**СОДЕРЖАНИЕ**

Введение

1.Проектирование и расчет корпусных деталей машин и приборов

2.Малогабаритные корпусные детали коробчатой формы

3.Учет нагрева пластмассовых корпусов при их проектировании

4.Крупногабаритные корпусные изделия

5.Расчет элементов, находящихся под различными видами нагружения

### 5.1 Растянутые элементы

### 5.2 Растянуто-изгибаемые элементы

5.3 Сжатые стержневые элементы

5.4 Изгибаемые элементы

###### 5.5 Сжато-изгибаемые элементы

6.Расчет и проектирование пластмассовых емкостей

## 7.Расчет емкостей из стеклопластиков

8.Расчет и проектирование передач движения с использованием пластмасс

### 8.1 Зубчатые передачи

### 8.2 Волновые передачи

### 8.3 Червячные передачи

### 8.4 Ременные передачи

9.Расчет и проектирование пластмассовых элементов трубопроводной арматуры

9.1 Расчет цилиндрических элементов

9.1.1 Расчет упругого состояния цилиндрического элемента

### 9.1.2 Расчет упругопластического состояния цилиндрического элемента

9.2 Последовательность оценки влияния максимального давления на работоспособность пластмассовой арматуры

10.Пластмассовые опоры скольжения и качения

### 10.1 Расчет и проектирование несмазываемых подшипников скольжения

### Вывод

Литература

**Введение**

Тема контрольной работы «Проектирование и расчет различных пластмассовых изделий».

Цель работы – научиться проектировать и расчитывать корпусные детали машин и приборов из пластмассы, малогабаритные корпусные детали коробчатой формы, крупногабаритные корпусные изделия, расчет элементов, находящихся под различными видами нагружения, расчет пластмассовых емкостей, расчет передач движения с использованием пластмасс, расчет пластмассовых элементов трубопроводной арматуры, расчет пластмассовых опоры скольжения и качения и др.

Материал дисциплины базируется на изучении высшей математики, прикладной механики, химии и физики полимеров, технологии и оборудования переработки пластмасс и эластомеров в изделия.

**1.Проектирование и расчет корпусных деталей машин и приборов**

Применение корпусных деталей из пластмасс является одним из перспективных направлений использования пластмасс в машиностроении. Такие детали представляют собой кожухи и коробки. Их форма и размеры определяются условиями размещения в них необходимых узлов, а также технологическими соображениями. Корпусные детали из пластмасс широко распространены не только в промышленности, но и в быту.

Выбор основных конструктивных параметров и форм корпусных деталей определяется их назначением и сводится к расчетам на жесткость и температурные деформации. При этом принимается, что:

1) силовые факторы, действующие на корпусную деталь, следует рассматривать как сосредоточенные, приложенные в одном сечении;

2) деформации корпусных деталей зависят от соотношения размеров таких деталей;

3) деформации деталей, у которых один из размеров значительно больше двух других, рассматриваются как деформации брусьев;

4) деформации деталей, у которых два размера значительно больше третьего, рассматриваются как деформации пластин;

5) деформации деталей, у которых все три габаритных размера одного порядка, рассматриваются как деформации коробок, состоящих из пластин некоторой постоянной приведенной жесткости.

**2.Малогабаритные корпусные детали коробчатой формы**

Основные конструктивные параметры определяются исходя из условия обеспечения жесткости стенок при действии заданных нагрузок:

ε = k0·k1·k2·k3·P·a2·(1 – μ2) / (E·h3) ≤ [σ] / E,

где ε – деформация стенки корпуса под действием сосредоточенной нагрузки Р;

[σ], E и μ – соответственного допускаемое напряжение на изгиб, модуль упругости и коэффициент Пуассона полимерного материала, из которого изготовлена коробка;

а – половина большего размера наружной грани коробки;

h – расчетная толщина стенки корпуса;

k0 – коэффициент, учитывающий влияние жесткости отдельных граней и защемление сторон;

k1 - коэффициент, учитывающий влияние нагруженных и ненагруженных отверстий;

k2 - коэффициент, учитывающий влияние бобышки на жесткость корпуса;

k3 - коэффициент, учитывающий влияние прилитых к стенке ребер.

Значения k0 приводятся в таблицах, где учитывается: 1) способ соединения нагруженной грани с остальными; 2) соотношение размеров нагруженной грани; 3) соотношение размеров коробки; 4) точки приложения силы.

Значения k1 и k2 определяются по номограммам, для пользования которыми необходимо знать величины:

H/h, Ha/h, D2/(2a·2b), D/d, r/a,

где H, h, D, a, b, r – геометрические характеристики изделия;

На – активная высота бобышки, которая также определяется по специальным номограммам.

Использование На вместо Н объясняется тем, что в высоких бобышках, как и в ребрах, напряжение не распространяется на весь объем полимерного материала, и нагруженная и ненагруженная бобышки находятся в разных напряженных состояниях.

Численные значения k3 выбираются с учетом следующих рекомендаций:

1. для ребер под бобышками, через которые подается основная нагрузка, если ребро прилито к соседней стенке одинаковой толщины с основной стенкой – k3 = 0,8 – 0,9.
2. Для ребер, предназначенных для увеличения общей жесткости стенок – k3 = 0,75 – 0,85. Меньшие значения берутся для систем пересекающихся ребер, большие – для связанных между собою ребер.

**3.Учет нагрева пластмассовых корпусов при их проектировании**

Нагрев происходит вследствие выделения тепла при трении механизмов (зубчатых колес, манжет, подшипников). Интенсивное нагревание снижает прочность, жесткость, твердость и ведет к потере работоспособности пластмассовых корпусов.

Уменьшение нагрева достигается увеличением теплоотводящей поверхности. В основном увеличивают наружные поверхности, проектируя, например, их оребрение.

Увеличенную площадь поверхности можно определить по формуле:

Δt = t2 – t1 = Q / {Σ [F1*i* /(F1*i* /F2*i*·α2*i*) + δi / λi + 1 / α1*i*]},

где Q – количество тепла, выделяемого механизмом в единицу времени;

F1i и F2i – площади наружной и внутренней поверхности i-той стенки;

α1i и ·α2i – коэффициенты теплоотдачи наружной и внутренней поверхности *i*-той стенки;

δ*i* – толщина *i*-той стенки;

λi – коэффициент теплопроводности полимерного материала, из которого изготовлен корпус;

t1 и t2 – температуры окружающей среды и внутри корпуса;

Δt – разность температур.

Расчеты показывают, что при прочих равных условиях для обеспечения одинаковой температуры среды внутри чугунного и пластмассового корпусов пластмассовый корпус должен иметь поверхность на 30 – 50 % большую, чем чугунный.

**4.Крупногабаритные корпусные изделия**

В основном их изготавливают из стеклопластиков, отличающихся повышенной прочностью и жесткостью. Из-за сложного строения и анизотропии свойств точные расчеты таких изделий очень специфичны, поэтому для них, как и для других пластмассовых корпусных изделий, являющихся деталями конструкций, можно использовать упрощенные расчеты, дающие приближенные результаты. Расчеты проводятся по различным формулам в зависимости от вида нагрузки, действующей на пластиковое изделие, и, в основном, по отдельным элементам изделия. В расчетах используют характеристики сечений, которые рассчитывают по формулам:

Момент сопротивления:

W = I/zmax,

где I – момент инерции сечения;

zmax – максимальное расстояние от средней линии.

Моменты инерции различных сечений:

Прямоугольное Iz = b·h3/12

Треугольное Iz = b·h3/12

Круг Iz = π·d4/64

###### Круговой сектор (полукруг) Iz = π·r4/8

Эллипс Iz = π·d b3/4

Статическим моментом площади относительно оси называется произведение площади этого элемента на расстояние его до этой оси.

Sz = ∫ y·dF

Для треугольника относительно оси, проходящей через его основание:

F = Ѕ ∙ b∙ h ; yz = h/3 (центр тяжести);

Sz = – Ѕ ∙ b∙ h ∙ h/3 – b∙h2/6

Статические моменты относительно центральных осей (осей, проходящих через центр тяжести), равны нулю.

Радиус инерции: i = √I/F

**5.Расчет элементов, находящихся под различными видами нагружения**

### **5.1 Растянутые элементы**

Рассчитывают только на прочность:

N / Fнт ≤ [σ]p,

где N – расчетное значение силы (нормативное значение, умноженное на коэффициент перегрузки);

Fнт – площадь поперечного сечения элемента нетто в наиболее ослабленном месте;

[σ]p – допускаемое напряжение на растяжение.

### **5.2 Растянуто-изгибаемые элементы**

Рассчитываются на прочность:

N / Fнт + M·σp / (Wнт ·[σ]и),

где М – изгибающий момент;

σp – действующее напряжение растяжения;

[σ]и – допускаемое напряжение при изгибе.

**5.3 Сжатые стержневые элементы**

Рассчитываются и на прочность и на жесткость.

Расчет на прочность производится по формуле:

N / Fнт ≤ [σ]сж,

а на устойчивость по формуле:

N / (φ·Fрас) ≤ [σ]сж

Коэффициент φ = [π2 ·E/σ]cж]/λ2,

где λ – гибкость, равная отношению свободной длины элемента к его радиусу инерции:

σсж – действующее напряжение сжатия.

На практике берется та формула, которая дает наиболее неблагоприятные результаты.

Расчетное значение площади поперечного сечения зависит от наличия осевых ослаблений. Если они отсутствуют или не превышают 25 % общей площади, то принимается, что Fрас = Fнт. В противном же случае площадь рассчитывается по формуле Fрас = 1,33 Fнт.

Если элемент имеет трубчатую форму, дополнительно проверяется толщина стенки δ. Во избежание местного выпучивания должно соблюдаться условие:

D/δ ≤ 2,2 √E∙l02/(1-μ2)·π·N),

где D – диаметр осевой линии стенки трубы;

μ– коэффициент Пуассона;

Е/(1- μ2) =Епр – приведенный модуль упругости.

Если элемент имеет форму прямоугольной пластины, например, обшивки стен или панелей, проверка устойчивости производится сравнением действующего усилия Тх с критической силой Ткр. Сила Тх должна быть меньше Ткр по крайней мере в 1,5 раза.

Критическая сила, приходящаяся на единицу ширины пластины, определяется по формуле:

Ткр = k·π2·Dc/b2 ≥ kзап · Тх,

где Dc = Eпр·δ3/12 – цилиндрическая жесткость пластины;

δ – толщина пластины;

b – ширина пластины;

k – коэффициент, зависящий от соотношения длины пластины *a*, измеренной вдоль усилия, к ее ширине *b*.

Значения *k* в зависимости от отношения *a/b*:

*a/b* 0,4 0,5 0,6 0,7 0,8 0,9 1,0 и более

*k*  9,44 7,69 7,05 7,00 7,29 7,93 7,69

Для сжатой при изгибе обшивки (панели) действующее усилие равно:

Тх = σ·δ,

где σ – наибольшее напряжение сжатия при изгибе.

**5.4 Изгибаемые элементы**

Рассчитываются на прочность и на прогибы. Прочностной расчет ведется и по нормальным напряжениям по формуле:

M / Wнт ≤ [σ]и,

и по скалывающим напряжениям:

Q · Sнт / (Iнт · b) ≤ [σ]ск,

где Q – поперечная сила;

Sнт – статический момент сдвигающейся части сечения;

Iнт – момент инерции всего сечения относительно нейтральной оси;

b – ширина плоскости сдвига.

Прогибы от изгибающего момента определяются по формулам сопротивления материалов. Для свободно лежащей на двух опорах балки, несущей равномерно распределенную нагрузку qн, проверка прогиба производится по формуле:

f / l = 5/384 · qн ·l3 /(E·I),

где f – прогиб;

l – длина балки между опорами;

qн – нагрузка;

Е – модуль упругости.

Пластмассы являются полимерными материалами, то есть состоят из длинных цепных макромолекул, которые под действием любых деформирующих сил (растяжения, сжатия, изгиба и т.д.) сдвигаются друг относительно друга. Поэтому рекомендуется вычислять прогибы пластмассовых балок с учетом сдвига. Напряжения сдвига увеличивают прогиб пропорционально квадрату отношения высоты балки к пролету. Действительный прогиб в таком случае равен:

fo = f·(1 + A·E/G·h2/l2),

где f – прогиб от изгибающего момента;

А – коэффициент, зависящий от способа нагружения и опирания балки, а также от формы сечения;

G – модуль сдвига.

При прямоугольном сечении балки рекомендуются следующие значения коэффициента А:

1)для незащемленной балки на двух опорах (прогиб в середине пролета):

а) равномерно распределенная нагрузка – 0,96;

б) неравномерно распределенная нагрузка – 1,2;

2)для консоли (прогиб конца консоли):

а) равномерно распределенная нагрузка – 0,4;

б) неравномерно распределенная нагрузка – 0,3.

Например, прогиб в середине пролета свободно опирающейся на две опоры балки прямоугольного сечения при равномерно распределенной нагрузке равен:

fо = 5/384 · qн ·l4 /(E·I) ·(1 + 0,96·E/G·h2/l2)

При отсутствии данных о модуле сдвига можно пользоваться формулой, справедливой для однородных материалов:

E/G = 2(1 + μ)

###### **5.5 Сжато-изгибаемые элементы**

Рассчитываются с учетом площадей нетто Fнт и брутто Fбр:

N/Fнт + M·σсж / (ξ·Wнт·σи) ≤ [σсж],

где ξ = 1 – N/(φ·σсж·Fбр),

N – сжимающая сила;

Wнт – момент сопротивления сечения;

σсж – действующее сжимающее напряжение;

σи - действующее изгибающее напряжение;

[σсж] – допускаемое напряжение на сжатие;

φ – коэффициент, равный (π2 · Е/σсж)/λ2.

Если изгибающий момент мал, и второе слагаемое дает меньше 10 % общей суммы, надо делать дополнительную проверку на устойчивость, пренебрегая изгибающим моментом. Такая проверка может дать менее благоприятные результаты. В этом случае при проектировании следует принимать меры, обеспечивающие работоспособность рассчитываемого элемента: выбрать более прочный материал, увеличить поперечное сечение и т.д.

Прогибы сжато-изгибаемых элементов вычисляют по формулам для изгибаемых элементов, но увеличивают их в связи с совместным действием сжатия и изгиба:

fo = f/ξ

6.Расчет и проектирование пластмассовых емкостей

Емкости различной формы и размеров изготавливаются из химически инертных пластмасс. Формулы, используемые для расчета и проектирования таких изделий, различаются в зависимости от формы емкости, а следовательно, от схемы приложения внутреннего давления.

Примем обозначения:

Р – давление на стенки емкости;

U и T – меридиональная и кольцевая силы, действующие на единицу длины приложения;

σu и σт – меридиональное и кольцевое напряжение в стенках емкости;

Δ и ψ – радиальное по главному радиусу и угловое перемещение стенок;

Е и μ – модуль упругости и коэффициент Пуассона материала стенок емкости;

ρ – плотность материала, помещенного в пластмассовую емкость (например, жидкости);

R – радиус сферической емкости;

S – толщина стенки;

φ – угол выбранной точки от вертикальной оси;

α – угол конической емкости;

r – радиус цилиндрической емкости;

х – длина стенки конуса.

С учетом этих обозначений при расчете емкостей разных форм используются формулы:

Сферическая емкость:

U = P·R/2; T = P·R/2; σu = P·R/(2·S); σт = P·R/(2·S);

Δ = P·R/(2·Е·S)·(1-μ)· sin φ; ψ = 0

Коническая емкость:

U = P·х· tgα/2; T = P·х· tgα; σu = P·х· tgα /(2·S); σт = P·х· tgα /·S;

Δ = P·х2· sin α ·tgα /(2·Е·S); ψ –

Цилиндрическая емкость:

U = P·r/2; T = P·r; σu = P·r/(2·S); σт = P·r/·S;

Δ = P·r2/(2·Е·S)·(2-μ); ψ = 0

Цилиндрическая емкость, находящаяся под гидростатическим давлением:

U = 0; T = ρ·g·x·r; σu = 0; σт = ρ·g·x·r /·S;

Δ = ρ·g·x·r2 /(Е·S)·(1-μ)· sin φ; ψ = ρ·g·r2/(E·S)

Если предусматривается сварка стенок емкости, то при определении конструкторских параметров этой емкости необходимо учитывать коэффициент прочности шва φґ.

Так, при ориентировочном расчете сферических крышек и днищ толщину стенки определяют по формуле:

S ≥ P∙D /(2,3∙[σ]∙ φ)ґ

Для более точных расчетов рекомендуется пользоваться формулами:

* для глухих сферических днищ и крышек (без отверстий или с отверстиями, ослабляющее действие которых компенсируется какими-либо конструктивными элементами):

S ≥ P∙Dвн2 /(8∙[σ]∙ φґ ·H);

* для сферических днищ и крышек, ослабленных отверстиями:

S ≥ P∙Dвн2 /(8·z·[σ]∙ φґ ·H),

где Dвн – внутренний диаметр днища или крышки;

Н – высота днища или крышки;

z – коэффициент формы, определяемый графически;

* для круглой плоской крышки или днища такой же формы:

σ = 0,3· (Dб/S)2·P/y ≤ [σ]

f = 0,046· Dб4·Р/(E·S3) ≤ [f]

где Dб - диаметр днища или крышки по центрам болтов;

y – коэффициент формы, определяемый графически;

f и [f] – наибольший и допускаемый прогибы днища или крышки.

## **7.Расчет емкостей из стеклопластиков**

Такой расчет имеет свои особенности. Причинами особенностей являются анизотропия свойств стеклопластиков и возможность ее регулирования в ходе изготовления изделий.

Наибольшая эффективность конструкций из армированных пластмасс проявляется тогда, когда анизотропия механических свойств наиболее выгодно соответствует напряженному состоянию оболочки или обеспечивает ее максимальную жесткость по отношению к заданной нагрузке. При этом действующая нагрузка воспринимается наполнителем и связующим пропорционально их модулям упругости Ен и Есв и их объемному содержанию в полимерном материале Cн и Cсв.. Так, доля усилий, воспринимаемых связующим, равна:

q = Ес / [Ен·(1-Ссв)]

Так как модули упругости существующих смол и стекла различаются в 10 – 20 раз, а оптимальное содержание связующего в стеклопластиках составляет 25 – 40 % (Ссв = 0,25 – 0,40), то воспринимаемая связующим доля усилий составляет примерно 2 – 4 %. Таким образом, несущая способность в стеклопластиковых конструкциях определяется стеклонаполнителями. Это обусловливает специфику расчета, которая заключается не в нахождении толщины стенки емкости, а в определении n - числа нитей или слоев ткани, проходящих через единичный отрезок. Число n зависит от вида намотки цилиндрических оболочек.

Примем обозначения:

Т1 и Т2 – осевое и кольцевое усилие в оболочке;

f – разрушающее усилие стеклопластика;

f1 и f2 – разрывные усилия нитей стеклоткани по основе и по утку;

n1 и n2 – плотность укладки нитей по основе и по утку;

k = f2·n2 / (f1·n1) – относительная прочность стеклоткани;

а – коэффициент, учитывающий характер нагружения емкости (а= -1 в случае осевого нагружения оболочки; а = 0 для равномерного растяжения оболочки; а = 1 для оболочки под внутренним давлением).

Усилия в стенках стеклопластиковой емкости для различных конструкций равны:

Намотка однонаправленными стеклонаполнителями слой на слой под оптимальным углом намоток к образующей оболочки:

Т1 = (1 + а)·Т2 = 2·f·n/(2 + а)

Намотка, когда на один слой нити, намотанный под оптимальным углом к образующей, накладывается N слоев под оптимальным углом:

Т1 = 2·f·n· (N +1) /(2 + а)

Намотка двумя системами ткани, которые укладываются так, что направление основы ткани составляет с образующими оболочки углы φ1 и φ2:

Т1 = f1·n1·( N+1)·(k + 1) /(2 + а)

**8.Расчет и проектирование передач движения с использованием пластмасс**

Пластмассы используются в таких распространенных передачах движения, как зубчатые, волновые, червячные и ременные передачи.

### **8.1 Зубчатые передачи**

Пластмассовые зубчатые колеса обычно применяются в случаях, когда необходимо обеспечить:

1. малый вес передачи;
2. бесшумность при больших скоростях;
3. высокие демпфирующие свойства;
4. способность работать в агрессивных и абразивных средах.

Преимущества пластмассовых зубчатых колес с точки зрения технологии применения:

1. частичная компенсация неточностей изготовления и монтажа;
2. малый износ сопряженных деталей.

Недостатками пластмассовых зубчатых колес, которые необходимо учитывать при проектировании, являются:

1. значительно более низкая по сравнению с металлическими колесами несущая способность;
2. низкая теплопроводность;
3. возможное разбухание при работе во влажной среде.

Обычно при проектировании зубчатых передач с пластмассовыми колесами одно из них выполняют из металла, а другое – из пластмассы. Это обеспечивает:

1. улучшение теплоотвода;
2. более полное использование свойств полимера;
3. снижение потерь на трение;
4. уменьшение износа зубьев.

Для изготовления пластмассовых колес используют текстолит, древесно-слоистые пластики, полиамиды, полиформальдегид, поликарбонат и т.п.

Основой проектирования полимерных и металло-полимерных зубчатых передач являются методы, применяемые для металлических зубчатых передач, однако их корректируют с учетом специфики полимерных материалов: анизотропии, неоднородность структуры и свойств из-за различия в технологии изготовления различных партий полимерных изделий, изменения свойств пластмасс во времени.

В расчетах используют корректирующие коэффициенты:

1. коэффициент нагрузки kн, который учитывает неравномерность распределения нагрузки по длине зубьев и дополнительные динамические нагрузки;
2. коэффициент износа kизн, который учитывает ослабление сечения зуба в результате износа; принимается в пределах 1,5 – 1,8;
3. коэффициент угла наклона зуба kβ, который при угле наклона 10 – 200 равен для слоисто-волокнистых пластиков 0,75 – 0,85; для термопластов – 0,7 – 0,8.

Допустимое напряжение изгиба [σ]и определяется по разрушающему напряжению и запасу прочности, но в формулу вводят коэффициенты, учитывающие технологию изготовления kтехн, частоту нагружения kчаст, концентрацию напряжений kσ.

kтехн = 0,9 для зубчатых колес, изготовленных механической обработкой и 1,0 для литых колес.

kчаст = 0,85 – 1,0 в зависимости от количества вхождений пластмассового зуба в зацепление.

kσ зависит от природы пластмассы. Для полиамидов, полипропилена, полиформальдегида он равен 0,8 – 0,9, для поликарбоната, текстолита, ДСП – 0,9 – 0,95.

### **8.2 Волновые передачи**

Пластмассовые зубчатые колеса волновых передач имеют ряд преимуществ:

1. меньшая мощность сил трения в зоне контакта;
2. меньшее тепловыделение и меньший нагрев поверхности зубьев;
3. расширение области применения полимеров в конструкциях передач (приборы, кинематические передачи и т.п.);
4. снижение веса и моментов инерции вращающихся частей;
5. понижение уровня шума, колебаний и вибраций;
6. устранение опасности коррозии и электрических наводок, например, в узлах радиоаппаратуры;
7. высокая износостойкость кинематических пар;
8. возможность работы в условиях ограниченной смазки или при ее отсутствии;
9. большая технологичность;
10. меньшая стоимость.

При проектировании следует учитывать, что одно колесо можно изготавливать из пластика, а другое – из металла (обычно жесткое). При малых нагрузках (50 – 100 Н), низких скоростях скольжения (0,001 – 0,1 м/с) и небольшой продолжительности включения (3 – 5 %) оба колеса можно изготавливать из пластмассы.

Все напряжения в колесе являются переменными, и определяющим фактором является выносливость полимера, из которого изготовлено гибкое колесо.

Расчет волновой передачи заключается в: 1) определении размеров гибкого колеса и его зубчатого венца; 2) вычислении суммарного напряжения изгиба и напряжения кручения с учетом эффекта их концентрации; 3) сравнении полученных величин с допускаемыми. При выборе допускаемых напряжений обязательно следует учитывать температуру, достигаемую в процессе эксплуатации.

Температура в зоне контакта зубьев при установившемся режиме длительной работы не должна превышать 65 0С для полиамидов, 75 0С для полиформальдегида, 85 – 100 0С для эпоксидно-новолачных реактопластов. В противном случае должны предприниматься необходимые меры: увеличение поверхности теплоотдачи, введение вентиляционного обдува, применение жидкой смазки и т.д. – или, если это возможно, должен быть облегчен эксплуатационный режим работы волновой передачи.

### **8.3 Червячные передачи**

Червячные пластмассовые колеса обычно применяются при температуре менее 90 0С, скоростях скольжения не выше 3 м/с, нагрузках не выше 3 МПа для колес из текстолита и ДСП и 1,5 – 1,8 МПа для колес из полиамида.

Наиболее перспективным является конструктивное оформление пластмассовых червячных передач в виде глобоидных, так как при этом получается большой выигрыш в нагрузочной способности за счет увеличения площади контакта зубьев червяка и колеса.

При проектировании пластмассовых червячных передач рассчитываются напряжения изгиба одного зуба колеса при приложении к нему всей нагрузки и глобоидного червяка в горловом сечении, которые затем сравниваются с допускаемыми напряжениями на изгиб для данного вида пластмассы.

### **8.4 Ременные передачи**

Широко применяются в промышленности. Наиболее распространены полиамидные пластмассовые ремни, которые имеют целый ряд преимуществ по сравнению с кожаными, хлопчатобумажными, прорезиненными и др. ремнями. К таким преимуществам относятся: 1) увеличение передаваемой мощности; 2) возможность использования в агрессивных средах и при больших окружных скоростях (до 75 м/с); 3) мягкая безударная работа; 4) отказ от натяжных роликов; 5) отличная работоспособность при ударной нагрузке.

Конструктивные размеры пластмассовых ременных передач включают:

1. площадь сечения пластмассового ремня;
2. толщину ремня;
3. диаметр меньшего шкива;
4. ширину ремня;
5. передаточное число.

Наибольшее напряжение ремень испытвавет в точке контакта ведущей ветви ремня с малым шкивом передачи:

σmax = σ0 + k/2 + σцбс + σизг,

где σ0 – напряжение в ремне при холостом ходе;

k – полезное напряжение;

σцбс – напряжение в ремне от центробежных сил;

σизг – напряжение в ремне от изгиба.

Рассчитанное максимальное напряжение сравнивается с допускаемым.

Кроме плоскоременных пластмассовых передач, находят применение клиноременные и зубчатоременные передачи. Их расчеты производятся с использованием экспериментально найденных графических зависимостей.

**9.Расчет и проектирование пластмассовых элементов трубопроводной арматуры**

В последние годы широко используются пластмассовые трубопроводы. Для соединения различных частей труб, для нормального функционирования их необходима арматура, которая также изготавливается из пластиков. Наибольшее распространение как материал для изготовления деталей трубопроводной арматуры пластмассы получили в химическом машиностроении. Такие детали изготавливают как из термопластов, так и из реактопластов. Выбор материала обусловливается требованиями, предъявляемыми к таким деталям, и условиями их сборки и эксплуатации. Трубы из реактопластов (текстолита, стеклотекстолита, фаолита, гетинакса и др.), изготовленные на основе фенолоформальдегидных, полиэфирных и эпоксидных смол, не изгибаются по месту, не свариваются, а только склеиваются. Трубы из полиэтилена, полипропилена, винипласта и других термопластов имеют меньшую прочность, чем трубы из реактопластов, но легко обрабатываются, изгибаются по месту, свариваются и склеиваются.

Основное преимущество пластмассовых труб – их высокая коррозионная стойкость, что предопределяет срок их службы, высокие диэлектрические свойства и делает их незаменимыми при прокладке в зоне блуждающих токов. Кроме того, пластмассовые трубы значительно легче по весу, удобны при транспортировке и монтаже.

Критерием работоспособности пластмассовых трубопроводов является выдерживаемое ими давление жидкости. Величина его существенно зависит от физико-механических свойств пластика, условий и режима эксплуатации, а также конструктивного оформления деталей арматуры из пластмасс.

При проектировании пластмассовой арматуры, как правило, задаются условия и режим эксплуатации, диаметр, а иногда и вся конструкция изделия. Поэтому при проектировании арматуры расчеты чаще всего сводятся к определению оптимальной толщины стенок изделия.

Пластмассовая арматура (задвижки, краны и т.п.) состоит из геометрически разных, состыкованных между собой частей – цилиндрических, плоских и фланцевых элементов.

**9.1 Расчет цилиндрических элементов**

Для цилиндрических элементов как наиболее ответственных предусматривается определение напряжений в двух зонах: в упругой и упругопластической. При расчете упругой зоны используется рабочее (нормальное) давление, а при расчете упругопластической зоны – максимальное (кратковременное) давление с длительностью действия не более 200 с. Максимальное давление может возникнуть в арматуре в связи с гидравлическим ударом или аварийным состоянием всей гидравлической системы.

Определение запасов прочности, а, следовательно, и допускаемых напряжений в первом и во втором случаях (для различных зон) различается. За предельное состояние арматуры принято такое состояние, при котором для всего сечения цилиндрического элемента характерны пластические деформации. В конце расчета производят проверку на соответсвие конструктивной определенности рассматриваемой арматуры, при этом за основное напряжение принимают тангенциальное.

**9.1.1 Расчет упругого состояния цилиндрического элемента**

Различают два случая:

1.цилиндрический элемент – часть цилиндра с опорой на фланец;

2.цилиндрический элемент – часть трубы или цилиндра с опорой на дно.

При опоре на фланец боковые стенки цилиндрического элемента испытывают осевое растяжение от усилия, вызываемого действием рабочего давления жидкости на дно и уравновешиваемого на опоре фланца. Если цилиндрический элемент опирается на дно, то осевое растяжение воспринимается самим дном и в стенках цилиндра отсутствует. Кроме того, в стенках цилиндрического элемента действуют радиальные и тангенциальные напряжения, вызываемые внутренним давлением.

Осевые напряжения равномерно распределены по сечению и определяются по формуле:

σос = Р·[1 / (k2 – 1)],

где Р – величина внутреннего давления;

k = r2 / r1 – коэффициент толстостенности цилиндра;

r2 иr1 – наружный и внутренний радиусы цилиндрического элемента.

Радиальные и тангенциальные напряжения достигают максимума на внутренней поверхности цилиндра. Они определяются по формулам:

σрад = Р·[1 / (k2 – 1)]·(1 - r22 / r2),

σтанг = Р·[1 / (k2 – 1)]·(1 + r22 / r2),

где r – текущий радиус.

Эквивалентные напряжения для внутренней поверхности цилиндрического элемента имеют следующие значения:

1)для цилиндрического элемента, являющегося частью цилиндра с опорой на фланец:

σэґ = Р·k2 ·√3 / (k2 - 1)

2)для цилиндрического элемента, являющегося частью трубы:

σэґґ = Р·√(3k4 + 1) / (k2 + 1)

Введем обозначения:

Sэґ = k2 ·√3 / (k2 - 1); Sэґґ = √(3k4 + 1) / (k2 + 1)

Условия прочности имеют вид:

σэґ = Р· Sэґ ≤ [σ]p

σэґґ = Р· Sэґґ ≤ [σ]p,

где индекс (ґ) относится к случаю расчета цилиндрического элемента с учетом осевого напряжения;

индекс (ґґ) – к случаю расчета цилиндрического элемента без учета осевого напряжения;

[σ]p - допускаемое напряжение на растяжение.

### **9.1.2 Расчет упругопластического состояния цилиндрического элемента**

Значение давления, при котором в цилиндрическом элементе начинают возникать пластические деформации:

(Р1)s = (σтк / √3)∙(k2 – 1) / k2,

где σтк – предел кажущейся текучести полимерного материала (с учетом условий эксплуатации).

Значение давления, при котором исчерпывается несущая способность цилиндрического элемента:

(Р2)s = (2σтк / √3) / ln k

Предел кажущейся текучести материала определяется по формуле:

σтк = σр / 2kэ,

где σр - предел прочности на растяжение;

kэ – коэффициент влияния эксплуатационных факторов.

Коэффициент kэ определяется как произведение значений частных коэффициентов влияния, учитывающих влияние среды, времени, скорости нагружения, температуры эксплуатации и т.д.:

kэ = kс ∙kt ∙kv ∙kT

Значения частных коэффициентов влияния приводятся в специальных таблицах.

**9.2 Последовательность оценки влияния максимального давления на работоспособность пластмассовой арматуры**

1. Определяется значение максимального гидростатического давления в системе;
2. вычисляются значения (Р1)s и (Р2)s;
3. сравниваются значения Рmax со значениями (Р1)s и (Р2)s;
4. если Рmax ≤ (Р1)s, то расчет цилиндрического элемента ограничивается расчетом по упругим напряжениям;
5. если (Р2)s > 1,15 Рmax, то расчет прекращается, так как цилиндрический элемент находится в недопустимо напряженном состоянии (предельном);
6. если (Р2)s ≥ Рmax ≥ (Р1)s, то производится дальнейший расчет с учетом упругопластического состояния цилиндрического элемента трубы.

При этом может наблюдаться 2 случая:

Случай А: Рmax = (Р1)s, т.е. имеет место течение полимерного материала на внутреннем волокне. В общем случае, все виды напряжений рассчитываются по общей формуле:

σ*i* = S*i*·Pmax,

где S*i –* безразмерный коэффициент напряжений, определяемый для разных видов напряжений по формулам*:*

-для тангенциальных напряжений по внутренней поверхности трубы:

Sтґ = (k2 + 1) / (k2 –1)

-для тангенциальных напряжений по наружной поверхности трубы:

Sтґґ = 2 / (k2 –1)

-для осевых напряжений по внутренней и наружной поверхностям трубы:

Sосґ = Sосґґ = 1 / (k2 –1)

-для радиальных напряжений по внутренней поверхности трубы:

Sрадґ = –1

-для радиальных напряжений по наружной поверхности трубы:

Sрадґґ = 0

Случай Б: Рmax = (Р2)s, т.е. имеет место пластическое состояние полимерного материала по всему сечению цилиндрического элемента. Все виды напряжений рассчитываются по общей формуле:

σ*i* = S*i*·Pmax,

где S*i –* безразмерный коэффициент напряжений, определяемый для разных видов напряжений по формулам*:*

-для тангенциальных напряжений по внутренней поверхности трубы:

Sтґ = (1 – ln k) / (ln k)

-для тангенциальных напряжений по наружной поверхности трубы:

Sтґґ = 1 / (ln k)

-для осевых напряжений по внутренней поверхности трубы:

Sосґ = (1 – 2 ln k) / (2 ln k)

-для осевых напряжений по наружной поверхности трубы:

Sосґґ = 1 / (2 ln k)

По рассчитанным видам напряжений определяют эквивалентное напряжение.

**10.Пластмассовые опоры скольжения и качения**

В основном это подшипники, которые имеют целый ряд преимуществ по сравнению с другими видами. Наиболее распространены подшипники скольжения благодаря низкой стоимости, простоте технологического процесса сборки, низким потерям на трение, высокой износостойкости, хорошей демпфирующей способности, возможности эксплуатации без смазки.

Выбор основных конструктивных параметров пластмассовых подшипников скольжения сводится к определению величины зазора между сопрягаемыми поверхностями вала и подшипника. Величину зазора назначают исходя их условий обеспечения нормальной работы соединения в заданных условиях эксплуатации.

При проектировании обязательно следует учитывать специфику физико-механических свойств пластмасс. Пластмассовые изделия при воздействии температуры изменяют размеры на величину, в 5 – 10 раз большую, чем металлические. Обладая специфической особенностью адсорбировать влагу воздуха, масло, бензин, изделия из пластмасс набухают, что также изменяет их размеры. Даже при нормальной температуре изделия из пластмасс могут существенно изменять размеры под нагрузкой вследствие ползучести. Изменение наружного (внутреннего) диаметрального размера пластмассового элемента узла трения может происходить из-за натяга внутреннего (наружного) размера.

Из-за этого в пластмассовых подвижных соединениях необходимо различать сборочные и эксплуатационные размеры, причем между ними может наблюдаться существенная разница.

Расчет и проектирование пластмассовых подшипников скольжения производят в следующей последовательности:

1. расчет оптимальной величины эксплуатационного зазора;
2. расчет теплового режима в узле трения и установление необходимости его охлаждения;
3. определение величины сборочного зазора в соединении.

Исходными данными для расчета являются: 1) диаметр и длина соединения, а также толщина вкладыша, заданные по конструктивным соображениям, которые связаны с условиями компоновки узла или условием обеспечения устойчивости пластмассового элемента при его запрессовке в металлическую обойму или напрессовке на вал; 2) нагрузка на подшипник и число оборотов вала; 3) вид смазки (минеральные или консистентные масла, вода) или отсутствие смазки.

### **10.1 Расчет и проектирование несмазываемых подшипников скольжения**

Сводится к определению величины зазора из условия прочности пластмассового вкладыша и теплового расчета, обеспечивающего нормальную работу узла трения.

Толщина стенки вкладыша:

S = (0,05 – 0,07)·dв,

где dв – диаметр вала.

Диаметр гнезда под вкладыш подшипника:

Dгн = dв + 2·S

Найденный диаметр гнезда округляется до значения, предусмотренного рядом предпочтительных чисел, с целью изготовления отверстия при помощи инструмента в соответствии с действующими ГОСТами.

Внутренний диаметр подшипника при запрессованном вкладыше:

dпр = dв + Δ,

где dпр – внутренний диаметр вкладыша после запрессовки;

Δ – рекомендуемая величина сборочного зазора в сопряжении вал – вкладыш; определяется по ГОСТ.

Наружный диаметр вкладыша:

D = Dгн + δ,

где δ – рекомендуемая величина натяга.

Подшипники скольжения из пластмасс относятся к классу тихоходных: чем выше число оборотов вала, тем меньше нагрузка, которую может выдержать подшипник (при 3 об/мин – 35 МПа, при 1500 об/мин – 0,5 МПа). При сравнительно невысокой прочности самого полимера пластмассовые подшипники обеспечивают значительную грузоподъемность. Это связано с тем, что благодаря мягкости полимера контакт между валом и вкладышем происходит по площади значительной величины, что приводит к небольшой концентрации напряжений в зоне контакта. Опасным сечением пластмассового вкладыша является середина зоны контакта.

Радиальная деформация стенки вкладыша, т.е. перемещение вала под нагрузкой, равна:

Ucт = Δ/2 · (1/cos β – 1),

где β – половина угла контакта, рад.

Наибольшая относительная деформация материала вкладыша:

ε = Δ·β / (2·R·S)· (1/cos β – 1),

где S – толщина стеки вкладыша.

Радиальное напряжение:

τr = Р / (R·L·l)· [2/3·(tg β – β) / (π – β) + 1/cos β – 1],

где L – относительная характеристика зоны контакта, равная:

L = P·S / (E·b·l);

Р – нагрузка;

Е – эффективный модуль упругости;

В – радиус гнезда вкладыша;

l – длина подшипника.

Упрощенно L можно рассчитать через β:

L = sin β - β / cos β – 4 sin β / 3(π - β)·(tg β - β)

Значения L в зависимости от β приводятся в специальных таблицах.

Тангенциальное напряжение равно:

τ т = 1/3·τr

Осевое напряжение равно:

τ т = 2/3·τr = 2·τт

По этим напряжениям рассчитывают эквивалентное напряжение и сравнивают его с допускаемым.

Тепловой расчет пластмассового подшипника имеет целью определение максимальной температуры, возникающей при работе подшипника, и сравнение ее с температурой, допускаемой для данного типа пластика.

Количество выделяемого тепла может быть рассчитано по формуле:

Q = f · d · P · n · Z,

где f – коэффициент трения в паре сталь - пластик;

d – диаметр вала;

Р – полная нагрузка на подшипник;

n – число оборотов ала в минуту;

Z – угловой коэффициент, определяемый для вкладыша с разрезом по формуле:

Zр= (β – tg β) / L;

для сплошного вкладыша по формуле:

Zс = [(3π + β) / 3·(π – β)]·(β– tg β) / L

Приближенно можно принимать Zр = 0,510; Zс = 0,565.

Если рассматривать тепловой баланс подшипника, работающего при установившемся режиме, и считать, что выделяющееся в зоне контакта за счет трения тепло отводится в окружающую среду с некоторой поверхности F, можно получить:

Q = π · d · l · aпр · Δt

Δt = tп – tо,

где d и l – геометрические размеры подшипника;

tп – температура в зоне трения подшипника;

tо – температура окружающей среды;

апр – приведенный коэффициент теплопередачи, который можно рассчитать по формуле:

апр = 1 / [1/2λ1 ·d· ln D/d + 1/ (aп·ψп) + ав·ψв],

где λ1 – коэффициент теплопроводности пластмассового вкладыша;

ап и ав – коэффициенты теплоотдачи с поверхности корпуса подшипника и вала;

ψп и ψв - коэффициенты развитости поверхности корпуса подшипника и вала, равные:

ψп = Fп /f; ψв = Fв / f,

где Fп и Fв – площади поверхности подшипника и вала, участвующие в теплообмене с окружающей средой.

Для облегчения определения значения приведенного коэффициента теплопередачи рекомендуется пользоваться специальными номограммами.

Решая совместно два уравнения, получим:

tп = tо + P·v·f / (d·l·aпр)

Рекомендуется, чтобы Δt не превышала 20 – 30 0С для подшипников с вкладышами из термопластов и 40 –60 0С из реактопластов. В противном случае производят корректировку размеров и конструкции подшипника или замену полимерного материала.

**Вывод**

В процессе выполнения контрольной работы мы научилисьпроектировать и расчитывать корпусные детали машин и приборов из пластмассы, малогабаритные корпусные детали коробчатой формы, крупногабаритные корпусные изделия, расчитывать элементы, находящиеся под различными видами нагружения, расчитывать и проектировать пластмассовые емкости, расчитывать передачи движения с использованием пластмасс, расчитывать и проектировать пластмассовые элементы трубопроводной арматуры, расчитывать пластмассовые опоры скольжения и качения и др.

**Литература**

1. Альшиц И.Я. и др. Проектирование изделий их пластмасс. – М.: Машиностроение, 1979. – 248с.
2. Зенкин А.с. и др. Допуски и посадки в машиностроении. К.: Техніка, 1990. –320 с.
3. Штейнберг Б.И. и др. Справочник молодого инженера-конструктора. – К.: Техніка, 1979. – 150 с.
4. Лепетов В.А., Юрцев Л.И. Расчет и конструирование резиновых изделий. М.: Химия, 1987. – 408 с.