$$

6.3.4. Расчетные зависимости для волновой зубчатой передачи

Удельное давление в контакте зубьев гибкого и жесткого колес волновой зубчатой передачи определяется по формуле:

$$p = \frac{8M_{\text{вых}} \cdot \cos \alpha_w}{B_r \cdot h_r \cdot m \cdot Z_r^2}, \text{ Н/мм}^2, \quad (6.19)$$

где: $M_{\text{вых}}$ – крутящий момент на выходном валу передачи, Н·мм; α_w – угол зацепления, $\alpha_w = 20^\circ$; e_z – ширина зубчатого венца на гибком колесе, мм; h_z – высота зуба гибкого колеса, мм; m – модуль зацепления, мм; Z_c – число зубьев на гибком колесе.

Скорость скольжения в волновом зубчатом зацеплении определяется по формуле:

$$g_{\text{ск}} = \frac{h_r \cdot n_{\text{вх}}}{30 \cos \alpha_w \cdot u_{\text{ген}}}, \text{ мм/с}, \quad (6.20)$$

где: $n_{\text{вх}}$ – частота вращения входного вала передачи, об/мин; $u_{\text{ген}}$ – передаточное число генератора волн.

Номинальная площадь поверхности трения S_n определяется по формуле:

$$S_n = \frac{h_r \cdot B_r \cdot Z_r}{8 \cos \alpha_w}, \text{ мм}^2 \quad (6.21)$$

Номинальный путь трения L_n определяется как:

$$L_n = \frac{h_n}{\cos \alpha_w}, \text{ мм}. \quad (6.22)$$

6.3.5. Расчетные зависимости для прямозубой зубчатой передачи

Удельное давление в контакте зубьев шестерни и колеса определяется по формуле:

$$p = \frac{10M_k}{d_k \cdot B_k \cdot h_k}, \text{ Н/мм}^2, \quad (6.23)$$

где: M_k – крутящий момент на зубчатом колесе, Н·мм; d_k – делительный диаметр колеса, мм; e_k – ширина зубчатого колеса, мм; h_k – высота зуба колеса, мм.

Скорость скольжения в зубчатом зацеплении определяется по формуле:

$$g_{\text{ск}} = \frac{\pi(n_{\text{ш}} + n_k) \cdot h_k}{30 \cos \alpha_w}, \text{ мм/с}, \quad (6.24)$$

где $n_{ш}$, n_k – частота вращения шестерни и колеса, соответственно, об/мин; α_w – угол зацепления, $\alpha_w = 20^\circ$.

Номинальная площадь поверхности трения S_H определяется по формуле:

$$S_H = 0,2h_k \cdot B_k. \quad (6.25)$$

Номинальный путь трения L_H определяется по формуле:

$$L_H = 0,2h_k. \quad (6.26)$$

6.3.6. Расчетные зависимости для передачи гибкой связью

Удельное давление в контакте гибкого элемента со шкивом определяется по формуле:

$$p = \frac{4M_{кр}}{f \cdot \alpha \cdot B_p \cdot D_{ш}^2}, \text{ Н/мм}^2, \quad (6.27)$$

где: $M_{кр}$ – крутящий момент на шкиве, Н·мм; $f_{тр}$ – коэффициент трения в паре гибкий элемент – шкив; α – угол обхвата, рад; B_p – ширина гибкого элемента, мм; $D_{ш}$ – диаметр шкива, мм.

Скорость скольжения в передаче гибкой связью определяется по формуле:

$$g_{ск} = \xi \frac{\pi \cdot n_{ш} \cdot D_{ш}}{60}, \text{ мм/с}, \quad (6.28)$$

где: ξ – коэффициент скольжения, $\xi = 0,003 \div 0,05$; $n_{ш}$ – частота вращения шкива, об/мин.

Номинальная площадь поверхности трения определяется по формуле:

$$S_H = \xi \frac{\alpha \cdot B_p \cdot D_{ш}}{2}, \text{ мм}^2 \quad (6.29)$$

Номинальный путь трения L_H определяется по формуле:

$$L_H = \xi \frac{\alpha \cdot D_{ш}}{2}, \text{ мм}. \quad (6.30)$$

Глава 7

Расчет газовыделения из узлов трения механических систем, работающих в вакууме

7.1. Пределы применимости методики

В настоящем разделе излагается методика и формулы расчета газовыделения из узлов трения механических систем, работающих в вакууме.

При оценке газового потока приняты следующие допущения: в момент фрикционного контактного взаимодействия на поверхности контакта не происходит осаждения молекул, поверхность контакта смоделирована в виде сферических сегментов одинаковой высоты, за одно контактное взаимодействие происходит «срезание» всех адсорбированных молекул, осажденных на поверхности контакта, износ происходит в зоне вершин микронеровностей.

Все расчеты выполняются для мономолекулярной адсорбции, при которой максимальное количество поглощенного газа соответствует образованию мономолекулярного слоя.

Вид износа материала – усталостный.

7.2. Принятая терминология и обозначения

Газовыделение – процесс образования дополнительных молекул газа при трении, является результатом износа и характеризуется газовым потоком q , $1/\text{м}^2\cdot\text{с}$.

Изнашивание – процесс разрушения поверхностных слоев при трении, приводящий к постепенному изменению размеров, формы и состояния поверхности деталей.

Износ – результат процесса изнашивания.

Интенсивность изнашивания – отношение износа к обусловленному пути, на котором произошло изнашивание.

Коэффициент трения – отношение силы трения к нормальной составляющей внешних сил, действующих на поверхности тел (ГОСТ 16429-70).

Пятно контакта – элемент физической площади контакта, на котором происходит действительное контактирование двух твердых тел. В зависимости от материалов трущихся узлов, их состояния и геометрии, пятна контакта имеют различные диаметры. Их размеры колеблются от 0,1 до 1,0 мкм.

Путь трения – путь, который проходит тело от начала предварительного смещения до полной остановки.

В формулы для вычисления фактической и номинальной площади контакта и интенсивности изнашивания входят параметры кривой опорной поверхности: R_{max} – максимальная высота микронеровностей; R – радиус закругления микронеровностей.

7.3. Расчет газовыделения из узлов трения

Радиус фрикционного пятна контакта при упругом контакте определяется по формуле:

$$B = 0,7 \cdot \sqrt[3]{4\rho \cdot R \cdot R_{max} \cdot (2R - R_{max}) \cdot (1/E_1 + 1/E_2)}, \quad (7.1)$$

где: ρ – удельное давление в контакте, Н/мм²; R, R_{max} – параметры шероховатости, мм, определяются в соответствии с табл. 1 прил.6; E_1, E_2 – модули упругости контактирующих материалов, Н/мм², определяются в соответствии с табл. 2 прил. 6.

Величина контактных напряжений σ_n , которые не должны превышать допускаемых $\sigma_{нр}$ (см. табл. 2 прил. 6), определяется по формуле:

$$\sigma_n = \frac{6\rho \cdot R_{max} \cdot (2R - R_{max})}{\pi \cdot B^2} \leq \sigma_{нр}, \text{ Н/мм}^2. \quad (7.2)$$

Примечание 1. Если условие (7.2) не выполняется, то радиус фрикционного пятна контакта b определяется из условия пластического контактного взаимодействия.

Примечание 2. при контакте различных материалов в расчет принимается меньшее значение $\sigma_{нр}$.

Радиус фрикционного пятна контакта при пластическом контактном взаимодействии определяется по формуле:

$$B = 1,4 \cdot \sqrt{\frac{\rho \cdot R_{\max} \cdot (2R - R_{\max})}{H\mu}}, \text{ мм}, \quad (7.3)$$

где $H\mu$ – микротвердость (табл. 2 прил. 6).

Примечание. При контактном взаимодействии двух различных материалов в расчет принимается меньшая микротвердость.

Средняя линейная интенсивность изнашивания определяется по формуле:

$$J_h = \frac{\pi}{8} \cdot 10^{-7} \cdot \left(\frac{\sigma_n \cdot \sqrt{1 + 4f^2}}{\sigma_{нр}} \right)^6 \cdot \frac{B \cdot (R - \sqrt{R^2 - B^2})}{R_{\max} \cdot (2R - R_{\max})}. \quad (7.4)$$

Время, в течение которого происходит процесс «срезания» всех адсорбированных молекул, определяется по формуле:

$$t_a = \frac{L_n}{v_{ск}}, \quad (7.5)$$

где L_n – номинальный путь трения, м; $v_{ск}$ – скорость скольжения во фрикционном контакте, м/с.

Скорость конденсации рассчитывается по формуле:

$$\mu = 0,1P \cdot \sqrt{2\pi \cdot m \cdot k \cdot T}, \text{ 1/м}^2 \cdot \text{с}, \quad (7.6)$$

где: P – остаточное давление в вакуумной камере, Па; m – масса молекулы, кг. (см. табл. 3 прил. 6); k – постоянная Больцмана, $k = 1,37 \cdot 10^{-23}$ Дж/К.

Параметр B , учитывающий процессы конденсации и адсорбции в зоне трения, определяется по формуле:

$$B = \frac{1}{t_a} + \frac{\mu}{Q_m}, \text{ 1/с}, \quad (7.7)$$

или
$$B = \frac{\mu}{Q_m}, \text{ 1/с},$$

где Q_m – количество молекул, образующих монослой на единице поверхности и определяется по табл. 3 прил. 6. Вторая формула используется при отсутствии трения.

Концентрация газов, растворенных в материале, определяется по формуле:

$$S = S_o \cdot P^{1/n} \cdot \exp[Q_s / (n \cdot R \cdot T)], \text{ 1/м}^3, \quad (7.8)$$

где: S_o – постоянный коэффициент (см. табл. 4 прил. 6); R – универсальная газовая постоянная $R = 8,31$ Дж/(К·моль); Q_s – энергия активации при растворении, Дж/моль.

Параметр F , учитывающий процессы конденсации и растворимости газов, определяется по формуле:

$$F = \mu - S \cdot g_{ck} \cdot J_h, \text{ 1/м}^2 \cdot \text{с}. \quad (7.9)$$

Газовый поток из зоны трения определяется по формуле:

$$g = -B \cdot \left(S \cdot d - \frac{F}{B} \right), \text{ 1/м}^2 \cdot \text{с}, \quad (7.10)$$

где: S – толщина твердого тела, м; d – диаметр молекулы газа, м (см. табл. 3 прил. 6).

Примечание. Знак минус перед формулой (7.10) показывает, что газовый поток идет из зоны трения.

Глава 8

Расчет вероятности безотказной работы деталей механических систем, работающих под нагрузкой

8.1. Расчет надежности деталей механизмов, работающих под нагрузкой

8.1.1. Общие принципы расчета

Если группа деталей работает при фактическом напряжении $\sigma_{\text{факт}}$ (рис.8.1), то в силу различных причин (неодинаковость размеров деталей в партии, случайные колебания нагрузки и т.д.) это может иметь некоторый разброс, описываемый кривой распределения 1. Предельное напряжение $\sigma_{\text{пред}}$ (предел прочности, предел текучести или усталости) также может иметь разброс (вследствие неодинаковости состава материала, неоднородности структуры и т. д.), описываемый кривой 2. Вероятность отказа $Q(t)$ численно равна площади фигуры 3, образуемой при пересечении кривых распределения. Абсцисса пересечения кривых 1 и 2 соответствует напряжению, называемому критическим.

Вероятность безотказной работы детали может быть подсчитана по формуле:

$$P(t) = 1 - Q(t), \quad (8.1)$$

где $Q(t)$ – вероятность отказа.

Вероятность отказа (или площадь фигуры 3 на рис 8.1) определяется из соотношения:

$$Q(t) = \left[0,5 - \Phi \left(\frac{\sigma_{кр} - \sigma_{факт}}{\Delta\sigma_{факт}} \right) \right] \cdot \left[0,5 + \Phi \left(\frac{\sigma_{кр} - \sigma_{пред}}{\Delta\sigma_{пред}} \right) \right], \quad (8.2)$$

где: $\sigma_{кр}$ – критическое напряжение, МПа; $\sigma_{факт}$ – модальное значение фактического напряжения (максимум кривой распределения 1, (рис. 8.1), МПа; $\sigma_{пред}$ – модальное значение предельного напряжения – предела прочности, текучести или усталости (максимум кривой распределения 2, рис. 8.1), МПа; Φ – функция Лапласа (табл. 1 прил. 7); $\Delta\sigma_{факт}$ – среднеквадратическое отклонение фактического напряжения, МПа; $\Delta\sigma_{пред}$ – средне-квадратическое отклонение предельного напряжения, МПа.

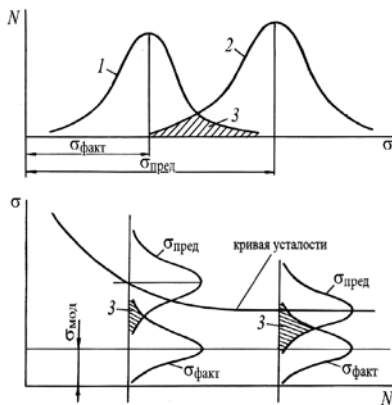


Рис. 8.1. К схеме общих принципов расчета надежности

Примечание. Если деталь работает при переменном во времени напряжении с некоторым постоянным модальным его значением (рис. 8.1), то сопоставляя $\sigma_{кр}$ с кривой усталости, можно заметить, что площадь фигуры 3, а следовательно и вероятность отказа из-за усталостной поломки, будет неодинакова в разные периоды эксплуатации.

Величина критического напряжения $\sigma_{кр}$ вычисляется при решении следующего уравнения:

$$\left(\frac{\sigma_{кр} - \sigma_{факт}}{\Delta\sigma_{факт}} \right)^2 - \left(\frac{\sigma_{кр} - \sigma_{пред}}{\Delta\sigma_{пред}} \right)^2 = -2 \ln \frac{\Delta\sigma_{факт}}{\Delta\sigma_{пред}}. \quad (8.3)$$

Обозначения – см. формулу (8.2).

Примечание. Формула (8.3) является квадратным уравнением, решаемым относительно $\sigma_{кр}$.

Пример расчета 1.

Определить вероятность безотказной работы пружины упругого подвеса зеркала прибора «Фрагмент». Материал пружины – листовая сталь 65 Г.

Исходные данные для расчета:

а) Фактическое напряжение изгиба в пружине (модальное значение) $\sigma_{\text{факт}} = 1250$ МПа.

б) Среднеквадратическое отклонение фактического напряжения $\Delta\sigma_{\text{факт}} = 50$ МПа.

в) Предел усталости стали 65 Г $\sigma_r = 1400$ МПа.

г) Среднеквадратическое отклонение предела усталости $\Delta\sigma_r = 50$ МПа.

Решение:

а) Определяем критическое напряжение по (8.3):

$$\left(\frac{\sigma_{\text{кр}} - \sigma_{\text{факт}}}{\Delta\sigma_{\text{факт}}} \right)^2 - \left(\frac{\sigma_{\text{кр}} - \sigma_{\text{пред}}}{\Delta\sigma_{\text{пред}}} \right)^2 = -2 \ln \frac{\Delta\sigma_{\text{факт}}}{\Delta\sigma_{\text{пред}}} =$$
$$\left(\frac{\sigma_{\text{кр}} - 1250}{50} \right)^2 - \left(\frac{\sigma_{\text{кр}} - 1400}{50} \right)^2 = -2 \ln \frac{50}{50}.$$

Решая данное уравнение, получим $\sigma_{\text{кр}} = 1325$ МПа.

б) Подсчитаем вероятность отказа (усталостной поломки) по формуле (8.2):

$$Q(t) = \left[0,5 - \Phi \left(\frac{\sigma_{\text{кр}} - \sigma_{\text{факт}}}{\Delta\sigma_{\text{факт}}} \right) \right] \cdot \left[0,5 - \Phi \left(\frac{\sigma_{\text{кр}} - \sigma_r}{\Delta\sigma_r} \right) \right] =$$
$$= \left[0,5 - \Phi \left(\frac{1325 - 1250}{50} \right) \right] \cdot \left[0,5 - \Phi \left(\frac{1325 - 1400}{50} \right) \right] =$$
$$[0,5 - \Phi(1,5)] \cdot [0,5 - \Phi(-1,5)] = 0,0045.$$

Примечание. Функцию Лапласа берем по табл. 1 прил.7, причем $\Phi(-1,5) = -\Phi(1,5)$.

в) Находим вероятность безотказной работы пружины по формуле (8.1):

$$P(t) = 1 - Q(t) = 1 - 0,0045 = 0,9955.$$

8.1.2. Расчет величины фактического напряжения и его среднеквадратичного отклонения

Величина среднего, или модального, напряжения в деталях определяется по обычным формулам, известным из курса «Сопротивление материалов», и зависит от номинального значения приложенных нагрузок и номинальных размеров детали.

Вероятное отклонение S фактического напряжения от среднего значения в расчетах оценивается по формуле:

$$S = 3 \Delta \sigma_{\text{факт}}, \quad (8.4)$$

где: $\Delta \sigma_{\text{факт}}$ – среднеквадратическое отклонение фактического напряжения.

Отклонение фактического напряжения от среднего значения обусловлено следующими факторами:

- отклонениями фактических размеров сечения детали от номинальных в пределах допуска;
- отклонениями размеров, характеризующих монтаж детали в сборке в пределах допуска;
- отклонением фактической нагрузки от расчетного значения, вызванной случайными причинами.

Если среднее значение фактического напряжения определяется как функция нагрузки и размеров:

$$\sigma_{\text{факт}} = f(N, a, b, c, \dots), \quad (8.5)$$

то вероятное отклонение фактического напряжения (согласно теории ошибок) рассчитывается по соотношению:

$$S = \pm \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial N}\right)^2 \cdot \Delta N^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial a}\right)^2 \cdot \Delta a^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial b}\right)^2 \cdot \Delta b^2 + \dots}, \quad (8.6)$$

где: $\frac{\partial f}{\partial N}$, $\frac{\partial f}{\partial a}$, $\frac{\partial f}{\partial b}$, $\frac{\partial f}{\partial c}$... – частные производные по параметрам N ,

a , b , c выражения (8.5); N – нагрузочный фактор (номинальная нагрузка); a , b , c – размерные факторы (номинальные размеры детали); ΔN – отклонение фактической нагрузки от расчетного значения; Δa , Δb , Δc – отклонения фактических размеров от номинальных в пределах допуска.

Примечание 1. Частные производные $\frac{\partial f}{\partial N}$, $\frac{\partial f}{\partial a}$, $\frac{\partial f}{\partial b}$, ... и т.д. представляют выражения, вычисляемые заранее и подставляемые в соотношение (8.6).

Примечание 2. В расчетах полагают, что все отклонения размеров деталей в пределах допуска находятся в интервале $\pm 3 \sigma$.

Пример расчета 2.

Определить фактическое напряжение среза и его средне-квадратическое отклонение для штифта крепления генератора волн прибора «Карусель».

Исходные данные:

- а) Диаметр валика $d_2 = 5$ мм.
- б) Диаметр штифта $d_1 = 1,2$ мм.
- в) Крутящий момент валика, $M_{кр} = 100$ Н·мм;.
- г) Размерные допуски на детали:
штифт $IT_1 = 0,006$ мм, валик $IT_2 = 0,075$ мм.
- д) Отклонение фактической нагрузки от расчетной $\Delta M_{кр} = \pm 20$ Н·мм.

Решение:

- а) Определяем модальное фактическое напряжение среза в штифте:

$$\tau_{cp} = \frac{P_{cp}}{F_{cp}}; \quad F_{cp} = 0,785 d_1^2;$$

$$P_{cp} = \frac{2M_{кр}}{d_2}; \quad \tau_{cp} = \frac{2M_{кр}}{0,785 d_1^2 d_2} = \frac{2,55 M_{кр}}{d_1^2 d_2};$$

$$\tau_{cp} = \frac{2,55 \cdot 100}{1,2^2 \cdot 5} = 35,4 \text{ МПа}$$

- б) Определяем в общем виде величину отклонения фактического напряжения по формуле (8.5).

Поскольку $\tau_{cp} = f(M, d_1 d_2)$, то

$$S_{\tau} = \pm \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial M}\right)^2 \cdot \Delta M^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial d_1}\right)^2 \cdot \Delta d_1^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial d_2}\right)^2 \cdot \Delta d_2^2.}$$

в) Получаем выражения в частных производных для параметров M, d_1, d_2 :

$$\frac{\partial f}{\partial M} = \frac{2,55}{d_1^2 d_2};$$

$$\frac{\partial f}{\partial d_1} = \frac{2,55M}{d_2} \cdot \frac{\partial}{\partial d_1} \left(\frac{1}{d_1^2} \right) = -\frac{5,1M}{d_2 d_1^3};$$

$$\frac{\partial f}{\partial d_2} = \frac{2,55M}{d_1^2} \cdot \frac{\partial}{\partial d_2} \left(\frac{1}{d_2} \right) = -\frac{2,55M}{d_1^2 d_2^2}.$$

г) Записываем в окончательном виде выражения для подсчета отклонения фактического напряжения:

$$S_{\tau} = \pm \sqrt{\left(\frac{2,55}{d_1^2 d_2}\right)^2 \cdot \Delta M^2 + \left(\frac{5,1M}{d_2 d_1^3}\right)^2 \cdot \Delta d_1^2 + \left(-\frac{2,55M}{d_1^2 d_2^2}\right)^2 \cdot \Delta d_2^2.}$$

д) Определяем отклонения размеров d_1 и d_2 как половины их заданных допусков:

$$\Delta d_1 = \frac{JT_1}{2} = \frac{0,006}{2} = 0,003 \text{ мм},$$

$$\Delta d_2 = \frac{JT_2}{2} = \frac{0,075}{2} = 0,0375 \text{ мм}.$$

е) Подсчитываем отклонение фактического напряжения среза:

$$S_{\tau} = \pm \sqrt{\left(\frac{2,55}{1,25^2 \cdot 5}\right)^2 \cdot 20^2 + \left(\frac{5,1 \cdot 100}{5 \cdot 1,2^3}\right)^2 \cdot 0,003^2 + \left(\frac{2,55 \cdot 100}{1,2^2 \cdot 5^2}\right)^2 \cdot 0,0375^2} =$$

$$= \pm 6,55 \text{ МПа}.$$

ж) Находим величину среднеквадратического отклонения напряжения среза:

$$\Delta \tau = \frac{S_{\tau}}{3} = \frac{6,55}{3} = 2,18 \text{ МПа}.$$

8.1.3. Определение величины предельного напряжения и его среднеквадратичного отклонения

При расчетах параметров надежности в формуле (8.2) используется предельное напряжение, которое в зависимости от условий нагружения и свойств материала детали может принимать следующий смысл.

Если деталь работает при напряжении, постоянном во времени и изготовлена из хрупкого материала, не имеющего явно выраженного предела текучести, то предельное напряжение равно пределу прочности, т.е.

$$\sigma_{\text{пред}} = \sigma_{\text{в}}. \quad (8.7)$$

Если напряжение постоянно во времени (статическая нагрузка) и деталь изготовлена из вязкого материала, имеющего предел текучести, то предельное напряжение равно пределу текучести, т.е.

$$\sigma_{\text{пред}} = \sigma_{\text{т}}. \quad (8.8)$$

Если напряжение циклически изменяется во времени и критерием выхода из строя является усталостная поломка, то предельное напряжение равно пределу усталости, т.е.

$$\sigma_{\text{пред}} = \sigma_{\text{г}}. \quad (8.9)$$

Примечание 1. При пульсирующем знакопостоянном напряжении $\sigma_{\text{г}} = \sigma_{\text{о}}$, при знакопеременном $\sigma_{\text{г}} = \sigma_{-1}$,

Примечание 2. Значения пределов прочности, текучести и усталости приводятся в справочной литературе. Некоторые данные по свойствам материалов приведены в табл. 2 прил. 7.

Среднеквадратические отклонения пределов прочности, текучести и усталости устанавливаются на базе экспериментальных и справочных данных, Сведения о среднеквадратических отклонениях пределов прочности и текучести некоторых материалов приведены в табл. 2 прил. 7.

Если имеются сведения о пределе прочности материала и его разбросе и отсутствуют аналогичные данные по пределу усталости, то для приближенного определения предела усталости и его разброса можно воспользоваться формулами Хейвуда:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_B} = \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_B}\right) [A_b + Y(1 - A_b)], \quad (8.10)$$

$$Y = \frac{\sigma_m \left(2 + \frac{\sigma_m}{\sigma_B}\right)}{3\sigma_B}, \quad (8.11)$$

$$A_b = \frac{1 + 0,0038 \cdot n^4}{1 + 0,0080 \cdot n^4}, \quad (8.12)$$

где: σ_B – предел прочности материала, МПа; σ_a – амплитуда напряжений цикла, МПа; σ_m – среднее напряжение цикла, МПа; $n = \lg N$ – логарифм числа циклов.

При определении среднего (модального) значения предела усталости по формулам Хейвуда в соотношения (8.11), (8.12) подставляют $\sigma_B = \sigma_{всп}$. Если цикл знакопостоянный пульсирующий, то в те же формулы подставляется $\sigma_a = \sigma_m = 0,5\sigma_{оср}$ и полученные уравнения решаются относительно $\sigma_{оср}$. Если цикл знакопеременный, то $\sigma_a = \sigma_{-1(ср)}$, $\sigma_m = 0$ и уравнение решается относительно $\sigma_{-1ср}$.

Для случая знакопостоянного пульсирующего цикла формулы (8.10) ÷ (8.12) записывается в следующем виде:

$$\left(1 - 0,5 \frac{\sigma_{оср}}{\sigma_{всп}}\right) [A_b + Y(1 - A_b)] = \frac{0,5\sigma_{оср}}{\sigma_{всп}}, \quad (8.13)$$

$$Y = 0,33 \frac{\sigma_{оср}}{\sigma_{всп}} + 0,08 \frac{\sigma_{оср}^2}{\sigma_{всп}^2}, \quad (8.14)$$

$$A_b = \frac{1 + 0,0038 \cdot n^4}{1 + 0,0080 \cdot n^4}, \quad (8.15)$$

$$n = \lg N. \quad (8.16)$$

Примечание. Величина $\sigma_{всп}$ принимается по табл. 2 прил. 7, число циклов N вычисляется в зависимости от срока службы детали.

Для случая знакопеременного цикла расчетная формула принимает вид:

$$\sigma_{-1} = \sigma_{всп} = \frac{1 + 0,0038 \cdot n^4}{1 + 0,0080 \cdot n^4}, \quad (8.17)$$

$$n = \lg N. \quad (8.18)$$

Для определения среднеквадратического отклонения предела усталости подсчитываются по формулам Хейвуда максимальный и минимальный вероятные пределы усталости ($\sigma_{r\max}$ и $\sigma_{r\min}$), а затем находится среднеквадратическое отклонение по соотношению:

$$\Delta\sigma_r = \frac{\sigma_{r\max} - \sigma_{r\min}}{6}. \quad (8.19)$$

Максимальный и минимальный вероятные пределы усталости при пульсирующем знакопостоянном цикле определяются из преобразованных формул Хейвуда:

$$\left(1 - 0,5 \frac{\sigma_{o\max}}{\sigma_{v\max}}\right) [A_b + Y(1 - A_b)] = \frac{0,5\sigma_{o\max}}{\sigma_{v\max}}, \quad (8.20)$$

$$Y = 0,33 \frac{\sigma_{o\max}}{\sigma_{v\max}} + 0,08 \frac{\sigma_{o\max}^2}{\sigma_{v\max}^2}, \quad (8.21)$$

$$\left(1 - 0,5 \frac{\sigma_{o\min}}{\sigma_{v\min}}\right) [A_b + Y(1 - A_b)] = \frac{0,5\sigma_{o\min}}{\sigma_{v\min}}, \quad (8.22)$$

$$Y = 0,33 \frac{\sigma_{o\min}}{\sigma_{v\min}} + 0,08 \frac{\sigma_{o\min}^2}{\sigma_{v\min}^2}, \quad (8.23)$$

где: $\sigma_{v\max}$, $\sigma_{v\min}$ – максимальный и минимальный вероятные пределы прочности (могут быть взяты по табл. 2 прил. 7).

Примечание1. Величина $\sigma_{o\max}$ определяется по формулам (8.20), (8.21), $\sigma_{o\min}$ – по формулам (8.22), (8.23).

Примечание2. Параметр A_b подсчитывается по соотношению (8.15). Максимальный и минимальный вероятные пределы усталости при знакопеременном цикле определяются по зависимостям:

$$\sigma_{-1\max} = \sigma_{v\max} \cdot \frac{1 + 0,0038 \cdot n^4}{1 + 0,0080 \cdot n^4}, \quad (8.24)$$

$$\sigma_{-1\min} = \sigma_{v\min} \cdot \frac{1 + 0,0038 \cdot n^4}{1 + 0,0080 \cdot n^4}, \quad (8.25)$$

где: $\sigma_{v\max}$, $\sigma_{v\min}$ – максимальный и минимальный вероятные пределы прочности (принимают по табл.2 прил. 7).

Пример расчета 3.

Определить предел усталости и его среднеквадратическое отклонение для стали 30ХГСА, используемой для изготовления гибких элементов волновых передач. Расчет провести для работы материала в знакопеременном и знакопостоянном (пульсирующем) циклах.

Исходные данные:

- Среднее модальное значение предела прочности $\sigma_{всп} = 670$ МПа.
- Максимальный вероятный предел прочности $\sigma_{вmax} = 778$ МПа.
- Минимальный вероятный предел прочности $\sigma_{вmin} = 562$ МПа.
- Рабочее число циклов детали $N = 10^8$.

Решение:

Случай А. Знакопеременный цикл

а) Определяем средний (модальный) предел усталости по формуле (8.17):

$$\sigma_{-1cp} = \sigma_{всп} \cdot \frac{1 + 0,0038 \cdot n^4}{1 + 0,0080 \cdot n^4} = 670 \cdot \frac{1 + 0,0038 \cdot 8^4}{1 + 0,0080 \cdot 8^4} = 329 \text{ МПа}$$

б) Определяем максимальный и минимальный вероятные пределы усталости по формулам (8.24), (8.25):

$$\sigma_{-1max} = \sigma_{вmax} \cdot \frac{1 + 0,0038 \cdot n^4}{1 + 0,0080 \cdot n^4} = 778 \cdot \frac{1 + 0,0038 \cdot 8^4}{1 + 0,0080 \cdot 8^4} = 382 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_{-1min} = \sigma_{вmin} \cdot \frac{1 + 0,0038 \cdot n^4}{1 + 0,0080 \cdot n^4} = 562 \cdot \frac{1 + 0,0038 \cdot 8^4}{1 + 0,0080 \cdot 8^4} = 276 \text{ МПа.}$$

в) Находим среднеквадратическое отклонение предела усталости по соотношению (8.19):

$$\Delta\sigma_{-1} = \frac{\sigma_{-1max} - \sigma_{-1min}}{6} = \frac{382 - 276}{6} = 17,5 \text{ МПа.}$$

Случай В. Знакопостоянный цикл.

а) Определяем среднее (модальное) значение предела усталости, используя комплект формул (8.13) ÷ (8.15):

$$A_b = \frac{1 + 0,0038 \cdot n^4}{1 + 0,0080 \cdot n^4} = \frac{1 + 0,0038 \cdot 8^4}{1 + 0,0080 \cdot 8^4} = 0,49,$$

$$Y = 0,33 \frac{\sigma_{ocp}}{670} + 0,08 \frac{\sigma_{ocp}^2}{670^2} \cdot \left(1 - \frac{0,5\sigma_{ocp}}{670} \right) \cdot \left[0,49 + (1 - 0,49) \left(0,33 \cdot \frac{\sigma_{ocp}}{670} + 0,08 \frac{\sigma_{ocp}^2}{670^2} \right) \right] = \frac{0,5\sigma_{ocp}}{670}.$$

Решение последнего уравнения относительно σ_{ocp} по способу Кардана дает

$$\sigma_{ocp} = 530 \text{ МПа.}$$

б) определяем максимальное и минимальное вероятное значение предела усталости, используя уравнения (8.20) - (8.21), (8.22) – (8.23).

$$Y = 0,33 \frac{\sigma_{omax}}{778} + 0,08 \frac{\sigma_{omax}^2}{778^2} \cdot \left(1 - \frac{0,5\sigma_{omax}}{778} \right) \cdot \left[0,49 + (1 - 0,49) \left(0,33 \cdot \frac{\sigma_{omax}}{778} + 0,08 \frac{\sigma_{omax}^2}{778^2} \right) \right] = \frac{0,5\sigma_{omax}}{778},$$

откуда

$$\sigma_{omax} = 620 \text{ МПа}$$

$$Y = 0,33 \frac{\sigma_{omin}}{562} + 0,08 \frac{\sigma_{omin}^2}{562^2} \cdot \left(1 - \frac{0,5\sigma_{omin}}{562} \right) \cdot \left[0,49 + (1 - 0,49) \left(0,33 \cdot \frac{\sigma_{omin}}{562} + 0,08 \frac{\sigma_{omin}^2}{562^2} \right) \right] = \frac{0,5\sigma_{omin}}{562},$$

откуда

$$\sigma_{omin} = 445 \text{ МПа.}$$

в) Подсчитываем среднеквадратическое отклонение предела усталости по формуле (8.19):

$$\Delta\sigma_o = \frac{\sigma_{omax} - \sigma_{omin}}{6} = \frac{620 - 445}{6} = 29,2 \text{ МПа.}$$

Глава 9

Расчет соединений элементов и устройств технологического оборудования

9.1. Заклепочные соединения

Заклепочное соединение, нагруженное силой P , рассчитывают:

а) на срез заклепок:

$$\tau_{cp} = \frac{P}{mK(\pi d^2 / 4)} \leq [\tau]_{cp},$$

где: K – число срезов одной заклепки; d – диаметр отверстия под заклепку, несколько больше диаметра не поставленной заклепки; m – число заклепок на одну сторону стыка;

б) на смятие между заклепками и соединяемыми элементами:

$$\sigma_{cm} = \frac{P}{md \cdot \delta_{\min}} \leq [\sigma]_{cm},$$

где: δ_{\min} – минимальная толщина соединяемых элементов для соединения встык с двумя накладками. Подставляют меньшую из величин (толщина соединяемых элементов) и $2\delta_n$ (удвоенная толщина накладки);

в) на растяжение соединяемых элементов и накладок:

$$\sigma_p = N / F_s \leq [\sigma]_p,$$

где: N – продольная сила, возникающая в проверяемом сечении; F_s – площадь этого сечения с учетом ослабления его отверстиями под заклепки;

г) на срез заклепкой края листа:

$$\tau'_{cp} = \frac{P}{2(e - d / 2)m \cdot \delta_{\min}} \leq [\tau']_{cp},$$

где: e – расстояние от центра заклепки до края листа (обычно принимают $e = 1,5 d$).

В случае если диаметр заклепок не задан, его можно выбрать по эмпирическому соотношению $d \approx (1,8 \dots 2,2) \delta_{\min}$.

Шаг заклепок выбирают по соотношению $t = (3 \dots 6) d$.

Допускаемые напряжения для заклепочных шагов при сверлении отверстий под заклепки выбираются по *табл. 9.1*.

Задача 1.

Определить число заклепок и размеры шва для соединения встык (рис. 9.1) двух полос толщиной δ при помощи двух накладок толщиной δ_n , если растягивающая сила равна P . Материал заклепок и листов – сталь Ст2 или сталь Ст3. Диаметр отверстий под заклепки – d , ширина полос – b .

Решение:

По условию задачи тип заклепочного шва и диаметр заклепок заданы, поэтому можно перейти к определению числа заклепок.

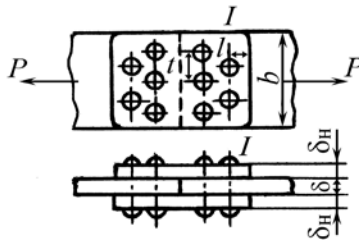


Рис. 9.1.

Выбираем допускаемые напряжения по табл.8.1:

$$[\tau]_{cp} = 14,0 \text{ Н/мм}^2; [\sigma]_p = 16,0 \text{ Н/мм}^2; [\sigma]_{cm} = 32,0 \text{ Н/мм}^2.$$

Определяем число заклепок из условия прочности на срез (число плоскостей среза $K=2$):

$$m \geq \frac{P}{[\tau]_{cp} \cdot K \pi \cdot d^2 / 4} = \frac{4 \cdot 28,0 \cdot 10^3}{14,0 \cdot 2 \pi \cdot 17^2} = 4,4.$$

Принимаем пять заклепок.

Проверяем прочность заклепочного шва на смятие. В данном случае напряжения смятия между заклепками и листами меньше, чем между заклепками и накладками, так как

$$\sigma_{cm} = \frac{P}{m \cdot d \cdot \delta} = \frac{28,0 \cdot 10^3}{5 \cdot 17 \cdot 12} = 27,4 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_{cm} = 32,0 \text{ Н/мм}^2.$$

Выбираем конструкцию шва и его размеры.

Примем двухрядное шахматное расположение заклепок: две заклепки в первом ряду, три заклепки во втором ряду (рис.8.1), тогда шаг заклепок $t = 3d = 3 \cdot 17 = 51$ мм.

Расстояние центров первого ряда заклепок от края листа $e = 1,5d = 1,5 \cdot 17 \approx 25$ мм; расстояние между рядами $e = 2d = 2 \cdot 17 = 34$ мм.

Проверяем прочность полосы расстояния по сечению I-I:

$$\sigma_p = \frac{P}{F_s} = \frac{P}{(B - 2d)\delta} = \frac{28 \cdot 10^3}{(200 - 2 \cdot 17) \cdot 12} = 14,0 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_p = 16,0 \text{ Н/мм}^2.$$

Если поменять местами ряды заклепок (в первом ряду поставить три, а во втором – две заклепки), то напряжение растяжения в сечении I-I возрастет:

$$\sigma_p = \frac{P}{(B - 3d)\delta} = \frac{28 \cdot 10^3}{(200 - 3 \cdot 17) \cdot 12} = 15,5 \text{ Н/мм}^2.$$

Таблица 9.1а

Допускаемые напряжения для заклепочных швов при сверленных отверстиях под заклепки

Элемент шва	Вид напряжения	Допускаемые напряжения, Н/мм ²	
		Ст2	Ст3
Заклепка	Срез $[\tau]_{cp}$	10,0	14,0
Основной материал (соединяемые листы, уголки и т.п.)	Растяжение $[\sigma]_p$	14,0	16,0
	Срез $[\tau]_{cp}$	9,0	10,0
Заклепка и соединяемые листы	Смятие $[\sigma]_{cm}$	28,0	32,0

Таблица 9.1б

Исходные данные

Параметры	Вариант				
	1	2	3	4	5
δ , мм	12	20	10	25	15
δ_n , мм	7	10	5	15	10
P , кН	28,0	54,0	20,0	10,0	30,0
d , мм	17	25	15	20	15
e , мм	200	300	100	250	150
Материал	Ст3	Ст3	Ст2	Ст3	Ст2

Следовательно, принятое расположение заклепок рациональнее.

Рекомендуем определить напряжения растяжения в опасном сечении накладок при двух указанных вариантах расположения заклепок.

Задача 2.

Проверить заклепочное соединение встык с двумя накладками (рис. 9.2) по следующим данным: число заклепок по одну сторону от стыка- m , усилие- P , диаметр отверстия под заклепку- d , толщина соединяемых листов- δ , толщина одной накладки- δ_n , ширина склеиваемых листов- e , ширина накладок- e_n .
Материал листов, накладок и заклепок – сталь Ст2 или Ст3.

Таблица 9.2

Параметры	Вариант				
	1	2	3	4	5
m	9	10	12	8	5
P , кН	50,0	45,0	60,0	40,0	30,0
δ , мм	16	15	18	15	12
δ_n , мм	10	11	13	9	8
d , мм	20	17	25	18	15
e , мм	280	300	350	280	200
e_n , мм	270	250	300	250	200
Материал	Ст3	Ст3	Ст2	Ст3	Ст2

Решение:

По табл.8.1 выбираем допускаемые напряжения:

$$[\sigma]_p = 14,0 \text{ Н/мм}^2; \quad [\tau]_{cp} = 10,0 \text{ Н/мм}^2;$$

$$[\sigma]_{cm} = 28,0 \text{ Н/мм}^2; \quad \text{H}[\tau']_{kp} = 9,0 / \text{мм}^2.$$

Проверка прочности заклепок на срез (рис. 9.2):

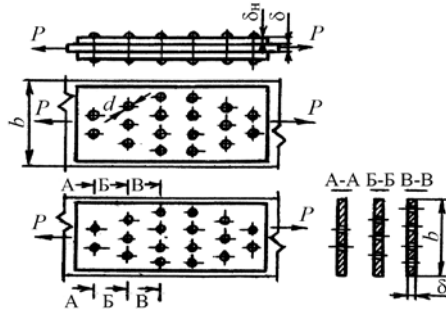


Рис. 9.2

$$\tau_{cp} = \frac{P}{\left(\pi d^2 / 4\right) m k} \leq [\tau]_{cp}.$$

Подставляя числовые данные на срез, получаем:

$$\tau_{cp} = \frac{50,0 \cdot 10^3}{(3,14 \cdot 20^2 / 4) 9 \cdot 2} \approx 8,8 \text{ Н/мм}^2 < [\tau]_{cp} = 10,0 \text{ Н/мм}^2.$$

Проверка прочности на срез соединяемых элементов:

$$\tau_{cp} = \frac{P}{2(e - d/2) \delta_{\min} m} = \frac{50,0 \cdot 10^3}{2(1,5 \cdot 20 - 20/2) 16 \cdot 9} = 8,68 \text{ Н/мм}^2 <$$

$$< [\tau']_{kp} = 9,0 \text{ Н/мм}^2, \quad \text{где } e = 1,5 d.$$

Проверка прочности листов на растяжение:

$$\sigma_p = P/F_S \leq [\sigma]_p,$$

где: F_S – площадь поперечного сечения листа в ослабленном от-
верстиями для заклепок месте.

При определении напряжений в сечениях листа исхо-
дим из допущения о равномерности распределения усилия между
заклепками. Таким образом, каждая заклепка передает усилие
 $P/9$.

В сечении $A-A$ действует усилие P , т.е.

$$\sigma_{A-A} = \frac{P}{\delta(B-2d)} = \frac{50 \cdot 10^3}{16(280 - 2 \cdot 20)} = 13,0 \text{ Н/мм}^2.$$

В сечении *Б-Б* действует усилие $7P/9$, т.е.

$$\sigma_{Б-Б} = \frac{7P/9}{\delta(B-3d)} = \frac{7 \cdot 50 \cdot 10^3 / 9}{16(280 - 3 \cdot 20)} = 11,0 \text{ Н/мм}^2.$$

В сечении *В-В* действует усилие $4P/9$, т.е.

$$\sigma_{В-В} = \frac{4P/9}{\delta(B-4d)} = \frac{4 \cdot 50 \cdot 10^3 / 9}{16(280 - 4 \cdot 20)} = 6,95 \text{ Н/мм}^2.$$

Опасным оказалось сечение *А – А*. Напряжение в этом сечении больше, чем в других сечениях, но несколько ниже допускаемого.

Проверка прочности соединения на смятие:

$$\sigma_{см} = P / (d \cdot \delta_{\min} \cdot m) \leq [\sigma]_{см}.$$

Ввиду того, что толщина листа меньше суммы толщины накладок, т.е. $\delta_{\min} < 2\delta_n$, то в формулу надо подставлять $\delta_{\min} = 16\text{мм}$.

Подставляя числовые значения, получаем:

$$\sigma_{см} = 50 \cdot 10^3 / (20 \cdot 16 \cdot 9) \approx 17,3 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_{см} = 28,0 \text{ Н/мм}^2.$$

9.2. Сварные соединения

Различают два основных вида швов, выполненных электродуговой сваркой: швы соединений встык (кратко называемые стыковыми, рис. 9.3а) и угловые швы (прежнее название – валиковые, рис. 9.3б, в).

Швы соединений встык работают на растяжение или сжатие, и их прочность проверяют по формуле

$$\sigma = P / (h \cdot l) \leq [\sigma]_p,$$

где: P – действующее усилие; h – расчетная высота шва, равная толщине свариваемых элементов; l – расчетная длина шва; $[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение для шва на растяжение.

При работе шва на сжатие расчетное напряжение σ сопоставляют с допускаемым напряжением $[\sigma]_с$.

Соединения внахлестку выполняют угловыми швами – лобовыми (рис. 9.3 б) или фланговыми (рис. 9.3 в). Нормальный

профиль углового шва представляет собой равнобедренный прямоугольный треугольник.

Как показывают опыты, разрушение угловых швов происходит вследствие их среза по сечению, совпадающему с биссектрисой прямого угла (рис. 9.3г). Поэтому расчет угловых швов производят на срез по этому сечению, за рабочую высоту h шва принимается величина

$$h = k \cos 45^\circ \approx 0,7 k.$$

Прочность угловых швов проверяют по формуле:

где: l – суммарная расчетная длина всех швов, воспринимающих силу P ; $[\tau]_{ср}$ – допускаемое напряжение для сварного шва на срез (k – длина катета шва).

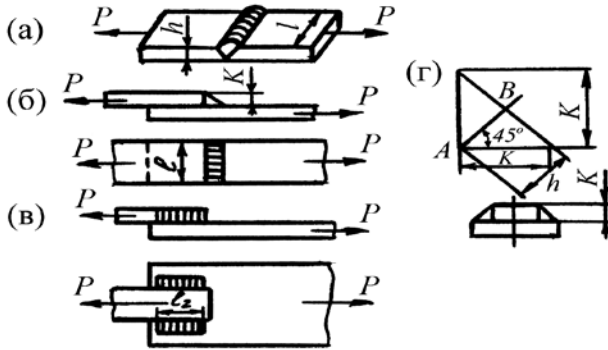


Рис. 9.3

Допускаемые напряжения для сварных швов могут быть приняты в зависимости от допускаемых напряжений на растяжение $[\sigma]_p$ для основного металла конструкции (табл. 9.2).

При расчете сварных швов, работающих с переменной нагрузкой, допускаемые напряжения понижают. Степень понижения зависит от типа шва и соотношения наименьшего и наибольшего усилия, нагружающего шов.

Допускаемые напряжения при знакопеременных нагрузках принято определять умножением табличных значений (см. табл. 9.2) на коэффициент γ :

для стыковых швов:

$$\gamma = \frac{1}{1 - P_{\min} / (3P_{\max})};$$

для угловых швов:

$$\gamma = \frac{1}{4/3 - P_{\min} / (3P_{\max})};$$

Здесь P_{\min} и P_{\max} – минимальное и максимальное (по абсолютным величинам) значения действующего усилия. В приведенные зависимости P_{\min} и P_{\max} должны быть подставлены со своими знаками.

Таблица 9.2

Допускаемые напряжения для сварных швов в долях от $[\sigma]_p$ для основного материала конструкции

Вид технологического процесса	$[\sigma]_p$, Н/мм ²	$[\sigma]_с$, Н/мм ²	$[\tau]_{ср}$, Н/мм ²
1	0,9		0,65
2	0,8	0,90	0,60
3	0,6	0,75	0,50

Примечание: К первому виду технологического процесса относится автоматическая сварка под слоем флюса и ручная сварка электродами Э42А и Э50А; ко второму виду – сварка электродами Э42 и Э50 с толстым покрытием; к третьему – сварка электродами Э34 с тонким покрытием.

Задача 3.

Определить необходимую длину швов для прикрепления стальной полосы к листу (рис.9.4). Размеры полосы $b \times \delta$. Нагрузка P . Материал полосы - сталь Ст2 или Ст3. Сварка выполняется электродами с тонким покрытием.

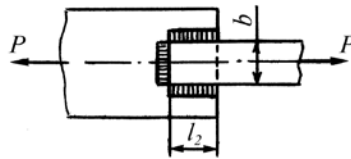


Рис. 9.4

Решение:

Определяем допускаемое напряжение на растяжение для основного металла (полосы): $\sigma_T = 240 \text{ Н/мм}^2$.

Считая, что метод расчета не вполне точен, принимаем
 $[n_1] = 1,5$.

Таблица 9.3

Параметры	Вариант				
	1	2	3	4	5
$\epsilon \times \delta$, мм	150x10	200x15	100x10	170x11	180x15
P , кН	240	300	200	260	280
Материал полосы	Ст2	Ст3	Ст2	Ст3	Ст2
Марка электрода	Э50А	Э42	Э34	Э50	Э50А

Учитывая далее, что соединяемые детали (полоса и лист) изготовлены из стального проката и что от рассчитываемого соединения не требуется особой надежности в эксплуатации, принимаем:

$$[n_2] = 1,2, \quad [n_3] = 1,$$

тогда

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{[n_1] \cdot [n_2] \cdot [n_3]} = \frac{240}{1,5 \cdot 1,2 \cdot 1} = 133 \text{ Н/мм}^2,$$

и для шва, работающего на срез, согласно табл.8.2,

$$[\tau']_{cp} = 0,5[\sigma]_p = 0,5 \cdot 133 = 66,5 \text{ Н/мм}^2.$$

Принимая катет шва $k = \delta = 10$ мм (т.е. равным толщине полосы), находим требуемую расчетную длину всех швов:

$$l \geq \frac{P}{0,7k[\tau']_{cp}} = \frac{240 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 10 \cdot 66,5} = 530 \text{ мм.}$$

Определяем длину фланговых швов l_2 :

$$2l_2 = l - \epsilon = 530 - 150 = 380 \text{ мм,}$$

где $\epsilon = 150$ мм – длина лобового шва.

Следовательно, $l_2 = 380/2 = 190$ мм.

Задача 4.

Определить напряжения в листах и в сварных лобовых швах, соединяющих два листа внахлестку (рис. 9.5), если приложенная статическая нагрузка- P . Материал листов – сталь Ст3, Ст2, толщина- δ . Длина каждого шва- l . Сварка произведена элек-

тромами. Проверить прочность сварных швов при условии, что нагрузка изменяется от P_{\max} до P_{\min} .

Таблица 9.4

Параметры	Вариант				
	1	2	3	4	5
δ , мм	10	12	150	10	8
P , кН	300	350	400	300	250
l , мм	300	250	300	250	200
P_{\max} , кН	300	350	500	350	300
P_{\min} , кН	100	125	200	150	100
Материал полосы	Ст3	Ст2	Ст3	Ст2	Ст3
Марка электрода	350А	342	334	350	350А

Решение:

Определяем допускаемые напряжения для материала основного металла (листов) и швов.

Используя решение предыдущего примера, находим для материала листов: $[\sigma]_p = 133 \text{ Н/мм}^2$.

В соответствии с табл.8.2 для материала швов имеем:

$$[\tau']_{cp} = 0,6[\sigma_p] = 0,6 \cdot 133 \approx 80 \text{ Н/мм}^2.$$

Проверяем прочность лобовых швов, учитывая, что таких швов два и что катет шва k равен толщине листа δ :

$$\tau'_{cp} = P / (2 \cdot 0,7\delta l) = 3,0 \cdot 10^5 / (2 \cdot 0,7 \cdot 10 \cdot 300) = 71,5 \text{ Н/мм}^2.$$

Так как это значение τ'_{cp} меньше допускаемого $[\tau']_{cp} = 80 \text{ Н/мм}^2$, то требуемая прочность швов обеспечена.

Проверяем прочность листов, подвергающихся растяжению силой P :

$$\sigma_p = P / (\delta \cdot l) = 3,0 \cdot 10^5 / (10 \cdot 300) = 100 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_p = 133 \text{ Н/мм}^2$$

Проверим прочность сварных швов при действии переменной нагрузки.

При действии переменной нагрузки допускаемые напряжения для валиковых швов следует уменьшить умножением на коэффициент γ :

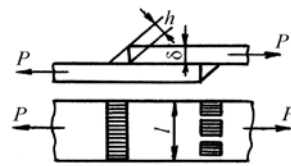


Рис. 9.5

$$\gamma = \frac{1}{4/3 - P_{\min} / (3P_{\max})} = \frac{1}{4/3 - \left[-1 \cdot 10^5 / (3 \cdot 3 \cdot 10^5) \right]} = 9/13 = 0,693.$$

Тогда окончательно допускаемые напряжения равны:

$$[\tau'] = 0,693 \cdot 80 = 55,5 \text{ Н/мм}^2.$$

Наибольшие расчетные напряжения в угловых швах:

$$\tau'_{cp} = \frac{P_{\max}}{2 \cdot 0,7\delta \cdot l} = \frac{3,0 \cdot 10^5}{2 \cdot 0,7 \cdot 10 \cdot 300} = 71,5 \text{ Н/мм}^2.$$

Расчетные напряжения $\tau'_{cp} = 71,5 \text{ Н/мм}^2$ больше допускаемых $[\tau']_{cp} = 55,5 \text{ Н/мм}^2$ и, следовательно, прочность швов не обеспечена.

9.3. Резьбовые соединения

Основным элементом резьбового соединения является резьба. Параметры метрической резьбы с крупным шагом приведены в табл. 9.3. На рис. 9.6 показаны соединения двух деталей с помощью болта (а), винта, ввинчиваемого в одну из деталей, (б) и шпильки (в).

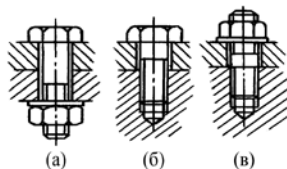


Рис. 9.6

Резьбовые соединения могут выходить из строя вследствие разрушения (разрыва) стержня болта, среза резьбы, а также ее смятия – обрыв в гладкой или нарезанной части тела болта.

Разнообразное применения болтов в резьбовых соединениях обуславливает большое число различных случаев расчета.

9.3.1. Расчет незатянутого болтового соединения

Наиболее характерным примером такого болта является резьбовой конец грузового крюка грузоподъемных машин (рис. 9.7). К этому расчетному случаю приводится большинство других путем соответствующего выбора значений расчетных нагрузок или допускаемых напряжений.

Таблица 9.5

Параметры метрической резьбы по ГОСТ 9150-79

Диаметр резьбы, мм			Шаг резьбы, мм	Рабочая высота профиля, мм	Диаметр резьбы, мм			Шаг, мм	Рабочая высота профиля, мм
Наружный D	Средний d_2	Внутренний d_1			Нруж-ный d	Сред-ний d_2	Внут-ренный d_1		
6	5,350	4,918	1,00	0,541	22	20,376	19,294	2,5	1,353
7	6,350	5,988	1,00	0,541	24	22,051	20,752	3,0	1,624
8	7,183	6,647	1,25	0,676	27	25,051	23,752	3,0	1,624
9	8,188	7,647	1,25	0,676	30	27,727	26,211	3,5	1,894
10	9,026	8,376	1,50	0,812	33	30,727	29,211	3,5	1,894
11	10,026	9,376	1,50	0,812	36	33,402	31,670	4,0	2,165
12	10,863	10,106	1,75	0,947	39	36,402	34,670	4,0	2,165
14	12,701	11,835	2,00	1,082	42	39,077	37,129	4,5	2,435
16	14,701	13,835	2,00	1,082	45	42,077	40,129	4,5	2,435
18	16,370	15,294	2,50	1,353	48	44,752	42,587	5,0	2,705
20	18,376	17,294	2,50	1,353	-	-	-	-	-

9.3.2. Расчет затянутого болта без внешней осевой нагрузки

Примером такого соединения может служить крепление люков, крышек, к герметичности которых не предъявляются особые требования.

Другим примером является клеммовое соединение (рис. 9.8 а). Здесь для крепления рычага на валу необходимо стянуть его разрезную обойму болтом.



Рис. 9.5

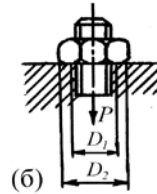
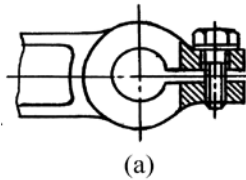


Рис. 9.5

Момент $T_{вр}$, развиваемый усилием на ключе, равен сумме момента в резьбе T_p и момента трения между торцом гайки и стягиваемой деталью $T_{он}$:

$$T_{вр} = T_p + T_{он} = Q \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \rho_1) + \frac{Qf_2(D_2^3 - D_1^3)}{3(D_2^2 - D_1^2)},$$

где: Q – осевое усилие затяжки болта; d_2 – средний диаметр резьбы, можно принять $d_2 \approx 1,12d_1$; ψ – угол подъема резьбы, определяемый по ее среднему диаметру; D_2 и D_1 наружный и внутренний диаметры кольцевой поверхности трения гайки и соединяемой детали (рис. 9.8, б), можно принять $D_1 \approx 1,25d_1$ и $D_2 \approx 2,15d_2$; ρ_1 – приведенный угол трения между поверхностями резьб винта

и гайки $\rho_1 = \operatorname{arctg} f_1$; $f_1 = \frac{f}{\cos \beta/2}$; f_1 – коэффициент трения между поверхностями гайки (или головки болта) и соединяемой детали; f – коэффициент трения между поверхностями резьб винта и гайки; β – угол профиля резьбы.

Нормальные напряжения в поперечном сечении нарезанной части болта от усилия затяжки Q :

$$\sigma_p = \frac{Q}{\pi d_1^2 / 4}.$$

Наибольшие касательные напряжения от момента T_p , скручивающего стержень болта:

$$\tau_k = T_p/W_p = T_p/(0,2 d_1^3)$$

(момент трения $T_{оп}$ на торцевой поверхности гайки не вызывает скручивания болта).

При одновременном действии осевой силы и скручивающего момента, возникающего в процессе затяжки болта, болт следует рассчитывать на прочность по эквивалентному напряжению. Так, по гипотезе энергии формоизменения:

$$\sigma_{эkv} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_k^2} \leq [\sigma]_p.$$

Величина касательного напряжения τ_k , как следует из предыдущего, зависит от усилия затяжки, соотношения между параметрами резьбового соединения, коэффициента трения в резьбе.

Принимая в качестве средних значений $f = 0,15 \dots 0,16$ и некоторые средние соотношения между внутренним и средним диаметрами резьбы можно выразить $\sigma_{эkv}$ через σ_p . В среднем для метрических резьб эквивалентное (приведенное) напряжение больше напряжения σ_p примерно на 30%.

Таким образом, вместо расчета болта на совместное растяжение и кручение его рассчитывают на простое растяжение, принимая для расчета не заданное усилие затяжки, а в 1,3 раза большее:

$$\sigma_p = 4Q_0 / (\pi \cdot d_1^2) \leq [\sigma]_p,$$

где: Q_0 – расчетная нагрузка, т.е. нагрузка, по которой необходимо вести расчет болтового соединения, $Q_0 = 1,3Q$.

Допускаемое напряжение $[\sigma]_p$ определяют по формуле:

$$[\sigma]_p = \sigma_t / [n],$$

где: $[n] = 1,7 \dots 2,2$ для углеродистой стали. Эти данные относятся к болтам с контролируемой затяжкой.

После того как расчетом определен внутренний диаметр болта, по таблицам стандартных резьб выбирают большее ближайшее его значение и соответствующий ему номинальный (наружный) диаметр резьбы.

При расчете предварительно затянутых болтов не следует забывать, что допускаемое напряжение $[\sigma]_p$ зависит и от материала, и от диаметра болта. Последнее обстоятельство вызвано тем, что в производственных условиях затруднительно контролировать усилие затяжки и в болтах малых диаметров могут возник-

нуть напряжения, равные пределу текучести σ_T . Поэтому для болтов малых диаметров величину $[\sigma]_p$ берут меньшей, чем для болтов больших диаметров. На рис. 9.9 дан график, на котором для болтов (винтов, шпилек) из стали показана зависимость $[\sigma]_p$ от диаметра болта.

Проектный расчет болтов (определение диаметра d) в связи со сказанным выше затруднен: для выбора $[\sigma]_p$ надо знать d . Поэтому задачу приходится решать способом последовательных приближений.

Для упрощения проектного расчета предложена табл.9.5, в которой приведены допускаемые усилия затяжки болтов. Для болта определяют осевую нагрузку и по таблице выбирают диаметр резьбы.

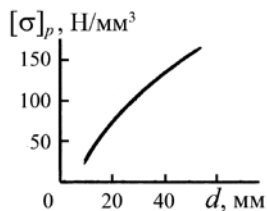


Рис. 9.9

9.3.3. Расчет затянутого болтового соединения с дополнительной осевой нагрузкой

Этот случай характерен для большинства соединений (крепление крышек, фланцев). Обычно к таким соединениям предъявляются требования недопустимости раскрытия стыка – появление зазора между соединяемыми деталями при приложении внешней нагрузки.

В зависимости от упругих свойств болтов и стягиваемых болтами деталей, а также от назначения соединения фактически действующая на болт нагрузка Q_1 лежит в пределах: $Q_1 = (1,1 - 1,4) \cdot Q$, где Q – внешняя нагрузка.

Примером такого соединения является закрепление болтами подшипника, нагруженного горизонтальной силой P (рис. 9.10). Необходимо затянуть болт с таким усилием Q , чтобы вызванная им сила трения $F_{тр}$ на стыке деталей была несколько больше силы P , стремящейся сдвинуть детали относительно друг друга: $F_{тр} = f \cdot Q \approx (1,2 \dots 1,3)P$, откуда $Q \geq (1,2 \dots 1,3) \cdot P / f \approx (6 \dots 10)P$.

В рассматриваемом случае также происходит растяжение и скручивание болта при его затяжке, поэтому при Z болтах:

$$\sigma_p = \frac{4Q_0}{\pi d_1^2 Z} = \frac{4 \cdot 1,3Q}{\pi d_1^2 \cdot Z} = \frac{4 \cdot 1,3 f \cdot 2P}{\pi d_1^2 \cdot f \cdot Z} = \frac{6,25P}{\pi d_1^2 \cdot f \cdot Z} \leq [\sigma]_p.$$

Часто применяют болты, работающие на срез. В последнем случае болт устанавливают в отверстие без зазора (рис. 9.11).

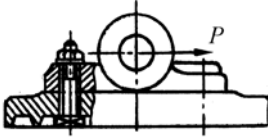


Рис. 9.10

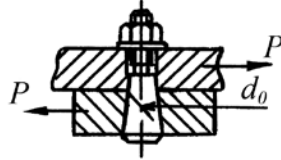


Рис. 9.11

Условие прочности для такого болта:

$$\tau_{ср} = 4P/(\pi d_0^2) \leq [\tau]_{ср},$$

где: P – сила сдвигающая детали.

9.3.4. Расчет затянутого болтового соединения с внецентричной нагрузкой

В некоторых конструкциях применяют болты с несимметричной головкой (рис. 9.12), которую иногда называют костыльной.

В этом случае под действием силы в стержне болта, помимо напряжения растяжения σ_p , возникнут напряжения изгиба из-за наличия изгибающего момента:

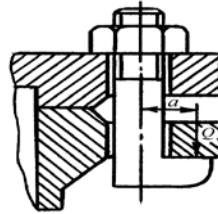


Рис. 9.12

$$T_{и} = Q a.$$

Эквивалентное напряжение определяют по следующей приближенной формуле:

$$\sigma_{экр} = 1,3\sigma_p + \sigma_{и} = \frac{1,3Q}{\pi d_1^2 / 4} + \frac{Qa}{0,1 d_1^3}.$$

Таблица 9.6

Допускаемые осевые нагрузки (усилия затяжки) для болтов, кН

Болт с резьбой	Марка стали		Болт с резьбой	Марка стали	
	Ст 3	Ст 45		Ст 3	Ст 45
M8	1,45	2,50	M24	23,5	40,0
M10	2,55	4,40	M30	45,0	77,0
M12	3,70	8,40	M36	73,0	125,0
M16	7,90	13,50	M42	100,0	170,0
M20	14,00	24,00	M48	130,0	255,0

Задача 5.

Круглая пила диаметром D (рис. 9.13) закреплена на валу между двумя шайбами и удерживается от проворачивания силами трения, возникающими при затягивании гайки на конце вала.

Определить диаметр нарезанной части вала, если коэффициент трения между пилой и шайбами f , внутренний диаметр шайбы d_b , наружный диаметр d_n . Сопротивление резанию P .

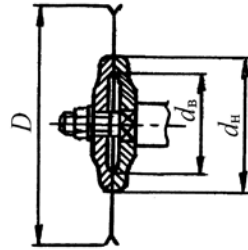


Рис. 9.13

Решение:

Для надежной передачи пиле вращения необходимо, чтобы момент трения был больше момента сил резания на 20 – 25%, т.е. $T_{тр} \geq 1,25 T_{рез}$, или $F_{тр} d_{cp} / 2 \geq 1,25 PD/2$, где $d_{cp} = (d_b + d_n)/2 = (100+140) / 2 = 120$ мм, откуда

$$F_{тр} = \frac{1,25 p \cdot D / 2}{d_{cp} / 2} = \frac{1,25 \cdot 350 \cdot 500 / 2}{120 / 2} = 1830 \text{ Н.}$$

Усилие, с которым должна быть зажата пила определяется как $Q = F_{тр} / f = 1830 / 0,1 = 18,3 \cdot 10^3$ Н.

По Q рассчитывается нарезанная часть вала пилы.

Нарезанная часть вала работает как резьбовое соединение с затяжкой, но без внешней осевой нагрузки.

По табл. 9.6 устанавливаем, что вал пилы должен иметь резьбу M20, с учетом допускаемой осевой нагрузки 24 кН большей требуемого усилия затяжки.

При выбранном диаметре резьбы расчетные (эквивалентные) напряжения по внутреннему диаметру резьбы находятся:

$$\sigma_{\text{эКВ}} = \frac{1,3Q}{\pi d_1^2 / 4} = \frac{1,3 \cdot 18,3 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 17,3^2 / 4} = 101 \text{ Н/мм}^2, \text{ по табл.8.3 } d_1 \approx 17,3 \text{ мм.}$$

При пределе текучести для стали 45 $\sigma_T=320 \text{ Н/мм}^2$ расчетный коэффициент запаса для нарезанной части вала

$$n = \sigma_T / \sigma_{\text{эКВ}} = 320 / 101 = 3,19.$$

Задача 6.

Круглая крышка газового резервуара прикреплена группой болтов (рис. 9.14). Определить диаметр и количество болтов. Здесь: P – давление газа, D – диаметр резервуара, D_1 – диаметр окружности расположения болтов.

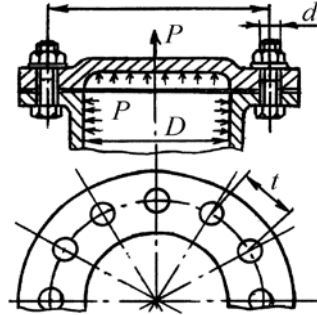


Рис. 9.14

Решение:

В данном случае имеем напряженное болтовое соединение с предварительной затяжкой и последующим приложением рабочей осевой нагрузки.

Таблица 9.7

Параметры	Вариант				
	1	2	3	4	5
$P, \text{ Н/мм}^2$	1,5	2,0	2,2	2,4	2,5
$D, \text{ м}$	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0
$D_1, \text{ м}$	0,48	0,6	0,75	1,0	1,3
Материал болтов	Ст3	Ст45	Ст3	Ст45	Ст3

Общее давление на крышку газового резервуара:

$$P = \pi \cdot D^2 \cdot p / 4.$$

Усилие на один болт:

$$Q = P/Z = \pi \cdot D^2 \cdot p / (4Z).$$

Количество болтов при расстоянии между ними $t = 4d$:

$$Z = \pi D_1 / t = \pi D_1 / (4d).$$

Расчетная нагрузка болта, определяемая из условия герметичности стыка:

$$Q_0 = 1,3Q = 1,3\pi \cdot D^2 \cdot p \cdot 4d / (4\pi D_1) = 1,3p \cdot d \cdot D^2 / D_1.$$

Условие прочности болта:

$$\sigma_{\text{эКВ}} = \frac{Q_0}{\pi d_1^2 / 4} = \frac{1,3 p d D^2}{D_1 \cdot \pi \cdot d_1^2 / 4} \leq [\sigma]_p.$$

Учитывая, что $d \approx 1,1d_1$, получаем:

$$\sigma_{\text{эКВ}} = \frac{5,72 p D^2}{D_1 \cdot \pi d_1} \leq [\sigma]_p,$$

или

$$d_1 = \frac{5,72 p \cdot D^2}{\pi D_1 [\sigma]_p} = \frac{5,72 \cdot 1,5 \cdot 400^2}{3,14 \cdot 480 [\sigma]_p} = \frac{911}{[\sigma]_p}.$$

Так как $[\sigma]_p$ – функция диаметра болта (рис. 9.9), то дальнейший расчет ведем методом последовательных приближений. Допустим, что $[\sigma]_p = 80 \text{ Н/мм}^2$, тогда $d_1 = 911/80 = 11,38$, что соответствует резьбе М14 (табл. 8.3), но для этой резьбе по графику рис. 9.9 $[\sigma]_p = 50 \text{ Н/мм}^2$.

Принимая $[\sigma]_p = 55 \text{ Н/мм}^2$, получим $d_1 = 911/55 = 16,56$ мм, что соответствует резьбе М20 ($d_1 = 17,294$).

Согласно графика рис. 9.9 для болтов с резьбой М20 $[\sigma]_p = 65 \text{ Н/мм}^2$, что близко к принятому.

Итак, принимаем болты с резьбой М20, количество которых равно

$$Z = \pi \cdot D_1 / (4d) = 4 \cdot 460 / (4 \cdot 20) = 19.$$

Принимаем $Z = 20$, так как делить окружность на 20 частей удобнее, чем на 19.

Задача 7.

Для клеммового соединения определить необходимый диаметр болтов по следующим данным (рис. 9.15): диаметр вала d_B , длина рычага L , коэффициент трения между ступицей рычага и валом f , ступица стянута двумя болтами $Z = 2$, материал болтов – сталь Ст 3 или Ст 45.

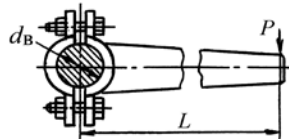


Рис. 9.15

Момент сил трения, вызванный затяжкой болтов, принять на 25 % больше момента, вызванного силой P , приложенной к рычагу.

Таблица 9.8

Параметры	Вариант				
	1	2	3	4	5
d_b , мм	60	50	40	30	20
L , мм	600	500	400	300	200
f ,	0,20	0,30	0,15	0,25	0,30
Z	2	2	2	2	2
Материал олов	Ст 3	Ст 45	Ст 3	Ст 45	Ст 3

Решение:

Определяем момент, вызванный силой P , относительно оси вала:

$$T_p = P \cdot L = 700 \cdot 600 = 420 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Требуемый момент сил трения:

$$T_T = 1,25 T_p = 1,25 \cdot 420 \cdot 10^3 = 525 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Определяем величину силы трения между валом и ступицей клеммы:

$$F_{\text{тр}} = T_T / d_b = 525 \cdot 10^3 / 60 = 8750 \text{ Н}.$$

Требуемая сила затяжки обоих болтов, обеспечивающая нормальное давление:

$$2Q = N = F_{\text{тр}} / f = 8750 / 0,2 = 40 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Определяем диаметр болтов по требуемому усилию затяжки $Q = 20$ кН. Следует принять болты с резьбой М24, для которых допускаемая сила равна 23,5 кН.

9.4. Шпоночные и зубчатые (шлицевые) соединения

Шпоночные соединения осуществляются при помощи клиновых шпонок, образующих напряженные (ГОСТ 8791-78) (рис. 9.16), призматические (ГОСТ 8788-78) и сегментные (ГОСТ 8799-78) соединения. Для вытаскивания клиновой шпонки применяют клин a , забиваемый между ступицей и головкой.

Зубчатые (шлицевые) соединения применяют: прямобоочные (ГОСТ 1139-78) с центрированием по наружному либо по внутреннему

диаметру вала или по боковым поверхностям зубьев, эвольвентные (ГОСТ 6033-81) с центрированием по наружному диаметру вала D или по боковым поверхностям зубьев и с треугольным профилем при небольших нагрузках.. При решении задач по расчету шпоночных и зубчатых соединений рекомендуется пользоваться табл. 9.9.

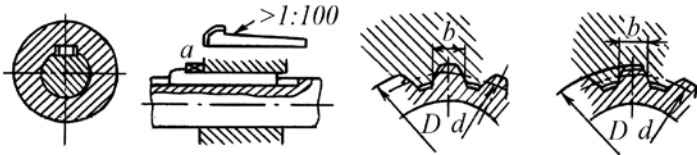


Рис 9 16

Таблица 9.9

Последовательность расчета шпоночных и шлицевых соединений

Что делать	Чем руководствоваться
1	2
1. В зависимости от требований выбрать тип шпоночного или зубчатого соединения	
2. По диаметру вала d определить размеры поперечного сечения шпонки или размеры и число зубьев шлицевого соединения. Назначить длину рабочей части l_p шпонки или зубьев	$l_p \approx (1,5 \dots 2)d$ и должна быть согласована с длиной ступицы детали.
3. Проверить прочность соединения: а) призматические и сегментные шпонки рассчитывают по условию прочности соединения на смятие;	<p>Призматические:</p> $\sigma_{см} \approx = \frac{4,4T}{d \cdot h \cdot l_p} \leq [\sigma]_{см}$ <p>Сегментные:</p> $\sigma_{см} \approx \frac{2T}{d \cdot l(h-t)} \leq [\sigma]_{см}$ <p>где: T – передаваемый момент; d – диаметр вала; h – высота шпонки; t – глубина шпоночного паза; $[\sigma]_{см}$ – допускаемые напряжения смятия; $[\sigma]_{см} = 100 \dots 120 \text{ Н/мм}^2$. При стальных ступицах $[\sigma]_{см} = 70 \dots 80 \text{ Н/мм}^2$, а при чугунных.</p>

б) иногда шпонки проверяют на срез;

$$\tau_{ср} \approx \frac{2T}{d \cdot b \cdot l_p} \leq [\tau]_{ср}, \text{ где } b - \text{ ширина}$$

шпонки; допустимое напряжение на срез $[\tau]_{ср} = 60 \dots 90 \text{ Н/мм}^2$.

в) соединения клиновыми врезными шпонками рассчитывают на смятие;

$$\sigma_{см} \frac{12T}{b \cdot l_p (e + 6fd)} \leq [\sigma]_{см},$$

где: f – коэффициент трения ($f = 0,1 \dots 0,15$).

г) прямообочные зубчатые (шлицевые) соединения рассчитывают на смятие;

$$\sigma_{см} = \frac{8T}{0,75Z(D+d) \left[(Dd) - 2(f \cdot \phi + r) \right]} \times \frac{1}{l_p} \leq [\sigma]_{см},$$

где Z – число зубьев; D – наружный диаметр вала; ϕ – высота фаски зуба; r – радиус закругления; d – внутренний диаметр вала.

д) шлицевые соединения, изготовленные из силумина, текстолита и подобных материалов, проверяют на срез

$$\tau_{ср} = \frac{4T}{0,75Z(D+d)bl_p} \leq [\tau]_{ср},$$

где b – ширина зуба. $[\tau]_{ср} = 3 \dots 30 \text{ Н/мм}^2$

Таблица 9.10

Призматические шпонки, ГОСТ 8788-78

Диаметр вала d , мм	Размер шпонки $b \times h$, мм	Глубина паза		Длина шпонки $l_{ш}$, мм
		на валу	во втулке	
		t , мм	t_1 , мм	
10÷12	4x4	2,5	1,8	8÷45
12÷17	5x5	3,0	2,3	10÷56
17÷22	6x6	3,5	2,8	14÷70
22÷30	8x7	4,0	3,3	18÷90
30÷38	10x8	5,0	3,3	22÷110
38÷44	12x8	5,0	3,3	28÷140
44÷50	14x9	5,5	3,8	36÷160
50÷58	16x10	6,0	4,3	45÷180
58÷65	18x11	7,0	4,4	50÷200
65÷75	20x12	7,5	4,9	56÷220
75÷85	22x14	9,0	5,4	63÷250
85÷95	25x14	9,0	5,4	70÷280
95÷100	28x16	10,0	6,4	80÷320

Таблица 9.11

Зубчатые (шлицевые) соединения, ГОСТ 1139-78

Легкая серия		Средняя серия		Тяжелая серия	
ZxdxD*, мм	ϵ^{**} , мм	ZxdxD, мм	ϵ , мм	ZxdxD, мм	ϵ , мм
6x24x26	6	6x11x14	3,0	10x16x20	2,5
6x26x30	6	6x13x16	3,5	10x18x23	3,0
6x28x32	7	6x16x20	4,0	10x21x26	3,0
8x32x36	7	6x18x22	5,0	10x23x29	4,0
8x36x40	7	6x21x25	5,0	10x26x32	4,0
8x42x46	8	6x23x28	6,0	10x28x35	4,0
8x46x50	9	6x26x32	6,0	10x32x40	5,0
8x52x58	10	6x28x34	7,0	10x36x45	5,0
8x56x62	10	8x32x38	6,0	10x42x52	6,0
8x62x68	12	8x36x42	7,0	10x46x56	7,0

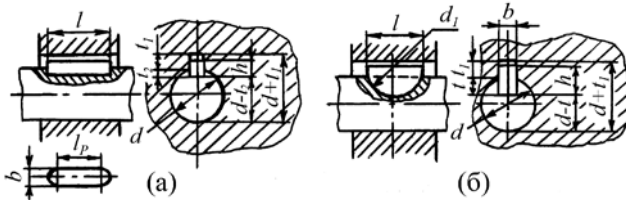
* Z – число шлицев; d , D – внутренний и наружный диаметры.** ϵ – ширина шлицев.

Рис. 9.17

Задача 8.

Чугунный шкив передает валу d вращающийся момент T (при помощи шпонки со скругленными торцами) (рис. 9.17, а).

Длина ступицы шкива l . Подобрать стандартную шпонку и проверить прочность соединения.

Таблица 9.12

Параметры	Вариант				
	1	2	3	4	5
d , мм	100	80	60	40	20
T , Нм	3000	1000	500	300	100
l , мм	160	90	70	50	30
Тип шпонки	Призма- тическая	Призма- тическая	Призма- тическая	Сег- ментная	Сег- ментная
$[\sigma]_{см}$, Н/мм ²	70	80	70	80	80
$[\tau]_{сп}$, Н/мм ²	60	70	80	70	90

Таблица 9.13

Сегментные шпонки, ГОСТ 8794-78

Диаметр вала d , мм	Размеры шпонки				Глубина паза	
	b , мм	h , мм	d_f , мм	l , мм	на валу t , мм	во втулке t_f , мм
10÷12	2,0	2,6	7,0	6,8	1,8	1,0
	2,0	3,7	10,0	9,7	2,9	
	2,5	3,7	10,0	9,7	2,9	
12÷17	3,0	3,7	10,0	9,7	2,5	1,4
	3,0	5,0	13,0	12,6	3,8	
	3,0	6,5	16,0	15,7	5,3	
17÷22	4,0	5,0	13,0	12,6	3,5	1,8
	4,0	6,5	16,0	15,7	5,0	
	4,0	7,5	19,0	18,6	6,0	
	4,0	9,0	22,0	21,6	7,5	
22÷30	5,0	6,5	16,0	15,7	4,5	2,3
	5,0	7,5	19,0	18,6	5,5	
	5,0	9,0	22,0	21,6	7,0	
	5,0	10,0	25,0	24,5	8,0	
30÷38	6,0	7,5	19,0	18,6	5,0	2,8
	6,0	9,0	22,0	21,6	6,5	
	6,0	10,0	25,0	24,5	7,5	
	6,0	11,0	28,0	27,3	8,5	
	6,0	13,0	32,0	31,4	10,5	
38÷44	8,0	9,0	22,0	21,6	6,0	3,3
	8,0	11,0	28,0	27,3	8,0	
	8,0	13,0	32,0	31,4	10,0	
	8,0	15,0	38,0	37,1	12,0	
44÷50	10,0	13,0	32,0	31,4	10,0	3,3
	10,0	15,0	38,0	37,1	12,0	
	10,0	16,0	45,0	43,1	13,0	
	10,0	17,0	55,0	50,8	14,0	

Решение:

Согласно ГОСТа 8788-78 для вала $d = 100$ мм принимаем шпонку сечением $b \times h = 28 \times 16$ мм.

Длину шпонки выбираем на 10 мм меньше длины ступицы $l = 150$ мм.

Проверяем шпоночное соединение на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4,4T}{d \cdot h \cdot l_p} = \frac{4,4T}{d \cdot h(l-b)} = \frac{4,4 \cdot 3,0 \cdot 10^3 \cdot 10^3}{100 \cdot 16(150 - 28)} = 67,5 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_{\text{см}}.$$

Таким образом прочность обеспечена.

Задача 9.

Втулочная муфта (рис. 9.18) соединяет концы двух валов диаметром d . Передаваемый момент - T . Выбрать соединение

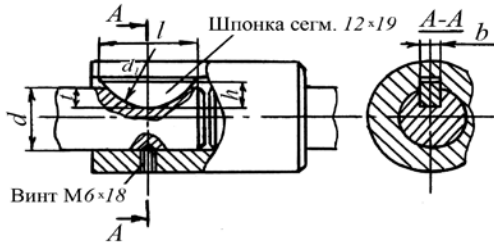


Рис.9.18

втулки с валами и проверить на прочность.

Решение:

При выборе типа соединения учитываем, что втулочные муфты применяются, как правило, для сравнительно неответственных конструкций; кроме того, по условию производство единичное и поэтому применение зубчатого соединения нецелесообразно. Также не следует выбирать клиновые шпонки, так как они вызывают перекос насаживаемых на вал деталей.

Таблица 9. 14

Параметры	Вариант				
	1	2	3	4	5
d , мм	40	35	30	25	20
T , Нм	250	200	150	100	50
Тип шпонки	Призматическая	Сегментная	Призматическая	Сегментная	Призматическая
$[\sigma]_{см}$, Н/мм ²	70	80	70	80	80
$[\tau]_{ср}$, Н/мм ²	60	70	80	70	90
Вид производства	Массовое	Массовое	Единичное	Единичное	Единичное

При диаметре вала 40 мм можно применить призматическую или сегментную шпонку, но последняя предпочтительнее по технологическим соображениям: паз на валу фрезеруют дис-

ковой фрезой, что значительно быстрее, чем изготовление паза под призматическую шпонку пальцевой фрезой.

Таким образом, выбираем сегментную шпонку.

При диаметре вала 40 мм размеры шпонки и паза вала по ГОСТ 8794-68:

$$e = 12 \text{ мм}; h = 19 \text{ мм}; d_1 = 65 \text{ мм};$$

$$l_p \approx l = 59,1 \text{ мм}; t = 16 \text{ мм}.$$

Производим проверку соединения на прочность.

Вычисляем напряжение смятия:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{d \cdot l(h-t)} = \frac{2 \cdot 250 \cdot 10^3}{40 \cdot 59,1(19-16)} = 70 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_{\text{см}}.$$

Условие прочности на смятие выполнено.

Вычисляем напряжение среза:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2T}{d \cdot b \cdot l_p} = \frac{2 \cdot 250 \cdot 10^3}{40 \cdot 12 \cdot 59,1} = 17,6 \text{ Н/мм}^2 < [\tau]_{\text{ср}}.$$

Следовательно, и на срез прочность шпонки вполне обеспечена. Для предохранения втулки от перемещения вдоль вала устанавливаем два стопорных винта М6х18 по ГОСТ 1476-74.

Задача 10.

Блок шестерен должен перемещаться вдоль вала диаметром d (рис. 9.19). Передаваемый момент- T . Переключение производится не под нагрузкой. Длина ступицы блока шестерен- l .

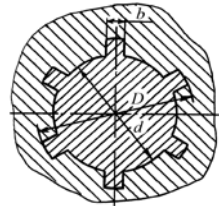


Рис. 9.19

Выбрать и проверить на прочность соединение блока шестерен с валом.

Решение:

При выборе типа соединения учитываем, что оно должно обеспечивать высокую точность центрирования и быть подвижным в осевом направлении. Такие соединения изготавливают крупными сериями, поэтому наиболее целесообразно применить зубчатое (шлицевое) соединение.

Выбираем зубчатое (шлицевое) соединение средней серии согласно ГОСТа 1139-78.

Размеры соединения составляют:

$$Z \times d \times D = 6 \times 21 \times 25 \text{ мм};$$

$$e = 5 \text{ мм}; f_{\phi} = 0,3 \text{ мм};$$

$$r = 0,2 \text{ мм}; l_p = 40 \text{ мм}.$$

Производим проверку зубьев соединения на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{8T}{0,75 Z (D+d) [(D-d) - 2(f_{\phi} + r)] l_p} =$$

$$= \frac{8 \cdot 100 \cdot 10^3}{0,75 \cdot 6(25 + 21)[(25 - 21) - 2(0,3 + 0,2)] \cdot 40} = 32,2 \text{ Н/мм}^2.$$

Таблица 9. 15

Параметры	Вариант				
	1	2	3	4	5
d, мм	25	20	30	35	25
T, Нм	100	50	100	200	150
l, мм	40	30	50	50	40
$[\sigma]_{\text{см}}, \text{Н/мм}^2$	70	80	70	80	80

Для подвижного соединения $\sigma_{\text{см}} = 32,2 \text{ Н/мм}^2$ довольно высоко. Чтобы увеличить срок службы соединения, лучше снизить напряжение смятия.

Выбираем тяжелую серию шлицевого соединения.

Размеры тяжелой серии:

$$Z \times d \times D = 10 \times 21 \times 26 \text{ мм};$$

$$e = 3 \text{ мм}; f_{\phi} = 0,3 \text{ мм};$$

$$r = 0,2 \text{ мм}.$$

Вычисляем напряжение смятия для тяжелой серии:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{8 \cdot 100 \cdot 10^3}{0,75 \cdot 10(26 + 21)[(26 - 21) - 2(0,3 + 0,2)] \cdot 40} = 18,9 \text{ Н/мм}^2$$

Для средних условий эксплуатации передвижение блока шестерен не под нагрузкой можно принять $[\sigma]_{\text{см}} = 20 \text{ Н/мм}^2$.

Трение и износ композиционных материалов в вакууме

В узлах трибосопряжений исполнительных устройств в машино- и приборостроении, работающих в экстремальных условиях, таких как проникающая радиация, пониженное атмосферное давление и вакуум, а также криогенные и повышенные температуры весьма важно обеспечение стабильности значений триботехнических параметров пары трения - коэффициента трения и параметры износа трущихся поверхностей. С целью улучшения триботехнических характеристик в области контакта трущейся пары используются смазочные материалы на основе жидких и твердых сред композиционных составов на основе полимерной матрицы. На практике широко используются высокоэффективные жидкие смазочные материалы, типа масел с добавками, которые у условий вакуума и повышенных температур имеют нестабильные реологические свойства, что существенно изменяет условия работы трибосопряжения. Однако наряду с жидкими смазочными средами также имеются твердосмазочные композиционные материалы на основе полимерной матрицы, наполненные дисперсными порошками неорганической природы, которые наиболее стабильны при работе в узлах трения в экстремальных условиях.

Композиционные твердосмазочные материалы выполняются на основе полимерной матрицы типа эпоксидных и эпоксифурановых смол, полиамидов, политетрафторэтилена, полиэтилена и других твердых органических веществ. В качестве добавок и наполнителей широко используются наноразмерные порошковые компоненты такие как кластеры углерода, оксинитрид алюминия, оксид кремния, шпинели, дисульфид молибдена, бор, нанодисперсная медь, металлизированный графит и др.

На практике наилучшими триботехническими характеристиками обладают твердосмазочные материалы на основе ПТФЭ и ПЭ с дисперсным неорганическим наполнением, которые при

сухом трении в нормальных условиях имеют значения коэффициента трения не превышающий значения $\sim 0,15 - 0,16$ при массовом износе твердой смазки $\sim 1 - 2 \cdot 10^{-6}$ г/с.

Для работы узлов трения в экстремальных условиях (высокие радиация и вакуум) наиболее оптимальными являются твердые смазки композитов на основе эпоксидных смол и полиамидов, ввиду их высокой стойкости к воздействию проникающей радиации и повышенных температур. Твердые смазки на основе эпоксидных смол и полиамидов в режиме сухого трения не достигают триботехнических характеристик аналогичных смазкам на основе ПТФЭ и ПЭ.

Однако в ряде случаев даже незначительные дисперсные добавки активного вещества в композит могут создать заметное снижение триботехнических характеристик узла трения. Такое явление было впервые обнаружено *Ивашовым Е.Н. и Степанчиковым С.В. (Патент РФ № 2014551 - приоритет 13 февраля 1992 г.)*.

Эффект снижения триботехнических характеристик триботехнической пары полимер – сталь узла трения наблюдался при сухом трении в вакууме при использовании твердых смазок на основе эпоксидных смол с активными добавками дисульфида молибдена и газопоглощающих порошков, например геттера СаА, что привело к существенному снижению параметров коэффициента трения и износа. Здесь при трении в вакууме в зоне трибоконтакта металла с полимерным композитом образуется динамически устойчивый «буферный слой» полимолекулярной фазы который способствует существенному снижению адгезионного взаимодействия контактной пары трения из-за наличия «молекулярной воздушной подушки».

Физическая модель трибоконтакта металл – диэлектрик. Известно, что на поверхности твердых тел формируется адсорбционный полимолекулярный слой остаточных газов, давление которых в таком приповерхностном слое составляет более 10^5 Па (~ 1 атм).

При рассмотрении явления, возникающего в процессе трения скольжения в вакууме двух поверхностей (металл – диэлектрик) необходимо учитывать природу процессов электростатического взаимодействия свободных атомов и молекул на поверхности твердых тел. Так вследствие контакта тел металл – диэлектрик возникает двойной электрический слой зарядов в зоне

их контакта, создающий адгезионное взаимодействие контактирующих поверхностей.

В основе модели трения металла с полимером в вакууме (*предложенной авторами настоящей книги в 2008 г.*) считается необходимым обеспечение условий для одновременного протекания процессов электризации, генерации молекулярных фрагментов полимера и газов при протекании трибохимических реакций в сильных локальных электрических полях зарядов на поверхности диэлектрика в зоне трения. Эти условия в динамическом режиме трения в зоне контакта обеспечивают формирование связанного буферного слоя полимолекулярной фазы, состоящего из активных неравновесных фрагментов и молекул продуктов трения с самосогласованной динамической упорядоченностью при сильной ориентационной способности заряженных и поляризованных молекулярных элементов.

Узел трения можно рассматривать как контакт скольжения поверхностей материалов твердой смазки (композита на основе полимерной матрицы) и металла (контртела), где возникает межфазный двойной электрический слой зарядов и трибоэлектризация полимера при разделении поверхностей трения. Трибоэлектризация полимерной матрицы создает в приповерхностном слое диэлектрика связанные избыточные электростатические заряды за счет прямой инжекции электронов из металла в контактирующий полимер, а также вследствие электрических разрядов в сильных локальных электрических полях при разделении зарядов двойного электрического слоя в зоне трения.

В зоне скольжения трибоконтакта металл - полимер протекают процессы износа и деструкции полимера на уровне нарушения его надмолекулярной структуры с выделением фрагментов молекул полимера в виде радикальных групп и газов из-за механохимических реакций протекающих в зоне трения в области высоких локальных электрических полей и температур.

Указанные динамические процессы развиваются в режиме скольжения и приводят к генерации неравновесных зарядов на границе раздела фаз, что вызывает компенсацию адгезионного взаимодействия двойного электрического слоя контакта при повышении упорядоченности структуры молекулярного приповерхностного слоя композита и молекул адсорбированных газов. Такая совокупность протекающих процессов уменьшает величину поверхностной энергии и адгезионное взаимодействие контактирующих поверхностей тел при скольжении в вакууме.

При трении в вакууме в зоне динамического трибоконтакта металла и полимерного композита образованный буферный слой полимолекулярной фазы существенно снижает адгезионное взаимодействие контактной пары трения из-за наличия «молекулярной воздушной подушки». Повышение скорости скольжения (вращения вала) трущихся поверхностей приводит к большей интенсификации выделения фрагментов радикальных групп молекул полимера и газов в зоне трения и повышению давления в буферном слое относительно давления вне зоны трения, т.е. вакуума. Таким образом, за счет возникновения повышенного давления в зоне трения буферный слой приобретает упругие свойства, аналогичные «гидродинамическому эффекту в жидкостях», вследствие чего существенно снижается взаимодействие и триботехнические характеристики поверхностей трущихся тел.

Такое явление можно характеризовать как *явление квазижидкостного скольжения* (т.е. аналогичное жидкостному скольжению) трущихся поверхностей относительно друг друга по образованной упругой буферной «молекулярной воздушной подушке» при центрировании вала вращения относительно втулки (для плоского контакта при «подъеме») в результате также проявления гидродинамического эффекта в зоне трения.

Использование в качестве одной из компонентов наполнителя порошков цеолитов, обладающих сильной полярностью, обеспечивает стабильность постоянства состава буферного газового квазижидкостного слоя в зоне трения. Наличие локальных электрических полей в зоне трибоконтакта позволяет также проявляться механизму генерации активных фрагментов и молекул этого слоя.

Возникновение *явления квазижидкостного трения* в вакууме приводит к значительному снижению коэффициента трения и износа материала в трибоконтакте.

10.1. Твердосмазочные композиционные материалы и методика их исследования

Твердые смазочные материалы как покрытия выполнялись в виде композиции на основе полимерной матрицы эпоксидной смолы при её наполнении рядом дисперсных компонентов твердой смазки и газопоглотителя, способного аккумулировать и отдавать свободные молекулы газов. Основные параметры

исследуемых твердых смазочных композиционных материалов на основе полимерной матрицы представлены в (табл. 10.1.)

В качестве основы полимерной матрицы использовалась эпоксидная смола типа ЭД-5, а в качестве дисперсного наполнителя композиционного материала использовался порошок сухой смазки типа дисульфида молибдена состава MoS_2 . Другим активным дисперсным компонентом использовался газопоглотитель - цеолиты типа геттер СаА и силикогель КСМ-6. Кроме того использовались широко известные дисперсные антифрикционные добавки углерода С и политетрафторэтилена (ПТФЭ).

Материал композиции приготавливался путем смешения в определенной пропорции указанных выше (табл. 10.1.) компонентов, тщательно перемешивался в пасту, затем наносился на поверхность втулки испытательного узла трибосопряжения и выдерживался до полного затвердевания пасты в течение 24 часов при нормальных условиях.

Таблица 10.1

Влияние весового состава твердосмазочных покрытий на коэффициент трения $f_{тр}$ пары втулка - вал

№ п/п	Состав образцов композиционных материалов	Содержание компонентов в твердой смазке, вес %			
		Связующее	Смазка	Газопоглотитель	$f_{тр}$
1	ЭС + MoS_2 + СаА*	30 ÷ 35	30 ÷ 35	40 ÷ 30	0,04-0,07
2	ЭС + MoS_2 **	40 ÷ 50	60 ÷ 50	—	0,18
3	ЭС + MoS_2 + КСМ*	30 ÷ 35	30 ÷ 35	40 ÷ 30	0,23
4	ЭС + Ф4 + СаА*	30 ÷ 35	30 ÷ 35	40 ÷ 30	0,25
5	ЭС + С + СаА*	30 ÷ 35	30 ÷ 35	40 ÷ 30	0,28
6	ЭС + СаА*	40 ÷ 50	-	60 ÷ 50	0,30
7	ЭС + С + КСМ*	30 ÷ 35	30 ÷ 35	40 ÷ 30	0,33
8	ЭС + MoS_2 + СаА* + С	22 - 27	22 - 27	19 - 34	0,13
9	ЭС + MoS_2 + С	30 ÷ 35	30 ÷ 40	—	0,23
10	ЭС + MoS_2 + С + СаА*	22 ÷ 27	22 ÷ 27	34 ÷ 19	0,25

**Цеолиты* – это алюмосиликаты, содержащие в своем составе SiO_2 , Al_2O_3 , окислы щелочных и щелочноземельных металлов, а также молекулы кристаллической воды. После удаления кристаллической воды термообработкой при 400-500 °С в различных типов цеолитов появляется регулярная структура пор размером от 3 до 9 А. Поверхность цеолитов полярна и молекулярная адсорбция во многом зависит от ориентационного эффекта взаимодействия. Цеолиты бывают природные и синтетические, получае-

мые кристаллизацией исходных компонентов из раствора при температуре 100 °С. Величина активной поверхности цеолитов может достигать 1000 м²/г, при насыпной плотности 0,7 г/см³.

**состав разработан в ВНИИМП.

После отверждения органического связующего образуется равномерный слой композиционного твердосмазочного покрытия толщиной ~ 1,0 – 1,5 мм. Далее узел трения вал – втулка с нанесенным слоем композиционной твердой смазки в сборе устанавливается в механизм, работающий в вакууме при охлаждении жидким азотом до комнатной температуры.

Триботехнические исследования полученных твердосмазочных композиций проводились в узлах трения в вакууме до $\sim 10^{-4}$ Па на специальной установке (Рис. 10.1).

Установка, представленная на Рис. 10.1, а состоит из вакуумной камеры 1, электромагнитной муфты ввода вала вращения 2 от электродвигателя 3, с регулируемой частотой вращения вала в пределах 3 ÷ 15 об/с, и испытательной оснастки 4 с образцами из твердосмазочного материала. Для преобразования частоты вращения вала в частоту электрических сигналов использовались тахометрический диск 6 диаметром 80 мм, с радиальными щелями 0,5 x 20 мм² и фотодатчик 5, регистрирующий число импульсов. Частота импульсов пропорциональна частоте оборотов электродвигателя 3 измерялась частотомером ЧЗ–34.

Вакуум (до $\sim 1 \cdot 10^{-4}$ Па) в камере создавался диффузионным 8 и механическим 9 насосами с использованием азотной ловушки 7. Азотная ловушка 7 позволяет существенно снизить влияние паров масла и продуктов его крекинга в вакуумной камере на результаты исследований узла трения. Узел трения вал-втулка охлаждался до комнатной температуры.

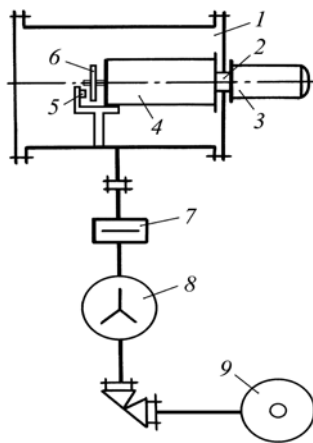


Рис. 10.1. Схема установки для триботехнических испытаний композиционных твердосмазочных покрытий

Испытательная оснастка (рис. 10. 2) состоит из корпуса 1, внутри которого на шарикоподшипниках 2 установлен испытываемый вал 3, осевое смещение которого ограничено крышками 4. Внутри корпуса 1 установлен цилиндрический груз 5 с полостью 6, в которой с двух торцов установлены стаканы 7 с рабочими 8 втулками. Рабочие втулки 8, с образцами материала твердой смазки композита, и валом 3 образуют пару трения под нагрузкой

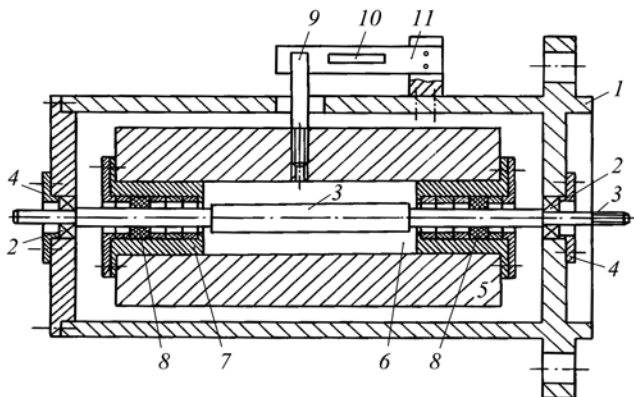


Рис. 10.2. Испытательная оснастка для исследования триботехнических параметров материалов в вакууме

5. Груз 5 фиксируется штифтом 9 установленным на плоской пружине 11 усилие которой, создаваемое при работе пары трения вал-втулка, фиксируется тензодатчиком 10.

Коэффициент трения рассчитывается на основе экспериментальных данных момента трения скольжения по формуле:

$$f_{mp} = \frac{2M_{mp}}{Nd},$$

где: $M_{тр}$ – момент трения скольжения; N - радиальная нагрузка; d – внутренний диаметр втулки.

Трибологические исследования пары трения исполнительных устройств проводились в вакууме $10^{-3} - 10^{-4}$ Па при удельной нагрузке $P = 3$ кПа и скорости скольжения $v_{ск} = 0,3$ м/с. Исследуемые образцы в паре трения вал-втулка выполнялись в виде твердого смазочного композиционного покрытия на поверх-

ности одного из элементов узла трения согласно рецептуры (см. табл. 10. 1).

10.2 Триботехнические характеристики твердосмазочных композиционных материалов

При трении в вакууме исследовались основные параметры трибологических характеристик композиционных твердых смазочных материалов – коэффициент трения $f_{тр}$ и интенсивность их изнашивания J_h .

Экспериментальные исследования показали, что для снижения коэффициента трения $f_{тр}$ и износа материалов в условиях вакуума, целесообразно использовать твердые смазочные покрытия, в которых связующим является эпоксидная смола в сочетании с твердой или жидкой смазкой и добавкой порошка газопоглотителя. Такое покрытие (рис. 10.3) наносится на трущуюся поверхность, например, втулки.

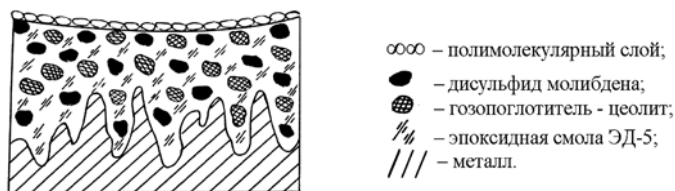


Рис. 10.3. Схематический срез твердосмазочного композиционного покрытия на основе полимера ЭД-5, наполненного порошком дисульфида молибдена и дисперсным газопоглотителем, нанесенного на поверхность металла

Наличие газопоглотителя в композиции образца способствует адсорбции остаточных газов в зоне трения и образованию приповерхностной плотной пленки из адсорбированных молекул газа. В динамическом режиме трения скольжения пленка газа создает на границе трения «молекулярную воздушную подушку», которая уменьшает коэффициент трения и интенсивность изнашивания трущихся поверхностей.

На (рис. 10.4) представлены графики зависимости коэффициента трения $f_{тр}$ втулок с различными композиционными

твердыми смазочными покрытиями в паре с валиками (контртелом) из стали 45.

Аналогичные результаты получены при использовании в качестве контртела валика из 12Х18Н10Т. Установлено, что наименьший коэффициент трения $f_{тр}$ имеют композиции на основе дисульфида молибдена MoS_2 в сочетании с геттером типа СаА, т.е. композиционного материала состава ЭС + MoS_2 + СаА.

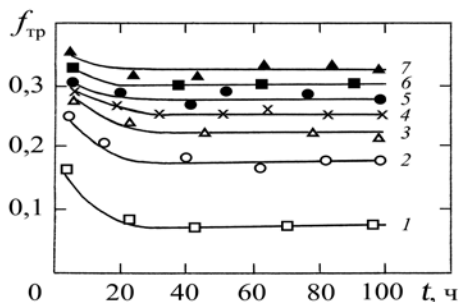


Рис. 10.4. Изменение коэффициента трения $f_{тр}$ втулки с твердосмазочным покрытием в паре с валиком из стали 45 в процессе работы. Кривые 1-7 соответствуют номерам образцов в табл. 10.1

На начальной стадии работы в вакууме пары трения полимерный композит - сталь наблюдаются повышенные значения параметров трибомеханических характеристик материала – коэффициент трения $f_{тр}$ и интенсивности его износа. В процессе работы трибосопряжения в его зоне трения формируется буферный квазизидкостной слой молекулярной рубашки за счет продуктов износа композита и наблюдается существенное снижение коэффициента трения $f_{тр}$ пары на 20-70 % относительно начального значения, а интенсивность износа J_h снижается до 10 % от первоначальной величины.

Полимерные композиции при одновременном наполнении цеолитом и графитом (ЭС + С + КСМ, ЭС + С + СаА) имеют достаточно высокий коэффициент трения $f_{тр}$ в вакууме, а на стальных валиках (для силикагеля КСМ-6) наблюдается образование коррозионного слоя эрозии (ржавчины $F_2O_3 \times H_2O$). Такое изменение происходит из-за способности циолита КСМ интенсивно адсорбировать не только газы, но и пары воды, находящие-

ся в вакуумной камере, что приводит к коррозии поверхностного слоя стального валика.

На рис. 10.5 представлены графики зависимости интенсивности изнашивания J_h различных твердых смазочных покрытий с валиком из стали 45 (а также из стали 12Х18Н10Т) в функции времени. При этом валик также подвергается износу и интенсивность его износа зависит от состава образца композиции твердой смазки.

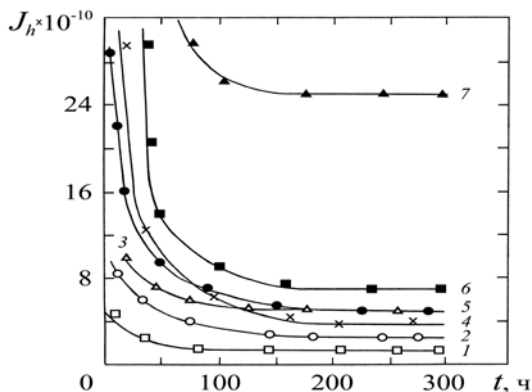


Рис. 10.5. График изменения интенсивности изнашивания J_h твердосмазочного покрытия на основе эпоксидной смолы, наполненной порошками твердой смазки и дисперсным газопоглотителем, в процессе работы пары трения с сталью 45. Кривые 1–7 соответствуют номерам образцов в табл. 10.1

Согласно (рис. 10.5) интенсивность износа J_h композиционных твердых смазочных покрытий на основе эпоксидной смолы с газопоглотителями типа CaA, силикогелем типа КСМ-6 и твердыми смазками MoS_2 в паре со сталью 45 имеет наименьшее значение. Установлено, что наименьший весовой износ имеют втулки с твердыми смазочными покрытиями состава ЭС + MoS_2 и ЭС + MoS_2 + CaA.

Наблюдаемое снижение взаимодействия поверхностей трения возникает за счет наличия буферного приповерхностного слоя молекул остаточных газов (давление в которых составляет более $\sim 10^5$ Па) в виде «упругой воздушной подушки» связанной с заряженной поверхностью полимера композита

Цеолиты, находящиеся в составе композиционной твердой смазки и подвергающиеся также износу в зоне трения, выполняют роль регулятора в поставке и абсорбции молекул газов при создании молекулярного слоя газа «подушки» в зоне контакта поверхностей трения, что существенно снижает взаимодействие этих поверхностей к минимальному значению.

Оптимизация состава композита. Поскольку цеолиты в трибоконтакте как выделяют ранее поглощенные молекулы газов так и связывают их на поверхности в зоне контакта пары, то выполняют роль регулятора динамического постоянства активного слоя газовой воздушной подушки в зоне трения. В процессе износа твердого слоя композиционного материала возникают газовые продукты разложения молекулярных комплексов структуры полимерной матрицы, а также за счет механохимических реакций при взаимодействии в зоне трения, которые также участвуют в образовании упругого слоя буферного воздушного слоя - подушки. Охлаждение узла трения способствует проявлению эффекта квазжидкостного снижения взаимодействия трущихся поверхностей. Использование цеолитов в качестве наполнителя также способствуют сохранению стабильного состояния металлической поверхности стали.

Включение в состав композиционного материала совместно частиц полупроводящего порошка твердой смазки MoS_2 и цеолита CaA обеспечивает «оптимальные» обменные процессы зарядами в зоне трения (кривые 1 и 2, рис. 10.4 и 10.5) и минимальные потери на преодоление латеральных сил при трении скольжения. Оптимальный состав композиционного твердосмазочного материала типа ЭС + MoS_2 + CaA имеющего минимальное значение коэффициента трения при большей долговечности-когда компоненты наполнителя присутствуют в материале в равных долях (см. табл.10.2).

Наряду с этим использование порошка ПТФЭ в качестве наполнителя (кривая 4, рис. 10.4 и 10.5) не улучшаются триботехнические характеристики узла трения, поскольку нарушается динамическое равновесие быстропотекающих динамических процессов обмена зарядами при электризации в зоне трения из-за высоких значений величины и времени релаксации электростатического состояния в диэлектрике из ПТФЭ.

При включении в состав композиционного полимера электропроводящего порошка графита (как хорошего антифрикционного материала) наблюдается подавление явления «квази-

жидкостного» трения (образец 8, Табл. 10.1; кривые 5 и 7 на рис. 10.4, рис. 10.5 и кривые 1,2 и 8 на рис. 10. 6).

Таблица 10.2

Влияние состава твердосмазочных покрытий ЭС + MoS₂ + CaA на его триботехнические характеристики при работе в узле трения втулка – вал в вакууме ~ 5·10⁻⁴ Па при 20 °С

№ п/п	Содержание компонентов в покрытии, вес. %			Триботехнические характеристики композиционного покрытия		
	ЭД-5	MoS ₂	CaA	$f_{тр}$	Скорость изнашивания, г/м · 10 ⁻⁸	Долговечность, мин
1	20	60	20	0,085	4,1	135
2	25	50	25	0,080	3,9	160
3	20-30	20-30	60-40	0,075	3,6	360
4	30	35	35	0,055	3,1	480
5	34	34	32	0,045	2,0	650

Поскольку углеродные частицы являются хорошим проводником электричества, то попадая в зону трения они ускоряют

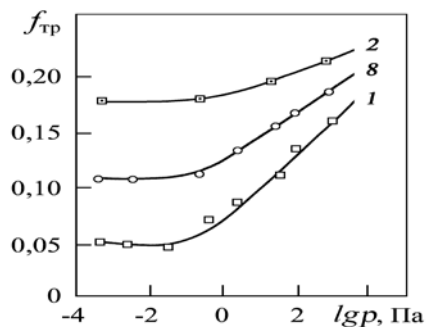


Рис. 10.6. График зависимости коэффициента трения $f_{тр}$ втулки с композиционным твердосмазочным покрытием в паре с валом из стали 45 от величины давления p в вакуумной камере при температуре 20 °С. Кривые 1, 2 и 8 соответствуют номерам образцов в табл. 10.1

процессы компенсации (рекомбинации активного состояния газовых частиц) зарядов в процессах электризации в зоне трения и, тем самым, подавляют условия образования буферного слоя «мо-

лекулярной воздушной подушки». Это подтверждает выдвигаемое положение о доминирующем условии присутствия локальных электрических процессов в зоне трения для образования «молекулярной воздушной подушки» (кривая 8 на рис. 10.6).

Таким образом, вал внутри втулки узла трения находится в центрированном состоянии за счет упругой «молекулярной воздушной подушки». При повышении скорости скольжения трущихся поверхностей возможно проявление *гидродинамического эффекта*, в результате которого приповерхностный слой молекул остаточных газов будет сжиматься в буферном слое трибоконтакта втулка – контртело за счет повышения давления в слое относительно вакуума за счет увеличения интенсивности генерации молекулярного состава активного полимолекулярного слоя. Это способствует центрированию вала вращения относительно втулки, что снижает триботехнические характеристики узла трения.

Путем наполнения полимерной матрицы (на основе эпоксидной смолы) совместно порошками дисульфида молибдена MoS_2 и цеолита СаА повышается работоспособность твердосмазочного композиционного материала в вакууме до температур $\sim 150 - 170^\circ\text{C}$.

Глава 11

Узлы трения с модифицирующими полимерными покрытиями*

В узлах трибосопряжений технологических систем, работающих в циклических экстремальных условиях в контакте с жидкими агрессивными средами, широко применяются резино-металлические уплотнители. Одним из методов повышения ресурса работы таких сопряжений является модификация контактных поверхностей антифрикционными вакуумными полимерными покрытиями. Поверхностная модификация практически не влияет на объемные показатели резинотехнических изделий (РТИ), что позволяет наносить модифицирующие покрытия в общем технологическом цикле изготовления РТИ.

В ряде исследований показана перспективность модификации РТИ путем нанесения фторполимерных покрытий на рабочую поверхность уплотнительных РТИ из газовой фазы электронно-лучевыми и плазмохимическими методами. Отмечается повышенная стойкость таких РТИ при эксплуатации в биологических и химически активных средах, что открывает возможности их широкого применения в медицинском приборостроении, оборудовании аэрокосмической и электронной техники, а также в вакуумных системах и установках.

11.1 Особенности модификации РТИ и их триботехнических испытаний

Модификация поверхности РТИ осуществляется путем осаждения пленок полимера из газовой фазы продуктов вакуумного распыления исходного блочного полимера в ВЧ – плазме или при электронно – лучевом диспергировании.

Исходный промышленный полимер распыляется в вакуумной камере при давлении $\sim 10^{-2} - 10^{-3}$ Па электронно – лучевым

* Настоящая глава составлена совместно с А.А. Рогачевым

прожектором с катодом прямого накала (рис. 11.1), позволяющим формировать пучки с плотностью тока $j = 50 \div 500 \text{ А/ м}^2$ и энергией частиц в диапазоне $E = 0,1 \div 2,5 \text{ кэВ}$ с площадью пятна обработки $S = (1 \div 5) \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$.

В качестве распыляемых исходных полимеров используются блочный политетрафторэтилен (ПТФЭ) и порошки ПТФЭ и

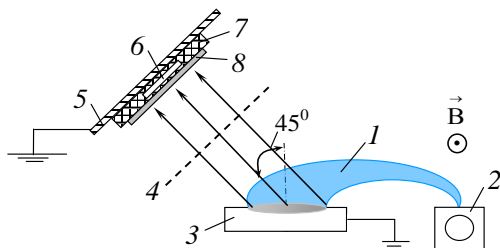


Рис. 11.1. Схема устройства для модификации РТИ: 1 – электронный луч; 2 – электронно – лучевой испаритель; 3 – тигель с исходным полимером; 4 – сетчатый электрод; 5 – держатель; 6 – кварцевый измеритель толщины; 7 – РТИ или подложка; 8 – осаждаемое полимерное покрытие

полиуретана (ПУ). Летучие продукты получаемые в камере в виде активной газовой среды низкого давления проникают в пористый поверхностный слой РТИ и вторично полимеризуются, образуя антифрикционный защитный слой. Для придания высокой адгезии и сплошности покрытия проводится дополнительная обработка плазмой исходной поверхности РТИ и полимерного слоя в процессе его роста.

Скорость нанесения покрытий ПТФЭ составляет $\sim 8,0 \text{ нм/с}$, а из ПУ $\sim 6 - 10 \text{ нм/с}$. Свежие образцы РТИ с покрытием термически обрабатываются на воздухе при $T = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ в течение 2 ч. Толщина покрытия составляет $\sim 1,5 - 2,0 \text{ мкм}$.

Исходные РТИ выполнялись на основе каучуков: бутадиеннитрильного (маслобензостойкая резина № 3826), силоксанового (5И-23) и фторкаучука (ИРП – 1287).

В табл.11.1 представлены основные типы образцов модифицирующих полимерных покрытий на поверхности РТИ и последовательность диспергирования исходных полимерных компонентов.

Таблица 11.1

Типы образцов полимерных покрытий РТИ и режимы их нанесения

Тип образца	Толщина покрытия, мкм	Состав покрытия	Последовательность диспергирования исходных полимеров
1	0,8-1,2	монослой ПТФЭ	блочный ПТФЭ
2	1,2-1,6	композит ПТФЭ+ПУ при соотношении компонентов 1:1	смесь порошков ПТФЭ+ПУ
3	1,2-1,6	композит ПТФЭ+ПУ и ПТФЭ при соотношении компонентов 2:1	смесь порошков ПУ+ПТФЭ, затем порошок ПТФЭ
4	1,4-1,8	двухслойный композит ПТФЭ и ПУ	порошок ПУ, затем порошок ПТФЭ

Триботехнические испытания модифицированных РТИ проводились экспрессным методом по схеме вал - частичный вкладыш как в режиме сухого трения без смазки (а), так и со смазкой окунанием (б) (рис. 11.2), а также на стендах, имитирующих реальные узлы трения. Вал трибопары диаметром ~ 40 мм изготавливался из стали 40Х и ШХ-15 с твердостью ~ 51...55 HRC.

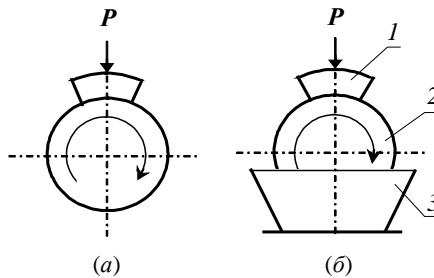


Рис. 11.2. Схема узла трения ускоренных испытаний РТИ при трении без смазки (а) и в смазке окунанием (б): 1 – вал; 2 – вкладыш; 3 – устройство для смазки

Частичный вкладыш представлял собой 1/6 часть кольца, имеющего внутренний диаметр 40 мм, внешний – 60 мм и тол-

щину 10 мм. Образцы РТИ были изготовлены из резин на основе бутадиеннитрильного, силоксанового и фторкаучука.

Подача смазочного материала к поверхности трения осуществлялась окунанием (рис.11.2,б). В качестве смазочного материала применялись масла: вакуумное ВМ – 2 и ВМ – 4, компрессорное КС – 19, дизельное М14Б, индустриальное И – 20А, дизельное топливо Л–68.

11.2 Свойства РТИ в узлах трения

Триботехнические свойства рабочей поверхности РТИ исследовались в модели узла трибосопряжения (рис. 11.2) при нормальных условиях.

11.2.1 Сухое трение*

В процессе испытаний пар трения РТИ - сталь определялось влияние времени работы и скорости скольжения на коэффициент трения резино-металлических пар. Результаты эксперимента, представленные в табл. 11.2 – 11.4, показывают, что слоистые покрытия значительно снижают момент трения и износ резинометаллической пары.

Таблица 11.2

Зависимость коэффициента сухого трения резинометаллической пары исходных и модифицированных образцов РТИ в процессе испытаний

№	РТИ на основе	Коэффициент трения за время работы					
		0,3 кс		0,5 кс		1,5 кс	
		И	МФ	И	МФ	И	МФ
1	Бутадиеннитрильного каучука	0,75	0,30	0,70	0,32	0,65	0,35
2	Фторкаучука	0,50	0,30	0,40	0,28	0,38	0,27

И - исходный образец РТИ; * МФ – РТИ с покрытием.

На рис.11.3 представлены графики коэффициента трения $f_{тр}$ покрытий РТИ от числа циклов истирания n вдоль оси дефор-

* Настоящий параграф составлен совместно с П.А. Лучниковым

мации резины при скорости трения $v = 4 - 42$ м/с и нагрузке по нормали к поверхности трения $N = 0,2$ Н. Образцы РТИ имели двухслойное покрытие ПУ + ПТФЭ (а) и однослойное покрытие ПТФЭ (б), нанесенное на поверхность РТИ предварительно обработанную ионами азота.

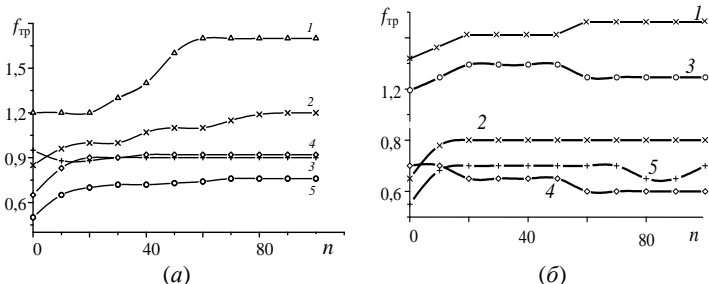


Рис. 11.3. Зависимость коэффициента трения от числа циклов

Таблица 11.3

Изменение силы сухого трения РТИ - сталь

Образец РТИ	Состояние поверхности образца	Сила сухого трения на воздухе, мН при скорости скольжения, м/с			
		в начальный момент		После 100 циклов	
		0,04	0,08	0,04	0,08
Фторкаучук	Без покрытия	1,2	1,45	Катастрофический износ	
Фторкаучук	С покрытием*	0,35	0,35	0,35	0,35
Бутадиеннитрильный каучук	Без покрытия	1,55	2,5	Катастрофический износ	
Бутадиеннитрильный каучук	С покрытием*	0,35	0,4	0,35	0,4
Силоксановый каучук	Без покрытия	0,6	0,7	Катастрофический износ	
Силоксановый каучук	С покрытием*	0,16	0,18	0,28**	0,38**

* Однослойное фторполимерное покрытие нанесено после обработки рабочей поверхности РТИ плазмой тлеющего разряда.

** Измерения проводились после 300 циклов испытаний.

На рис 11.3 кривые обозначены для образцов: (а) 1 – исходная резина; 2 – резина с двухслойным покрытием ПУ (0,25 мкм) + ПТФЭ с толщиной каждого слоя по ~ 0,25 мкм; 3 – резина с композиционным покрытием ПУ-ПТФЭ (1:1); 4 – ПУ-ПТФЭ (1:2); 5 – ПУ-ПТФЭ (2:1); (б) поверхность РТИ обработана ионами азота в течение $t = 78$ с: 1 – исходной резины; 2 – обработанная ионами азота; 3 – резина растянута и обработана ионами азота; 4 – обработана ионами азота с последующим нанесенным покрытием ПТФЭ; 5 – растянутая резина обработана ионами азота и нанесено покрытие ПТФЭ.

Таблица 11.4

Основные триботехнические характеристики РТИ на основе бутадиеннитрильного каучука с модифицированной поверхностью при трении по стали в среде смазки при нормальных условиях

№ п/п	Параметр образца РТИ	Тип образца с покрытием согласно табл. 11.1				
		исходный	1	2	3	4
1	Поверхностная энергия, Дж/м ²	44	6,7	24	5,2	11
2	Износ, мкм (при $t = 7,2$ кс)	61	50,2	29,5	27,8	37,2
3	Момент трения пары, Н/м	0,66	0,58	0,43	0,33	0,30
4	Амплитуда циклов изменения линейных размеров, мкм	6,0	4,4	1,4	-	3,5
5	Время достижения момента трения пары, кс	-	1,05	3,24	3,6	1,45
6	Изменение линейных размеров трибосистемы, мкм	2,05	9,4	6,0	8,0	8,0
7	Коэффициент трения при скорости: - 0,5 м/с - 1,5 м/с	0,7 0,65	0,32 0,35	- -	- -	- -

* Изменение линейных размеров трибосистемы РТИ - сталь, работающей в среде дизельного топлива, после её остановки. (меньше удерживается смазка в контактной зоне поверхности РТИ - сталь).

Из графиков рис.11.3 видно, что модифицированная полимерным покрытием поверхность РТИ имеет низкий коэффициент трения $f_{тр}$ по стали.

Результаты испытаний поверхности трения пар РТИ – сталь с модифицирующим комбинированным покрытием ПУ – ПТФЭ (1:1) показали, что в результате протекания процесса трения в морфология покрытий претерпевает существенные изменения (рис. 11.4).

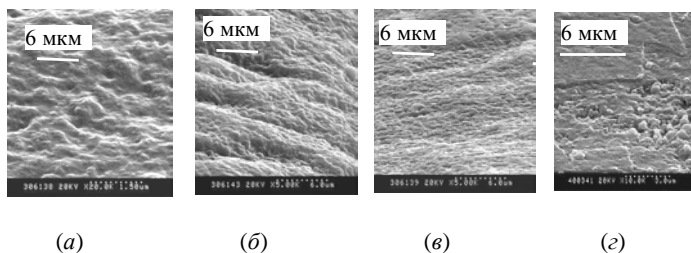


Рис. 11.4. Снимки изображений поверхности РТИ на основе резин СКН – 26, модифицированных покрытиями ПУ – ПТФЭ (1:1) толщиной $\sim 0,5$ мкм после ряда циклов истирания n : (а) – исходное покрытие; (б) – 300; (в) – 1000; г – 5000. Параметры узла трения для (а, б, в): $N = 0,2$ Н; $v = 4,4 \cdot 10^{-2}$ см/с; $d_{\text{инд}} = 4$ мм, а для (г) – $N = 0,4$ Н и $v = 3,41$ см/с

Под действием индентора происходит сглаживание покрытия за счет пластического деформирования полиуретановых образований и заполнения неровностей покрытия фторопластом. В зоне трения формируется структура, представляющая полиуретановую матрицу с распределенными внутри нее частицами фторопласта. Полиуретановая матрица препятствует выносу ПТФЭ из зоны трения. Исследуемые РТИ, модифицированные комбинированными покрытиями ПУ–ПТФЭ (1:1), характеризуются низким значением коэффициента трения на истирание даже при высоком значении поверхностной энергии ($15,98$ мДж/м²) и высокой износостойкостью нанесенного покрытия. После 10^3 циклов истирания продукты изнашивания поверхностного слоя резины практически отсутствуют.

При работе пары трения сталь-резина в среде дизельного топлива наблюдаются синхронные периодические изменения момента трения и линейных размеров. Результаты испытаний показали, что в результате протекания процесса трения РТИ - сталь морфология модифицирующих комбинированных покрытий ПУ–ПТФЭ (1:1) претерпевает существенные изменения. Под

действием индентора происходит сглаживание покрытия за счет пластического деформирования полиуретановых образований и заполнения неровностей покрытия фторопластом. В зоне трения формируется структура, представляющая полиуретановую матрицу с распределенными внутри нее частицами фторопласта. Полиуретановая матрица препятствует выносу ПТФЭ из зоны трения. На практике после 10^3 циклов истирания продукты изнашивания поверхностного слоя РТИ практически отсутствуют.

Как видно из табл. 11.2 и 11.4, поверхностная энергия резин с покрытием из ПТФЭ (тип 1) уменьшается в 6-7 раз. Комбинированные композиционные покрытия также снижают поверхностную энергию РТИ образцов. Композиционное покрытие из смеси ПТФЭ+ПУ (тип 2, табл. 11.1) снижает поверхностную энергию в два раза, а покрытие, полученное из смеси порошков ПТФЭ+ПУ с соотношением компонентов 2:1 и поверхностным слоем из ПТФЭ (тип 3, табл. 11.1), снижает её в 8-9 раз.

На основании исследований (табл. 11.2 и 11.3) установлено, что нанесение на поверхность РТИ многослойных покрытий из ПУ и ПТФЭ существенно влияет на процесс износа резинометаллической пары. Так, при использовании однослойного покрытия из ПТФЭ, имеющего низкий коэффициент трения, и при послойном износе, существенно снижается коэффициент трения пары. Однако без ПУ покрытие из ПТФЭ недолговечно, поскольку продукты износа быстро «вымывается» из зоны трения, т.е. наблюдается значительный износ покрытия (тип 1, табл. 11.1). Напротив, пленка полиуретана не оказывает сколько-нибудь заметного влияния на износ поверхности РТИ. При нанесении комбинированного покрытия ПУ+ПТФЭ молекулы этих полимеров диффундируют в поверхностные слои РТИ и образуют комбинированную пленку.

При трении пары РТИ – сталь с двухслойным покрытием из ПУ и ПТФЭ (тип 4, табл. 11.4), слой ПУ находится вне зоны контакта со сталью, вследствие чего модифицирующее покрытие изнашивается быстрее, чем пара с композиционным покрытием из смеси ПУ+ПТФЭ (тип 2, табл. 11.4). Однако слоистое комбинированное покрытие (слой ПУ+ПТФЭ и слой ПТФЭ – тип 3, табл. 11.4) как и композиционное покрытие ПУ+ПТФЭ (тип 2, табл. 11.4) активно сопротивляется изнашиванию по сравнению с двухслойным покрытием из ПУ и ПТФЭ (тип 4, табл. 11.4). Можно предположить, что ПУ в покрытии образует достаточно прочный каркас, в который внедряются микрочастицы ПТФЭ.

Увеличение скорости истирания поверхности РТИ, модифицированного покрытием ПУ – ПТФЭ (1:1), приводит к росту значений коэффициентов трения $f_{\text{тр}} = 0,9$ после 100 циклов при скорости $v = 3 \cdot 10^{-3}$ м/с и нагрузке по нормали $N = 0,2$ Н. При малых скоростях истирания, покрытие интенсивно деформируется. Наблюдаемое высокое значение коэффициента трения при высоких скоростях истирания покрытия, по-видимому, обусловлено тем, что слой ПТФЭ играет роль твердой смазки и удаляется только с высоконагруженных участков пленки. Поэтому в зоне трения осуществляется в основном взаимодействие между полиуретановой матрицей и металлическим индентором. Увеличение скорости истирания до значений $\sim 3,41 \cdot 10^{-2}$ м/с интенсифицирует процессы растрескивания модифицирующего РТИ покрытия под действием циклических нагрузок.

В любом случае при нанесении покрытия на поверхность РТИ, последние значительно медленнее разрушаются под действием агрессивных сред и сил трения. Об этом свидетельствует уменьшение амплитуд циклов изменения линейных размеров узлов трибосопряжений. Как видно из табл. 11.4, нанесение покрытий на поверхность РТИ существенно снижает амплитуды циклов изменения линейных размеров, что повышает ресурс узлов трибосопряжений.

11.2.2 Трение резин в смазке

Поскольку в процессе работы узла трибосопряжения сталь - РТИ с полимерным покрытием происходит постепенное изнашивание полимерного слоя, то поверхностная энергия РТИ постепенно повышается, приближаясь к исходной (без покрытия), что приводит к существенным изменениям структуры в поверхностном слое исходной резины.

В результате модификации поверхности РТИ возможно протекание процессов фторирования приповерхностных слоев резины в результате насыщения фтором, образующимся в процессе нанесения покрытий. Молекулы модифицирующего полимера могут проникать в резину на глубину до $\sim 30 - 40$ мкм.

В процессе трения в смазке пары сталь – РТИ температура в зоне, прилегающей к поверхности трения, непостоянна ввиду циклического изменения триботехнических характеристик (рис. 11.5). Так после скачкообразного возрастания момента тре-

ния температура начинает повышаться (точка 1 на рис. 11.5), а в конце цикла несколько снижается и стабилизируется (точка 2).

Установлено, что температура в объеме резины, прилегающей к зоне трения, у исходной резинометаллической пары (без покрытия) больше, чем у модифицированной на 5 – 7 °С.

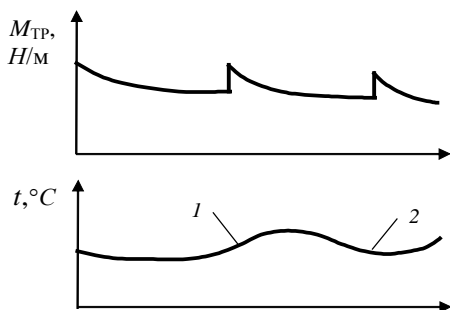


Рис. 11.5. Временная зависимость момента трения (а) и температуры (б) РТИ – сталь в процессе сухого трения

Нанесение аналогичных полимерных покрытий на металлическую поверхность, контактирующую с РТИ, практически не оказывает заметного действия на свойства узлов трибосопряжений, поскольку через ~0,3 кс работы трения наблюдается практически полный износ полимерного покрытия вследствие интенсивного адгезионного взаимодействия на границе резина - полимерное покрытие.

Из табл. 11.4 видно, что модифицированные РТИ с покрытиями ПУ+ПТФЭ (тип 2) и (ПУ+ПТФЭ) + ПТФЭ (тип 3) обладают наиболее высоким ресурсом при работе в узлах трибосопряжений. Эти результаты согласуются с известными данными по долговечности пар трения трибосопряжений с покрытиями из ПУ и ПТФЭ.

Проведенные исследования размера частиц износа исходных и модифицированных РТИ при трении со сталью показали, что модифицированное РТИ (тип 2) имеет больше мелких (< 2 мкм) частиц износа (~ 40 % от общего числа частиц износа) по сравнению с исходным РТИ (~ 31%) (см. кривая 1, рис. 11.6). Поскольку мелких частиц износа у узлов трибосопряжения с модифицированным РТИ больше, то подтверждается гипотеза о

смене основного механизма изнашивания РТИ «скатывания» на механизм усталостного износа.

Таким образом, изменение адсорбционных свойств поверхности РТИ в результате поверхностной модификации полимерными покрытиями является основной причиной изменения линейного размера РТИ.

Поскольку на практике для работы в масляной жидкой среде (дизельное топливо) в качестве материала уплотнений используется бутадиеннитрильный каучук, как наиболее стойкий в этой среде материал, то дальнейшие исследования проводились с его использованием.

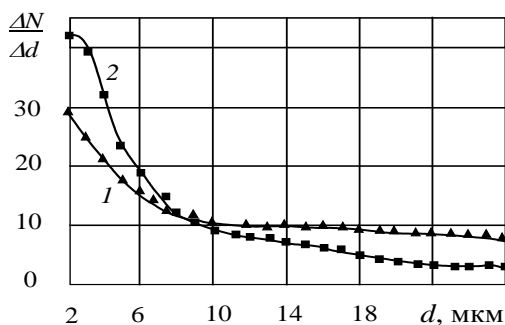


Рис.11.6. Распределение величины относительного числа $\Delta N/\Delta d$ частиц износа диаметром d от общего числа износа N исходной (1) и модифицированной (2) поверхности РТИ в узле трения

Известно, что эксплуатация РТИ в смазке приводит к изменению характера смачивания контактирующих поверхностей – из зоны трения выдавливается часть смазочной жидкости, и работа такой пары трения проходит в режиме близком к граничной смазке (количество смазки минимально).

Установлено, что при трении модифицированного РТИ о сталь в режиме граничной смазки, полимерное покрытие препятствует разрушению поверхности резины. Об этом свидетельствуют более высокий износ исходного РТИ и РТИ с однослойным полимерным покрытием (табл. 11.4) по сравнению с многослойными комбинированными покрытиями ПУ+ПТФЭ.

Одна из характерных особенностей трения в узлах трибосопряжений РТИ – сталь – это проявление периодического изменения коэффициента трения, интенсивности изнашивания, а

также структуры и состава смазочной среды, зависящих от условий и режимов контактного взаимодействия. При работе узлов трибосопряжений в среде дизельного топлива как с исходными РТИ так и с РТИ модифицированными полимерными покрытиями наблюдаются периодические изменения момента трения и линейных размеров (рис. 11.7). В определенный момент времени за $\Delta t = 1 - 2$ с происходит резкое увеличение линейного размера пары и момента трения (t_1). Затем значения триботехнических характеристик постепенно уменьшаются (t_3) и система переходит в квазистационарный режим трения (t_2). Данные изменения неоднократно повторяются в процессе работы пары трения. Однако при трении резинометаллических пар в режиме сухого трения (без смазки) такие процессы не наблюдаются.

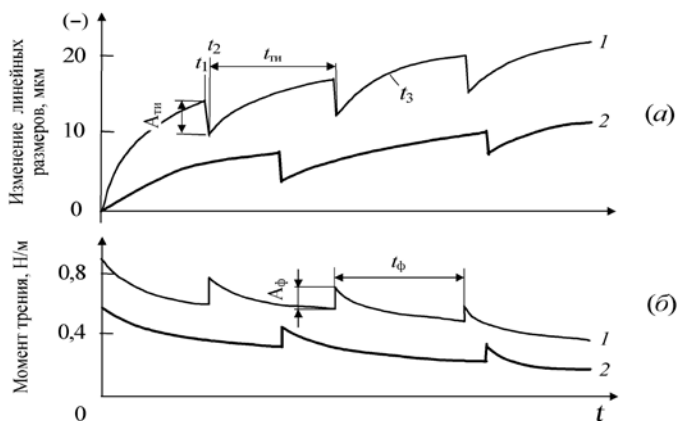


Рис. 11.7. Временная зависимость триботехнических характеристик пар трения РТИ – сталь, работающих в среде топлива: 1 – поверхность РТИ без покрытия; 2 – с покрытием

Основными параметрами наблюдаемых циклических изменений являются: амплитуды циклов изменений линейных размеров $A_{тн}$ и момента трения $A_{ф}$, продолжительность циклов $t_{тн}$ и $t_{ф}$, а также уменьшение линейного размера (износ) пары за один цикл работы (см. рис. 11.7).

Математическая обработка экспериментальных результатов показала, что время начала и продолжительность наблюдаемых циклов изменений обеих характеристик (кривые 1 и 2, рис.

11.7) проявляют синхронность в изменении параметров с коэффициентом корреляции $\sim 0,88$.

Важным параметром, характеризующим триботехнические свойства резино-металлических сопряжений, является износ за один цикл W_c продолжительностью $t_{\text{тр}}$, который может быть определен графическим способом непосредственно из экспериментальной величины износа при определенной температуре. По величине износа можно также оценить скорость изнашивания за один или за ряд циклов, поскольку полный износ узлов трибосистемы прямо пропорционален средней величине амплитуд циклов изменений линейных размеров $A_{\text{тр}}$.

Сделанное предположение о периодическом разрушении поверхности резины в процессе трения хорошо иллюстрируют снимки поверхности трения (рис. 11.8) в характерных точках (t_{1-3} , рис. 11.7), снятые на атомно-силовом микроскопе.

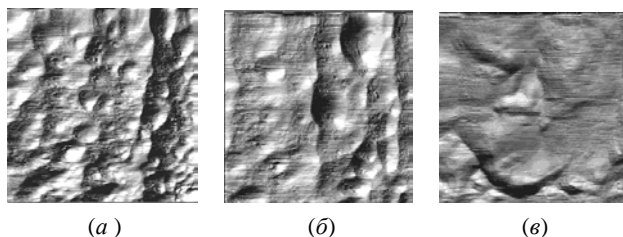


Рис. 11.8. Снимки поверхности РТИ, снятые на атомно-силовом микроскопе, при трении о сталь в момент времени t_2 (а), (б) и t_1 (в) в поле сканирования $200 \times 200 \text{ мкм}^2$ согласно рис. 11.4

Из рис. 11.8 видно, что в момент резкого изменения триботехнических характеристик происходит заметное изменение морфологии поверхности трения резины. При резком возрастании коэффициента трения $f_{\text{тр}}$ значительно увеличивается плотность выступов на поверхности образца РТИ, поскольку образуется поверхность с большой шероховатостью, что свидетельствует о разрушении приповерхностных слоев РТИ. Размеры выступов на поверхности образца во время скачкообразного изменения триботехнических характеристик составляют порядка $\sim 700\text{-}800$ нм. При этом на стадии квазистационарного трения (в момент времени t_1) поверхность трения резины достаточно ровная, без большого числа мелких выступов.

Поскольку основным механизмом разрушения резин, работающих в среде смазки по гладкой металлической поверхности является усталостный износ, в результате которого образуются на их поверхности “скатки”, то из-за изменения энергии поверхности РТИ в результате нанесения однослойных или композиционных многослойных покрытий, содержащих ПТФЭ, существенно изменяется характер трения и износа резинометаллических пар узлов трибосопряжений.

В технологическом оборудовании в трибосопряжениях используются РТИ разной формы с сложным рельефом рабочей поверхности для работы в экстремальных условиях в контакте с горюче-смазочными материалами.

На рис. 11.9 представлен внешний вид конструкции некоторых уплотнительных резинотехнических изделий кольцевой формы. Рабочая поверхность РТИ находится для (а) внутри изделия, на внутренней и внешней поверхностях (б) и (в) и на внешней рабочей поверхности образца круглого сечения (г).

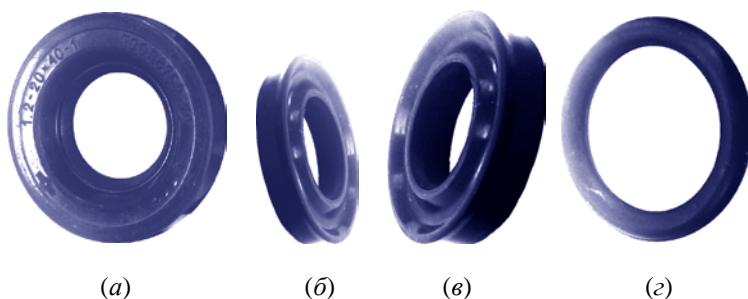


Рис. 11.9. Внешний вид конструкции уплотнительных РТИ кольцевой формы

Условия эксплуатации ставят технологическую задачу обеспечения высокой равномерности нанесения модифицирующего полимерного покрытия на все неоднородные участки РТИ. Использование технологических операций плазменной обработки полимерного слоя в процессе его роста позволяет формировать модифицирующие поверхности РТИ высокого качества.

На основании рассмотренного выше можно сделать следующие выводы.

Нанесение на рабочую поверхность РТИ модифицирующих однослойных или композиционных полимерных покрытий, содержащих ПТФЭ, существенно снижает её поверхностную энергию и значительно уменьшает коэффициент трения и износ резинометаллических пар трения трибосопряжений.

При работе пары трения сталь-резина в среде дизельного топлива возникают синхронные периодические изменения момента трения и линейных размеров пары трения.

Основным механизмом снижения износа полимерных покрытий на резине в узлах трибосопряжений является уменьшение среднего размера частиц износа как следствие перехода от механизма “скатывания” частиц полимера, наблюдаемого у исходных резин РТИ, к механизму усталостного износа резин с полимерным покрытием, что значительно повышает ресурс узла трения.

Основной причиной изменения линейного размера РТИ в трибосистеме является изменение адсорбционных параметров поверхности резины при её модификации полимерным покрытием.

Введение в состав трибосистемы тонкослойного композиционного полимерного покрытия оказывает действие, аналогичное уменьшению величины нагрузки, прикладываемой к узлу трения, что существенно повышает ресурс его работы.

Электростатические крепежные устройства для технологического оборудования ЭТ

12.1 Пондеромоторные силы в конденсаторе с диэлектриком

Если поместить между электродами заряженного конденсатора диэлектрик, то под воздействием электрического поля конденсатора в диэлектрике возникают процессы поляризации, которые неразрывно связаны с появлением механических (пондеромоторных) сил.

Рассмотрим простейший случай заряженного плоского конденсатора с твердым диэлектриком между его электродами.

Поскольку энергия заряженного и отсоединенного от источника напряжения конденсатора равна

$$W = \frac{CU^2}{2}, \quad (12.1)$$

то для увеличения расстояния L между обкладками конденсатора на dL необходимо затратить работу

$$dA = FdL,$$

где F – сила, действующая между обкладками. Эта работа равна изменению dW энергии W :

$$dA = -dW$$

(знак минус перед dW указывает на то, что сила F противодействует перемещению обкладок, т. е. F есть сила притяжения обкладок друг к другу, а не сила отталкивания).

Таким образом, модуль силы F равен:

$$F = \frac{dW}{dL} = \frac{U^2 dC}{2dL}. \quad (12.2)$$

Подставив в (12.2) выражение для емкости C плоского конденсатора в виде

$$C = \frac{\varepsilon_0 \varepsilon_r S}{L}$$

получим формулу для силы притяжения электродов конденсатора

$$F = \frac{\varepsilon_0 \varepsilon_r U^2 S}{2L^2} \quad (12.3)$$

или

$$F = \frac{Q^2}{2\varepsilon_0 \varepsilon_r S} = \frac{\sigma^2 S}{2\varepsilon_0 \varepsilon_r}, \quad (12.4)$$

где: Q – полный заряд конденсатора; σ – поверхностная плотность заряда обкладки конденсатора.

Сила, отнесенная к единице площади электрода конденсатора (или адгезионное давление), есть сила электроадгезии F_a равная:

$$F_a = \frac{F}{S}, \quad (12.5)$$

или на основании (12.3 и 12.4) приводится к виду

$$F_a = \frac{\varepsilon_0 \varepsilon_r U^2}{2L^2} = \frac{\sigma^2}{2\varepsilon_0 \varepsilon_r}. \quad (12.6)$$

Как следует из (12.6), при низких напряжениях, приложенных к диэлектрику, механические усилия в диэлектрике не могут быть большими. Однако в ряде случаев даже незначительное напряжение, приложенное к обкладкам конденсатора, может создать заметное притяжение обкладок к диэлектрику. Это явление было впервые обнаружено Йонсенем и Рабеком (*Johnsen, Rahbek, 1921 г.*).

Эффект Йонсена – Рабека наблюдается у твердых диэлектриков со сравнительно низким удельным электрическим сопротивлением ρ , например, $10^4 - 10^6$ Ом·м (ферриты, шифер, агат, галалит и т. п.) и объясняется резкой неравномерностью распределения и больших значений напряженности электрического поля в неизбежно возникающем воздушном зазоре между диэлектриком и электродами и по толщине диэлектрика.

На рис. 12.1 представлена схематическая модель электростатического крепежного конденсаторного устройства (ЭКУ) использующего описанное выше явление пондеромоторного взаимодействия твердых тел в электрическом поле. Электроды 1 и 4

плоского конденсатора (рис. 12.1) соответствуют станине и закрепляемой в ЭКУ детали; 2 - слой полупроводящего материала; 3 - диэлектрическое покрытие; 4 - источник постоянного внешнего электрического напряжения U_0 .

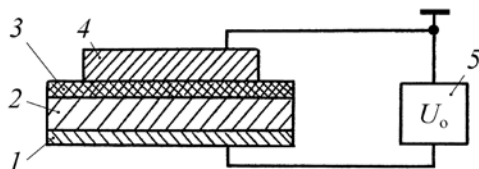


Рис. 12.1. Схематическая модель конденсатора ЭКУ: 1 – станина; 2 – полупроводящий слой подложки; 3 – диэлектрическое покрытие; 4 – закрепляемая деталь; 5 – источник внешнего напряжения U_0 .

В соответствии с выражением (12.6) при больших значениях E в конденсаторе ЭКУ развивается значительное механическое усилие даже при малом внешнем электрическом напряжении U_0 между электродами 1 и 4 (рис. 12.1).

Если на поверхность полупроводящего диэлектрика 2 конденсатора (рис. 12.1) нанести тонкую пленку более высокоомного диэлектрика 3, то механическое усилие притяжения его электродов 1 и 4 значительно возрастает. Здесь эластичная диэлектрическая пленка 3 позволяет свести к минимуму воздушный зазор электрод-диэлектрик и служит основным диэлектриком в конденсаторе, а более низкоомный слой 2 выполняет функцию распределенного сопротивления, ограничивающего токи утечки.

В Московском государственном институте радиотехники, электроники и автоматики (техническом университете) был исследован ряд диэлектрических полимерных покрытий и получены высокие значения поверхностной плотности силы электроадгезии F_a достигающие величины $\sim 1,0$ МПа.

На рис. 12.2. приведены графики зависимости силы электроадгезии F_a в ЭКУ от величины постоянного напряжения U_0 внешнего источника при удельном объемном сопротивлении материала полупроводящего слоя 2 близкому $\sim 10^5 - 10^6$ Ом·м). Зависимости (рис. 12.2) получены для конденсаторного ЭКУ с диэлектрическим покрытием: 1 – без покрытия; 2 – на основе лака АК- 546 толщиной ~ 30 мкм; 3 – из полиэтилентерефталата толщиной ~ 10 мкм; 4 – из поликарбоната толщиной ~ 4 мкм.

На рис. 12.3 приведены графики отражающие изменение значения силы электроадгезии F_a в ЭКУ от толщины L диэлектрического покрытия при напряжении внешнего источника $U_0 = 1,3$ кВ. Кривые выполнены для покрытий из полимеров: 1 – поликарбонат; 2 – полиэтилентерефталат; 3 – политетрафторэтилен и 4 – полистирол.

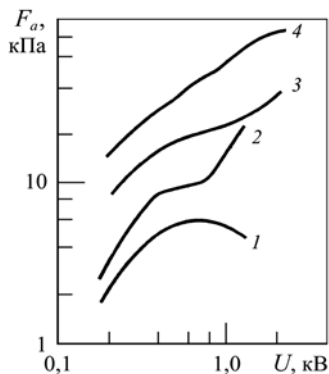


Рис. 12.2. График изменения силы электроадгезии в ЭКУ от величины внешнего постоянного электрического напряжения U_0

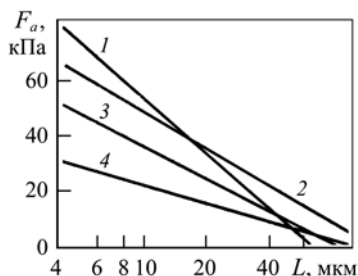


Рис. 12.3. Изменение значения силы электроадгезии F_a от толщины L диэлектрического покрытия в ЭКУ при напряжении внешнего источника $U_0 = 1,3$ кВ

Как видно из рис. 12.3, с увеличением толщины диэлектрического покрытия сила электроадгезии F_a в ЭКУ уменьшается обратно пропорционально его толщине L , т.е. в соответствии с основным выражением (12.6).

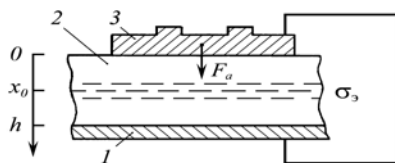


Рис. 12.4. Схема ЭКУ на основе электретного эффекта в диэлектрике. 1 – электрод-подложка; 2 – радиоэлектрет; 3 – закрепляемый полупроводниковый кристалл

Использование активного электретного покрытия 2 в ЭКУ (рис. 12.4) в качестве диэлектрического слоя, например, ра-

диоэлектрета, позволяет удерживать закрепленную деталь 3 длительное время без наличия внешнего источника напряжения.

В простейшем случае силу электроадгезии F_a для электрода (детали) 3, при её закреплении, можно оценить по формуле:

$$F_a = \frac{\sigma_s^2}{2\varepsilon_r \varepsilon_0 \left(1 + \frac{x_0}{L}\right)^2}, \quad (12.7)$$

которое на практике может достигать значений ~ 50 кПа.

12.2 Электромеханическая модель ЭКУ

Известны два вида моделирования физических процессов протекающих в ЭКУ: образование гомо – и гетерозарядов в диэлектрическом покрытии, исходя из идеализированной модели плоского конденсатора, а также механической релаксации при деформации микрорельефа поверхности в контакте, обладающей вязкоупругими свойствами.

В конденсаторном ЭКУ процесс установления величины электроадгезионной силы F_a до равновесного состояния, а также её спад после отключения внешнего источника напряжения U_0 , в сильной степени зависят от основных электрических релаксационных характеристик материала диэлектрического покрытия таких как: величина относительной диэлектрической проницаемости ε_r , время дипольной релаксации τ_p и время релаксации объемного миграционного заряда τ_m .

Наиболее общим видом электромеханической модели ЭКУ можно представить физическую модель плоского конденсатора (рис. 12.5) с вязкоупругим композиционным диэлектрическим покрытием, которая может учитывать одновременное протекание двух разных по физической природе взаимосвязанных процессов в адгезионном контакте. Эти процессы – электрическая релаксация заряда в диэлектрическом слое и механическая деформация микрорельефа его поверхности под воздействием ponderomotorных сил. Модель учитывает процессы образования двойного электрического слоя проводник-диэлектрик, инжекцию носителей заряда из металла в диэлектрический слой и распределение компенсирующих зарядов в зазоре электрод-диэлектрик вследствие электрических разрядов в полостях микрорельефа в

сильных электрических полях электроадгезионного контакта.

Приведенная на рис. 12.5 физическая модель конденсаторного ЭКУ позволяет исследовать динамику электроадгезионного соединения в ЭКУ с диэлектрическим покрытием сложного вида. Схемная модель (рис. 12.5) содержит подложку (или основание) 5, на которой наносится слой диэлектрического покрытия 3 толщиной L_0 (имеющее буферные слои x_1 и x_2), фиксаторы зазора 2 в виде неорганического непроводящего порошка или стекловолокон, и закрепляемый объект 1. Диэлектрическое покрытие 3 выполняется из эластичного композиционного материала на основе полимерной матрицы, например, из пластифицированного поливинилхлорида с наполнителем неорганической природы, например, порошка сегнетокерамики.

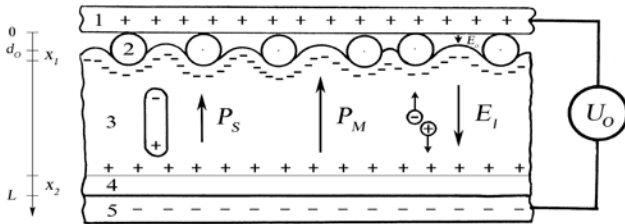


Рис. 12.5. Схемная физическая модель конденсаторного ЭКУ с диэлектрическим покрытием: 1 и 5 – электроды (1 – закрепляемая деталь); 2 – жесткие фиксаторы зазора (порошок или стеклянные волокна); 3 – диэлектрическое покрытие; 4 – буферный слой диэлектрического покрытия

При использовании в ЭКУ покрытия из вязкоупругого полимерного материала, например, напленного поливинилхлорида (ПВХ), важными техническими характеристиками будут его быстрое действие закрепления и открепления объекта. Для снижения времени открепления на покрытие 3 наносится монослой диэлектрического порошка с размером частиц $\sim 5 - 7$ мкм (талк, керамика, микросферы алунда, борсиликатного стекла и др.) или сетка из стекловолокна 2. Это не позволяет проявляться аутоадгезии в контакте диэлектрического слоя ПВХ с металлическим электродом 1, что характерно для пластифицированного ПВХ.

Согласно модели рис.12.5 величина F_a определяется как:

$$F_a = \frac{\varepsilon_1 \varepsilon_r \varepsilon_0 U_0^2}{2(\varepsilon_1 L_0 + \varepsilon_r d_0)^2}, \quad (12.8)$$

где ε_r и ε_1 - диэлектрическая проницаемость диэлектрика 3 и зазора d_0 соответственно.

Пондеромоторное взаимодействие в ЭКУ создается двумя составляющими: силой F_{a1} - увеличивающейся при деформации микрорельефа (при $d_0 = 0$); силой F_{a2} - уменьшающейся из-за уменьшения размера микрополостей рельефа зазора $d_0 > 0$. Процессы электрической релаксации взаимосвязаны с механическими параметрами профиля $d(x, t)$ динамическом режиме за счет перераспределения электрических полей в зазоре d_0 и диэлектрике.

Эквивалентную модель межфазного контакта ЭКУ можно представить в виде рис. 12.6, где иллюстрируется результат воздействия механических сил деформации верхней части профиля зазора $d(x, t)$ поверхности покрытия при условии сохранения постоянства объема полимера.

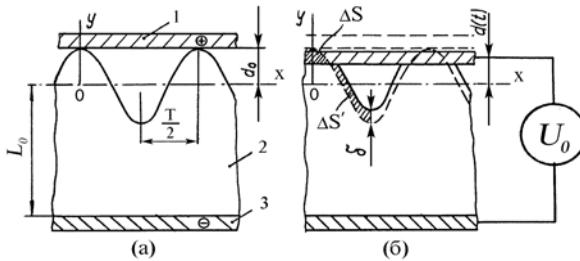


Рис. 12.6. Модель межфазного контакта электрода 1 с поверхностью диэлектрического покрытия 2 в ЭКУ при деформации микрорельефа поверхности синусоидальной формы в начальный момент $t = 0$ (а) и $t > 0$ (б)

В рамках двумерной модели межфазного контакта (рис. 12.6) условие постоянства объема материала записывается как $\Delta S = \Delta S'$, где: $S(t, x)$ – функция, описывающая линию рельефа поверхности диэлектрика, а δ – величина параллельного поднятия дна микрополости микрорельефа поверхности при деформации.

При приложении постоянного электрического напряжения U_0 к электродам 1 и 5 конденсатора ЭКУ (рис. 12.5) механическая деформация микрорельефа диэлектрического слоя 3 оказывает сильное влияние на динамику релаксации сил F_{a1} и F_{a2} ,

поскольку на границе фаз в электроадгезионном зазоре d_0 непрерывно изменяются условия протекания электрических процессов из-за колебаний величины электрического поля E_0 при деформации поверхностного профиля диэлектрического покрытия.

12.3 Релаксационные процессы в ЭКУ

12.3.1. Электрическая релаксация

Под действием электростатического поля в диэлектрике 3 (рис. 12.2) возможно проявление процессов электрической остаточной релаксационной поляризации P_s (гетерозаряда), кинетика которой феноменологически описывается уравнением Дебая в виде:

$$dP_s(t)/dt = [P_{s0} - P_s(t)]/\tau_p \quad (12.9)$$

где: $P_{s0} = \varepsilon_0(\varepsilon_c - \varepsilon_\infty) E_1$ – стационарное значение $P_s(t)$ при $t \rightarrow \infty$; t_{p0} – время релаксации дипольной поляризации; E_1 – напряженность электрического поля в диэлектрике.

Кроме того в приповерхностном слое x_1 и x_2 диэлектрика 3 (рис. 12.5) возможно формирование объемного заряда ρ_m за счет процессов миграции слабосвязанных зарядов в электрическом поле E_1 . С установлением P_s и ρ_m напряженность поля внутри диэлектрика E_1 уменьшается, а в воздушном зазоре E_0 возрастает. При достижении E_0 высоких значений (более десятков MB/M) в зазоре d_0 возможно протекание физических процессов автоэлектронной эмиссии из электродов, а также возникновение частичных электрических разрядов с осаждением заряда на поверхности диэлектрического покрытия частично компенсирующего эффективный поверхностный заряд. При этом компенсация остаточной поляризации P_s и ρ_m происходит до тех пор, пока значение E_0 в зазоре не снизится до значений меньших напряженности электрической прочности $E_{пр}$ зазора d_0 соответствующего $U_{пр}$ определяемого законом Пашена $U_{пр} = f(d)$.

Установление P_s и ρ_m приводит к появлению гетерозаряда, увеличивающего значение F_a , а инжекция носителей заряда и пробой воздушного зазора E_0 повышают поверхностную плотность накапливаемого гомозаряда σ_I , который существенно компенсирует гетерозаряд и понижает значение F_a пондеромоторного взаимодействия. Процессы накопления гомозаряда σ_I сильно за-

висят от величины воздушного зазора d_0 в ЭКУ, определяемой профилем рельефа поверхностей электрода и покрытия, а также способностью последнего к деформации при внешнем механическом давлении.

Миграционная поляризация. Согласно модели рис. 12.6 в приповерхностном слое x_1 и x_2 диэлектрического покрытия 3 формируется объемный гетерозаряд за счет миграционной поляризации ρ_M с эффективной поверхностной плотностью $P_{SM} = x_1 \rho_M (1 - x_1/L_0)$. С учетом описанных выше электрофизических процессов в зазоре d_0 эффективная поверхностная плотность заряда в плоскости $x = 0$ диэлектрика 3 определяется как суммарная составляющих $\sigma_{\Sigma} = \sigma_1 + P_{SM} + P_S$, которая создает электрическое поле E_0 в зазоре d_0 и определяет величину силу электроадгезии F_a в ЭАК.

Установление миграционной поляризации и гомозаряда можно описать выражением вида:

$$\frac{d\sigma_{1\Sigma}}{dt} = -\gamma_0 E_0 + \gamma_M E_1, \quad (12.10)$$

где: $\sigma_{1\Sigma} = \sigma_1 + P_{SM}$; γ_0 и γ_M – электрическая проводимость воздушного зазора d_0 и диэлектрика L_0 соответственно. С целью упрощения схемы (рис. 12.6) для анализа принимается, что буферный слой $x_2 = 0$, а значения γ_0 и γ_M определяются временем релаксации $\tau_0 = \varepsilon_1 \varepsilon_0 / \gamma_0$ и $\tau_M = \varepsilon_2 \varepsilon_0 / \gamma_M$ в слоях зазора d_0 и L_0 соответственно.

Возникновение миграционного гетерозаряда P_{SM} в диэлектрике наблюдается преимущественно в приповерхностных барьерных слоях толщиной x_1 и x_2 , что обеспечивает пондеромоторное взаимодействие (прижатие) в ЭКУ электрода – объекта 1 и подложки 5 с плотностью силы F_a .

Анализ результатов исследования диэлектрических покрытий на основе пластифицированного ПВХ показывает, что миграционная поляризация в диэлектрическом слое играет основную роль, а поляризационные процессы по характеру их протекания аналогичны поляризации в ионных неорганических диэлектриках при разделении зарядов. В результате разделения зарядов во внутреннем электрическом поле E_1 диэлектрика 3 (рис. 12.6) приводит к образованию в приграничном слое x_1 области свободного миграционного ионного заряда с объемной плотностью ρ . Толщина слоя x_1 определяется (при $\varepsilon_1 = 1$) как:

$$x_1 = [(\varepsilon_r d_0)^2 + 2\varepsilon_r \varepsilon_0 U_0 / \rho]^{1/2} - \varepsilon_r d_0. \quad (12.11)$$

При плотном прилегании закрепляемого объекта 1,

(рис. 12.2) к диэлектрическому покрытию ($d_0 = 0$) выражение (12.11) упрощается к виду

$$x_1 = [2\varepsilon_r \varepsilon_0 U_0 / \rho]^{1/2}. \quad (12.12)$$

Основная система уравнений. Согласно теоремы Гаусса и второго закона Кирхгофа для электрических полей в воздушном зазоре E_0 и диэлектрике E_1 можно получить уравнения в виде:

$$E_0 = \frac{V_0 \varepsilon_r}{L_0 \varepsilon_1 K} + \frac{\sigma_{1\Omega}(1-\alpha)}{K \varepsilon_1 \varepsilon_0} + \frac{P_s(1-\alpha)}{K \varepsilon_1 \varepsilon_0} \quad (12.13)$$

$$E_1 = \frac{V_0}{L_0 K} - \frac{\sigma_{1\Omega}(\alpha + \varphi)}{K \varepsilon_r \varepsilon_0} - \frac{P_s(\alpha + \varphi)}{K \varepsilon_r \varepsilon_0}, \quad (12.14)$$

где:
$$\varphi = \frac{\varepsilon_r d_1}{\varepsilon_0 L_0}; \quad K = 1 + \varphi; \quad \alpha = x_1 / L_0;$$

U_0 – электрическое постоянное напряжение внешнего источника питания.

Уравнения (12.9) и (12.10) с учетом (12.13) и (12.14) можно также записать в виде:

$$\begin{cases} \frac{d\sigma_{1\Omega}}{dt} = a_0 \sigma_{1\Omega} + b_0 P_s + A; \\ \frac{dP_s}{dt} = c_0 \sigma_{1\Omega} + k_0 P_s + B, \end{cases} \quad (12.15)$$

где:
$$a_0 = -\frac{1}{K_0} \left(\frac{\alpha + \varphi}{\tau_1} + \frac{1-\alpha}{\tau_0} \right); \quad b_0 = -a_0;$$

$$c_0 = \frac{1}{K_0} \frac{(\alpha + \varphi)\varphi_0}{\tau_p}; \quad k_0 = \frac{1}{\tau_0} \left(1 + \frac{\alpha + \varphi}{K_0} \varphi_0 \right);$$

$$\varphi_0 = \frac{\varepsilon_r - \varepsilon_1}{\varepsilon_r};$$

$$A = -\frac{U_0 \varepsilon_r \varepsilon_0}{L_0 K_0} \left(\frac{1}{\tau_1} - \frac{1}{\tau_0} \right); \quad B = \frac{U_0 \varepsilon_r \varepsilon_0 \varphi_0}{L_0 K_0 \tau_p}.$$

Здесь: A и B – постоянные; a_0 , b_0 , c_0 , k_0 – коэффициенты, зависящие от времени.

Система уравнений (12.15) может быть решена аналитически или численными методами с помощью метода Рунге-Куты.

12.3.2. Механическая релаксация

Процессы механической релаксации в эластичных твердых телах (полимерах) развивается согласно уравнения аналогичного вида (12.1). При приложении внешнего электрического напряжения U_0 к пластинам ЭКУ (рис. 12.6) в конденсаторе возникает пондеромоторное механическое давление, сжимающее диэлектрик между пластинами с силой F_s , величина которой пропорциональна квадрату значения U_0 . Под воздействием F_a эластичное диэлектрическое покрытие с течением времени t деформируется за счет деформации профиля поверхностного рельефа $d_1(t)$. При приложении внешнего электрического или механического напряжений к эластичному покрытию ЭКУ динамика соответствующего процесса в полимере во времени t определяется характерным временем дипольной τ_p и механической $\tau_{\text{мех}}$ релаксаций. При этом толщина воздушного зазора $d(t)$ уменьшается, что приводит к увеличению величины F_a до максимального значения (при $t = \infty$) при установлении динамического равновесия механических сил в конденсаторной структуре ЭКУ за счет упругих сил полимерного диэлектрика.

Поскольку в реальных условиях в ЭКУ в вязкоупругим диэлектрическом покрытии деформация рельефа происходит только частично, то при достижении определенного равновесия, этот факт в модели удобно учитывать величиной $d_{\text{упр}}$, как части равновесного значения параметра профиля $d(t)$ при $t \rightarrow \infty$ для упругих сил в полимере. В этом случае изменение расстояния от электрода 1 до средней линии профиля (оси x , рис. 12.6) можно определить как:

$$d(t) = (d_0 - d_{\text{упр}}) e^{-t/\tau_{\text{мех}}} + d_{\text{упр}}, \quad (12.16)$$

где d_0 – расстояние d при $t = 0$.

Толщина воздушного зазора $d(t, x)$ в каждой точке рельефа поверхности диэлектрика для момента времени t будет равна:

$$d(t, x) = d(t) - S(t, x) - \delta(t), \quad (12.17)$$

где $S(t, x)$ – функция линии рельефа поверхности диэлектрика.

При наличии зазора d_0 толщина диэлектрика равна

$$L(t, x) = L_0 + S(t, x) + \delta(t), \quad (12.18)$$

а при отсутствии d_0 находится как

$$L'(t) = L_0 + d(t) \cdot \quad (12.19)$$

Подставляя (12.16) и (12.18) в выражение (12.8), получим уравнение, определяющее механические силы при соответствующих x и t , а интегрирование по x дает выражение для значения полного пондеромоторного давления F_a в конденсаторной структуре ЭКУ в виде:

$$F_s = \frac{\varepsilon_r \varepsilon_0 U^2 S'}{2[L'(t)]^2} + \frac{\varepsilon_1 \varepsilon_r^2 \varepsilon_0 U^2 S''}{2[\varepsilon_1 L(t, x) + \varepsilon_r d_1(t, x)]}, \quad (12.20)$$

где: $S' = 2N x_1 h$ – суммарная площадь реального контакта твердого тела (электрода) с диэлектриком (без зазора); $S'' = Nh(T - 2x_1)$ – суммарная площадь микрополостей рельефа поверхности; N – число периодов T микрорельефа на единице площади; h – протяженность электроадгезионного контакта в ЭКУ по оси z (перпендикулярной плоскости диэлектрика (рис.12.6)); x_1 – определяется из совместного решения уравнений:

$$y = d(t) = (d_0 - d_{\text{ynp}}) e^{-t/\tau_{\text{мех}}} + d_{\text{ynp}} \quad \text{и} \quad y = S(t, x) + \delta(t).$$

При $d_{\text{ynp}} = 0$ и $d_1(t \rightarrow \infty, x) = 0$ значение F_{S0} максимально и находится как

$$F_{S0} = \frac{S_0 T \varepsilon_r \varepsilon_0 U^2}{2L_0^2}, \quad (12.21)$$

где $S_0 = N T h$ – единичная площадка в ЭКУ.

Поскольку в рассматриваемой модели исследуются динамические процессы механической и электрической релаксации протекающие одновременно, то силу пондеромоторного взаимодействия F_a в ЭКУ необходимо определять с учетом деформации микрорельефа поверхности эластичного покрытия путем введения коэффициента механической релаксации $K_{\text{мех}}$ его вещества, равного отношению текущего значения плотности пондеромоторного давления F_a , согласно уравнения (12.20), к максимально возможному его значению F_{a0} при полной деформации профиля (12.21). Значение коэффициента механической релаксации $K_{\text{мех}}$ при $d_{\text{ynp}} \neq 0$, $t \rightarrow \infty$ можно определить в общем виде по формуле:

$$K_{\text{мех.}} = \frac{2x_1 L_0^2}{T[L_0 + d(t)]^2} + \frac{2\varepsilon_1(T - 2x_1)L_0^2}{T^2} \int_{x_1}^{T/2} \frac{dx}{[\varepsilon_1 L(t, x) + \varepsilon_r d_1(t, x)]^2}. \quad (12.22)$$

Принимая, что микрорельеф поверхности диэлектрического покрытия ЭКУ имеет профиль близкий к синусоидальному, а прикладываемый к покрытию электрод имеет идеальную плоскость, то согласно (12.22) значение коэффициента $K_{\text{мех}}$ можно определить по формуле вида:

$$K_{\text{мех.}} = \frac{\varepsilon_1(\pi - K_0 x_1)L_0^2}{(a_1^2 - b_1^2)\pi^2} \left\{ \frac{\pi a}{\sqrt{a_1^2 - b_1^2}} - \frac{2a}{\sqrt{a_1^2 - b_1^2}} \operatorname{arctg} \frac{(a_1 - b_1) \operatorname{tg} \frac{K_0 x_1}{2}}{\sqrt{a_1^2 - b_1^2}} + \frac{b_1 \sin(K_0 x_1)}{a_1 + b_1 \cos(K_0 x_1)} \right\} + \frac{x_1 L_0^2}{\pi(L_0 + d)^2} \text{ при } a_1^2 < b_1^2, \text{ или } (12.23)$$

$$K_{\text{мех.}} = \frac{\varepsilon_1(\pi - K_0 x_1)L_0^2}{(a_1^2 - b_1^2)\pi^2} \left\{ \frac{a}{\sqrt{a_1^2 - b_1^2}} \ln \left| \frac{(b_1 - a_1) \operatorname{tg} \frac{K_0 x_1}{2} + \sqrt{b_1^2 - a_1^2}}{(b_1 - a_1) \operatorname{tg} \frac{K_0 x_1}{2} - \sqrt{b_1^2 - a_1^2}} \right| - \frac{b_1 \sin(K_0 x_1)}{a_1 + b_1 \cos(K_0 x_1)} \right\} + \frac{x_1 L_0^2}{\pi(L_c + d)^2} \text{ при } a_1^2 < b_1^2, \quad (12.24)$$

где: K_0 – размерный коэффициент;

$$b_1 = \Delta \varepsilon d;$$

$$a = \varepsilon_1 L_0 + \varepsilon_r d - \Delta \varepsilon \delta;$$

$$\delta = \left[\frac{1}{K_0} d_0 \sin(K_0 x_1) - dx_1 \right] / \left(\frac{\pi}{K_0} - x_1 \right);$$

x_1 – корни трансцендентного уравнения вида

$$\frac{\pi d}{d_0} - K_0 \left(\frac{\pi}{K_0} - x_1 \right) \cos(K_0 x_1) = \sin(K_0 x_1). \quad (12.25)$$

12.4. Динамика пондеромоторных сил в ЭКУ

12.4.1 Процесс установления сил электроадгезии

Процесс установления сил электроадгезии F_a до равновесного состояния в плоском конденсаторе ЭКУ (схемной модели рис. 12.5) определяется рядом основных факторов как: – время механической релаксации $\tau_{\text{мех.}}$; – время дипольной релаксации τ_p ; – время релаксации объемного миграционного заряда τ_m в диэлектрическом покрытии; – время релаксации заряда τ_0 в воздушном зазоре d_0 электрод – покрытие; – диэлектрическая проницаемость диэлектрического покрытия ϵ_r ; – толщина покрытия L_0 ; – ширина воздушного зазора d_0 , определяемая высотой микронеровностей профиля относительно средней линии (рис. 12.6); – высота профиля при равновесии упругих сил в покрытии $d_{\text{упр.}}$; – отношение глубины залегания объемного заряда в диэлектрике к толщине покрытия $\alpha = x_1/L_0$. Все эти исходные данные определяются и сохраняются постоянными на протяжении всего численного расчета для конкретного вида ЭАК за исключением времени релаксации τ_0 , которое зависит от изменяемых процессов, происходящих в зазоре d_0 между покрытием и электродом за счет автоионизации и инжекции носителей заряда из разряда. При расчетах напряжения в зазоре U_z не может быть выше предельного значения $U_{\text{пр.}}$, определяемого законом Пашена, т. е. в соответствии с алгоритмом расчета в зазоре оно уменьшается до выполнения условия $U_z = U_{\text{пр.}}$. Быстродействие закрепления и открепления детали 1 (рис. 12.1) определяется временем релаксации для каждого слоя модели τ_p , τ_m и τ_0 , которые для полимерных композитов в этом ряду возрастают, т. е. $\tau_m = \tau_0$.

Анализ выражения (1) дает линейную зависимость F_a от значения относительной диэлектрической проницаемости ϵ_r диэлектрического покрытия. Исследования показали, что зависимость F_a от ϵ_r линейная лишь при малых значениях ϵ_r в узком диапазоне величин. Однако при увеличении ϵ_r более 4 – 8 зависимость переходит в сублинейную при дальнейшем её насыщении. Расчеты в соответствии с моделью (рис. 12.5) дают также линейную зависимость при $\epsilon_r \leq 6$ с переходом в сублинейную и насы-

щением при $\epsilon_r > 50$. Здесь воздушный зазор d_0 при $t \rightarrow \infty$ (равный $d_{\text{упр}}$) имеет малое значение (менее 1,0 мкм), что подавляет процессы пробоя в соответствии с кривой Пашена, а проявляются процессы автоэлектронной эмиссии электронов из электрода в диэлектрик. При высоких значениях ϵ_r насыщение F_S связано в основном с перераспределением падения напряжения в диэлектрике 3 и воздушном зазоре d_0 . С увеличением ϵ_r происходит рост напряжения в воздушном зазоре, что приводит к его пробое и осаждению на поверхности диэлектрика гомозаряда. В соответствии с кривой Пашена электрическое поле E_0 в воздушном зазоре d_0 увеличивается до значения электрической прочности $E_{\text{пр}}$ и величина гомозаряда начинает преобладать над гетерозарядом.

На рис. 12.7 представлены графики зависимости пондеромоторного давления F_a в ЭКУ от толщины диэлектрика L_0 при различных значениях $d_{\text{упр}}$ (согласно модели рис. 12.5) при $U_0 = 1000$ В и $\epsilon_r = 3$.

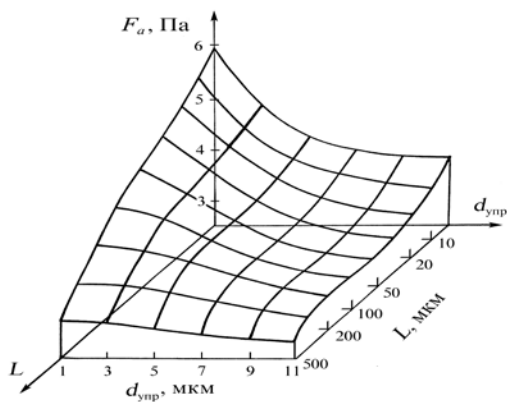


Рис. 12.7

На рис. 12.7 можно видеть динамику установления силы электроадгезии F_a в ЭКУ при различных значениях толщины диэлектрического покрытия L_0 и его параметра упругости $d_{\text{упр}}$. Например, при толщине L_0 диэлектрического покрытия равной ~ 100 мкм наблюдается увеличение значения $d_{\text{упр}}$ от 1 мкм до 5 мкм, что уменьшает величину F_S более чем на порядок. Особенно сильное влияние параметра $d_{\text{упр}}$ проявляется при малых толщинах диэлектрического слоя L_0 , когда величина воздушного за-

зора d_0 сопоставима с L_0 . При увеличении рабочего напряжения U_0 в ЭКУ существенно ограничивается рост электроадгезии F_a из-за проявления электрических пробоев воздуха в зазоре d_0 . Так при малых напряжениях питания $U_0 < 1000$ В величина F_S увеличивается пропорционально U_0^2 в соответствии с формулой (12.1), но при дальнейшем увеличении U_0 рост F_a замедляется и наблюдается её некоторый спад из-за последствий инжекции заряда из электрода 1 в диэлектрик в межфазном контакте. Диапазон значений U_0 , в котором зависимость $F_a = f(U_0^2)$ линейная, определяется распределением напряжений в диэлектрике и воздушном зазоре d_0 в соответствии с выражениями (12.13) и (12.14). Поэтому с увеличением ϵ_r пробои в зазоре d_0 возникают на ранней стадии установления F_a и её величина уменьшается, хотя при $U_0 < 800$ В она растёт вместе с ϵ_r . Зависимость F_S от U_0 для покрытий с разной толщиной показывает, что более тонкие покрытия обеспечивают большее значение электроадгезии F_a .

На рис. 12.8 представлены графики зависимости величины электроадгезии F_a в ЭКУ с диэлектрической структурой на основе пластифицированного ПВХ от значения величины действующего электрического поля E в плоском конденсаторе. На рис. 12.8 представлены кривые зависимости F_a при различной выдержке под постоянным электрическим напряжением U_0 внешнего источника: 1 – 20 с; 2 – 60 с; 3 – 100 с; 4 – 600 с. Здесь зависимости $F_a = f(E^2)$ наглядно иллюстрируют динамику установления электроадгезионного усилия F_a в процессе закрепления детали в ЭКУ.

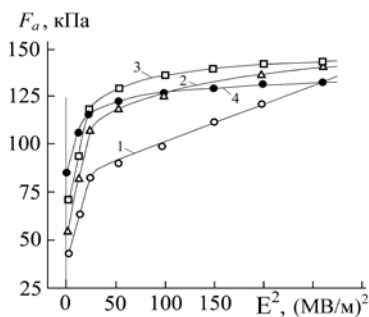


Рис. 12.8

Второй, линейный участок, характеризует процессы накопления миграционного заряда и поляризации при дрейфе заряда

В результате экспериментальных исследований (рис. 12.8) установлено, что процесс установления электроадгезии F_a в ЭКУ от времени t условно протекает в три основных этапа.

Первый – это скачок F_a в момент включения питания U_0 при малых значениях $t > 0$ и E^2 , когда процессы поляризации в диэлектрике ещё не развились.

ионизованного в диэлектрике полем, а также ориентации молекулярных фрагментов в ПВХ. Третий участок проявляется в сильных электрических полях при больших временах ($t > 100$ с), когда возникают процессы автоэмиссии гомозаряда из электродов в диэлектрик и ионизации пластификатора в ПВХ, которые в значительной степени усиливают перенос носителей заряда в диэлектрическом покрытии к поверхности слоя.

На начальной стадии зависимость $F_a(t)$ имеет два участка линейной и нелинейной зависимости электропроводности диэлектрика от величины действующего электрического поля. Однако при большом времени установления F_a в области электроадгезионного контакта электрод – диэлектрик происходит перераспределение зарядов и достигается динамическое равновесие F_a за счет электрических и механических сил в контакте.

При выполнении диэлектрического слоя 3 рис. 12.5 в виде слоистой структуры, когда в приэлектродной (анодной) области создается дополнительный «барьерный слой» из полимера x_1 , появляется возможность блокирования выхода на электрод дрейфующих подвижных молекулярных комплексов – катионов и тем самым удается существенно повысить значение F_a . Испытания подобного слоистого диэлектрика показывают существенное повышение усилия закрепления F_a и быстродействия по сравнению с однородным диэлектрическим покрытием на основе ПВХ.

12.4.2 Быстродействие ЭКУ

Быстродействие ЭКУ зависит от времени установления и спада номинального значения усилия закрепления и определяется в основном временем релаксации остаточной поляризации и неравновесного заряда в объеме диэлектрика.

После снятия электрического поля в ЭКУ (при отключении U_0) протекают процессы релаксации избыточного и неравновесного остаточного заряда в слое диэлектрика за счет объемной электрической проводимости. Материал диэлектрика с более высокой удельной электрической проводимостью γ обеспечивает высокие значения F_a и быстродействие.

На рис. 12.9 представлены графики спада электроадгезии F_a/F_0 в ЭКУ с ПВХ диэлектрическим покрытием из ПВХ в процессе открепления детали-электрода (после отключения внешнего источника напряжения U_0). F_0 – значение электроадгезии при $t = 0$. Покрытие из ПВХ содержит только пластификатор ДОФ –

49,7 масс. % (кривая 1), а также дополнительно молекулярную добавку типа родамин 6Ж – 0,3 масс. % (кривая 2).

В ЭКУ с диэлектрическим композиционным покрытием на основе ПВХ малоподвижные катионы пластификатора в приповерхностном слое x_1 и заряды захваченные на приповерхностных ловушках наполнителя медленно рекомбинируют в объеме полимера, вследствие чего величина F_S длительное время удерживается силами избыточного остаточного заряда (кривая 1 на рис. 12.9). При введении в диэлектрический слой на основе ПВХ низкомолекулярной ионогенной добавки типа родимин 6Ж, в его объеме создается подвижный неравновесный заряд, который способен компенсировать избыточный заряд остаточной поляризации (кривая 2 рис. 12.9). Ионогенная низкомолекулярная добавка родамин 6Ж в диэлектрическом покрытии ЭКУ существенно увеличивает быстродействие открепления детали.

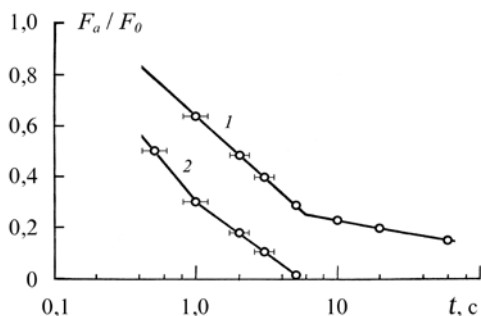


Рис. 12.9

В табл. 12.1 приведены результаты оценки влияния концентрации C_D низкомолекулярных донорно-акцепторных легирующих добавок на удельную объемную электрическую проводимость γ_v диэлектрического покрытия ЭКУ на основе пластифицированного ПВХ и на усилие закрепления F_a .

Из табл. 12.1 видно, что легирующие молекулярные добавки типа родамин 6Ж и TCNQ в покрытие из ПВХ способствуют увеличению усилия закрепления F_S в ЭКУ до значений $\sim 0,2$ МПа. Внедренная в структуру полимерного композита ионогенная добавка играет важную роль в процессах релаксации заряда миграционной поляризации как при её установлении так и при нейтрализации избыточного остаточного заряда.

Разработанный материал композиционного диэлектрического покрытия ЭКУ, содержащий 30 – 55 масс. % ДОФ, 0,1 – 0,3 масс. % родамина 6Ж и стабилизатора 1,5-2,5 % позволяет значительно увеличить усилие закрепления F_a до $\sim 0,23$ МПа при повышении быстродействия открепления детали (до $\sim 0,5$ с). Материал на основе ПВХ, содержащий 30-55 масс. % ДОФ, тетрацианхинодиметан $\sim 0,1-0,4$ масс. % и стабилизатор 1,5 – 2,5 масс. % увеличивает усилие закрепления в ЭКУ до $\sim 0,18 – 0,2$ МПа и уменьшает время открепления детали до долей секунды.

Таблица 12.1

Влияние вида и концентрации C_d низкомолекулярной легирующей добавки в ПВХ на его объемную электропроводность γ_v и электроадгезию F_a в ЭКУ

Вид легирующей добавки в покрытии	C_d , масс. %	F_a , МПа	γ_v , См/м
ПВХ без добавки	0	0,14 – 0,15	$2,5 \cdot 10^{-11}$
Тетрацианхинодиметан	0,5	0,14 – 0,16	$1,5 \cdot 10^{-10}$
Родамин 6Ж	0,1 – 0,5	0,12 – 0,2	$8 \cdot 10^{-10}$
Малеиновый ангидрид	0,4 – 0,7	0,08 – 0,1	-
Бензоат	1,0	0,07	-

Таким образом рассмотренная выше конденсаторная электромеханическая модель ЭКУ (рис. 12.5) с эластичным полимерным диэлектрическим покрытием позволяет проводить анализ динамики пондеромоторного взаимодействия электродов с учетом неравновесных электрических и механических процессов, протекающих как в диэлектрике так и на межфазной границе электрод-диэлектрик в сильных электрических полях. Результаты численного анализа динамики электроадгезионных процессов в ЭКУ качественно согласуются с экспериментальными данными исследований ЭКУ.

В этой связи выше рассмотренный метод моделирования позволяет проводить оценку особенности характера установления и снятия усилия закрепления в ЭКУ и его быстродействия при конструировании закрепляющих устройств для технологического оборудования в производстве электронной техники.

12.4.3 Композиционные покрытия в ЭКУ

Использование в ЭКУ эластичных диэлектрических композиционных покрытий с высокой диэлектрической проницаемостью ϵ_r , например, на основе полимеров наполненных с сегнетоэлектрическим порошком, возможно достичь предельных значений электроадгезии F_a при закреплении деталей до $\sim 0,1 - 0,2$ МПа.

Путем наполнения полимерной матрицы ПВХ дисперсным порошком сегнетокерамики ЦТС – 19 или ЦТС – 23, с дисперсностью до $\sim 5 - 7$ мкм, получают композиционные покрытия с диэлектрической проницаемостью ϵ_r до $\sim 25-30$, что в 4 – 5 раз увеличивает значение электроадгезии F_a в ЭКУ.

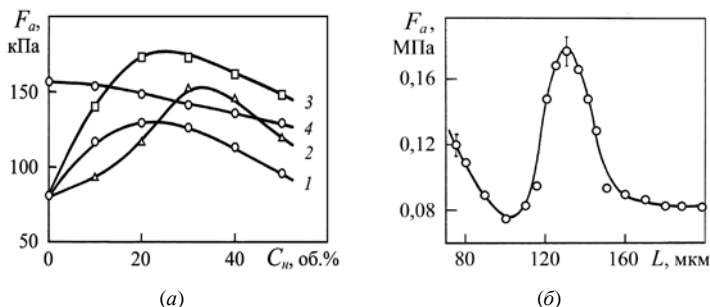


Рис. 12.10. График зависимости электроадгезии F_a в ЭКУ с композиционным диэлектрическим покрытием на основе ПВХ, наполненного порошком сегнетокерамики ЦТС – 19, от концентрации C_H наполнителя (а) и толщины слоя покрытия L (б)

На рис. 12.10 приведены графики зависимости силы F_a электроадгезии в ЭАК с композиционным диэлектриком на основе ПВХ пластифицированного ~ 40 масс. % добавкой ДОФ (1 – 3) и ДАФФ (4), от концентрации C_H наполнителя порошка сегнетокерамики ЦТС – 19. Из рис. 12.10 видно, что значение усилия электроадгезии F_a в ЭКУ с композиционным диэлектрическим покрытием при увеличении содержания C_H наполнителя ЦТС – 19 растет до максимального значения и затем несколько снижается.

При увеличении концентрации C_H наполнителя в композитной пленке повышается её диэлектрическая проницаемость ϵ , что приводит к увеличению значений F_a . Однако при наполнении

пленки композиционного диэлектрика до $\sim 30 - 40$ об. % она теряют свою эластичность, что существенно снижает значение F_a электроадгезионного взаимодействия, несмотря на значительное повышение величины диэлектрической проницаемости ϵ_r . При высоких концентрации C_H наполнения полимерной матрицы (более $\sim 45 - 50$ об. %) дисперсным ЦТС – 19 происходит структурирование композиционной системы материала с увеличением контактных взаимодействий между частицами наполнителя и уменьшении доли жидкой фазы полимера. Таким образом дисперсный наполнитель ЦТС – 19 выполняет роль дополнительного структурообразователя композита из-за своей способности ориентировать (поляризовать) активные группы полимера и пластификатора на межфазной границе, снижая их подвижность.

Вместе с тем наполнение полимерной матрицы способствует ионизации молекул пластификатора, но при этом существенно затрудняется перенос носителей заряда (катионов) в полимере из-за стерических препятствий частиц наполнителя перемещению в объеме композита из-за высокой сорбционной способности поверхности наполнителя, вследствие чего объемная электропроводность диэлектрика может снижаться на порядок.

Для более активного пластификатора типа ДАФФ увеличение ϵ_r практически не влияет на величину усилия закрепления F_a (кривая 4, рис. 12.10) из-за существенного определяющего влияния миграционной поляризации ионногенных носителей заряда в полимерном диэлектрике композиционного покрытия в ЭКУ при установлении электроадгезионного усилия F_a . Здесь наполнитель в композите играет роль структурообразователя, который только понижает концентрацию и подвижность носителей заряда миграционной поляризации, что снижает усилие электроадгезии F_a в ЭКУ.

При высокой степени наполнения (более $35 - 40$ об. %) сегнетоэлектрическим порошком эластичность полимерного композита резко снижается, что приводит к значительному снижению усилия F_a , несмотря на высокие значения величины ϵ_r . Технологическая обработка композиционных пленок путем прокатки между валиками (каландрирование) может приводить к дополнительному направленному структурированию (сдвигу частиц) с образованием текстур при направленной вытяжке пленки. Это приводит к дилатантному упрочнению композиционных пленок с существенным изменением их механических и электрических свойств. На рис. 12.10, б показано характерное изменение усилия

электроадгезии F_a в ЭКУ для композиционных пленок разной толщины, полученных каландрированием. Из рис. 12.10, б видно, что эффект дилатансии проявляется при прокатке пленок ПВХ с наполнением ~ 40 об. % порошком поляризованной сегнетокерамики ЦТС – 19 до толщин ~ 110 – 150 мкм. В области толщины пленки меньшей величины до ~ 110 мкм и большей ~ 150 мкм дилатантный эффект проявляется незначительно.

Путем дополнительного введения в наполненный композит ПВХ легирующей добавки низкомолекулярного соединения типа родамина бЖ с концентрацией до ~ 0,3 масс. % приводит к увеличению значения F_a на ~ 15 – 25 %. Здесь легирующая добавка компенсирует снижение значения электроадгезии F_a из-за увеличения концентрации подвижных носителей заряда миграционной поляризации в композиционном материале, что и приводит к увеличению значения F_a .

Использование эластичного ПВХ – композита в электростатических ЭКУ не всегда обеспечивает стабильность рабочих характеристик при наличии длительного трения контактирующих поверхностей и при повышенных температурах. В этом случае одним из путей обеспечения необходимых рабочих свойств ЭКУ может быть выполнение диэлектрического покрытия в виде композита на основе полимера наполненного волокнами с преимущественно одноосной ориентацией при образовании более высокопрочной и термостойкой структуры.

Известны композиционные материалы на основе полиамида армированного однонаправленными волокнами которые имеют высокую механическую прочность и эластичность при сжатии, а также высокую стойкость к истиранию, ударным нагрузкам и многим химическим реагентам. Рабочая температура армирующих волокон на основе алифатических полиамидов достигает ~ 150 °С, а ароматических полиамидов до ~ 350 – 600 °С.

Наполнение полимеров неорганическим наполнителем не может превышать 40-50 об. % из-за их термодинамической несовместимости с полимерной матрицей. Более высокое наполнение полимера (до ~ 95 об. %) возможно осуществлять органоволокнами «родственной» природы матрицы полимера при одноосной ориентацией молекул в волокне с образованием более высокопрочной и термостойкой ориентированной структуры, что повышает эксплуатационные свойства композиционных текстур при повышенных температурах.

На рис. 12.11 представлены графики зависимости установившегося значения величины силы электроадгезии F_a в ЭКУ от концентрации $C_{ПВ}$ (а) полиамидного волокна (ПВ) в диэлектрическом композиционном покрытии, а также и от температуры (б).

Из рис. 12.11, а видно, что при повышении $C_{ПВ}$ увеличивается твердость композиционного покрытия, а повышение температуры ($\sim 100^\circ\text{C}$) способствует увеличению значения F_a за счет увеличения деформации эластичного рельефа поверхности диэлектрического покрытия контактирующего с электродами ЭКУ.

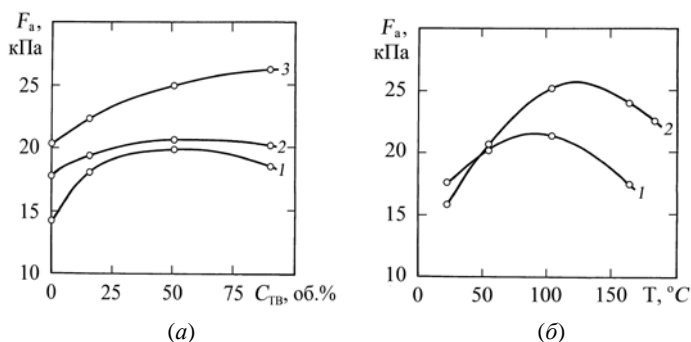


Рис. 12.11. График зависимости установившегося значения электроадгезии F_a в ЭКУс композиционным диэлектрическим покрытием на основе ПДА от концентрации волокнистого наполнителя $C_{ПВ}$ (а) и температуры T (б) в электрическом поле $\sim 1,4$ МВ/м. Образцы исследовались при температуре (а): 1 – 20°C ; 2 – 50°C ; 3 – 100°C , а для (б) наполнение $C_{ПВ}$ составляет: 1 – 50 об. %; 2 – 5 об. %

График зависимости F_a от температуры, представленный на рис. 12.11, б, имеет характерный максимума значения F_a , что хорошо проявляет динамику двух конкурирующих электрических процессов, протекающих одновременно в электроадгезионном контакте ЭКУ. Эти неравновесные процессы обусловлены увеличением остаточной поляризации аморфного полиамида (ПДА) за счет дипольно-сегментальной ориентации молекул в полимере (до температур $\sim 80 - 90^\circ\text{C}$) и компенсацией этой поляризации зарядом инжектируемым из электрода в полимер при более плотном прижатии электрода конденсатора в электроадгезионном контакте из-за размягчения полимерной фазы ПДА.

Таким образом армирование аморфной полимерной матрицы ПДА полиамидными волокнами повышает рабочую темпе-

ратуру композиционных покрытий в ЭКУ до ~ 150 °С.

Использование сегнетокерамического порошка ЦТС – 19 с частицами размером 3 – 5 мкм в качестве наполнителя в пластифицированную матрицу полиамида позволяет получить композиционное диэлектрическое покрытие для работы ЭКУ при повышенных температурах эксплуатации до ~ 250 °С. Такие покрытия толщиной 120 – 140 мкм при напряженности рабочего электрического поля ~ 5 МВ/м позволяют создавать электроадгезию F_a закрепления пластин в ЭКУ до ~ 20 кПа в условиях повышенных температур их обработки 170 – 230 °С.

12.5 ЭКУ в технологической оснастке производства изделий электронной техники*

На практике рассмотренный выше принцип образования электроадгезионной связи разнородных твердых тел, на основе их пондеромоторного взаимодействия в электрическом поле, используется при создании электростатических муфты сцепления при передаче силового механического момента, в крепежных устройствах оснастки при механической и электронной обработке деталей, в захватывающих узлах манипуляторов автоматизированных сборочных и транспортные линии в производстве элементов электронной техники машино - и приборостроения.

В зависимости от технических требований и условий эксплуатации ЭКУ его межэлектродная конденсаторная структура может выполняться в разных вариантах выбора материалов.

В традиционных ЭКУ при захвате детали используется подложка из полупроводящего материала с удельным объемным электрическим сопротивлением $10^6 - 10^9$ Ом.м, которая обеспечивает высокое быстродействие при небольшом усилии закрепления F_a . Для существенного увеличения величины F_a в ЭКУ, например, при длительной механической обработке закрепленной детали, для устранения протекания сквозного тока при её нагревании в структуру контактной зоны конденсатора вводится барьерный слой в виде диэлектрического покрытия. Однако в таком ЭКУ может существенно снижаться быстродействие операций закрепления и открепления детали. Для длительного сохранения усилия

* Раздел 2.5 составлен совместно с П.А. Лучниковым

закреплённой детали F_a (месяцы и годы) в ЭКУ целесообразно использование пондеромоторных сил остаточного электретенного заряда в диэлектрическом слое покрытия. При этом величина F_a закрепления будет определяться видом выбираемого электретенного материала покрытия, а также технологическим режимом его предварительной электризации (поляризации).

12.5.1. ЭКУ с полупроводящей подложкой

В производстве приборостроения используются электростатические крепежные устройства для проводящих и полупроводящих объектов, содержащие корпус с полупроводящей плоской плитой, снабженной двумя электродами, расположенными по обеим плоским сторонам плиты, и источника постоянного высокого напряжения (аналог рис. 12.1 без диэлектрического слоя 3). На свободной поверхности плиты нанесен один из электродов в виде полоски или серии полос для контакта с закрепляемой деталью. Закрепление детали производится на этой поверхности путем подключения к электродам внешнего источника напряжения, т.е. между деталью и плитой возникают сила электроадгезионного взаимодействия и деталь прочно притягивается (закрепляется) на плите. При отключении источника питания электроды закорачиваются и деталь открепляется. Однако такое ЭКУ обладает малым быстродействием ($\sim 10 - 20$ с) из-за длительного времени релаксации остаточного заряда емкости на межфазной электроадгезионной границе деталь – плита.

На основе описанного принципа построен схват манипулятора автоматизированных линий для переноса и укладки деталей при сборке приборов, в котором с помощью электронной схемотехники удается увеличить его быстродействие.

В качестве типичного примера устройства ЭКУ с полупроводящей подложкой можно рассматривать манипулятор для ручного переноса элементов микроприборов.

На рис. 12.12 представлен общий вид (а) устройства ручного манипулятора и его электрическая схема (б) электронной компенсации остаточного заряда на электроадгезионной границе объект-подложка.

Манипулятор (рис. 12.12, а) состоит из полого диэлектрического корпуса 1 с наконечником 2, который снабжен двумя электродами 3, 4. Внутри корпуса расположена система питания, включающая в себя коммутатор 5, накопительный конденсатор б, диод 7, рези-

сторы 8, 9, контактный разъем 10. Вне корпуса расположены источник высокого напряжения 11 и закрепляемая деталь 12. Для увеличения быстродействия, система питания содержит накопительный конденсатор 6, два резистора 8 и 9, а также диод 7, причем накопительный конденсатор 6 включен между выходом коммутатора и первым электродом 3 наконечника, резисторы 8 и 9 соединены последовательно и подключены к выходу коммутатора 5 и второму электроду наконечника 4, а диод 7 соединен с первым электродом 3 наконечника и общим соединением резисторов. Электроды 3 и 4 выполнены из полупроводящего композиционного материала, которые расположены в одной плоскости в виде планарного конденсатора.

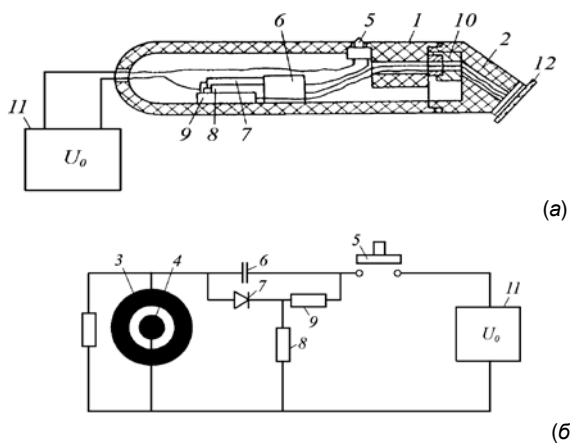


Рис. 12.12

В процессе работы с манипулятором оператор подносят к объекту захвата плоскость электродов 3 и 4 так, чтобы она прилегла к закрепляемой поверхности детали 12. Далее нажатием кнопки коммутатора 5 на электроды 3 и 4 подается высокое постоянное напряжение от источника 11, что приводит к закреплению и удержанию детали на полупроводящих электродах за счет поперечных сил электростатического поля между объектом и электродами. Одновременно накопительный конденсатор 6 заряжается через нагрузочные резисторы 8 и 9 и диод 7.

Открепление детали 12 производится путем разрыва цепи питания источника 11 коммутатором 5. При этом накопительный конденсатор 6 разряжается через цепь резисторов цепи на электроды 3 и 4.

троды 3 и 4 в противофазе разности потенциалов емкости электроадгезионной границы образованной электродами и закрепленной деталью.

На рис. 12.13 представлены график зависимости спада остаточного усилия закрепления F_a детали в ручном манипуляторе после отключения внешнего источника напряжения U_o .

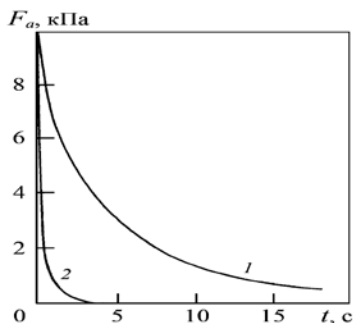


Рис. 12.13. График зависимости спада усилия закрепления F_a образца кремниевой пластины (рис. 12.12) после отключения внешнего источника питания U_o в манипуляторе: 1 – без электронной схемы компенсации остаточного заряда и 2 – при наличии схемы

Таким образом компенсация остаточного заряда в контактной области электроадгезионного соединения осуществляется накопленными зарядами в конденсаторе б противоположной полярности вследствие чего усилие закрепления F_a падает практически мгновенно, т.е. наличие электронной схемы компенсации (б) существенно увеличивает быстродействие ручного манипулятора.

Оптимальное условие работы электронной схемы компенсации заряда обеспечивается при $R_3 \gg R_o \gg R$, где R_3 – эквивалентное сопротивление между электродами наконечника с закрепленной деталью; R_o – обратное сопротивление диода; R – сопротивление резисторов 8 и 9.

В ЭКУ с полупроводящей подложкой развиваемое усилие закрепления F_a электропроводящих плоских деталей типа пластин кремния, арсенида галлия, пленок пермаллоя, бериллиевой бронзы и др., зависит от степени обработки контактирующих поверхностей и не превышает $\sim 1,0$ кПа, что ограничивает область их применения.

12.5.2. ЭКУ с диэлектрическим покрытием для вакуумного оборудования

В экстремальных условиях эксплуатация устройства ЭКУ работают при воздействии повышенных температур, энергетических пучков и полей, а также пониженного атмосферного давления и вакуума. В этом случае необходимо обеспечение надежного закрепления объекта (например, полупроводниковой пластины при плазменной обработке в вакуумной камере) на протяжении всего технологического цикла. Держатели пластин на основе ЭКУ с диэлектрическим покрытием могут обеспечить надежное закрепление в широком температурном диапазоне температур.

На рис. 12.14 представлена схема конструкции высоко-температурного электроадгезионного захвата *В.Н. Абрарова* для операций в вакууме при электронно-лучевой обработке полупроводниковых пластин в промышленных установках типа УВН – 71П – 3.

В корпусе 6 захвата (рис. 12.14) размещается слоистая структура основного элемента ЭКУ, состоящая из термостойкой диэлектрической подложки 1 из поликора и нанесенных на его внешнюю поверхность группы гребенчатых электродов 2 и 3 из молибдена, толщиной $\sim 0,1$ мкм. Электроды 2 и 3 образуют планарный конденсатор, который подключается разнополярно через электронный коммутатор 7 к источнику 8 постоянного напряжения U_0 . На поверхность подложки 1 с электродами 2 и 3 напыляется термостойкое тонкопленочное диэлектрическое покрытие 4 из нитрида кремния толщиной $\sim 1,5 - 2,0$ мкм, которое обеспечивает рабочую емкость двойного электрического слоя электроадгезионного контакта диэлектрического покрытия с плоским объектом с малыми значениями сквозного тока утечки при повышенных температурах. В зависимости от формы обрабатываемых пластин электроды 2 и 3 могут выполняться в виде чередующихся концентрических колец, прямоугольных полос, квадратов и др.

Закрепление образца пластины 5 в захвате (рис. 12.14) происходит в результате её плотного прилегания к диэлектрическому покрытию 4 и подачи постоянного электрического напряжения к системе электродов 2 и 3.

Открепление обработанной пластины – образца осуществляется путем отключения электродов 3 и 4 от источника питания 8 коммутатором 7 с последующей подачей на них импульса полярности противоположной рабочему напряжению U_0 , вследствие

чего происходит компенсация остаточного заряда в электроадгезионном контакте пластина – диэлектрическое покрытие.

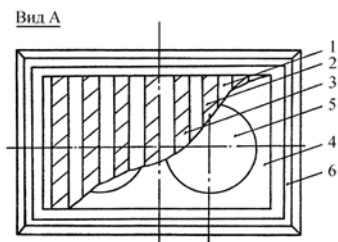
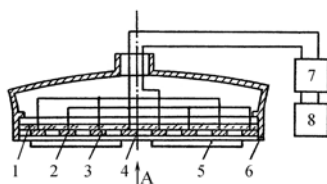


Рис. 12.14.

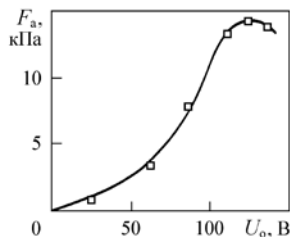


Рис. 12.15.

На рис. 12.15 представлен график зависимости силы электроадгезии F_a полупроводниковой пластины арсенида галлия в ЭКУ захвата (рис. 12.14) от напряжения питания U_0 в условиях вакуума при рабочей температуре 350 °С. Параметры шероховатости поверхности диэлектрического покрытия ЭКУ захвата, а также закрепляемых пластин не превышают значений ~ 0,04 мкм. В этих условиях время закрепления и открепления пластины в ЭКУ захвате не превышает ~ 2 – 3 с.

Из рис. 12.15 видно, что тонкопленочная структура ЭКУ с неорганическим диэлектрическим покрытием обеспечивает надежное закрепление полупроводниковых и металлических пластин при повышенных температурах.

Рассмотренный выше принцип построения ЭКУ- захвата может быть использован в технологическом вакуумном оборудовании при обработке полупроводниковых и металлических пластин электронными и ионными пучками и напылении различного вида вакуумных пленочных покрытий.

На рис. 12.16 схематически представлен основной узел технологической вакуумной установки для нанесения веществ на пластины при их термическом распылении. Поток распыляемых

веществ возможно создавать как термической сублимацией вещества так и путем распыления под воздействием пучка ускоренных электроном и ионов, в магнетроне и высокочастотном плазменном разряде.

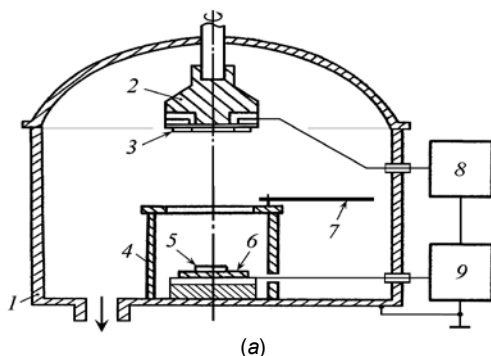


Рис. 12.14. Схема вакуумной технологической установки (а) и ЭКУ – захвата «карусели» (б) для нанесения пленочных покрытий: 1 – вакуумная камера; 2 – захват (карусель) для образцов; 3 – образцы пластин; 4 – источник паров вещества; 5 – распыляемое вещество; 6 – нагреватель; 7 – заслонка; 8 – блок управления; 9 – источник питания

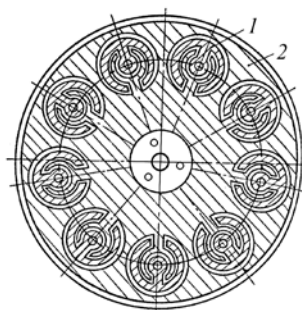


Рис. 12.16, б

Внутри камеры 1 вакуумной установки расположен вращающийся держатель полупроводниковых пластин 3, закрепленных электроадгезионным захватом 2. Напыление покрытий на поверхность пластин осуществляется из источника паров вещества 5 сублимированного температурой. Технологический режим напыления пленочных покрытий управляется путем регулирования потока испаряемого вещества из источника 4 с использованием механической заслонки 7. При этом смена образцов 3 перед источником 4 осуществляется их расположением при вращении «карусели» с захватом 2.

Электроадгезионный захват, в устройствах с «карусельным» перемещением образцов для одного цикла обработки серии пластин, выполняется в виде концентрических электродов – колец, расположенных на плоском «карусельном» диске, согласно количеству образцов, например, как показано на рис. 12.16 (б) для 9 пластин. При подачи постоянного электрического напряжения на электроды захвата 2 от источника питания 9 через блок управления 8 осуществляется закрепление и открепление образцов 3 в процессе всего технологического цикла их обработки.

12.5.3. ЭКУ на основе электрретного эффекта

ЭКУ в фотолитографии. Фотолитография является одним из основных и трудоемких этапов технологического процесса производства изделий электронной техники, которая во многом определяет качество изготавливаемого микроприбора в целом. В этом процессе основной операцией представляется нанесение фоторезистивного слоя на полупроводниковые пластины из раствора методом центрифугирования. Пластины на вращающемся столике центрифуги закрепляются различными механическими методами: держатели, ограничительные штыри или вакуумное притягивание обрабатываемой пластины к поверхности столика. Однако при таких методах закрепления обрабатываемой пластины имеет место неконтролируемое её проскальзывание и смещение в начальный момент вращения относительно заданной ориентации, а в ряде случаев её сбрасывания с поверхности вращающегося столика, что приводит к разнотолщинности слоя фоторезиста формируемого на её поверхности и снижает воспроизводимость заданных параметров слоя. Электростатический метод закрепления не имеет описанных выше недостатков и может быть выбран за основу для закрепления обрабатываемых пластин при разработке высокоскоростных методов нанесения наноразмерных слоев из раствора.

На рис. 12.17 приведена схема электроадгезионного столика центрифуги для нанесения слоев фоторезиста на полупроводниковые пластины из раствора.

Здесь на металлическом основании столика 1 жестко закреплена полупроводящая положка 2 с диэлектрическим слоем 3 из полимерной пленки на которую помещается обрабатываемая пластина 4. Изолирующий цилиндр 5 с игольчатым пружинным электродом 7 через ограничительное высокоомное сопротивление

9 (~ 5 – 10 МО.м) обеспечивает электрический контакт пластины 4 с электропроводящим заземленным столиком 1. Столик 1 жестко закреплен на валу ротора электродвигателя 10, обеспечивающее его вращательное движение вокруг единой оси.

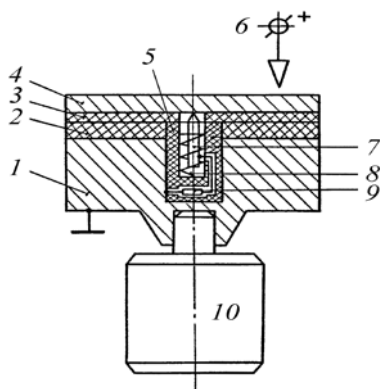


Рис. 12.17. Схема центрифуги с электростатическим закреплением обрабатываемой пластины: 1 – металлический столик; 2 – полупроводящий слой; 3 – диэлектрический слой; 4 – закрепляемая пластина; 5 – изолирующий цилиндр; 6 – зарядный электрод; 7 – подвижный контактный электрод; 8 – пружинка; 9 – ограничительное сопротивление; 10 – электродвигатель вращения столика центрифуги

Обрабатываемая пластина прижимается к диэлектрическому слою 3 силами электроадгезии при касании зарядного электрода 6 с высоким электрическим потенциалом (~ 1 – 2 кВ) с закрепляемой пластиной. После отключения электрода 6 от пластины 4 в полимерной пленке 3 сохраняется остаточная электрическая поляризация за счет зарядов инжектированных из электродов 2 и 4 в пленку и остаточной дипольной поляризации в полимере, т.е. образуется электроэлектрет, который свое состояние сохраняет длительное время.

На рис.12.18 представлен график зависимости усилия закрепления F_a полупроводниковой кремниевой пластины на столике центрифуги (рис. 12.17) с диэлектрическим слоем из ПЭТФ после приложения к электроду 6 постоянного электрического напряжения минус 2,0 кВ в течение ~ 10 с.

Для получения фоторезиста на поверхность закрепленной пластины 4 наносится необходимая доза раствора фоторезиста и включается вращение столика 1 центрифуги вращением электродвигателя 10. Жидкий раствор фоторезиста дозированно наносится на поверхность закрепленной пластины 4 и с помощью центробежных сил, при её вращении, равномерно растекается по поверхности полупроводниковой пластины и образует тонкую

пленку в виде покрытия. Фоторезист на пластину может наноситься также при её вращении.

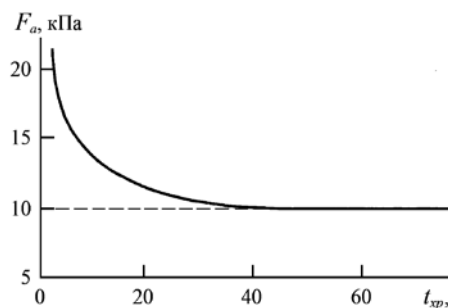


Рис.12.18

Использование в качестве диэлектрического слоя 3 полимер типа ПЭТФ толщиной 10 мкм обеспечивает надежное закрепление пластины с усилием F_a превышающим ~ 10 кПа в течение длительного времени.

Другие устройства ЭКУ с использованием электретного эффекта представлены на рис. 12.19 и рис. 12.20, которые могут

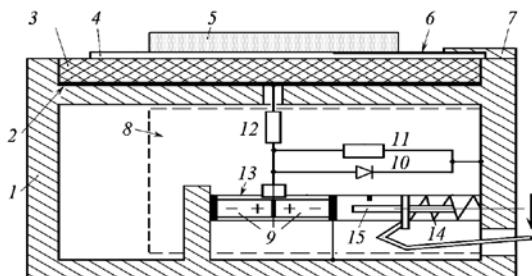


Рис. 12.19

использоваться в качестве предметного столика при фотоэкспонировании фоторезиста, при разметке и скрайбировании пластин, для устройств транспортировки и длительного хранения микроприборов в газовых средах и других технологических операциях.

Устройство предметного столика для закрепления пластин (рис. 12.19) состоит из корпуса 1, полупроводящей плиты 3, ограничивающей токи утечки, диэлектрического покрытия 4 из полимерной пленки, обладающей электретными свойствами, полочки электрода 6, напыленного в вакууме, нижнего электрода 2 полупроводящей пластины 3 и автономного источника высоковольтных импульсов 8 с контактным электродом 7. Автономный источник 8 высокого импульсного напряжения ($\sim 2 - 3$ кВ) имеет пьезоэлементы 9 в диэлектрической обойме 13, электрическую цепь состоящую из ограничительных резисторов 11 и 12, высоковольтного диода 10 и механический спусковой механизм 14 с ударником 15. Автономный источник 8 одним полюсом подключен к внешнему полосковому электроду 6 на пленке 4, а другим к нижнему электроду 2 полупроводящей плиты 3. При нажатии рычага спускового механизма 14 ударник 15 вызывает генерацию пьезоэлементами импульса высокого электрического напряжения длительностью $\sim 2 - 6 \cdot 10^{-3}$ с, который прикладывается к системе электродов 2 и 6 вследствие чего в диэлектрической пленке 4 создается электроэлектретное состояние. Поскольку электрет 4 находится постоянно в закороченном состоянии через цепь резисторов 11 и 12, то в конденсаторе 6-4-3-2 возникает пондеромоторное притяжение (закрепление) пластины 5 в ЭКУ.

Использование в устройстве ЭКУ (рис. 12.19) в качестве диэлектрического слоя 4 эластичную пленку ПВХ, легированную низкомолекулярной добавкой родамин 6Ж, позволяет развивать усилие закрепления кремниевых пластин до значений ~ 50 кПа.

Аналогичного ЭКУ возможно построить на основе электретных элементов рис. 12.20 и использовать для транспортировки и длительного хранения пластин и микроприборов. Основной узел такого ЭКУ (рис. 12.20,) содержит корпус 1, электретную подложку 2, выполненную в виде чередующихся разнополярно заряженных областей с электродами 3 и 4, закрепляемую полупроводниковую пластину 5, резистор 6, подключенный к парным разнополярным электродам 3 и 4, коммутатор 7 и источник 8 постоянного напряжения компенсации внешнего электрического поля электретов. Подложка 2 выполняется из хорошего электретного материала, например, фторполимера Ф4-МБ с разнополярно заряженными областями (рис. 12.20, б, в).

В процессе закрепления пластины 5 на электретной подложке 2 парные электроды 3,4 и $N, N+1$, соответственно, подключаются к источнику компенсирующего напряжения 8 для умень-

шения действующего внешнего электрического поля электретных областей E_{01} и E_{02} до значений меньших пробивной прочности газовой среды в зазоре электрет – закрепляемая пластина 5. В этом случае поверхностная плотность заряда электретных областей не будет претерпевать изменение значений в процессе закрепления и открепления пластины 5. После закрепления пластины 5 источник 8 отключается. При откреплении пластины внешний источник 8 используется также как и при закреплении.

Используемый принципа компенсации внешнего электрического поля электрета E_0 существенно увеличивает надежность работы электретного ЭКУ в целом.

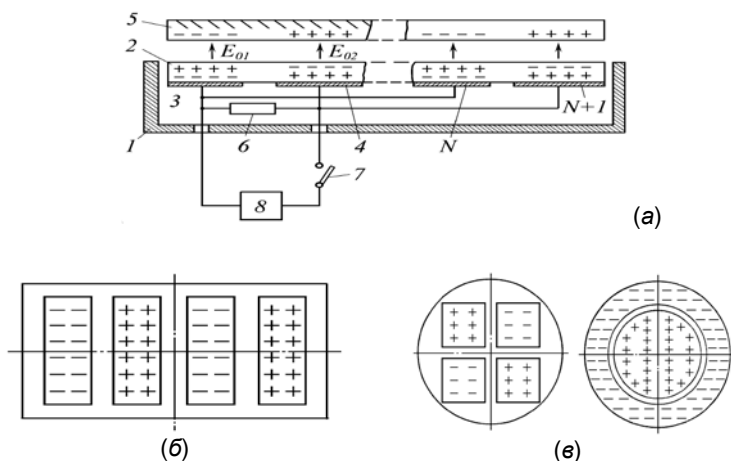


Рис. 12.20. Схема электретного ЭКУ (а) транспортной кассеты: 1 – корпус; 2 – электретная подложка; 3 и 4 – электроды; 5 – закрепляемая пластина; 6 – резистор; 7 – коммутатор; 8 – источник постоянного компенсирующего напряжения

Описанные выше виды ЭКУ могут использоваться в автоматизированных линиях производства микроприборов при разделении и подготовки полупроводниковых кристаллов на подвижном транспортном электроадгезионном спутнике с управляемым процессом закрепления и съема кристаллов.

Схема такой автоматизированной установки представлена на рис. 12.21, в которой традиционный транспортный носитель с липкой поверхностью 1 заменяется на электретный носитель.

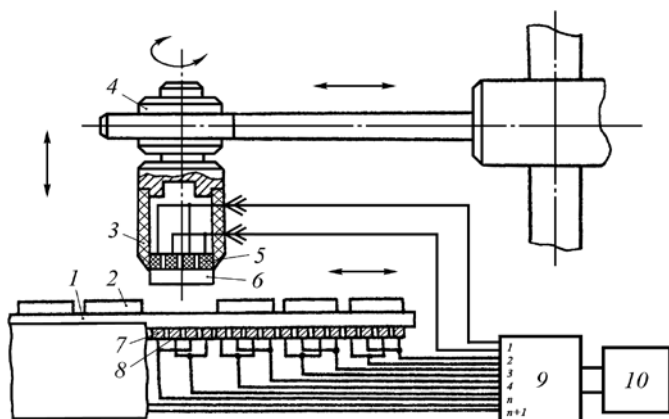


Рис. 12.21. Схема автоматизированной установки транспортировки кристаллов. 1 – подвижный электретный носитель кристаллов, 2 – кристалл, 3 – корпус манипулятора; 4, 5 – разнополярные полупроводящие электроды, 6 – закрепляемый кристалл, 7 и 8 – электроды компенсации, 9 – управляющий коммутатор, 10 – микропроцессор

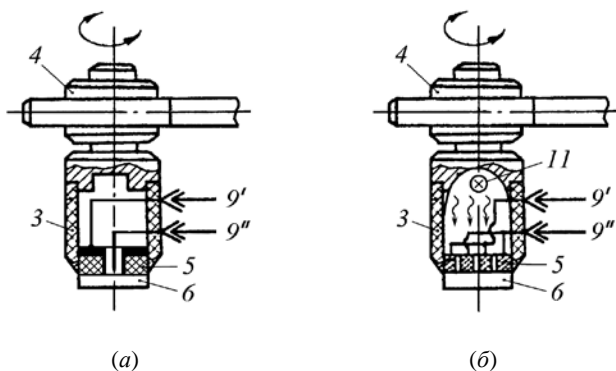
На закрепляемой поверхности носителя 1 (рис. 12.21) под каждым кристаллом имеется система тонкопленочных матричных электродов 7 и 8. Путем подачи на эту пару электродов напряжения от источника через коммутатор блока 9 происходит закрепление кристалла 6 на носителе 1.

Коммутатор 9 обеспечивает режим открепления образца 6 в манипуляторе 4. Путем подачи напряжения компенсации противоположной полярности знаку поверхностного заряда электретного носителя осуществляется открепление транспортируемого кристалла 2 с поверхности носителя 1. Манипулятор 4 с чередующимися разнополярными полупроводящими электродами 5 производит захват и открепление посредством подачи на них напряжения от коммутатора 9 управляемого процессором 10.

ЭКУ– захват может выполняться в других вариантах рис. 12.22 (а) и (б). На рис. 12.22 (а) один центральный электрод выполнен в виде игольчатого контакта, который задает нулевой

потенциал кристаллу 6. Другой, кольцевой электрод 5 из полупроводящего материала обеспечивает электроадгезионное закрепление кристалла 6 в ЭКУ.

Другой вид захвата рис. 12.22 (б) выполнен на основе по-



лупроводящих электродов 5 изготовленных из фотопроводящего полупроводника типа CdTe. Путем изменением электропроводности фотопроводящими электродами 5, при воздействии на них световым потоком от источника 11, уменьшается электропроводность фотопроводника 5 и существенно увеличивается быстродействие как захвата так и открепления объекта в манипуляторе. Поскольку в процессе переноса кристалла 6 в манипуляторе на фотопроводящих электродах 5 подается постоянное электрическое напряжение смещения U_0 , посредством контактов 9^1 и 9^{11} , то при отключении U_0 происходит откреплении объекта. В этом случае после отключения U_0 наиболее оптимальным режимом открепления является одновременное воздействие светового излучения на фотопроводящие электроды 5 и импульса электрического напряжения от управляющекго коммутатора 9^1 и 9^1 для компенсации остаточного заряда на адгезионной границе электроды – кристалл.

Рассмотренный выше ЭКУ – захват с фотопроводящими электродами может развивает усилие закрепления кристаллов до $\sim 20 - 40$ кПа.

Литература

1. *Ивашов Е.Н.* 1 – координатные исполнительные устройства: Метод. указания по самостоятельной работе студентов. – М.: МИЭМ, 1998. – 31 с.
2. *Григорьев И.Ю., Ивашов Е.Н., Степанчиков С.В.* 1 – координатные винтовые исполнительные устройства: Основные расчетные зависимости: Метод. указания по самостоятельной работе студентов. – М.: МИЭМ, 1990. – 13 с.
3. *Некрасов М.И., Ган К.Г., Ивашов Е.Н.* Расчет основных параметров волновых передач: СТП М6.0.012.008-80/ОКБ ИКИ АН СССР. – Фрунзе, 1980. – 65 с.
4. *Патцов Г.М., Ган К.Г., Ивашов Е.Н.* Методика расчета вакуумных сильфонных вводов движения: СТП М6.0.012.015-83/ОКБ ИКИ АН СССР. – Фрунзе, 1983. – 23 с.
5. *Ивашов Е.Н., Некрасов М.И., Степанчиков С.В.* Червячно-зубчатый механизм: Метод. указания по курсовому проектированию. – М.: МИЭМ, 1993. – 29 с.
6. *Ивашов Е.Н., Кузнецова Т.И., Некрасов М.И.* Методические указания по расчету двухпоточного червячно-зубчатого редуктора: Метод. указания по курсовому проектированию. – М.: МИЭМ, 1986. – 17 с.
7. *Ивашов Е.Н., Ляпин В.М., Некрасов М.И., Степанчиков С.В.* Методика проектного и поверочного расчетов шарикоподшипников, предназначенных для работы в сверхвысоковакуумном автоматизированном оборудовании. / Автоматизированные станочные системы и роботизация производства. – Тула: ТПИ, 1992, с. 64 – 70.
8. *Ивашов Е.Н., Некрасов М.И., Степанчиков С.В. и др.* Расчет внутрикамерных механизмов на привносимый уровень загрязнений: СТП 26-89/МИЭМ. – М., 1989. – 25 с.
9. *Ивашов Е.Н., Некрасов М.И., Степанчиков С.В. и др.* Расчет газовыделения из узлов трения в вакууме: СТП 27-89/МИЭМ. – М., 1989. – 17 с.
10. *Ган К.Г., Ивашов Е.Н.* Расчет вероятности безотказной работы деталей научно-космической аппаратуры, работающих при переменных и постоянных нагрузках: СТП М6.0.012.013-82/ОКБ ИКИ АН СССР. – Фрунзе, 1982. – 32 с..

11. *Ивашов Е.Н., Некрасов М.И., Степанчиков С.В.* Коэффициенты трения металлов, твердых смазочных покрытий и антифрикционных материалов в атмосфере и вакууме: СТП 24-85/МИЭМ. – М., 1986. – 7 с.
12. *Ивашов Е.Н., Некрасов М.И., Мельников А.И., Степанчиков С.В.* Волновые передачи в космической технике/Конструирование приборов для изучения космоса. – М.: Наука, 1985. – С.18 – 22.
13. *Ивашов Е.Н., Некрасов М.И., Степанчиков С.В. и др.* Определение коэффициентов трения НКА, работающей в вакууме/Конструирование научных космических приборов. – М.: Наука, 1985, с. 33 – 37.
14. *Ивашов Е.Н., Кожевников А.И., Некрасов М.И., Степанчиков С.В.* Методика расчета газовыделения из узлов трения механических систем, работающих в условиях вакуума: Метод. указания по курсовому проектированию. – М.: МИЭМ, 1997. – 12 с.
15. *Ивашов Е.Н., Некрасов М.И., Степанчиков С.В.* Расчет надежности деталей, работающих под нагрузкой: Метод. указания по выполнению РГР. – М.: МИЭМ, 1998. – 27 с.
16. *Расчет и конструирование механических систем оборудования аэрокосмической и электронной техники:* Учебное пособие для вузов / Н.В. Василенко, Е.Н. Ивашов, С.В. Степанчиков и др. – Томск: МГП «РАСКО» изд-во «Радио и связь», 1999. – 304 с.
17. *Ивашов Е.Н., Некрасов М.И., Степанчиков С.В.* Выбор и расчёт соединений: Метод. Указания по курсовому проектированию. – М.: МИЭМ, 1992. – 32 с.
18. *Ивашов Е.Н.* Модели трения, изнашивания и газовыделения для вакуумного машиностроения. // Вестник машиностроения.- 1990, № 12, с. 17 – 20.
19. *Ивашов Е.Н., Некрасов М.И., Степанчиков С.В.* Исследование фрикционных характеристик твердосмазочных покрытий в вакууме. // Органические и полупроводниковые материалы. – Пермь: ПГУ, 1989, с. 175 – 181.
20. Патент РФ 2014551. 5 F 16 N 17|06 Способ уменьшения трения в вакууме. / *Ивашов Е.Н., Степанчиков С.В.* – от 13.02. 1992 г. – Оpubл. 15.06. 94. // Б.И. № 11.
21. *Дерягин Б.В., Кротова Н.А., Смилга В.П.* Адгезия твердых тел. – М.: Наука, 1977. – 280 с.

22. *Владыкина Т.Н., Топоров Ю.П., Лучников А.П.* Взаимосвязь процессов электризации и переноса материала при трении диэлектриков. // Трение и износ. – 1988, т.9, № 3, с. 534 – 538.
23. *Зубов П.И., Петрова Т.С., Воронков В.А., Грозинская З.И.* // Механика полимеров. – 1969, № 3, с. 572 – 578.
24. *Ивашов Е.Н., Лучников А.П., Сигов А.С., Степанчиков С.В.* Эффект квазижидкостного трения в вакууме. // NTERMATIC – 2008 / Материалы Международной НКТ, 21 – 23 октября 2008 г., Москва. – М.: Энергоатомиздат, 2008, с. 118 – 125.
25. *Туторский И.А., Потапов Е.Э., Шварц А.Г.* Химическая модификация эластомеров. – М.: Химия, 1993. – 180 с.
26. *Рогачев А.В., Буй М.В., Репьевская Г.В.* // Повышение ресурса узлов трения, работающих в экстремальных условиях. – М.: МФТИ, 1985, с. 126.
27. *Казаченко В.П., Лучников А.П., Рогачев А.В., Сидорский С.С.* Модификация резиновых уплотнений для подвижных элементов оптических приборов. // Тепловидение, № 13, 2000, с. 14 – 18.
28. *Рогачев А.В., Казаченко В.П., Щебров А. В. и др.* Использование плазмохимических процессов для повышения долговечности резинотехнических элементов гидросистем машин. // Современные проблемы машиноведения. / Материалы международной НТК, – Гомель, 1998, с. 138 – 140.
29. *Лучников А.П., Лучников П.А., Сигов А.С.* Тепловой режим структурообразования фторполимерных пленок из газовой фазы// Полимеры-2001/ Материалы Международной НТК, ноябрь 2001 г., Москва. – М.: МИРЭА, 2001, с. 119 – 122.
30. *Бухина М.Ф.* Техническая физика эластомеров. – М.: Химия, 1984. – 224 с.
31. *Крылова С.Н., Уральский М.Л., Горелик Р.А. и др.* Антифрикционные свойства модифицированных резин. // Трение и износ, 1986, т. 7, № 3, с. 542 – 545.
32. *Петров С.В., Лучников П.А., Рогачёв А.А.* Модификация поверхности резинотехнических уплотнителей узлов трибосоприжения путём нанесения полимерных покрытий в вакууме. // Конструкции из композиционных материалов. – 2008, № 4, с. 43 – 51.

33. Лучников П.А., Рогачёв А.А., Ярмоленко А.П., Рогачёв А.В. Эффективность применения вакуумных фторополимерных покрытий в узлах трения в приборостроении. // INTERMATIC– 2008 / Материалы Международной НТК, октябрь 2008 г., Москва. – М.: Энергоатомиздат, 2008, с. 64 – 73.
34. Тареев Б.М. Физика диэлектрических материалов: Учеб. пособие для вузов. – М.: Энергоатомиздат, 1982. – 320 с.
35. Пасынков В.В., Волокобинский Ю.М., Тауров В.Н. Расчет элементов электростатического устройства для крепления деталей из немагнитных материалов. // Известия ВУЗов, серия Приборостроение. – 1967, т. 10, № 8, с. 101 – 105.
36. Косогова Н.П., Пасынков В.В., Тауров В.Н. О природе пондеромоторного взаимодействия в электростатических крепежных устройствах. // Материалы радиоэлектроники. – М.: МИРЭА, 1975, с. 109 – 115.
37. Штейнберг М.М., Арбит С.Э., Иванов А.А. Использование явления электризации для манипулирования миниатюрными деталями. // Электронная техника. Серия 7. Технология, организация производства и оборудование. – 1977, выпуск 1(80), с. 109 – 112.
38. Рез И.С., Лучников А.П., Абраров В.Н. Электретные полимерные пленки в конденсаторных устройствах крепления полупроводниковых кристаллов. // Сегнето – и пьезоматериалы и их применение. – М.: МДНТП, 1978, с. 166 – 169.
39. Лучников А. П., Лысикова В. Ф. Механизмы релаксации электроадгезионной прочности в контакте полимеров с твердым телом. // Доклады VIII Всесоюзного симпозиума по механоэмиссии и механохимии твердых тел. – Таллин: Валгус, 1986, с. 223 – 230.
40. Голишиникова Л.Я., Лучников А.П., Крашенинников А.И. Механизмы релаксации электроадгезии пластифицированного поливинилхлорида к проводнику. // ПОЛИМАТЕРИАЛЫ – 2001 / Материалы Международной НТК, ноябрь 2001 г., Москва – М.: МИРЭА, 2001, с. 185 – 191.
41. Лучников А.П. Моделирование процессов электроадгезии в электростатическом крепежном устройстве с композиционным покрытием. // Конструкции из композиционных материалов. – 2008, № 2, с. 23 – 32.

42. *Лучников А.П.* Диэлектрические текстуры на основе поливинилхлорида, наполненного сегнетокерамикой. // Научные технологии. – 2008, т. 9, № 2, с. 16 – 21.
43. *Лучников А.П., Семенов В.И.* Использование композиционных материалов на основе полидодеканамида в приборостроении. // Конструкции из композиционных материалов. – 2008, № 3, с. 76 – 80.
44. *Абраров В.Н., Алфеев А.В., Сигов А.С.* Исследование предельных характеристик электростатических захватывающих устройств робототехники. // Вестник машиностроения. – 1985, № 4, с.59 – 62.
45. *Абраров В.Н., Кондратьев Е.М., Мишин Ю.А.* Расчет и конструирование электростатических захватов робототехники. – М.: МАТИ, 1987. – 56 с.
46. *Степин В.С., Горохов В. Г., Розоб М. А.* Философия науки и техники. – М: Контакт Альфа, 1995. – 384 с.
47. *Митчем К.* Что такое философия техники. / Перевод с английского под редакцией В.Г. Горохова. – М: Аспект Пресс, 1995. – 149 с.
48. *Ананян М.А., Косяков А.Н., Киселев М.В. и др.* Нанотехнологический комплекс НК-100-1В: Сборник докладов 5-й Всероссийской конференции "Нейрокомпьютеры и их применение", 1999.
49. *Ананян М.А.* Наноробототехника: аспекты технологии 2003.
50. *Интернет:* <http://www.membrana.ru>.
51. *Кудрин Б.И.* Научно-технический прогресс и формирование техноценозов // ЭКО, 1980, №8, с. 15 – 28.
52. *Кудрин Б.И.* Отбор: энергетический, естественный, информационный, документальный. Общность и специфика. // Электрификация металлургических предприятий Сибири. – Томск: ТГУ, 1981, Вып. 5, с. 111 – 187.
53. *Половинкин А.И.* Основы инженерного творчества. - М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.

Приложения

Приложение I

Справочные данные для расчета параметров волновых передач

Таблица П1.1

Стандартные значения модулей зацепления для волновых передач (по ГОСТ 9563-80), мм

m	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,5	2,0
---	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

Таблица П.2

Коэффициент формы зуба Y_F в зависимости от числа зубьев Z_F на гибком колесе

Z_F	40	50	70	80	90	100	120	150	200	250
Y_F	1,55	1,61	1,69	1,71	1,73	1,74	1,75	1,77	1,90	2,10

Таблица П.3

Допускаемые напряжения на смятие, изгиб и кручение для металлических гибких элементов волновых передач

Материалы	Допускаемые напряжения		
	Смятие [$\sigma_{см}$], Н/мм	Изгиб [$\sigma_{из}$], Н/мм ²	Кручение [$\tau_{кр}$], Н/мм ²
Сталь 40	32	110	16,0
Сталь 50	35	115	17,5
Сталь 55	36	120	18,0
Сталь 60	37	125	18,5
Сталь 40Г	33	125	16,5
Сталь 50Г	80	130	18,5
Сталь 60Г	80	135	19,0
Сталь 65Г	80	140	20,0
Сталь 40Х	37	150	40,0
Сталь 50Х	38	170	40,0
Сталь 40Х1М	40	150	40,0
Сталь 40ХН	80	180	40,0
Сталь 12ХН3А	70	160	35,0
Сталь 20Х2Н4А	110	185	55,0
Сталь 12Х2Н3МА	80	150	40,0
Сталь 40ХНМА	80	150	40,0
Сталь 35ХГСА	130	220	65,0
Сталь 12Х18Н10Т	60	140	30,0

Таблица П1.4
Допускаемые напряжения на изгиб для полимерных
гибких элементов волновых передач

№ п/п	Материал гибкого колеса	Допускаемое напряжение на изгиб $[\sigma_{и}]$, Н/мм ²
1	Фторопласты и	2,5
2	фторонаполненные материалы	7,0
3	Поликапролактан (капрон)	6,0
4	Дифлон (поликарбонат) Полиимид	7,0

Таблица П1.5
Допускаемые контактные напряжения и напряжения на
изгиб для материалов наружных и внутренних колец
планетарных генераторов волн

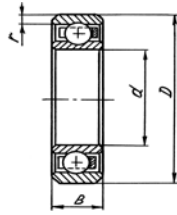
№ п/п	Материалы	Допускаемые напряжения	
		На изгиб $[\sigma_{и}]$, Н/мм ²	Контактные $[\sigma_{к}]$, Н/мм ²
1	Сталь ШХ15	110	5000
2	Сталь ШХ9	110	5000
3	Сталь 9Х19Ш	120	4000
4	Сталь 11Х18М	120	600
5	Сталь 50Г	130	620
6	Сталь 60Г	135	715
7	Сталь 70Г	140	840
8	Сталь 40Х1М	120	860

Таблица П1.6
Значения $\Delta R_{\beta}/\Delta R_0$ для различных углов β

β	0°	5°	10°	15°	20°	25°
$\Delta R_{\beta}/\Delta R_0$	1,000	0,980	0,944	0,862	0,775	0,671

Таблица П1.7
Параметры гибких шарикоподшипников для кулачковых
генераторов волновых передач

Условное обозначение подшипника	Габаритные размеры, мм				Предельная частота вращения, об/мин
	d	D	B	r	
806	30	42	7	0,5	3000
808	40	52	8	0,5	
809	45	62	9	0,5	
811	55	72	11	0,5	
812	60	80	13	0,5	
815	75	100	15	1,0	
818	90	120	18	1,0	1500
822	110	150	24	1,0	
824	120	160	24	1,0	
830	150	200	30	1,0	



Гибкий шарикоподшипник для кулачкового генератора волновых передач

Таблица П1.8

Проектный ряд планетарных генераторов волн МИЭМ

Условное обозначение	Габаритные размеры, мм				Рекомендуемые модули зацепления	
	$D_{н}$	d	$D_{в}$	$h_{нар}$		
ПВГ-042	42	8	3,969	0,7	7	0,2 и менее
ПВГ-052	52	10	4,763	0,8	8	0,3 и менее
ПВГ-062	62	12	5,556	1,0	9	0,4 и менее
ПВГ-072	72	12	6,350	1,2	11	0,4 и менее
ПВГ-080	80	16	7,141	1,4	13	0,4 и менее
ПВГ-100	100	16	9,128	1,7	15	0,5 и менее

Примечание: Размер диаметра наружного кольца дан в недеформированном состоянии.

Таблица П1.9

Значение параметра $\Delta R_{\phi} / \Delta R_0$ при текущей координаты ϕ профиля кулака

ϕ	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	
$\frac{\Delta R_{\phi}}{\Delta R_0}$	1,000	0,988	0,953	0,895	0,812	0,706	0,569	0,408	0,229	
	45°	50°	55°	60°	65°	70°	75°	80°	85°	90°
	0,004	-0,154	0,343	-0,522	0,681	-0,823	-0,973	1,020	-1,070	-1,088

Таблица П1.10

Динамическая грузоподъемность С от типоразмера (номера) шарикоподшипника

Типо раз-мер	23	24	25	26	27	28	29	200	201	202
С, Н	500	920	1500	2210	2560	2620	3570	4690	4780	5970

Приложение 2

Пример расчета. Полный проектный расчет волновой передачи

Произвести полный расчет волновой передачи (рис. 4.1) при следующих исходных данных:

- а) Частота вращения входного валика волновой передачи
 $n_{вх} = 1500$ об/мин.
- б) Частота вращения выходного валика волновой передачи
 $n_{вых} = 15$ об/мин.
- в) Момент на выходном валике волновой передачи
 $M_{вых} = 10^4$ Н·мм.
- г) Генератор волн кулачковый.

Решение:

а) Определяем мощность на входном валике волновой передачи по формуле (4.2):

$$N_{вх} = \frac{M_{вых} \cdot n_{вых}}{9550 \cdot \eta_{общ}} = \frac{10^4 \cdot 15}{9550 \cdot 0,4} = 39,2 \text{ Вт.}$$

б) Определяем передаточное число волновой передачи по формуле (4.3):

$$I_{вп} = \frac{n_{вх}}{n_{вых}} = \frac{1500}{15} = 100.$$

в) Определяем число зубьев на гибком элементе одноступенчатой передачи при остановленном жестком колесе волновой передачи и известной разности зубьев $KV = 2$ (см. п. 4.5.2.) по формуле (4.8):

$$Z_{г} = I_{вп}^{ж} \cdot KV = 2 \cdot 100 = 200.$$

г) Число зубьев на жестком колесе волновой передачи при остановленном жестком колесе определяется по формуле (4.9):

$$Z_{ж} = Z_{г} + K \cdot V = 200 + 2 = 202.$$

д) Находим модуль зацепления волновой передачи m с металлическим гибким элементом в соответствии с п. 4.6:

$$\psi = \sigma / d_{г} = 0,1,$$

$$[\sigma_{см}] = 60 \text{ Н/мм}^2 \text{ (см. табл. 3 прил. 1),}$$

$$m \geq \frac{2}{Z_{\Gamma}} \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{\text{ВЫХ}}}{\psi \cdot [\sigma_{\text{сМ}}]}} = \frac{2}{200} \cdot \sqrt[3]{\frac{10^4}{0,1 \cdot 60}} = 0,118 \text{ мм.}$$

е) Принимаем стандартное значение $m = 0,2$ мм (см. табл. 1 прил. 1).

ж) Определяем толщину стенки гибкого элемента $h_{\text{гиб}}$ в соответствии с п. 4.7:

$$R \approx \frac{m \cdot Z_{\Gamma}}{2} = \frac{0,2 \cdot 200}{2} = 20 \text{ мм,}$$

$$[\tau_{\text{кр}}] = 30 \text{ Н/мм}^2 \text{ (см. табл. 3 прил. 1),}$$

$$h_{\text{гиб}} \geq \frac{M_{\text{ВЫХ}}}{2\pi R^2 [\tau_{\text{кр}}]} = \frac{10^4}{2 \cdot 3,14 \cdot 20^2 \cdot 30} = 0,132 \text{ мм.}$$

Принимаем $h_{\text{гиб}} = 0,2$ мм.

з) Находим внутренний диаметр гибкого элемента по формуле (4.27):

$$d_{\text{вн}} = m \cdot Z_{\Gamma} - 3,6m - 2h_{\text{гиб}} = 0,2 \cdot 200 - 3,6 \cdot 0,2 - 2 \cdot 0,2 = 38,88 \text{ мм.}$$

и) Полученное значение внутреннего диаметра гибкого элемента волновой передачи округляем до ближайшего стандартного в соответствии с табл. 7 прил.1. Принимаем $d_{\text{вн}} = 42$ мм.

к) В соответствии с принятым значением внутреннего диаметра гибкого элемента уточняем число зубьев на гибком элементе волновой передачи по формуле (4.27):

$$Z_{\Gamma} = \frac{d_{\text{вн}} + 3,6m + 2h_{\text{гиб}}}{m} = \frac{42 + 3,6 \cdot 0,2 + 2 \cdot 0,2}{0,2} = 216,$$

откуда

$$I_{\text{вн}}^{\text{ж}} = \frac{Z_{\Gamma}}{K \cdot V} = \frac{216}{2} = 108.$$

л) Находим число зубьев на жестком колесе волновой передачи по формуле (4.9):

$$Z_{\text{жк}} = Z_{\Gamma} + K \cdot V = 216 + 2 = 218.$$

м) Производим геометрический расчет волновой передачи в соответствии с п. 4.8:

$$d_{\Gamma} = m \cdot Z_{\Gamma} = 0,2 \cdot 216 = 43,2 \text{ мм,}$$

$$d_{\text{от}} = d_{\Gamma} + 1,6m = 43,2 + 0,32 = 43,52 \text{ мм,}$$

$$d_{\text{фг}} = d_{\Gamma} - 2,4m = 43,2 - 2,4 \cdot 0,2 = 42,72 \text{ мм,}$$

$$v_{\Gamma} = \psi d_{\Gamma} = 0,1 \cdot 43,2 = 4,32 \text{ мм,}$$

$$d_{\text{жк}} = m \cdot Z_{\text{жк}} = 0,2 \cdot 218 = 43,6 \text{ мм,}$$

$$d_{\text{ожк}} = d_{\text{жк}} - 1,6m = 43,6 - 1,6 \cdot 0,2 = 42,28 \text{ мм,}$$

$$d_{фж} = d_{ж} + 2,4m = 43,6 + 2,4 \cdot 0,2 = 44,08 \text{ мм},$$

$$e_{ж} = 1,3 \cdot e_{г} = 1,3 \cdot 4,32 = 5,6 \text{ мм},$$

$$l = c \cdot d_{г} = 0,8 \cdot 43,2 = 34,6 \text{ мм},$$

$$l_l = 0,3 \cdot e_{г} = 0,3 \cdot 4,32 = 1,3 \text{ мм}.$$

н) Производим расчет профиля кулачка, исходя из внутреннего диаметра шарикоподшипника, $d = 30$ мм (см. табл. 7 прил. 1) по формуле (4.8):

$$\rho = 0,5 d + 1,2 m \cdot (\Delta R_{\phi}/R_0), \text{ мм},$$

$$\rho_0 = 0,5 \cdot 30 + 1,2 \cdot 0,2 \cdot 1 = 15,24 \text{ мм},$$

$$\rho_5 = 0,5 \cdot 30 + 1,2 \cdot 0,2 \cdot 0,988 = 15,273 \text{ мм},$$

$$\rho_{10} = 0,5 \cdot 30 + 1,2 \cdot 0,2 \cdot 0,953 = 15,229 \text{ мм},$$

$$\rho_{15} = 0,5 \cdot 30 + 1,2 \cdot 0,2 \cdot 0,895 = 15,215 \text{ мм},$$

$$\rho_{20} = 0,5 \cdot 30 + 1,2 \cdot 0,2 \cdot 0,812 = 15,195 \text{ мм},$$

$$\rho_{25} = 0,5 \cdot 30 + 1,2 \cdot 0,2 \cdot 0,706 = 15,169 \text{ мм},$$

$$\rho_{30} = 0,5 \cdot 30 + 1,2 \cdot 0,2 \cdot 0,569 = 15,137 \text{ мм},$$

$$\rho_{35} = 0,5 \cdot 30 + 1,2 \cdot 0,2 \cdot 0,408 = 15,098 \text{ мм},$$

$$\rho_{40} = 0,5 \cdot 30 + 1,2 \cdot 0,2 \cdot 0,229 = 15,055 \text{ мм},$$

$$\rho_{45} = 0,5 \cdot 30 + 1,2 \cdot 0,2 \cdot 0,004 = 15,001 \text{ мм},$$

$$\rho_{50} = 0,5 \cdot 30 + 1,2 \cdot 0,2 \cdot (-0,154) = 14,963 \text{ мм},$$

$$\rho_{55} = 0,5 \cdot 30 + 1,2 \cdot 0,2 \cdot (-0,343) = 14,918 \text{ мм},$$

$$\rho_{60} = 0,5 \cdot 30 + 1,2 \cdot 0,2 \cdot (-0,522) = 14,875 \text{ мм},$$

$$\rho_{65} = 0,5 \cdot 30 + 1,2 \cdot 0,2 \cdot (-0,681) = 14,837 \text{ мм},$$

$$\rho_{70} = 0,5 \cdot 30 + 1,2 \cdot 0,2 \cdot (-0,823) = 14,802 \text{ мм},$$

$$\rho_{75} = 0,5 \cdot 30 + 1,2 \cdot 0,2 \cdot (-0,973) = 14,766 \text{ мм},$$

$$\rho_{80} = 0,5 \cdot 30 + 1,2 \cdot 0,2 \cdot (-1,020) = 14,755 \text{ мм},$$

$$\rho_{85} = 0,5 \cdot 30 + 1,2 \cdot 0,2 \cdot (-1,070) = 14,743 \text{ мм},$$

$$\rho_{90} = 0,5 \cdot 30 + 1,2 \cdot 0,2 \cdot (-1,088) = 14,739 \text{ мм}.$$

о) Определяем долговечность гибкого элемента из стали 12Х18Н10Т волновой передачи в соответствии с п. 4.12.1:

$$\sigma_u = 3K_H \frac{\Delta R_o \cdot h_{зуб} \cdot E}{R^2} = 3 \cdot 1,1 \frac{1,2 \cdot 0,2 \cdot 0,2 \cdot 10^5 \cdot 2}{20^2} = 79 \text{ Н/мм}^2,$$

$$\tau_{кр} = \frac{M_{вых}}{2\pi \cdot R^2 \cdot h_{зуб}} = \frac{10^4}{2 \cdot 3,14 \cdot 20^2 \cdot 0,32} = 12,5 \text{ Н/мм}^2,$$

$$\sigma_{эKB} = \sqrt{\sigma_H^2 + 4\tau_{кр}^2} = \sqrt{79^2 + 4 \cdot 12,5^2} = 83 \text{ Н/мм}^2,$$

$$N = 10^7 \cdot \left(\frac{[\sigma_u]}{\sigma_{эKB}} \right)^9, \text{ циклов},$$

$$\sigma_{\text{экв}} \cdot [\sigma_n] = 120 \text{ Н/мм}^2; \quad N = 10^7 \text{ циклов.}$$

п) Определяем долговечность наружного кольца кулачкового генератора волн в соответствии с п. 4.12.3:

$$\sigma_u = 3 \frac{\Delta R_o \cdot h_{\text{нар}} \cdot E}{R^2} = 3 \cdot \frac{1,2 \cdot 0,2 \cdot 0,5 \cdot 10^5 \cdot 2}{20^2} = 180 \text{ Н/мм}^2,$$

$$N = 10^7 \cdot \left(\frac{[\sigma_u]}{\sigma_u} \right)^9 = 10^7 \cdot \left(\frac{110}{180} \right)^9 = 1,2 \cdot 10^6 \text{ циклов.}$$

Приложение 3

Справочные данные для расчета основных параметров сильфонных вводов движения

Таблица ПЗ.1

Размеры сильфонов из нержавеющей стали 12Х18Н10Т
по нормальям МН-428-80, МН-429-80

Нормаль на сильфон	Диаметр D_n , мм	Диаметр D_b , мм	Число гофр n	Длина L_o , мм	Толщина h_o , мм	Отношение диаметров $K = D_n / D_b$
МН-428-80	29	20,0	24	99,8	0,22	1,45
	29	20,0	42	172,0	0,16	1,45
	34	24,0	12	50,0	0,20	1,42
	78	59,5	10	67,5	0,16	1,33
	100	75,5	13	107,0	0,16	1,33
МН-429-80	15	9,5	18	42,0	0,12	1,58
	27	17,5	12	48,5	0,14	1,54
	38	25,5	16	73,5	0,22	1,49
	52	37,5	17	88,0	0,16	1,38
	52	33,5	14	99,0	0,14	1,55
	63	47,5	15	88,5	0,16	1,32

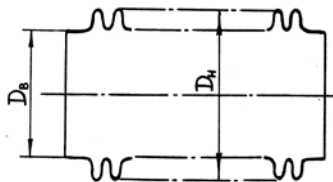


Таблица ПЗ. 2

Числовые значения коэффициентов K_v и K_n в зависимости от параметра $K=D_n/D_v$, соответствующие сильфонам, наиболее часто применяемым во вводах движения

K	K_v	K_n
1,30	21,9	16,8
1,35	16,8	12,4
1,40	13,3	9,5
1,45	10,9	7,6
1,50	9,2	6,2
1,55	7,9	5,1
1,60	6,9	4,3

Таблица ПЗ.3

Статическая грузоподъемность для радиальных шарикоподшипников сверхлегкой и легкой серии

Обозначение подшипника	23	24	25	26	27	28	29	200
Статическая грузоподъемность C_0	220	430	760	1180	1380	1380	2000	2660
Динамическая грузоподъемность C	500	920	1500	2210	2520	2620	3570	4690
Внутренний диаметр d , мм	3	4	5	6	7	8	9	10
Наружный диаметр D , мм	10	13	16	19	22	24	26	30
Ширина подшипника B , мм	4	5	5	6	7	7	8	9
Обозначение подшипника	201	202	203	204	205	206		
Статическая грузоподъемность C_0	2700	3540	4470	6300	709	10200		
Динамическая грузоподъемность C	4780	5970	7520	10000	11000	15300		
Внутренний диаметр d , мм	12	15	17	20	25	30		
Наружный диаметр D , мм	32	35	40	47	52	62		
Ширина подшипника B , мм	10	11	12	14	15	16		

Приложение 4

Полный расчет вакуумного сильфонного ввода движения

Произвести полный расчет вакуумного сильфонного ввода движения при следующих исходных данных:

а) Номинальный крутящий момент на валике сильфонного ввода $M = 10^3$ Н·мм.

б) Частота вращения валика сильфонного ввода движения $n = 1000$ об/мин.

в) Сильфонный ввод выполнен по схеме рис. 5.4, б

Решение:

а) Находим расчетный наружный диаметр сильфона по формуле (5.1):

$$D_p = 2\sqrt{M} = 2\sqrt{10^3} = 62,8 \text{ мм.}$$

б) Определяем типоразмер сильфона по табл. 1 прил. 3, исходя из соотношения (5.3).

Выбираем сильфон $D_n = 78$ мм; $D_e = 55,5$ мм; $n = 10$; $h_o = 87,5$ мм; $h = 0,16$ мм; $K = 1,41$.

в) Для принятого типоразмера сильфона по табл. 2 прил. 3 находим коэффициенты K_e , K_n :

$$D \approx \frac{1}{3} \cdot D_n = \frac{1}{3} \cdot 78 = 26 \text{ мм.}$$

г) Выбираем шарикоподшипник № 29, имеющий $d = 9$ мм, $D = 26$ мм, $C_o = 2000$ Н, $C = 3570$ Н.

д) Находим величину эксцентриситета в сильфонном вводе движения по формуле (5.5):

$$e = \frac{M \cdot K_n}{C_o} = \frac{10^3 \cdot 1,4}{2000} = 0,7 \text{ мм.}$$

е) Находим напряжение на внутренних гофрах при изгибе сильфона по формуле (5.8):

$$\sigma_e = K_e \cdot \frac{6 \cdot e \cdot E \cdot h_o}{L_o \cdot n \cdot (1 - \mu^2) R_e} = 13,3 \cdot \frac{6 \cdot 0,7 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,16}{87,5 \cdot 10 (1 - 0,3^2) 27,75} = 80,7 \text{ Н/мм}^2.$$

ж) Находим напряжения на наружных гофрах при изгибе сильфона по формуле (5.9):

$$\sigma_n = \frac{K_n}{K} \cdot \frac{6 \cdot e \cdot E \cdot h_o}{L_o \cdot n \cdot (1 - \mu^2) R_n} = \frac{9,5 \cdot 6 \cdot 0,7 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,16}{1,41 \cdot 87,5 \cdot 10 (1 - 0,3^2) 39} = 29 \text{ Н/мм}^2.$$

з) Находим напряжения на внутренних гофрах от величины воспринимаемого сальфоном номинального крутящего момента по формуле (5.10):

$$\tau_6 = \frac{M}{2\pi \cdot R_6^2 \cdot h_o} = \frac{10^3}{2 \cdot 3,14 \cdot 27,75^2 \cdot 0,16} = 1,28 \text{ Н/мм}^2.$$

и) Находим напряжения на наружных гофрах от величины воспринимаемого сальфоном номинального крутящего момента по формуле (5.11):

$$\tau_n = \frac{M \cdot K}{2\pi \cdot R_n^2 \cdot h_o} = \frac{10^3}{2 \cdot 3,14 \cdot 39^2 \cdot 0,16} = 0,93 \text{ Н/мм}^2.$$

к) Определяем эквивалентное напряжение на внутренних гофрах сальфона по формуле (5.12):

$$\sigma_6^{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_6^2 + 4\tau_6^2} = \sqrt{80,7^2 + 4 \cdot 1,28^2} = 81 \text{ Н/мм}^2.$$

л) Определяем эквивалентное напряжение на наружных гофрах сальфона по формуле (5.13):

$$\sigma_n^{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_n^2 + 4\tau_n^2} = \sqrt{29^2 + 4 \cdot 0,93^2} = 29 \text{ Н/мм}^2.$$

м) Полученные значения $\sigma_6^{\text{экв}}$ и $\sigma_n^{\text{экв}}$ не превышают 140 Н/мм², поэтому принятый сальфон оставляют как окончательный вариант.

н) Находим число циклов деформации сальфона по формуле (5.14):

$$N = 10^6 \cdot \left(\frac{140}{\sigma_{\text{max}}^{\text{экв}}} \right)^9 = 10^6 \left(\frac{140}{81} \right)^9 = 1,33 \cdot 10^8 \text{ циклов.}$$

о) Определяем долговечность сальфона по формуле (5.15):

$$T = \frac{N}{60n} = \frac{1,33 \cdot 10^8}{60 \cdot 1000} = 2,2 \cdot 10^3 \text{ ч.}$$

п) Находим радиальную нагрузку на шарикоподшипник, установленный на эксцентрик, по формуле (5.16):

$$F_r = \frac{M}{e \cdot l} = \frac{10^3}{0,7 \cdot 1} = 1420 \text{ Н.}$$

р) Определяем приведенную нагрузку Р на шарикоподшипник по формуле (5.17):

$$P = F_r \cdot K_v \cdot K_m \cdot K_B = 1420 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1420 \text{ Н.}$$

с) Определяем долговечность шарикоподшипника по формуле (5.19):

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^\alpha = \left(\frac{3570}{1420} \right)^3 = 15,7 \text{ млн. об.}$$

г) Находим долговечность шарикоподшипника в часах по формуле (5.20):

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n} = \frac{10^6 \cdot 15,7}{60 \cdot 1000} = 262 \text{ ч.}$$

Приложение 5

Справочные данные для расчета элементов механических систем на привносимый уровень загрязнений

Таблица П5.1

Значения параметров шероховатости для различных типов обработки поверхностей

Вид обработки	Класс шероховатости	R_{max} , мкм	R , мкм
Круглое шлифование	7	4,70	8
	8	2,40	12
	9	1,20	20
	10	0,60	30
Внутреннее шлифование	6	9,00	9
	7	4,70	8
	8	2,30	13
Полирование	9	1,20	18
	8	2,30	230
	9	1,20	450
Точение	10	0,60	670
	5	18,00	15
	6	9,00	20
	7	4,70	35
Доводка поверхностей	8	2,30	55
	10	0,60	30
	11	0,30	40
	12	0,15	55
Хонингование	13	0,07	75
	8	2,30	15
	9	1,20	20
	10	0,60	35
	11	0,30	70

Таблица П5.2
Механические характеристики материалов

Материал	Характеристика		
	Модуль упругости E , Н/мм ²	$\sigma_{нр}$, Н/мм ²	Микротвердость $H_{ц}$, Н/мм ²
Сталь ШХ15	$2,1 \cdot 10^5$	5000	6000
12Х18Н10Т	$1,8 \cdot 10^5$	150	190
Сталь 40Х	$2 \cdot 10^5$	410	640
35ХГСА	$2,1 \cdot 10^5$	550	720
Сталь У8	$2,1 \cdot 10^5$	510	760
Сталь У10	$2,1 \cdot 10^5$	540	720
Сталь 65Г	$2,1 \cdot 10^5$	580	800
Сталь 45	$1,9 \cdot 10^5$	440	510
Дюралюми- ний Д16	$0,7 \cdot 10^5$	200	300
Никель	$1,86 \cdot 10^5$	180	290
Медь	$1,2 \cdot 10^5$	100	160
Вольфрам	$3,23 \cdot 10^5$	780	1120
Молибден	-	760	1000
Серебро	-	120	150
Золото	$1,73 \cdot 10^5$	80	140

Таблица П5.3
Размеры подшипников качения по ГОСТ 8338-87.
Сверхлегкая серия. Основные размеры

Обозначение подшипника	Основные размеры, мм				Шарики	
	d	D	B	d_2	Диаметр,	Коли- чество, Z_w
					D_w	
1000093	3	8	3	3,90	1,00	7
1000094	4	11	4	6,20	2,00	7
1000095	5	13	4	7,35	2,00	8
1000096	6	15	5	8,80	2,38	8
1000097	7	17	5	10,00	3,00	7
1000098	8	19	6	11,50	3,80	8
1000099	9	20	6	11,50	3,50	7
1000900	10	22	6	12,50	3,97	6
1000901	12	24	6	14,50	3,97	6
1000902	15	28	7	19,20	3,18	7
1000903	17	30	7	21,00	3,50	7
1000904	20	37	9	24,70	5,00	9

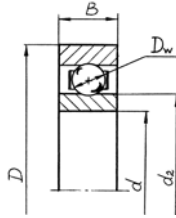


Таблица П5.4

Легкая серия. Основные размеры

Обозначение подшипника (номер)	Основные размеры, мм				Шарики	
	d	D	B	d_2	Диаметр D_w	Количество Z_w
23	3	10	4	5,50	1,59	7
24	4	13	5	6,30	2,38	6
25	5	16	5	7,55	3,18	6
26	6	19	6	9,00	3,97	6
27	7	22	7	11,50	3,97	7
28	8	24	7	-	-	-
29	9	26	8	13,70	4,76	7
200	10	30	9	15,90	5,96	6
201	12	32	10	18,50	5,56	7
202	15	35	11	21,20	5,95	8
203	17	40	12	23,90	7,14	7
204	20	47	14	28,40	7,94	8

Приложение 6

Справочные данные для расчета газовыделения из узлов трения механических систем

Таблица П6.1

Значения параметров шероховатости для различных видов обработки поверхностей

Вид обработки	Класс шероховатости	R_{max} , мкм	R , мкм
	Круглое шлифование	7	4,7
8		2,4	12
9		1,2	20
10		0,6	30
Внутреннее шлифование	6	9,0	9
	7	4,7	8
	8	2,3	13
	9	1,2	18
Полирование	8	2,3	230
	9	1,2	450

	10	0,6	670
Точение	5	18,0	15
	6	9,0	20
	7	4,7	35
	8	2,3	55
Доводка поверхностей	10	0,60	30
	11	0,30	40
	12	0,15	55
	13	0,07	75
Хонингование	8	2,3	15
	9	1,2	20
	10	0,6	35
	11	0,3	70

Таблица П6.2

Механические характеристики материалов

Материал	Характеристика		
	Модуль упругости E, Н/мм ²	$\sigma_{\text{пр}}$, Н/мм ²	Микротвердость Нц, Н/мм ²
12Х18Н10Т	$1,8 \cdot 10^5$	150	190
Сталь 40Х	$2 \cdot 10^5$	410	640
35ХГСА	$2,1 \cdot 10^5$	550	780
Сталь У8	$2,1 \cdot 10^5$	510	660
Сталь У10	$2,1 \cdot 10^5$	540	780
Сталь 65Г	$2,1 \cdot 10^5$	580	800
Сталь 45	$1,9 \cdot 10^5$	440	510
Дюралюминий Д16	$0,7 \cdot 10^5$	200	300
Никель	$1,86 \cdot 10^5$	180	290
Медь	$1,2 \cdot 10^5$	100	160
Вольфрам	$3,23 \cdot 10^5$	780	1120
Молибден	-	760	1000
Серебро	-	120	150
Золото	$1,73 \cdot 10^5$	80	140

Таблица П6.3

Диаметр молекулы, масса, число молекул в монослое при T=298К

Газ	$d \times 10^{-10}$, м	$a_m \times 10^{18}$, 1/м ²	$m \times 10^{-26}$, кг
N ₂	3,23	9,6	4,65
O ₂	3,58	7,7	5,31
Ar	3,64	7,6	6,63
CO ₂	4,57	4,48	7,31
Ne	2,65	15,2	3,35
H ₂	2,73	13,5	0,33
H ₂ O	4,53	4,9	3,13
Воздух	3,66	7,5	-

Таблица П6.4

Растворимость газов в твердых телах

Адсорбент	Диапазон температур, К	$S_0 \times 2 \cdot 10^{24}, 1/\text{м}^3 \cdot \text{Па}^{1/n}$	$Q_s \times 10^3, \text{Дж/моль}$	
	Водород			
α -Fe	500÷1200	0,17	-55,70	
γ -Fe	1100÷1700	0,20	-50,60	
δ -Fe	1600÷1800	3,25	-12,90	
Нержавеющая сталь	600÷900	0,06	-19,70	
Cu	600÷1300	0,18	-76,70	
Mo	700÷1400	0,03	-58,70	
Al	300÷1000	Практически	не растворимы	
Pt	600÷1600			
Ag	600÷1200	0,02	-49,90	
Pd	500÷1500	0,15	-9,63	
	Азот			
Cu, Ag	300÷700	Не растворимы		
Mo	1200÷2700		1,92	-161,00
W	1400÷2700		1,09	-312,00
	Кислород			
Fe	1000÷1300	0,20	-17,50	
Cu	800÷1300	0,14	-33,50	

Приложение 7

**Справочные данные для расчета
вероятности безотказной работы
механических систем**

Таблица П7.1

Нормированная функция Лапласа

x	Сотые доли x									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,0	0,0000	040	080	120	160	199	239	279	319	359
0,1	0,3980	438	478	517	557	596	636	675	714	753
0,2	0,0793	832	871	910	948	987	1026	1064	1103	1141
0,3	0,1179	217	255	289	331	368	406	443	480	517
0,4	0,1554	591	628	664	700	736	772	808	844	879
0,5	0,1915	950	985	2019	2054	2088	2123	2157	2190	2224
0,6	0,2257	291	324	357	389	422	454	486	517	549
0,7	0,2580	611	642	673	703	734	764	794	823	852
0,8	0,2881	910	939	967	995	3023	3051	3078	3106	3133
0,9	0,3159	186	212	238	261	289	315	340	365	389
1,0	0,3413	437	461	485	508	538	554	577	599	621
1,1	0,3643	665	686	708	729	749	770	790	810	830
1,2	0,3849	869	888	907	925	944	962	980	997	4015
1,5	0,4032	049	066	082	099	115	131	147	162	177

1,4	0,4192	207	222	236	251	265	279	292	306	319
1,5	0,4332	345	357	370	382	394	406	418	429	441
1,6	0,4452	463	474	484	495	505	515	525	535	545
1,7	0,4554	564	573	582	591	599	608	616	625	633
1,8	0,4641	649	656	664	671	678	686	693	699	706
1,9	0,4713	719	726	732	738	744	750	756	761	767
2,0	0,4772	778	783	788	793	798	803	808	812	817
2,1	0,4821	826	830	834	838	842	846	850	854	857
2,2	0,4860	864	867	871	874	877	880	883	886	889
2,3	0,4892	895	898	900	903	906	908	911	913	915
2,4	0,4918	920	922	924	926	928	930	932	934	936
2,5	0,4937	939	941	942	944	946	947	949	950	952
2,6	0,4953	954	956	957	958	959	960	962	963	964
2,7	0,4965	966	967	968	969	970	971	971	972	973
2,8	0,4974	975	975	976	977	978	978	979	980	980
2,9	0,4981	981	982	983	983	984	984	985	985	986
3,0	0,4986	986	987	987	988	988	988	989	989	989
3,1	0,4990	990	990	991	991	991	992	992	992	992
3,2	0,4993	993	993	994	993	994	994	994	994	995
3,3	0,4995	995	995	995	995	995	996	996	996	996
3,4	0,4996	996	996	996	997	997	997	997	997	997
3,5	0,4997	997	997	997	997	998	998	998	998	998
3,6	0,4498	998	998	998	998	998	998	998	998	998
3,7	0,4998	998	999	999	999	999	999	999	999	999

Примечание 1. Для отрицательного аргумента $\Phi(-x)=-\Phi(x)$. Например: $\Phi(-2,1) = -\Phi(2,1) = -0,4821$.

Примечание 2. При необходимости более точного определения функции Лапласа (число знаков после запятой более 3), а также при $x > 3,7$ необходимо пользоваться справочными таблицами.

Таблица П7.2а

Предельные напряжения и их среднеквадратические отклонения
а) Углеродистые стали без термической обработки

Марка стали	Предел прочности σ_b , МПа, модальное значение	Вероятное отклонение $S=3\Delta\sigma_b$, МПа	Среднеквадратическое отклонение $\Delta\sigma_b$, МПа
10	405	45	15,0
15	445	45	15,0
20	490	50	16,7
25	530	50	16,7
30	570	50	16,7
40	660	60	20,0
45	700	60	20,0
50	740	60	20,0
65	820	60	20,0
70	840	60	20,0

Таблица П7.26

б) Углеродистые стали с термической обработкой

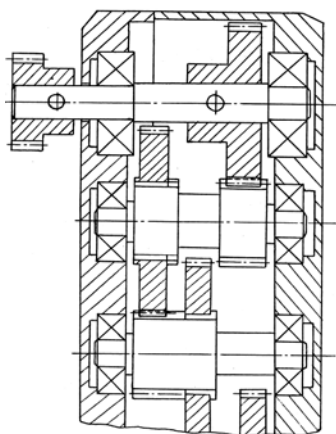
Мар- ста- ли	Термическая обра- ботка		Диаметр заготов- ки, мм	Параметры					
	Темпра- тура за- калки, С°	Темпра- тура от- пуска, С°		σ_b , мо- дальн., МПа	$\Delta\sigma_b$, МПа	σ_T мо- дальн., МПа	$\Delta\sigma_T$, МПа		
1	2	3	4	5	6	7	8		
30	860 Вода	400	20	775	28,3	608	17,5		
			40	648	24,2	490	13,3		
			60	623	19,2	461	11,7		
		500	20	700	20,0	545	16,7		
			40	608	19,2	458	9,2		
			60	588	15,7	418	9,2		
	600	20	629	11,2	434	10,5			
		40	597	10,5	405	5,0			
		60	532	13,8	375	9,2			
		35	860 Вода	400	20	861	26,3	696	22,0
					40	720	21,7	533	10,8
					60	681	17,0	496	10,2
500	20		763	19,2	594	15,5			
	40		668	17,5	487	9,0			
	60		635	15,0	445	8,3			
600	20	660	10,0	453	9,2				
	40	620	13,3	419	5,3				
	60	574	12,2	393	5,8				
850 Масло	200	-	991	69,7	823	70,8			
		300	915	55,0	753	60,8			
		400	838	40,8	669	45,5			
		500	754	23,8	572	28,8			
		600	680	13,3	468	17,5			
		700	628	12,5	403	15,8			
		-	-	-	-	-	-		
40	850 Вода	400	20	935	25,0	765	21,7		
			40	790	23,3	570	13,3		
			60	735	18,3	528	10,8		
	500	20	818	17,5	641	15,3			
		40	723	19,2	515	10,0			
		60	680	15,0	473	9,2			
40	850 Вода	600	20	691	9,7	478	7,5		
			40	664	12,0	440	6,7		
			60	609	12,0	413	5,8		
			60	609	12,0	413	5,8		
45	840 Вода	400	20	1013	24,2	826	21,3		
			40	855	23,3	609	12,8		
			60	789	18,8	561	11,5		
		500	20	870	16,7	688	15,8		
			40	780	20,0	541	8,8		
			60	725	15,0	497	9,0		
	600	20	720	10,0	501	7,0			
		40	695	11,7	453	5,8			
		60	646	11,8	428	5,8			
		60	646	11,8	428	5,8			

50	840 Масло	400	20	1088	25,8	891	20,2
			40	916	21,3	655	15,0
			60	842	19,3	590	10,0
		500	20	920	16,7	734	15,5
			40	680	16,7	620	15,0
			60	775	16,7	525	8,3
		600	20	750	10,0	523	7,5
			40	735	11,7	473	4,2
			60	685	13,3	446	5,3

Приложение 8

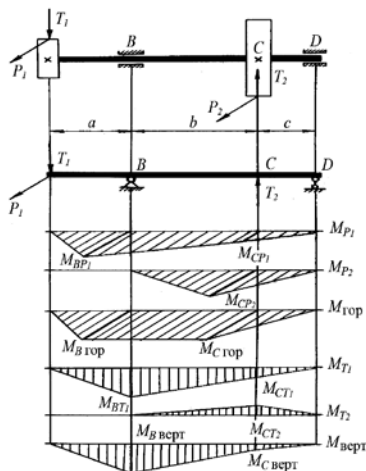
Пример полного расчета вероятности безотказной работы детали

Рассчитать вероятность безотказной работы из условия усталостной прочности выходного валика зубчатого редуктора привода «Спектр» (рис. П8.1). Момент, приложенный к валу $M_{кр} = 300$ Н·мм, делительный диаметр $d_1 = 6$ мм шестерни 1, зубчатого колеса 2 $d_2 = 12$ мм. Размеры участков валика (рис. П8.2): $a = 7$ мм, $b = 10$ мм, $c = 3$ мм. Расчетный срок службы 500 ч., частота вращения 80 об/мин. Материал валика – сталь 35, закалка в масле, отпуск – 400 °С. Вращение валика нереверсивное и непрерывное.



Конструкция редуктора привода «Спектр»

Рис. П8.1



Расчетная схема

Рис. П8.2

Вероятные отклонения параметров:

а) допуск на радиальное биение зубчатого колеса и шестерни

$$\Delta d_1 = \Delta d_2 = 0,02 \text{ мм};$$

б) допуск на диаметр валика $JT_B = 0,008$ мм;

в) допуск на размеры a , b и c :

$$\Delta a = \Delta b = \Delta c = 0,2 \text{ мм};$$

г) вероятное максимальное изменение крутящего момента

$$\Delta M_{кр} = \pm 60 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Решение:

а) Согласно расчетной схеме (рис.П8. 2) определяем силы P_1 , P_2 , T_1 и T_2 , действующие в зацеплениях и строим эпюры изгибающих и крутящих моментов по длине валика:

$$P_1 = \frac{2M_{кр}}{d_1} = \frac{2 \cdot 300}{6} = 100 \text{ Н},$$

$$P_2 = \frac{2M_{кр}}{d_2} = \frac{2 \cdot 300}{12} = 50 \text{ Н},$$

$$T_1 = P_1 \cdot \text{tg} \alpha = 100 \cdot \text{tg} 20^\circ = 36,4 \text{ Н},$$

$$T_2 = P_2 \cdot \text{tg} \alpha = 50 \cdot \text{tg} 20^\circ = 18,2 \text{ Н}.$$

Эпюры строим методами, общепринятыми в сопротивлении материалов. В результате расчета получаем:

$$M_{BP_1} = P_1 \cdot a = 100 \cdot 7 = 700 \text{ Н}\cdot\text{мм},$$

$$M_{CP_1} = M_{BP_1} \frac{C}{B+c} = 700 \frac{3}{10+3} = 161,5 \text{ Н}\cdot\text{мм},$$

$$M_{BT_1} = T_1 \cdot a = 36,4 \cdot 7 = 255 \text{ Н}\cdot\text{мм},$$

$$M_{CT_1} = M_{BT_1} \frac{C}{B+c} = 255 \frac{3}{10+3} = 58,8 \text{ Н}\cdot\text{мм},$$

$$M_{CP_2} = P_2 \frac{bC}{B+c} = 50 \frac{10 \cdot 3}{10+3} = 115,4 \text{ Н}\cdot\text{мм},$$

$$M_{CT_2} = T_2 \frac{bC}{B+c} = 18,2 \frac{10 \cdot 3}{10+3} = 42 \text{ Н}\cdot\text{мм},$$

$$M_{Bгор} = M_{BP_1} = 700 \text{ Н}\cdot\text{мм},$$

$$M_{Cгор} = M_{CP_1} + M_{CP_2} = 161,5 + 115,4 = 276,9 \text{ Н}\cdot\text{мм},$$

$$M_{B\text{верт}} = M_{BT_1} = 255 \text{ Н}\cdot\text{мм},$$

$$M_{C\text{верт}} = M_{CT_1} + M_{CT_2} = 58,8 - 42 = 16,8 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Суммарный изгибающий момент в сечении B :

$$M_{B\text{сум}} = \sqrt{M_{B\text{верт}}^2 + M_{B\text{гор}}^2} = \sqrt{255^2 + 700^2} = 745 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Суммарный изгибающий момент в сечении C

$$M_{C\text{сум}} = \sqrt{M_{C\text{верт}}^2 + M_{C\text{гор}}^2} = \sqrt{16,8^2 + 276,9^2} = 277 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

Опасным сечением является сечение B .

б) Определяем номинальное (модальное фактическое) напряжение в сечении B :

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{M_{B\text{сум}}}{0,1d_B^3} = \frac{745}{0,1 \cdot 3^3} = 276 \text{ МПа},$$

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{M_{\text{кр}}}{0,2d_B^3} = \frac{300}{0,2 \cdot 3^3} = 55,5 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_{\text{изг}}^2 + 4\tau_{\text{кр}}^2} = \sqrt{276^2 + 4 \cdot 55,5^2} = 297 \text{ МПа}.$$

Фактическое модальное напряжение в опасном сечении вала

$$\sigma_{\text{факт}} = \sigma_{\text{экв}} = 297 \text{ МПа}.$$

в) Записываем в общем виде выражения для определения напряжений изгиба, кручения (для опасного сечения B):

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{M_{\text{изг}}}{0,1d_B^3}, \text{ МПа},$$

$$M_{\text{изг}} = M_{B\text{сум}} = \sqrt{M_{B\text{верт}}^2 + M_{B\text{гор}}^2} = \sqrt{(T_1 \cdot a)^2 + (P_1 \cdot a)^2} =$$

$$= \sqrt{\left(\frac{2M_{\text{кр}}}{d_1} a\right)^2 + \left(\frac{2M_{\text{кр}}}{d_1} a \cdot \text{tg}\alpha\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{2M_{\text{кр}}}{d_1} a\right)^2 + (1 + \text{tg}^2\alpha)^2} =$$

$$= \frac{2M_{\text{кр}} \cdot a}{d_1 \cdot \cos\alpha}, \text{ Н}\cdot\text{мм},$$

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{2M_{\text{кр}} \cdot a}{d_1 \cdot \cos\alpha} \cdot \frac{1}{0,1d_B^3}, \text{ МПа},$$

$$\cos\alpha = \cos 20^\circ = 0,94 \text{ (угол зацепления)},$$

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{21,2M_{\text{кр}} \cdot a}{d_B^3 \cdot d_1}, \text{ МПа},$$

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{0,2d_B^3} = \frac{5M_{кр}}{d_B^3}, \text{ МПа.}$$

г) Определяем в общем виде выражения для подсчета вероятных отклонений напряжений изгиба и кручения $S_{изг}$ и $S_{кр}$ по формуле (11.6):

$$S_{изг} = \pm \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial M_{кр}}\right)^2 \cdot \Delta M_{кр}^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial a}\right)^2 \cdot \Delta a^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial d_B}\right)^2 \cdot \Delta d_B^2 + \dots}$$

$$\dots \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial d_1}\right)^2 \cdot \Delta d_1^2}, \text{ МПа,}$$

$$S_{кр} = \pm \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial M_{кр}}\right)^2 \cdot \Delta M_{кр}^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial d_B}\right)^2 \cdot \Delta d_B^2}, \text{ МПа.}$$

д) Записываем выражения частных производных:

$$\frac{\partial f}{dM_{кр}} = \frac{21,2a}{d_B^3 \cdot d_1}; \quad \frac{\partial f}{\partial a} = \frac{21,2M_{кр}}{d_B^3 \cdot d_1}$$

$$\frac{\partial f}{\partial d_B} = \frac{63,6M_{кр} \cdot a}{d_B^4 \cdot d_1}; \quad \frac{\partial f}{\partial d_1} = \frac{21,2M_{кр} \cdot a}{d_B^3 \cdot d_1^2}$$

$$\frac{\partial f}{\partial M_{кр}} = \frac{5}{d_B^3}; \quad \frac{\partial f}{\partial d_B} = \frac{15M_{кр}}{d_B^4}.$$

е) При расчете величин $S_{изг}$ и $S_{кр}$ полагаем отклонения параметров, входящие в подкоренное выражение, равными половинам соответствующих допусков (считая, что протяженность допуска равна 6 среднеквадратическим отклонениям), т.е.:

$$\Delta M_{кр} = 60 \text{ Н}\cdot\text{мм}; \quad \Delta d_1 = 0,01 \text{ мм};$$

$$\Delta d_B = 0,004 \text{ мм}; \quad \Delta a = 0,1 \text{ мм.}$$

Подставляем полученные частные производные в подкоренные выражения и находим вероятные отклонения $S_{изг}$ и $S_{кр}$:

$$S_{изг} = \pm \sqrt{\left(\frac{21,2a}{d_B^3 d_1}\right)^2 \cdot \Delta M_{кр}^2 + \left(\frac{21,2M_{кр}}{d_B^3 d_1}\right)^2 \cdot \Delta a^2 + \left(\frac{63,6M_{кр}a}{d_B^4 d_1}\right)^2 \cdot \Delta d_B^2 + \dots}$$

$$\begin{aligned}
& + \sqrt{\left(\frac{21,2 M_{кр} a}{d_B^3 d_1^2}\right)^2 \cdot \Delta d_B^2} = \pm \sqrt{\left(\frac{21,2 \cdot 7}{3^3 \cdot 6}\right)^2 \cdot 60^2 + \left(\frac{21,2 \cdot 300 \cdot 7}{3^3 \cdot 6^2}\right)^2 \cdot 0,1^2 +} \\
& + \sqrt{\left(\frac{63,6 \cdot 300 \cdot 7}{3^4 \cdot 6}\right)^2 \cdot 0,004^2 + \left(\frac{21,2 \cdot 300 \cdot 7}{3^3 \cdot 6^2}\right)^2 \cdot 0,01^2} = \pm 55,2 \text{ МПа}, \\
S_{кр} & = \pm \sqrt{\left(\frac{5}{d_B^3}\right)^2 \cdot \Delta M_{кр}^2 + \left(\frac{15 M_{кр}}{d_B^4}\right)^2 \cdot \Delta d_B^2} = \pm \sqrt{\left(\frac{5}{3^3}\right)^2 \cdot 60^2 +} \\
& + \sqrt{\left(\frac{15 \cdot 300}{3^4}\right)^2 \cdot 0,004^2} = \pm 11,1 \text{ МПа}.
\end{aligned}$$

ж) Аналогично предыдущим выкладкам, записываем в общем виде выражение для определения эквивалентного (фактического) напряжения и его вероятного отклонения:

$$\sigma_{экр} = \sigma_{факт} = \sqrt{\sigma_{изг}^2 + 4\tau_{кр}^2}, \text{ МПа},$$

$$S_{экр} = S_{факт} = \pm \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial \sigma_{изг}}\right)^2 \cdot S_{изг}^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial \tau_{кр}}\right)^2 \cdot S_{кр}^2}, \text{ МПа}.$$

з) Определяем частные производные подкоренного выражения:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial f}{\partial \sigma_{изг}} & = \frac{\sigma_{изг}}{\sqrt{\sigma_{изг}^2 + 4\tau_{кр}^2}}, \\
\frac{\partial f}{\partial \tau_{кр}} & = \frac{4\tau_{кр}}{\sqrt{\sigma_{изг}^2 + 4\tau_{кр}^2}}.
\end{aligned}$$

и) Подставляем частные производные в подкоренное выражение и подсчитываем $S_{экр}$:

$$\begin{aligned}
S_{факт} = S_{экр} & = \pm \sqrt{\frac{\sigma_{изг}^2}{\sigma_{изг}^2 + 4\tau_{кр}^2} S_{изг}^2 + \frac{16\tau_{кр}^2}{\sigma_{изг}^2 + 4\tau_{кр}^2} S_{кр}^2} = \\
& = \pm \sqrt{\frac{276^2}{276^2 + 4 \cdot 55,5^2} \cdot 55,5^2 + \frac{16 \cdot 55,5^2}{276^2 + 4 \cdot 55,5^2} \cdot 11,1^2} = \pm 51,8 \text{ МПа}.
\end{aligned}$$

к) Определяем среднеквадратическое отклонение фактического напряжения по формуле (11.4):

$$\Delta\sigma_{\text{факт}} = \frac{S_{\text{факт}}}{3} = \frac{51,8}{3} = 17,3 \text{ МПа.}$$

л) По табл. 2 прил.7 определяем модальный предел прочности материала валика $\sigma_{\text{в}}$ и его среднеквадратическое отклонение: $\sigma_{\text{в}} = 838 \text{ МПа}$, $\Delta\sigma_{\text{в}} = 40,8 \text{ МПа}$. Подсчитываем максимальное и минимальные вероятные значения предела прочности материала:

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{вmax}} &= \sigma_{\text{в}} + 3\Delta\sigma_{\text{в}} = 838 + 3 \cdot 40,8 = 960 \text{ МПа,} \\ \sigma_{\text{вmin}} &= \sigma_{\text{в}} - 3\Delta\sigma_{\text{в}} = 838 - 3 \cdot 40,8 = 716 \text{ МПа.}\end{aligned}$$

м) Определяем число циклов работы валика и его логарифм:

$$N = 60nT = 60 \cdot 80 \cdot 500 = 2,4 \cdot 10^6, \text{ циклов,}$$

$$\sigma_{-1\text{max}} = \sigma_{\text{вmax}} \frac{1 + 0,0038n^4}{1 + 0,0080n^4} = 960 \frac{1 + 0,0038 \cdot 6,38^4}{1 + 0,0080 \cdot 6,38^4} = 416 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_{-1\text{min}} = \sigma_{\text{вmin}} \frac{1 + 0,0038n^4}{1 + 0,0080n^4} = 716 \frac{1 + 0,0038 \cdot 6,38^4}{1 + 0,0080 \cdot 6,38^4} = 310 \text{ МПа,}$$

о) Подсчитываем среднеквадратическое отклонение предела усталости по соотношению (11.19):

$$\Delta\sigma_r = \frac{\sigma_{-1\text{max}} - \sigma_{-1\text{min}}}{6} = \frac{416 - 310}{6} = 17,7 \text{ МПа}$$

п) По формуле (11.3) определяем значение критического напряжения:

$$\begin{aligned}\left(\frac{\sigma_{\text{кр}} - \sigma_{\text{факт}}}{\Delta\sigma_{\text{факт}}} \right)^2 - \left(\frac{\sigma_{\text{кр}} - \sigma_r}{\Delta\sigma_r} \right)^2 &= -2 \ln \frac{\Delta\sigma_{\text{факт}}}{\Delta\sigma_r} \\ \left(\frac{\sigma_{\text{кр}} - 297}{17,3} \right)^2 - \left(\frac{\sigma_{\text{кр}} - 363}{17,7} \right)^2 &= -2 \ln \frac{17,3}{17,7},\end{aligned}$$

$$\sigma_r = \sigma_{-1\text{ср.}}$$

Решая уравнение, находим $\sigma_{\text{кр}} = 333,3 \text{ МПа}$.

р) Определяем по соотношению (11.2) вероятность отказа:

$$\begin{aligned}Q(t) &= \left[0,5 - \Phi \left(\frac{\sigma_{\text{кр}} - \sigma_{\text{факт}}}{\Delta\sigma_{\text{факт}}} \right) \right] \cdot \left[0,5 + \Phi \left(\frac{\sigma_{\text{кр}} - \sigma_r}{\Delta\sigma_r} \right) \right] = \\ &= \left[0,5 - \Phi \left(\frac{333,3 - 297}{17,3} \right) \right] \cdot \left[0,5 + \Phi \left(\frac{333,3 - 363}{17,7} \right) \right] = 0,00081.\end{aligned}$$

с) Подсчитываем вероятность безотказной работы по зависимости (11.1) как: $P(t) = 1 - Q(t) = 1 - 0,00081 = 0,99919$.

Приложение 9

Коэффициенты трения металлов, твердых смазочных покрытий и антифрикционных материалов в атмосфере и вакууме

Основные термины и определения

Трением, внешним трением называется сопротивление, возникающее при относительном перемещении двух соприкасающихся тел в плоскости их касания.

Парой трения, фрикционной парой называется система из двух элементов (материалов), соприкасающиеся поверхности которых в процессе работы перемещаются (скользят) относительно друг друга. Один элемент системы называют материалом трения, а другой – контртелом.

Материалом пары трения называют материал, используемый или предназначенный для работы в условиях трения.

Контртелом называется элемент пары трения, работающий с материалом трения.

Износостойкостью называется свойство материала оказывать сопротивление изнашиванию в определенных условиях трения.

Силой трения называется сила сопротивления относительному перемещению двух тел при трении, приложенная в зоне контакта.

Коэффициентом трения называется отношение силы трения к нормальной составляющей внешних сил, действующих на поверхности тел.

Примечание: Современное обозначение коэффициента трения – f ; в зарубежной и старой отечественной литературе встречается μ .

Для расчета коэффициента трения используется выражение $f = F/N$, где F – сила трения, а N – нормальная составляющая внешних сил.

Твердым смазочным материалом называется твердый материал, обладающий смазочными свойствами и применяемый в виде порошка или тонкой пленки.

Антифрикционными материалами называются материалы трения, предназначенные или используемые для работы в несущих или направляющих узлах.

Большинство терминов, связанных с трением, приводится в ГОСТ 16429-70.

Таблица П9.1

Коэффициенты трения металлов, твердых смазочных покрытий и антифрикционных материалов в атмосфере и вакууме

Материал трения	Материал контртела	Коэффициент трения	
		в атмосфере	в вакууме
1	2	3	4
Медь	Никель	0,45	1,50
Тантал	Никель	0,23	0,90
Вольфрам	Никель	0,21	1,36
Медь	Железо	0,51	0,75
Тантал	Медь	0,44	0,43
Вольфрам	Медь	0,34	0,41
Никель	Вольфрам	0,30	0,60
Никель	Никель	0,60	4,60
Золото	Золото	0,60	4,50
Алюминий	Алюминий	0,78	1,57
Бериллиевая бронза	Бериллиевая бронза	0,58	1,10
Латунь	Латунь	0,31	0,70
Медь	Медь	1,04	2,00
Нержавеющая сталь	Нержавеющая сталь	0,51	0,93
Сталь ШХ15	Медь	0,70	0,45
Нержавеющая сталь	Алюминий	0,40	0,34
Нержавеющая сталь	Латунь	0,39	0,84
Бериллиевая бронза	Латунь	0,38	0,90
Латунь	Бериллиевая бронза	0,36	0,89
Медь	Сталь ШХ15	0,55	0,96
Серебро	Железо	-	0,30
Никель	Железо	-	0,69
Серебро	Никель	-	0,86
Алюминий	Железо	-	1,28
Алюминий	Медь	-	1,47
Серебро	Медь	-	1,72
Алюминий	Серебро	-	2,20
Алюминий	Никель	-	2,36
Железо	Железо	-	0,80
Серебро	Серебро	-	2,60
Металлокерамическая бронза	Сталь 2Х13	-	0,80
Кадмий	Кадмий (покрытие)	0,39	0,31
Серебро	Серебро (покрытие)	0,36	0,89
Сплав АМг-6 с покрытием ВНИИ ПП-209	Титановый сплав ВТ-14	-	0,18
1	2	3	4
Сплав АМг-6	Титановый сплав ВТ-14	0,73	1,18

Сплав МА2-1 с покрытием ВНИИ НП-209	Титановый ВТ-14	сплав	-	0,24
Сплав МА2-1	Титановый ВТ-14	сплав	-	0,80
Покрытие ВНИИ НП-230 с органическим связующим - эпоксидной смолой ЭП-096	Титановый ВТ-14	сплав	-	0,07
Покрытие ВНИИ НП-230 с органическим связующим - эпоксидной смолой Э-44	Титановый ВТ-14	сплав	-	0,10
Покрытие ВНИИ НП-230 с органическим связующим - эпоксидной смолой Э-47	Титановый ВТ-14	сплав	-	0,13
Покрытие ВНИИ НП-230 с органическим связующим - эпоксидной смолой ЭД-28	Титановый ВТ-14	сплав	-	0,16
Покрытие ВНИИ НП-230 с органическим связующим - эпоксидной смолой Э-33	Титановый ВТ-14	сплав	-	0,18
Покрытие ВНИИ НП-230 с органическим связующим - эпоксидной смолой Э-41	Титановый ВТ-14	сплав	-	0,18
Покрытие ВНИИ НП-230 с органическим связующим - эпоксидной смолой ЭД-5	Титановый ВТ-14	сплав	-	0,20
Дисульфид молибдена	Сталь 2Х13		-	0,17
Дисульфид вольфрама	Сталь 2Х13		-	0,15
Дисульфид ниобия	Сталь 2Х13		-	0,07
Дисульфид тантала	Сталь 2Х13		-	0,06
Диселенид молибдена	Сталь 2Х13		-	0,17
Диселенид вольфрама	Сталь 2Х13		-	0,10
Диселенид ниобия	Сталь 2Х13		-	0,17
Диселенид тантала	Сталь 2Х13		-	0,09
Графит	Сталь 2Х13		-	0,14
ПТФЕ	Сталь 2Х13		-	0,25
АМАН	Сталь 2Х13		-	0,15
АМАН (облучение ионами водорода)	Сталь 2Х13		-	0,11
Фторпласт-4	Сталь ШХ15		-	0,22
Фторпласт-4 (облучение ионами водорода)	Сталь ШХ15		-	0,38
1	2	3	4	
Стирол	Сталь ШХ15		-	0,55

Стирол (облучение потоком электронов)	Сталь ШХ15	-	0,62
ε-капролактам	Сталь ШХ15	-	0,23
ε-капролактам (облучение потоком электронов)	Сталь ШХ15	-	0,51
Аналог лунного грунта – мелкий базальтовый песок	X18H10T	0,34	0,33
Аналог лунного грунта - мелкий базальтовый песок	Сплав ВТ-6	0,43	0,45
Аналог лунного грунта - мелкий базальтовый песок	Покрытие М-801	0,21	0,19
Аналог лунного грунта - мелкий базальтовый песок	Покрытие М-802	0,21	0,22
Аналог лунного грунта - мелкий базальтовый песок	Покрытие Т-801	0,52	0,50
Аналог лунного грунта - мелкий базальтовый песок	Покрытие С-802	0,58	0,57
Аналог лунного грунта - мелкий базальтовый песок	Титан азотированный	0,52	0,52
Сталь 45 с фосфатным покрытием	12X18H10T	-	0,40
Сталь 45 с фосфатным покрытием	Сталь ШХ15	-	0,30
Сталь 45 с кадмиевым покрытием	12X18H10T	-	0,51
Сталь 45 с кадмиевым покрытием	Сталь ШХ15	-	0,24
Сталь 45 с цинковым покрытием	12X18H10T	-	0,50
Сталь 45 с цинковым покрытием	Сталь ШХ15	-	0,49
1	2	3	4
Сталь 45 с хромовым покрытием	12X18H10T	-	0,40
Сталь 45 с хромовым покрытием	Сталь ШХ15	-	0,30
Сталь 45 с никелевым покрытием	12X18H10T	-	0,42
Сталь 45 с никелевым покрытием	Сталь ШХ15	-	0,30
Сталь 45 с оловянным покрытием	12X18H10T	-	0,22
1	2	3	4

Сталь 45 с оловянным покрытием Д16Т	Сталь ШХ15	-	0,30
	12X18H10T	-	0,40
12X18H10T	Латунь ЛС-59-1	-	0,40
12X18H10T	Сталь ШХ15	-	0,60
12X18H10T	Сталь ШХ15 сульфотианированная и шаржированная дисульфидом молибдена	-	0,60
Медь М3 сульфотианированная	12X18H10T	-	0,20
Сталь 45	Покрытие: дисульфид молибдена + эпоксидная смола	-	0,17
Сталь 45	Покрытие: дисульфид молибдена + цеолит + эпоксидная смола	-	0,07
Сталь 45	Покрытие: дисульфид молибдена + силикагель эпоксидная смола	-	0,10
Сталь 45	Покрытие: графит + силикагель + эпоксидная смола	-	0,30

Исторические и идеологические аспекты нанотехнологии

В общем виде развитие науки и техники представляет собой эволюционный и революционный процесс. Причем при переходе на более высокий уровень развития не исключена возможность возврата. Развитие науки - это смена парадигм, периодические скачкообразные изменения в стиле мышления, методологии и методике научного познания.

Рассмотрим это на примере развития нанотехнологии. Один *нанометр* (от греческого "нано" - карлик) равен одной миллиардной части метра. На этом расстоянии можно вплотную расположить примерно 10 атомов. Пожалуй, *первым ученым, использовавшим эту единицу измерения, был Альберт Эйнштейн, который в 1905 г. теоретически доказал, что размер молекулы сахара равен одному нанометру.* Но только через 26 лет немецкие физики Эрнст Руска, получивший Нобелевскую премию в 1936 г., и Макс Кнолл создали электронный микроскоп, обеспечивающий 15-кратное увеличение (меньше, чем существовавшие тогда оптические микроскопы), он и стал прообразом нового поколения подобных устройств, позволивших заглянуть в наномир.

1932 год. Голландский профессор Фриц Цернике, Нобелевский лауреат 1937 г., изобрел фазово-контрастный микроскоп - вариант оптического микроскопа, улучшавший качество показа деталей изображения, и исследовал с его помощью живые клетки (ранее для этого приходилось применять красители, убивавшие живые ткани). Интересно, что Цернике предлагал свое изобретение фирме "Цейс", но менеджеры не осознали его перспективности, хотя сегодня такие микроскопы активно применяются в медицине.

1939 год. Компания Siemens, в которой работал Руска, выпустила первый коммерческий электронный микроскоп с разрешающей способностью 10 нм. *Днем рождения нанотехнологий считается 29 декабря 1959 г. Профессор Калифорнийского технологического института Ричард Фейнман (Нобелевский лауреат 1965 г.) в своей лекции "Как много места там, внизу" ("There's plenty of room at the bottom"), прочитанной перед Американским физическим обществом, отметил возможность использования атомов в качестве строительных частиц.*

1966 год. Американский физик Рассел Янг, работавший в Национальном бюро стандартов, придумал пьезодвигатель, применяемый сегодня в сканирующих туннельных микроскопах и для позиционирования наноинструментов с точностью до 0,01 ангстрем (1 нанометр = 10 ангстрем).

1968 год. Исполнительный вице-президент компании Bell Альфред Чо и сотрудник ее отделения по исследованиям полупроводников Джон Артур обосновали теоретическую возможность использования нанотехнологий в решении задач обработки поверхностей и достижения атомной точности при создании электронных приборов.

1971 год. Рассел Янг выдвинул идею прибора Tорографіner, послужившего прообразом зондового микроскопа. Столь длительные сроки разработки подобных устройств объясняются тем, что наблюдение за атомарными структурами приводит к изменению их состояния, поэтому требовались качественно новые подходы, не разрушающие исследуемое вещество. Правда, вскоре работы над Tорографіner были прекращены, и признание к Янгу пришло только в 1979 г., после чего он получил множество наград.

1974 год. Японский физик Норио Танигучи, работавший в Токийском университете, предложил термин "нанотехнология" (процесс разделения, сборки и изменения материалов путем воздействия на них одним атомом или одной молекулой), быстро завоевавший популярность в научных кругах.

1982 год. В Цюрихском исследовательском центре "ЮМ" физики Герд Бинниг и Генрих Рорер (Нобелевские лауреаты 1986 г. вместе с Эрнстом Руской) создали сканирующий туннельный микроскоп (СТМ), позволяющий строить трехмерную картину расположения атомов на поверхностях проводящих материалов. СТМ действовал по принципу, схожему с заложенным в Tорографіner, но швейцарцы создали его независимо от Янга, добившись значительно большей разрешающей способности и распознав отдельные атомы в кальциево-иридиево-оловянных кристаллах. Главной проблемой в исследовании были фоновые помехи - острие микроскопа, позиционировавшееся с точностью до долей атома, сбивалось от малейших шумов и вибраций на улице.

1985 год. Трое американских химиков: профессор Райсского университета Ричард Смэлли, а также Роберт Карл и Хэрольд Крото (Нобелевские лауреаты 1996 г.) открыли фуллерены - молекулы, состоящие из 60 атомов углерода, расположенных в форме

сферы. Эти ученые также впервые сумели измерить объект размером 1 нм.

1986 год. Герд Бинниг разработал сканирующий атомно-силовой зондовый микроскоп, позволивший наконец визуализировать атомы любых материалов (не только проводящих), а также манипулировать ими.

1986 год. Американский ученый Эрик Дрекслер, работавший в лаборатории искусственного интеллекта Массачусетского технологического института, написал книгу "Машины созидания" ("Engines of Creation"), в которой выдвинул концепцию универсальных молекулярных роботов, работающих по заданной программе и собирающих что угодно (в том числе и себе подобных) из подручных молекул. Эта идея была, видимо, навеяна Дрекслеру его основной деятельностью - в задачах искусственного интеллекта идея самовоспроизводящихся устройств встречается постоянно. Ученый уже тогда довольно точно предсказал немало грядущих достижений нанотехнологии, и, начиная с 1989 г. его прогнозы сбываются, причем нередко со значительным опережением сроков.

1987 - 1988 гг. В НИИ "Дельта" под руководством П. Н. Лускиновича заработала первая российская нанотехнологическая установка, осуществлявшая направленный уход частиц с острия зонда микроскопа под влиянием нагрева.

1989 год. Ученые Дональд Эйглер и Эрхард Швецер из Калифорнийского научного центра IBM сумели выложить 35 атомов ксенона на кристалле никеля название своей компании. Для первого в мире целевого переноса отдельных атомов в новое место они использовали СТМ производства IBM. Правда, такая надпись просуществовала недолго - атомы быстро разбежались с поверхности. Но сам факт наличия постороннего атома в молекулярной структуре некоторого вещества открывал потенциальную возможность создания молекулярных автоматов, трактующих наличие или отсутствие такого атома в некоторой позиции как логическое состояние.

1991 год. Японский профессор Сумио Лиджима, работавший в компании NEC, использовал фуллерены для создания углеродных трубок (или нанотрубок) диаметром 0,8 нм. На их основе в наше время выпускаются материалы в сто раз прочнее стали. Оставалось научиться делать такие трубки как можно более длинными — их размеры оказались напрямую связаны с прочностью изготавливаемых веществ. Кроме того, открылась возможность со-

бирать из нанотрубок различные наномеханизмы с зацепами и шестеренками.

Компьютерщик Уоррен Робинет и химик Стэн Уильяме, сотрудники университета Северной Каролины, изготовили наноманипулятор - робот размером с человека, состыкованный с атомным микроскопом и управляемый через интерфейс виртуальной реальности. Оператор, манипулируя отдельными атомами, с его помощью мог физически ощущать многократно усиленную отдачу от модифицируемого вещества, что значительно ускорило работу. Пытаться делать прикладные наноустройства без такого комплекса до того времени было немислимо.

1991 год. В США заработала первая нанотехнологическая программа Национального научного фонда. Аналогичной деятельностью озаботилось и правительство Японии. А вот в Европе серьезная поддержка таких исследований на государственном уровне началась только с 1997 г.

1997 год. Эрик Дрекслер объявил, что к 2020 г. станет возможной промышленная сборка наноустройств из отдельных атомов. До сего времени почти все его прогнозы сбывались с опережением.

1998 год. Сиз Деккер, голландский профессор Технического университета г. Делфтса, создал транзистор на основе нанотрубок, используя их в качестве молекул. Для этого ему пришлось первым в мире измерить электрическую проводимость такой молекулы. Появились технологии создания нанотрубок длиной 300 нм. В Японии запущена программа "Astroboy" по развитию наноэлектроники, способной работать в условиях космического холода и при жаре в тысячи градусов.

1999 год. Американские ученые - профессор физики Марк Рид (Йельский университет) и профессор химии Джеймс Тур (райский университет) - разработали единые принципы манипуляции как одной молекулой, так и их цепочкой.

2000 год. Немецкий физик Франц Гиссибл разглядел в кремнии субатомные частицы. Его коллега Роберт Магерле предложил технологию нанотомографии - создания трехмерной картины внутреннего строения вещества с разрешением 100 нм. Проект финансировала компания Volkswagen. Правительство США открыло Национальную нанотехнологическую инициативу (NNI). В бюджете США на это направление выделено 270 млн. долл., коммерческие компании вложили в него в 10 раз больше.

2001 год. Реальное финансирование NNI превысило запланированное (422 млн. долл.) на 42 млн.

2002 год. Сиз Деккер соединил углеродную трубку с ДНК, получив единый наномеханизм. Финансирование NNI составило 697 млн. долл. (на 97 млн. больше плана).

2003 год. Профессор Фенг Лью из университета Юты, используя наработки Франца Гиссибла, с помощью атомного микроскопа построил образы орбит электронов путем анализа их возмущения при движении вокруг ядра.

На NNI отпущено 770 млн. долл. В бюджете NNI 2004 г. заложена сумма 849 млн. долл.

Главным объединяющим началом сообщества ученых являются не нормы профессиональной этики, а единый стиль мышления, т.е. признание данным сообществом ученых определенных фундаментальных теорий и методов исследований. Эти положения в философии называются парадигмой. Каждая теория создается в рамках той или иной парадигмы. Теории, существующие в рамках различных парадигм, несопоставимы. Одна и та же теория не может входить в разные парадигмы без предварительного её серьёзного переосмысления. При смене парадигм невозможно осуществить преемственность теорий, т.е. перенести какие-то из старых парадигм в новые. Это относится, в первую очередь, и к нанотехнологии.

На первой фазе своего становления нанотехнология занимается в основном моделированием, с целью углубления фундаментальных представлений в различных областях знания, в первую очередь микроэлектронике, полупроводниковой и ламповой электронике (рис. П10.1).

В это связи целесообразно рассматривать законы развития электроники, которая составляет основополагающую часть всей нанотехнологии.

1. Закон прогрессивной эволюции электроники. В вакуумных устройствах с одинаковой функцией переход от поколения к поколению происходит при наличии необходимого научно - технического уровня и социально - экономической целесообразности. Прогрессивная эволюция продолжается до максимального значения показателя эффективности Q , например количества элементов в единице объема кристалла или изделия.

2. Закон скачкообразного развития наноэлектроники. Этот закон отражает революционные изменения в процессе развития (рис. 1). Переход к каждой очередной стадии происходит при ис-

черпывании природных возможностей человека в улучшении показателей эффективности выполнения функций данным устройствам.

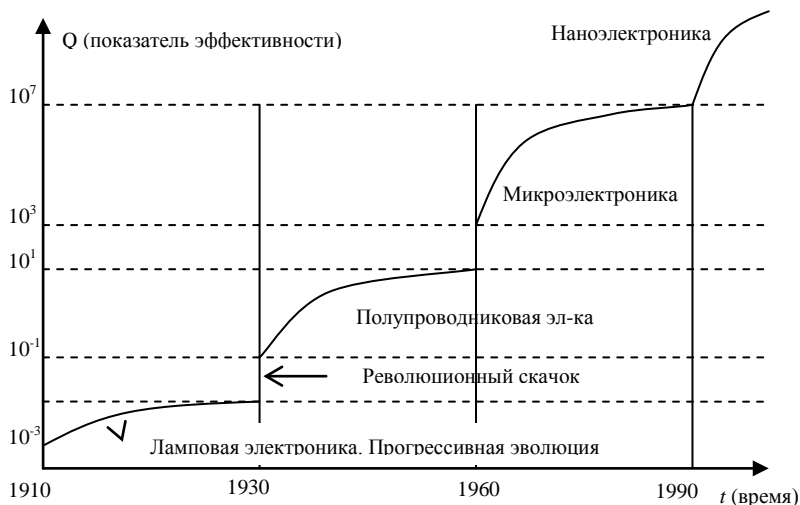


Рис. П.10.1. Схематическая иллюстрация законов прогрессивной эволюции и скачкообразного развития нанoeлектроники

3. Закон соответствия между функцией и структурой. Главная суть закона заключается в том, что в правильно спроектированном электронном устройстве каждый элемент имеет вполне определённую функцию по обеспечению его работоспособности. Исключение элемента приводит к ухудшению какого-либо показателя эффективности.

Первый и второй законы развития нанoeлектроники тесно связаны с диалектическим законом перехода количественных изменений в качественные. Главная проблема в нанотехнологии — проблема верификации, заключающаяся в невозможности в настоящее время проверить некоторые теории опытным путём. Это связано с тем, что почти во всех экспериментах используется метод косвенных измерений. Соотношение принципов верификации и фальсификации, т. е. не подтверждение на истинность, а опровержение неистинности, это также проблема нанонауки и техни-

ки. Наряду с вышеуказанными проблемами в нанонауке и технике, как нигде более очевидными становятся размытые грани между различными категориями философии, такими как причина - повод - следствие, количество - условие - качество, единичное - особенное - всеобщее, сущность - наблюдение - явление, необходимость - действие - случайность, возможность - предрасположенность - действительность и др.

Анализ задач математического, физического и технического моделирования (рис. П10.2) в нанонауке и технике позволяет констатировать отсутствие в природе *физического нуля*, т. е. абсолютного ничего, пустоты. Так, например, предельное остаточное давление в вакуумной камере - величина бесконечно малая, но не равная нулю, тоже самое можно сказать относительно силы тяжести или абсолютно отрицательной температуры (абсолютного нуля). Таким образом, в нанонауке и технике мы имеем дело с бесконечно малыми (не равными нулю) величинами. А, в общем случае, бесконечно малые величины - антиподы бесконечно больших. Например, при увеличении радиуса до бесконечно большой величины окружность превращается в прямую, а при уменьшении до бесконечно малой - в точку. Таким образом, прямая - синоним бесконечно большой величины, точка - бесконечно малой.

Техноэволюция нанотехники осуществляется под действием закона информационного отбора Б.И. Кудрина (рис. П10.3). Действие этого закона проявляется в наследственных изменениях вида нанотехники точнее - популяций изделий, занимающих определенную экологическую нишу. В отличие от закона естественного отбора Ч. Дарвина в вакуумной технике имеет место более разумная целенаправленная изменчивость: появляются, как правило, только такие новые варианты конструкторских решений, которые по основным показателям (критериям эффективности) обеспечивают повышение конкурентноспособности (рис. 2), а подавляющее большинство изменений связано с улучшением наиболее актуальных показателей, которые в данный момент требуется улучшить, например, скорость откачки вакуумного насоса и величину предельного вакуума.

Техноценоз - сообщество всех изделий и оборудования конкретного участка, цеха или предприятия для определенного момента или отрезка времени. Существующие НИИ или КБ нанотехники в основном сосредоточены на изучении и проектировании отдельных изделий, а изучением, проектированием техноценозов никто серьезно не занимается.

В каждом конкретном случае существует свой оптимальный состав оборудования в техноценозе, который находится между двумя крайними предельными случаями, когда все изделия в техноценозе различны и все изделия одинаковы.



Рис. П.10. 2. Модели нанонауки и нанотехники

Задача выбора оптимального состава оборудования техноценоза - очень сложная задача нелинейного программирования.

Попробуем разобраться, какую помощь могут оказать людям нанороботы и какую угрозу для человечества они представляют.

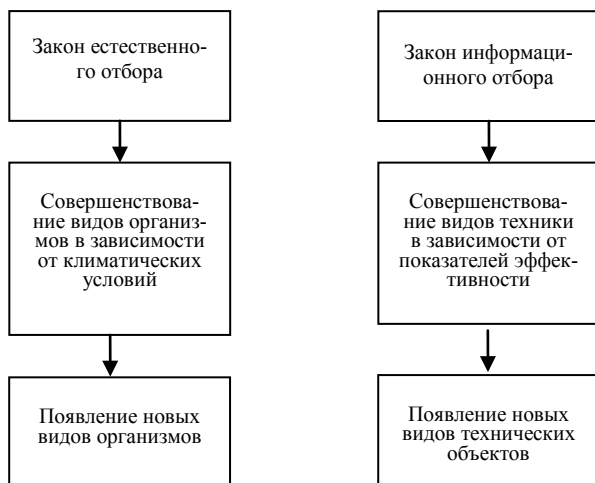


Рис. П10.3. Отличительные особенности естественного отбора Ч. Дарвина и информационного отбора Б.И. Кудрина

Перспективы просто фантастические, иначе не скажешь. Например, за счёт внедрения в организм молекулярных роботов, предотвращающих старение клеток, а также перестраивающих и "облагораживающих" ткани организма можно будет достигнуть бессмертия человека, не говоря об оживлении и излечении безнадежно больных и людей, которые были заморожены методами крионики.

Наноробот, введённый в организм человека, сможет самостоятельно передвигаться по кровеносной системе и очищать его от микробов или зарождающихся раковых клеток, а саму кровеносную систему - от отложений холестерина. Он сможет изучить, а затем и исправить характеристики тканей и клеток.

В промышленности произойдёт замена традиционных методов производства сборкой молекулярными роботами предметов потребления непосредственно из атомов и молекул, вплоть до

персональных синтезаторов и копирующих устройств, позволяющих изготовить любой предмет.

Замена произойдёт и в сельском хозяйстве: комплексы из молекулярных роботов придут на смену "естественным машинам" для производства пищи (растений и животных) их искусственными аналогами. Они будут воспроизводить те же химические процессы, что происходят в живом организме, однако более коротким и эффективным путем.

Биологи смогут "внедряться" в живой организм на уровне атомов, в результате чего, станут возможными и "восстановление" вымерших видов, и создание новых типов живых существ, в том числе биороботов.

В кибернетике произойдёт переход к объёмным микросхемам, а размеры активных элементов уменьшаться до размеров молекул. Рабочие частоты компьютеров достигнут терагерцовых величин. Получат распространение схемные решения на нейроноподобных элементах. Появится долговременная быстродействующая память на белковых молекулах, ёмкость которой будет измеряться терабайтами. Станет возможным переселение "человеческого интеллекта в компьютер.

За счёт внедрения логических наноэлементов во все атрибуты окружающей среды она станет "разумной" и исключительно комфортной для человека. На всё это, по разным оценкам, понадобится около 100 лет.

Однако новые открытия могут иметь и негативные последствия. Представим себе, что в устройстве, предназначенном для разборки промышленных отходов до атомов, произойдет сбой, и оно начнёт уничтожать полезные вещества биосферы, обеспечивающие жизнь людей. При этом самым неприятным может оказаться то, что это будут нанороботы, способные к самовоспроизводству (саморепликации, размножению).

Можно представить себе и нанороботов, запрограммированных на изготовление уже существующего оружия. Овладев секретом создания подобного робота или каким-то образом достав его, воспроизвести универсального "малыша" в большом количестве сможет небольшая группа людей или даже террорист-одиночка.

Отметим также принципиальную возможность создания, выборочно разрушительных устройств, например воздействующих на определённые этнические группы или заданные географические районы.

Нанороботы, вышедшие из-под контроля, могут стать оружием массового поражения.

Так или иначе, но главный шаг на пути создания нанороботов группа ньюйоркских учёных, по их признанию, уже сделала. Судя по тому, что на создание первой ДНК-машины ушло около 10 лет, первый наноробот появится максимум лет через 5-7.

Устройства микроэлектромеханических систем (MEMS) действуют как и устройства макроразмеров и даже выглядят также - с моторами, передачами и рычагами, изготовленными из стекла, керамики или металла. Но наноразмерные структуры, в частности NEMS, будут строиться и действовать совершенно по-другому: они формируются и функционируют на основе других физических законов. На молекулярном уровне перестают действовать законы механики, используемые для расчетов узлов обычных машин. Законы сопротивления материалов и гидравлики уже не применимы - вместо этого вступают в действие законы квантовой механики, которые приводят к совершенно неожиданным, с точки зрения классической механики, последствиям.

Сегодня практическая нанотехнология ориентирована на решение следующих задач:

- создание твердых тел и поверхностей с требуемой молекулярной структурой;
- создание новых химических веществ посредством конструирования молекул (с участием и без участия химических реакций);
- разработка устройств различного функционального назначения (компоненты наноэлектроники, нанооптики, наноэнергетики, нанороботы и нанокomпьютеры, нанолечения, наноинструменты и т.д.);
- создание наноразмерных самоорганизующихся и самореплицирующихся структур.

Инструментальный базис нанотехнологий, позволяющий ученым и исследователям не только визуализировать атомные структуры, но и манипулировать отдельными атомами и строить новые молекулы, основан на использовании так называемого эффекта туннелирования электронов. Его применение на вершинах зондов специальных конструкций позволило достичь высокой пространственной разрешающей способности управления атомно-молекулярными реакциями в отличие от известных групповых технологий осаждения материалов, методов оптической литографии, эпитаксии, а также электронной литографии, где высокая

энергия фокусируемых электронов приводит к значительному разрушению используемых материалов.

За 20 с небольшим лет с момента появления техники сканирующей зондовой микроскопии и изобретения сканирующего туннельного, а затем и атомно-силового микроскопов, в разных странах были получены впечатляющие результаты по наблюдению наноразмерных частиц и структур на их основе и поставлена задача создания технологических машин, позволяющих осуществить атомно-молекулярную сборку вещества и конструирование отдельных узлов и устройств различного функционального назначения.

Внедрение наносхемотехники и нанороботов позволит создать микроскопические компьютеры небывалой производительности. Более того, они станут саморемонтирующимися и самовоспроизводящимися. Это означает, что в зависимости от потребности вычислительной системы она будет увеличиваться и уменьшаться сама. Применение десятиатомных транзисторов позволит подойти вплотную к имитации мыслительных процессов человека и уже к середине XXI столетия создать настоящий искусственный интеллект - саморазвивающуюся мыслительную среду. Станет возможным также и внедрение человеческого сознания в компьютерные программы.

Впервые идея о новом направлении была высказана лауреатом Нобелевской премии Р.Фейнманом в 1959 г. Позже, в 80-х годах, появились приборы, способные оперировать с отдельным атомом, например, взять его и переставить на другое место. Созданы отдельные элементы нанороботов: опытный механизм шарнирного типа на основе нескольких цепочек ДНК, способный сгибаться и разгибаться по химическому сигналу, первые образцы нанотранзисторов или электронных переключателей, состоящие из небольшого числа атомов. Специалисты складывают из атомов названия и символы своих фирм. В нанотехнологию ежегодно инвестируются сотни миллионов долларов, разработками заняты многие десятки фирм.

Нанороботы - гипотетические механизмы размером десятки и сотни нанометров (миллионные доли миллиметра), разработка которых начата не так давно. Как и роботы обычных размеров, нанороботы будут иметь самые различные конструкции и назначения: смогут двигаться, производить механические и другие операции, управляться извне или встроенными компьютерами. Они смогут собирать механизмы, создавать новые вещества; для таких

устройств используют названия “асемблер” (сборщик) или “репликатор”. Возможна настройка их на переработку или уничтожение каких-либо веществ. Венцом этого направления могут стать нанороботы, самостоятельно собирающие свои копии, т.е. практически способные к размножению.

Нанороботов условно разделяют на два вида: способных конструировать что-либо, например, самовоспроизводиться (асемблеры), или деконструировать, разбирать (дизасемблеры). Молекулярные асемблеры - основной инструмент человека для манипуляций в наном мире. Любой вирус в определённом смысле также является асемблером. Нанороботов нередко так и называют — “искусственные вирусы”.

Микроскопические роботы, способные манипулировать объектами размером в несколько нанометров (10^{-9} метра), могли бы оказаться весьма полезны во многих отраслях народного хозяйства. Причём, вполне мирного свойства — у военных, тоже проявляющих живейший интерес к теме, задачи всё же помасштабнее, не какие-то там атомы с молекулами с места на место переставлять.

В то же время, в настоящий момент у роботов отсутствуют навыки обращения с “предметами” меньше чем несколько микрон (10^{-6} метра). Правда, не очень понятно, уместно ли для таких микроскопических устройств название “робот”. Ведь они не только интеллектом обделены и к обучению неспособны, но даже батарейку в их крохотное тельце не вставишь.

Конечно, за деятельностью этих механизмов невозможно наблюдать невооружённым глазом, требуется сканирующий электронный микроскоп. Идея изобретения состоит в том, чтобы использовать микроскоп не только для наблюдения, но и для обратной связи - отдачи роботу производственных указаний. При этом электронный луч будет буквально толкать робота под руку.

Для реализации такого взаимодействия использованы свойства сплавов с эффектом памяти формы (Shape Memory Alloys - SMA), пластически деформированные изделия из которых способны при нагревании восстанавливать свои первоначальные очертания. Собственно, SMA-сплавам на титано-никелевой основе уже давно прочат переворот в нанотехнологиях, однако идея использования луча микроскопа для нагрева манипулятора запатентована только сейчас.

Как показывает практика, манипуляция объектами размером меньше микрона требует создания манипуляторов микронно-

го размера, причём сила воздействия такого привода должна быть неумовимо мала. Существующие типы приводов (электромагнитный, пьезоэлектрический) не удовлетворяют этим параметрам.

SMA-устройства раньше не делались меньше, чем в несколько сот микрон. Следовательно, было необходимо ответить на два вопроса. Во-первых, каковы минимальные размеры, при которых сплавы сохраняют свои свойства? И, во-вторых, насколько малый объект можно выборочно нагреть, чтобы привести устройство в действие?

Предыдущие исследования показали, что плёнка из SMA на титано-никелевой основе с добавлением кремния и оксида кремния толщиной в 100 нанометров (всего около 200 атомных слоев) всё еще способна предсказуемо менять форму при нагревании.

Что же касается электронного сканирующего микроскопа, то его лучом можно нагревать области микронного диаметра. Для нагревания до необходимой температуры образца размером, например, $4 \times 10 \times 100$ мкм необходимо $1,3 \cdot 10^{-5}$ Дж, т. е. возможной мощности луча $\sim 2 \cdot 10^{-3}$ Вт достаточно, чтобы сделать это за 6 мс.

Путём деформации достаточно толстой перфорированной плёнки из SMA и последующего нагрева лучом микроскопа удалось продемонстрировать прототип манипулятора с диаметром рабочего элемента ~ 2 мкм и длиной ~ 20 мкм. Проект такого манипулятора уже достаточно подробно описан. У позиционирующего устройства "руки" будет шесть степеней свободы. Каждая будет управляться своим "храповиком", приводимым в действие давлением инертного газа, цилиндрами будут служить углеродные нанотрубки. Всё достаточно просто, однако пока такая "рука" пока остается в перспективной разработке.

Содержание

Введение	3
<i>Глава 1. МЕХАНИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ НА ОСНОВЕ l – КООРДИНАТНЫХ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ</i>	<i>5</i>
1.1. l – координатные исполнительные устройства в оборудовании производства электронной техники	5
1.2. l – координатные винтовые исполнительные устройства. Основные расчетные зависимости	26
1.2.1. Пределы применимости методики	26
1.2.2. Принятая терминология	26
1.2.3. Основные расчетные зависимости	27
1.2.4. Пример расчета	30
<i>Глава 2. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВОЛНОВЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ</i>	<i>34</i>
2.1. Пределы применимости методики	34
2.2. Принятая терминология и обозначения	34
2.3. Расчет входной мощности волновой передачи	36
2.4. Выбор типа генератора и гибкого элемента для волновой передачи	39
2.4.1. Выбор генератора	39
2.4.2. Выбор гибкого элемента	40
2.5. Кинематический расчет волновой передачи	41
2.5.1. Расчет передаточного числа	41
2.5.2. Определение чисел зубьев	42
2.5.3. Расчет передаточного числа планетарного генератора волн	43
2.6. Определение модуля зацепления волновой передачи	44
2.7. Расчет толщины гибкого элемента	47
2.8. Геометрический расчет волновой передачи	48
2.8.1. Расчет гибкого элемента волновой передачи	48
2.8.2. Расчет жесткого колеса волновой передачи	49
2.9. Расчет планетарного генератора волн	51
2.9.1. Прочностной расчет планетарного генератора волн	51

2.9.2. Геометрический расчет планетарного генератора волн	55
2.10. Расчет профиля кулачка кулачкового генератора волн	57
2.11. Расчет основных параметров дискового генератора волн	58
2.12. Определение номинальной долговечности основных элементов волновой передачи	59
2.12.1. Расчет долговечности гибкого элемента	59
2.12.2. Расчет долговечности шарикоподшипников роликового и дискового генераторов волн.....	61
2.12.3. Расчет долговечности наружных колец кулачкового и планетарного генератора волн.....	63

Глава 3. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВАКУУМНЫХ СИЛЬФОННЫХ ВВОДОВ ДВИЖЕНИЯ

3.1. Пределы применимости методики	65
3.2. Принятая терминология и обозначения	65
3.3. Выбор типоразмера сильфона	67
3.4. Определение напряжений в гофрах сильфона	68
3.5. Расчет долговечности сильфона	71
3.6. Расчет долговечности подшипников качения, (для работы в атмосферных условиях).....	72

Глава 4. РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНО-ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ ОБОРУДОВАНИЯ ЭЛЕКТРОННОЙ ТЕХНИКИ

4.1. Расчет червячно-зубчатого механизма	75
4.1.1. Определение мощности электродвигателя, необходимой для червячно-зубчатого механизма	75
4.1.2. Кинематический расчет механизма	76
4.1.3. Выбор материалов для зубчатых и червячных пар	80
4.1.4. Выбор допускаемых напряжений	81
4.1.5. Расчет закрытой зубчатой пары	84
4.1.6. Расчет открытой зубчатой пары или редукторной передачи с пластичной смазкой	86
4.1.7. Расчет закрытой червячной пары с жидкой смазкой	87
4.1.8. Расчет открытой червячной пары или редукторной передачи с пластичной смазкой	90
4.1.9. Расчет валов на прочность и жесткость	90

4.1.10. Выбор радиальных однорядных шарикоподшипников	94
4.1.11. Определение основных размеров корпусных деталей	95
4.2. Расчет двухпоточного червячно-зубчатого механизма	97
4.2.1. Расчет мощности редуктора и выбор электродвигателя двухпоточного червячно-зубчатого механизма	97
4.2.2. Кинематический расчет	98
4.2.3. Конструктивный выбор модуля зацепления двухпоточного червячно-зубчатого редуктора	99
4.2.4. Проверка модуля зацепления червячной пары из условия прочности зубьев на изгиб	100
4.2.5. Геометрический расчет двухпоточного червячно-зубчатого редуктора	101
4.2.6. Силовой расчет двухпоточного червячно-зубчатого редуктора	103
4.2.7. Выбор радиального шарикоподшипника для червячного колеса редуктора	106
4.2.8. Определение диаметров валиков и штифтов	108
4.2.9. Расчет времени реверсирования механизма	109
4.2.10. Определение мертвого хода механизма	111
4.2.11. Выбор смазки	111
<i>Глава 5.</i> РАСЧЕТ РАДИАЛЬНЫХ ОДНОРЯДНЫХ ШАРИКОПОДШИПНИКОВ, РАБОТАЮЩИХ В ВАКУУМЕ	112
5.1. Пример проектного расчета	117
5.2. Пример проверочного расчета	118
<i>Глава 6.</i> РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ ОБОРУДОВАНИЯ ЭЛЕКТРОННОЙ ТЕХНИКИ НА ПРИВНОСИМЫЙ УРОВЕНЬ ЗАГРЯЗНЕНИЙ	119
6.1. Пределы применимости методики	119
6.2. Принятая терминология и обозначения	119
6.3. Расчет элементов механических систем на привносимый уровень загрязнений	120
6.3.1. Общие расчетные зависимости	120

6.3.2. Расчетные зависимости для подшипников скольжения	122
6.3.3. Расчетные зависимости для шарикоподшипника	123
6.3.4. Расчетные зависимости для волновой зубчатой передачи	123
6.3.5. Расчетные зависимости для прямозубой зубчатой передачи	124
6.3.6. Расчетные зависимости для передачи гибкой связью	125
<i>Глава 7. РАСЧЕТ ГАЗОВЫДЕЛЕНИЯ ИЗ УЗЛОВ ТРЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ, РАБОТАЮЩИХ В ВАКУУМЕ</i>	126
7.1. Пределы применимости методики	126
7.2. Принятая терминология и обозначения	126
7.3. Расчет газовыделения из узлов трения	127
<i>Глава 8. РАСЧЕТ ВЕРОЯТНОСТИ БЕЗОТКАЗНОЙ РАБОТЫ ДЕТАЛЕЙ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ ЭЛЕКТРОННОЙ ТЕХНИКИ, РАБОТАЮЩИХ ПОД НАГРУЗКОЙ</i>	130
8.1. Расчет надежности деталей механизмов, работающих под нагрузкой	130
8.1.1. Общие принципы расчета	130
8.1.2. Расчет величины фактического напряжения и его среднеквадратического отклонения	133
8.1.3. Определение величины предельного напряжения и его среднеквадратического отклонения	136
<i>Глава 9. РАСЧЕТ СОЕДИНЕНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ И УСТРОЙСТВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ</i>	141
9.1. Заклёпочные соединения	141
9.2. Сварочные соединения	146
9.3. Резьбовые соединения	151
9.3.1. Расчет незатянутого болтового соединения	151
9.3.2. Расчет затянутого болтового соединения без внешней осевой нагрузки	153
9.3.3. Расчет затянутого болтового соединения с дополнительной осевой нагрузкой	155

9.3.4. Расчет затянутого болтового соединения с внецентренной нагрузкой	156
9.4. Шпоночные и зубчатые (шлицевые) соединения	160
<i>Глава 10. ТРЕНИЕ И ИЗНОС КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ В ВАКУУМЕ</i>	<i>168</i>
10.1. Твердосмазочные композиционные материалы и методика их исследования	171
10.2. Триботехнические характеристики твердосмазочных композиционных материалов	175
<i>Глава 11. УЗЛЫ ТРЕНИЯ С МОДИФИЦИРУЮЩИМИ ПОЛИМЕРНЫМИ ПОКРЫТИЯМИ</i>	<i>181</i>
11.1. Особенности модификации РТИ и их триботехнических испытаний	181
11.2. Свойства РТИ в узлах трения	184
11.2.1. Сухое трение	184
11.2.2. Трение резин в смазке	189
<i>Глава 12. ЭЛЕКТРОСТАТИЧЕСКИЕ КРЕПЕЖНЫЕ УСТРОЙСТВА ДЛЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ ЭТ</i>	<i>196</i>
12.1. Пондеромоторные силы в конденсаторе с диэлектриком	196
12.2. Электромеханическая модель ЭКУ	200
12.3. Релаксационные процессы в ЭКУ	203
12.3.1. Электрическая релаксация	203
12.3.2. Механическая релаксация	206
12.4. Динамика пондеромоторных сил в ЭКУ	209
12.4.1. Процесс установления сил электроадгезии	209
12.4.2. Быстродействие ЭКУ	212
12.4.3. Композиционные покрытия в ЭКУ	215
12.5. ЭКУ в технологической оснастке производства изделий электронной техники	219
12.5.1. ЭКУ с полупроводящей подложкой	220
12.5.2. ЭКУ с диэлектрическим покрытием для вакуумного оборудования	223
12.5.3. ЭКУ на основе электретного эффекта	226
ЛИТЕРАТУРА	233

ПРИЛОЖЕНИЯ	238
<i>Приложение 1</i>	
Справочные данные для расчета основных параметров волновых передач	238
<i>Приложение 2</i>	
Пример расчета. Полный проектный расчет волновой передачи	241
<i>Приложение 3</i>	
Справочные данные для расчета основных параметров сильфонных вводов движения	244
<i>Приложение 4</i>	
Полный расчет вакуумного сильфонного ввода движения	246
<i>Приложение 5</i>	
Справочные данные для расчета элементов механических систем на привносимый уровень загрязнений	248
<i>Приложение 6</i>	
Справочные данные для расчета газовыделения из узлов трения механических систем	250
<i>Приложение 7</i>	
Справочные данные для расчета вероятности безотказной работы механических систем	252
<i>Приложение 8</i>	
Пример полного расчета вероятности безотказной работы детали	255
<i>Приложение 9</i>	
Коэффициенты трения металлов, твердых смазочных покрытий и антифрикционных материалов в атмосфере и вакууме	261
<i>Приложение 10</i>	
Исторические и идеологические аспекты Нанотехнологии	266
СОДЕРЖАНИЕ	280

Учебное издание

Ивашов Евгений Николаевич
Лучников Александр Петрович
Сигов Александр Сергеевич
Степанчиков Сергей Валентинович

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ И
УСТРОЙСТВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ
ЭЛЕКТРОННОЙ ТЕХНИКИ**

учебное пособие для вузов
Под редакцией члена-корреспондента РАН А.С. Сигова

Редактор В.П. Марин
Компьютерная верстка и художественное оформление
П.А. Лучникова

ОАО издательство «Энергоатомиздат», 107031, Москва, ул. Рождественка, 5/7.

Подписано в печать с оригинал-макета 02.10.2008.
Формат 60х90 1/16. Бумага офсетная.
Печать RISO. Усл. печ. л. 16,79. Уч. -изд. л. 17,87.
Тираж 500 экз.

Отпечатано в типографии ООО «Пресс - Арт», г. Москва