Конспект лекций

ТЕМА 1. Предмет курса. Основные понятия сопротивления материалов

* 1. Введение

Машины и механизмы широко применяются во всех отраслях промышленности. Поэтому каждый специалист должен знать основы машиноведения. Он должен знать принципы устройства механизмов, знать детали, из которых состоят эти механизмы, знать основы их расчета и проектирования. Весь комплекс указанных вопросов рассматривается в курсе прикладной механики.

Этот курс тесно связан и базируется на курсе теоретической механики и состоит из трех разделов: сопротивление материалов, детали машин и теория механизмов и машин (ТММ).

Любой технический объект должен быть работоспособным.

Работоспособность - это состояние объекта, при котором он выполняет функциональное назначение с сохранением свойств прочности, жесткости и устойчивости. Наука о прочности, жесткости и устойчивости элементов конструкции и деталей машин называется сопротивлением материалов.

В разделе деталей машин на основе законов статики и формул курса сопромата изучаются методы расчета и проектирования деталей машин и механизмов.

На законах и уравнениях теоретической механики базируется курс ТММ, изучающий преобразование механического движения в машинах и механизмах. ТММ - это наука, изучающая структуру кинематику и динамику механизмов. В этом курсе решаются задачи анализа и синтеза машин и механизма.

Все разделы курса связаны между собой и составляют основы машиноведения.

1.2 Задачи раздела сопротивления

Каждая создаваемая машина или конструкция, проектируемая деталь должна быть работоспособной. Работоспособность – это такое состояние конструкции, при котором она работает с сохранением свойств прочности, жесткости и устойчивости.

Прочность – это способность тела воспринимать нагрузки без разрушения.

Жесткость – это способность тела воспринимать нагрузки без заметного изменения форм и размеров.

Устойчивость – это способность тела воспринимать нагрузки с сохранением первоначальной формы равновесия.

Сопромат – это наука о прочности, жесткости и устойчивости элементов конструкций и машин. Прочность, жесткость и устойчивость должны быть обеспечены при минимальных размерах конструкции.

Методами сопромата решаются три вида задач:

- проектный;

- проверочный (оценка прочности);

- определение допускаемой нагрузки.

Схема решения задач.

Сопромат базируется на математике, физике, теормехе. В свою очередь он является базовым для изучения курсов деталей машин и спецкурсов по проектированию оборудования, оснастки, приспособлений и инструментов.

* 1. Схематизация объекта

Любую конструкцию или деталь можно представить в виде комбинации простейших элементов: брус, оболочка, массивное тело. Их определения. В курсе сопромата в основном рассматриваются брусья. В массивных телах проблем прочности, жесткости и устойчивости не возникает.

Изучение реального объекта следует начать с выбора расчетной схемы. Расчетная схема – это реальный объект, освобожденный от несущественных (в смысле прочности) особенностей. Для одного объекта может быть предложено несколько расчетных схем в зависимости от требуемой точности. В то же время одна расчетная схема описывает целый класс реальных объектов.

* 1. Внутренние силы. Метод сечения

Сопротивление тел, оказываемое внешними воздействиями, обуславливается наличием в них внутренних сил, природа которых объясняется молекулярным строением материи. Внутренние силы – это результат взаимодействия частиц одного и того же тела. Величина внутренних сил зависит от величины действующих на тело внешних сил, и характеризует прочность тела, и является объектом нашего изучения.

Внутренние силы определятся методом сечений. Суть метода сечений. Алгоритм действий: разрезаем, отбрасываем, заменяем, составляем уравнение равновесия, определяем из них внутренние силы. Существует, в общем случае, 6 внутренних силовых факторов:

 - продольная сила (растяженние-сжатие)

,  - поперечные силы (сдвиг)

 - крутящий момент (кручение)

,  - изгибающий момент (изгиб)

Соответственно этим силам различают следующие простейшие виды деформации: растяжение-сжатие, сдвиг, кручение, изгиб.

* 1. Понятия напряжения и деформации

Количественная характеристика закона распределения внутренних сил по сечению называется напряжением:

 

где  - элементарная площадка, выделенная вокруг исследуемой точки,

 - элементарная сила, действующая на ,

 - среднее напряжение в точке,

 - полное напряжение в точке.

Напряжение в системе СИ измеряется  (паскаль) или в , или в .

Проекции полного напряжения на ось бруса называется нормальным напряжением, а проекция на оси  и  - касательным напряжениями:

,  .

Понятие напряженного состояния.

Деформацией называется изменение форм и размеров тела. Изменение длины отрезка  после приложения нагрузки называется абсолютным удлинением отрезка по данному направлению - . Для характеристики интенсивности деформации вводят понятие относительной линейной деформации в точке по данному направлению:



Линейная деформация в любой точке может быть определена через ее составляющие по осям: .

Аналогично вводится понятие угловой деформации  - это изменение угла в какой-либо плоскости, проходящей через рассматриваемую точку. Угловая деформация в любой точке может быть определена через деформации в координатных плоскостях: .

Понятие деформированного состояния.

* 1. Гипотезы и принципы курса

Гипотезы:

- Гипотеза о сплошности строения;

- Гипотеза об идеальной упругости;

- Гипотеза об однородности материала;

- Гипотеза об изотропности;

- Гипотеза (закон) плоских сечений.

Принципы:

- принцип начальных размеров;

- принцип независимости действия сил (наложения);

- принцип Сен-Венана.

ТЕМА 2. Растяжение-сжатие

Растяжение-сжатие – это такой вид нагружения, когда в поперечном сечении возникают только продольные силы . Это возможно тогда, когда все внешние силы действуют вдоль оси бруса.

2.1 Определение напряжении и деформации

Согласно методу сечений продольная сила равна сумме проекций на ось бруса всех внешних сил, действующих на отсеченную (рассматриваемую) часть бруса:

 (1)

При этом  рекомендуется направлять на растяжение.

Часто бывает полезным строить графики изменения внутренних сил и перемещений вдоль оси бруса. Эти графики называются эпюрами. Эпюры продольных сил.

В поперечном сечении бруса возникают нормальные напряжения.

 (2)

где  - площадь сечения.

Относительная продольная деформация равна среднему значению

 (3)

где  - длина бруса (участка);  - абсолютное удлинение.

В пределах малых деформаций для всех материалов справедлив закон Гука:

 (4)

где  - модуль упругости материала, определяемый экспериментально.

Подставляя (2) и (3) в (4) находим абсолютное удлинение

 (5)

где  - жесткость бруса при растяжении-сжатии.

При расчетах брус разбивают на участки, границами которых являются:

- сечения, где приложены силы,

- сечения, где меняется площадь,

- сечения, где меняется материал.

Если брус состоит из нескольких участков, то общее удлинение находится суммированием по участкам. Эпюра осевых перемещений.

Если кроме нагрузок действует температура, то общее удлинение по принципу наложения равно

 (6)

где  - коэффициент теплового расширения тела

(для стали )

- изменение температуры.

При изменении длины бруса изменяются и поперечные размеры сечения. Из опыта установлено, что относительная деформация в поперечном направлении

 (7)

где - коэффициент Пуассона, упругая постоянная материала, определяемая экспериментально.

2.2 Потенциальная энергия деформации

Из закона сохранения энергии потенциальная энергия деформации  равна работе продольных сил на перемещение :



Используя формулу (5), получаем

 (8)

2.3 Напряжения на наклонных площадках



На наклонных площадках возникают нормальные и касательные напряжения, определяемые по формулам

;  (9)

где  - угол наклона площадок.

Отсюда видно, что

 при 

 при 

Легко показать, что

; . (10)

Последнее равенство выражает закон парности касательных напряжений: касательные напряжения на взаимно перпендикулярных площадках равны друг другу по величине и противоположны по направлению.

2.4 Статистически неопределимые системы

Системы, в которых для определения внутренних сил и реакций недостаточно уравнений равновесия называются статистически неопределимыми. Степень статистической неопределимости равна разности между числом неизвестных и числом независимых уравнений статики для данной системы.

Для раскрытия статической неопределимости, кроме уравнений статики составляются дополнительно уравнения совместности перемещений. Число их равно степени статистической неопределимости.

Статистически неопределимым является брус, защемленный по обоим концам. Уравнение совместности перемещений имеет вид:  которое следует выразить через неизвестную реакцию опоры.

Статистически неопределимыми часто являются стержневые системы. Для составления уравнения совместности перемещений надо сначала составить возможный план перемещений. Из него, находя связь между абсолютными удлинениями стержней, что и является уравнениями совместности перемещений. Затем эти уравнения с помощью формулы (5) выражают через усилия в стержнях.

Далее строится план сил. Для этого рассматриваем равновесие какого-либо элемента конструкции или узла. При этом усилия в стержнях должны быть показаны в соответствии с планом перемещений: если на плане перемещений стержень удлинен, то сила направляется на растяжение и наоборот. Из плана сил составляется необходимые уравнения равновесия.

Решая далее совместно уравнения равновесия и уравнения совместности перемещений находим неизвестные силы.

В статически неопределимых стержневых системах при наличии дефектов длины в процессе сборки возникают усилия в стержнях. Они определяются точно так же, как и при силовом нагружении. План перемещений, в этом случае, представляет собой возможный план сборки конструкций. Монтажные напряжения в дальнейшем складываются с эксплуатационными.

В статически неопределимых системах при изменении температуры какого-либо элемента возникают температурные напряжения во всей конструкции. Они определятся точно так же, как и при силовом воздействии. При построении плана перемещений надо учитывать, что изменение длины нагреваемого стержня состоит из температурного расширения и силового сжатия.

ТЕМА 3. Механические характеристики материалов и расчеты на прочность

3.1 Механические характеристики материалов

Опытным путем установлено, что для каждого материала существует характерные напряжения, при которых происходят качественные изменения в материале: переход от упругого в пластическое состояние, появление общей или местной текучести и т.д. Эти напряжения называются механическими характеристиками и определятся экспериментально, путем испытаний на растяжение стандартных образцов с записью диаграммы деформирования.

На рисунке 1 показана диаграмма растяжения малоуглеродистой стали.





Рисунок 1.1 Диаграмма растяжения. Рисунок 1.2. Механические характеристики материалов

На этой диаграмме можно выделить четыре зоны: ОА – зона упругости; АВ – зона общей текучести; ВС – зона упрочнения; СД – зона местной текучести (разрушения). Дать характеристики зон.

Из диаграммы можно определить механические характеристики материалов, если ее перестроить в координатах  (рисунок 2). Различают следующие механические характеристики:

 предел пропорциональности - это наибольшее напряжение, до которого материал подчиняется закону Гука;

 предел упругости – это наибольшее напряжение, до которого материал не получает остаточных деформаций.

 предел текучести- это напряжение, при котором происходит рост деформации без увеличения нагрузки;

 предел прочности

Дать понятие истинной диаграммы растяжения. Если нагрузить образец до точки К (рисунок 2), а затем снять нагрузку, то разгрузка пойдет по линии КL. Если теперь нагрузить вновь, то деформирование пойдет по линии LKC, то есть предел пропорциональности материала увеличится. Это явление называется наклепом. Значение наклепа в технике.

Материалы, разрушению которых предшествуют значительные остаточные деформации называются пластичными. Степень пластичности характеризуется остаточным относительным удлинением  и остаточным относительным сужением :





где  - первоначальная длина и площадь сечения образца;

 - длина образца и площадь шейки при разрушении.

Чем больше  тем материал пластичнее.

Материалы, которые разрушаются без образования заметных остаточных деформаций, называются хрупкими. На диаграмме таких материалов нет участков общей и местной текучести. По разному ведут себя эти материалы на растяжение и сжатие. Показать диаграмму растяжения и сжатия чугуна. Из диаграммы видно, что хрупкие материалы лучше работают на сжатие.

3.2 Расчеты на прочность по допускаемым напряжениям

Чтобы конструкция была работоспособна необходимо, чтобы максимальные напряжения в ней не превышали определенной величины, характерной для данного материала и условиями работы



где  предельное напряжение для материала;

нормативный коэффициент запаса.

О выборе . Укрупненные рекомендации:

 пластичные материалы;

 хрупкие материалы.

О необходимости коэффициента запаса. О выборе .

Отношение  называют допускаемым напряжением-. Тогда условия прочности примут вид

, 

Схема решения трех основных задач курса сопротивления материалов.

3.3 Чистый сдвиг

Чистым сдвигом называется такое напряженное состояние, когда на гранях элемента, выделенного из конструкции, возникают только касательные напряжения (рисунок 2). По закону парности касательных напряжений





Рисунок 2. Чистый сдвиг

Примеры: скручиваемая тонкостенная труба; пластина, под действием контурных сдвигающих сил и т.д.

Касательные напряжения при сдвиге определяются из условия равновесия отсеченной части элемента конструкции. При этом они считаются равномерно распределенными по сечению.

Рассматривая напряжение на наклонных площадках можно доказать, что чистый сдвиг эквивалентен одновременному растяжению и сжатию напряжениями  по взаимно перпендикулярным площадкам, наклоненным к исходным под углом .

Под действием  возникает угол сдвига , закон Гука при сдвиге имеет вид



где модуль сдвига, упругая постоянная материала, определяется экспериментально, измеряется в Па.

Между тремя упругими постоянными материала имеется связь:

.

Удельная потенциальная энергия деформации при сдвиге определяется по формуле



Условие прочности при сдвиге имеет вид



по теории чистого сдвига производится расчет многих соединений. Пример расчета заклепочных и сварных соединений.

3.4 Расчет заклепочных и сварных соединений

Заклепочные соединения считаются на срез и смятие (рис.3,а). Условия прочности имеют вид:





где z0 – количество заклепок; i – число плоскостей среза; tmin – минимальная толщина соединяемых листов.

При проектном расчете из этих условий определяют z и d.

  

Рисунок 3

Сварочный шов обычно накладывается в виде прямоугольного равнобедренного треугольника катетом k. Срез таких швов происходит по наименьшей биссекторной плоскости (рис.3,б). Рассмотрим расчет фланговых швов (рис.3,в). Условие прочности швов на срез имеет вид



где lшв – суммарная длина шва;  - допускаемое касательное напряжение для шва.

Из условия прочности обычно находят длину шва.

3.5 Расчет шпоночных и шлицевых соединений

Размеры этих соединений выбираются из таблиц ГОСТов по посадочному диаметру. Расчет соединений сводится к проверке по критериям работоспособности.





Рисунок 4

Шпоночные соединения (рис.4,а) проверяют на срез и смятие по формулам





где окружная сила F=; Т – момент на валу диаметра d; рабочая длина шпонки lp=l-b; параметр t обычно равен .

Шлицевые соединения бывают эвольвентные и прямобочные (рис4,б). Средний диаметр соединения dc равен диаметру делительной окружности, а высота зуба h – модулю зацепления для эвольвентного профиля.

Для прямобочных шлицов

 

Эти соединения проверяют на смятие по формуле



где l – длина шлицов; =0,7+0,8 – коэффициент неравномерности нагружения поверхности шлица.

ТЕМА 4. Кручение. Расчет пружин. Геометрические характеристики сечений

4.1 Кручение

Под кручением понимается такой вид нагружения, когда в поперечных сечениях бруса возникают только крутящие моменты. Пример: валы и оси.

Крутящий момент определяется методом сечений и равен алгебраической сумме моментов относительно оси бруса всех внешних сил и пар, приложенных к отсеченной (рассматриваемой) части бруса. При этом крутящий момент направляют в противоположную сторону: со стороны внешней нормали поворот виден против часовой стрелки. Эпюры крутящих моментов .

При кручении в поперечном сечении возникают касательные напряжения, определяемые по формуле



где  полярный момент инерции, геометрическая характеристика, измеряется в ;

радиус точки, где определяется напряжение. Эпюра распределения напряжений по радиусу – линейная. Максимальные напряжения возникают на контуре сечения и равны



где полярный момент сопротивления.

Для круглого сечения:

 

При кручении более экономичны кольцевые сечения. Для них  определяются умножением на , где отношение внутреннего диаметр к наружному.

Под действием крутящих моментов происходит поворот сечений друг относительно друга.

Для определения углов закручивания  брус разбивают на участки, границами которых являются сечения, где:

- приложены внешние моменты;

- меняется фора или размеры сечения;

- меняется материал бруса.

Тогда для каждого участка длиной 



где  модуль сдвига материала;  жесткость бруса при кручении.

Взаимный угол поворота концевых сечений определяется суммированием по участкам.

Интенсивность перемещений характеризуется относительным углом поворота



Потенциальная энергия деформации участка бруса равна



Общая энергия определяется суммированием по участкам.

Условие прочности при кручении

.

Условие жесткости

.

4.2 Расчет цилиндрических витых пружин

Этот расчет проводится по формулам теории кручения, так как в поперечном сечении проволоки возникает крутящий момент и поперечная сила. Касательные напряжения от кручения на много больше, чем от сдвига и равны



где  осевая сила на пружине;

 диаметр пружины;

 диаметр проволоки, из которой изготовлена пружина.

Осадка пружины определяется по формуле



где  модуль сдвига;

 число витков.

Условие прочности и жесткости

; 

При проектном расчете из условия прочности определяют диаметр проволоки, а из условия жесткости – число витков.

4.3 Статические моменты и центр тяжести

Статическими моментами называют следующие интегралы (рисунок 1):



Рисунок 1





Пусть известны статические моменты относительно осей , параллельных осям , но смещенных на расстояния  и .

Найдем статические моменты относительно осей :

 и 

Расстояния  и можно подобрать так, чтобы было . Ось, относительно которой статистический момент равен нулю, называется центральной осью. Расстояние от произвольных осей  и  до центральных осей определяется по формуле

,  (2)

и называют координатами центра тяжести сечения. Отсюда следует, что статический момент относительно любой оси можно вычислить как произведение площади на расстояние от оси до центра тяжести сечения:

  (3)

Если сечение имеет ось симметрии, то центр тяжести всегда лежит на этой оси. Для определения центра тяжести сложные сечения разбивают на простейшие фигуры.

4.4 Моменты инерции

Моменты инерции сечения определяются так (рисунок 1):

   (4)

 называются осевыми моментами инерции,

 центробежным моментом.

Если исходные оси  центральные, то при параллельном переносе осей (рисунок 1) моменты инерции изменяются на величину, равную произведению площади на квадрат расстояния между осями

   (5)

Оси, относительно которых центробежный момент равен нулю, называются главными осями. Главные оси всегда проходят через центр тяжести, (являются центральными) и положение их определяется по формуле

 (6)

Здесь  угол наклона главных осей  к исходным осям . Если сечение имеет ось симметрии, то главная ось совпадает с ней, а вторая главная ось проходит перпендикулярно ей через центр тяжести.

Моменты инерции относительно главных осей называются главными моментами. Относительно главных осей осевые моменты экстремальны (), а центробежный момент равен нулю ().

Главные моменты определяются по формуле

. (7)

Главные моменты простейших фигур

Прямоугольник:

 

где  стороны параллельные осям  соответственно.

Круг:



Главные моменты стандартных принятых профилей даются в таблицах ГОСТа.

ТЕМА 5. Построение эпюр при изгибе

Изгибом называется такой вид нагружения, когда в поперечном сечении бруса возникают изгибающие моменты. Чаще всего наряду с изгибающими моментами возникают и поперечные силы. Дать понятие чистого и поперечного изгиба прямого и косого изгиба. Необходимо уметь строить эпюры этих внутренних силовых факторов.

5.1 Порядок построения эпюр при изгибе

1. Из уравнения равновесия определяют реакции опор (рисунок 1)

  



Рисунок 1.

 , 

2. Разбиваем брус на участки, границами которых являются точки приложения сосредоточенных сил и моментов, а также точки начала и окончания действия распределенной нагрузки.

3. В пределах каждого участка проводим произвольные сечения. Показываем начало и направление текущей координаты .

4. По методу сечений на каждом участке записываем аналитические выражения для  и :

 

При определении  проекция силы берется со знаком «+», если она вращается относительно сечения по часовой стрелке. При определении момента момент сил берется со знаком «+», если гнет вверх. Для нашего примера:

1)   ; 

2)    .

5. По значениям эпюр в характерных точках строим эпюры  и .

Рассмотрим еще один пример с распределенной нагрузкой (рисунок 2).



Рисунок 2

Реакции опор: 

Уравнение для  и :

 .

при  

5.2 Дифференциальные зависимости при изгибе

При изгибе справедливы следующие дифференциальные зависимости при изгибе.

 

Эти выражения можно использовать для контроля полученных эпюр:

1. Если брус загружен сосредоточенными силами и моментами, то , эпюра  линейна (рисунок 1).

2. Если брус загружен равномерно распределенной нагрузкой, то эпюра  линейна,  парабола. (рисунок 2).

3. Если на каком-то участке , то (чистый изгиб).

4. В той точке, где  момент экстремален (рисунок 2).

5. В сечениях приложения сосредоточенных сил на эпюре  происходит скачок на величину приложенной силы, а на эпюре М возникает излом.

6. Скачок на эпюре моментов может быть только в том сечении, где приложен сосредоточенный момент. Величина скачка равна приложенному моменту.

5.3 Дифференциальные зависимости при изгибе

При изгибе справедливы следующие дифференциальные зависимости при изгибе.

 

Эти выражения можно использовать для контроля полученных эпюр:

1. Если брус загружен сосредоточенными силами и моментами, то , эпюра  линейна (рисунок 1).

2. Если брус загружен равномерно распределенной нагрузкой, то эпюра  линейна,  парабола. (рисунок 2).

3. Если на каком-то участке , то (чистый изгиб).

4. В той точке, где  момент экстремален (рисунок 2).

5. В сечениях приложения сосредоточенных сил на эпюре  происходит скачок на величину приложенной силы, а на эпюре М возникает излом.

6. Скачок на эпюре моментов может быть только в том сечении, где приложен сосредоточенный момент. Величина скачка равна приложенному моменту.

ТЕМА 6. Напряжения при изгибе. Изгиб с кручением

6.1 Нормальные напряжения при чистом изгибе

Рассмотрим чистый изгиб (). Показать, что при этом выполняется закон плоских сечений. Дать понятие нейтрального слоя и нейтральной линии. Геометрическое место точек в поперечном сечении (ПС), где напряжения равны нулю, называется нейтральной линией (НЛ). Показать, что при прямом изгибе НЛ совпадает с главной центральной поперечной осью сечения (осью ).

Показать, что при изгибе кривизна бруса определяется формулами

, (1)

где  радиус кривизны оси бруса;  угол поворота сечения;  изгибающий момент (из эпюры);  модуль упругости материала;  главный момент инерции сечения;  жесткость бруса при изгибе.

Далее вывести формулу для определения нормального напряжения при изгибе

 (2)

где  координата точки в ПС, где определяется напряжение.

Отсюда видно, что нормальные напряжения по высоте сечения изменяются линейно и достигают максимума в точке наиболее удаленной от нейтральной линии:

, (3)

где  осевой момент сопротивления

Для прямоугольного сечения



Для круглого сечения



Для стандартных прокатных профилей берется их таблиц сортамента.

Показать, что при изгибе более экономичными являются стандартные прокатные профили (двутавры, швеллеры и т.д.)

6.2 Касательные напряжения при изгибе

Рассмотрим прямой поперечный изгиб. При этом нормальные напряжения с небольшой погрешностью определяются по формулам (2) и (3), а от действия поперечных сил  в ПС появляются касательные напряжения, определяемые по формуле Жуковского

 (4)

где  ширина сечения на том уровне, где определяется напряжение (рисунок 1);



Рисунок 1

 статический момент отсеченной (заштрихованной) части сечения относительно оси .

Характер изменения  по высоте сечения  очень сложный, так как параметры и  зависят от . В верхней и нижней точках контура сечения , из-за того, что в них . Для не тонкостенных сечений максимальные касательные напряжения возникают примерно на середине высоты сечения и имеют порядок ,  площадь сечения. Так для прямоугольного и круглого сечения

 и  соответственно

6.3 Потенциальная энергия деформации

Она равна работе, совершаемой моментом на угле поворота  для бруса длиной :



С учетом (1) для бруса длиной  получаем

 (5)

6.4 Условие прочности

Анализ показывает, что максимальные нормальные напряжения при изгибе намного превышают максимальные касательные напряжения. В той точке, где нормальные напряжения достигают максимума, касательные напряжения равны нулю и наоборот. Поэтому условие прочности при изгибе имеет вид





О подборе различных сечений. О проверке сечения по касательным напряжениям. О необходимости полной проверки тонкостенных сечений.

6.5 Напрянно-деформированное состояние в точке

Если из нагруженного тела выделить элементарный параллелепипед, то на его гранях в общем случае возникают 6 компонент напряжений (рис 2.)

  , , 

Этим компонентам напряжений соответствуют 6 компонент деформаций:

,.

Компоненты напряженного и деформированного состояния связаны между собой обобщенным законом Гука:

 ,

 , ,

 ,  , . (7)

Если изменить ориентацию параллепипеда, то действующие на его гранях напряжения изменятся. При этом можно найти такое его положение, при котором на его гранях касательные напряжения будут равны нулю. Эти грани называются главными площадками, а действующее на них нормальное напряжение – главными напряжениями. Они обозначаются  в порядке убывания в алгебраическом смысле. Они являются функциями исходных шести компонент напряжений.

Различают три вида напряженного состояния: линейное (рис.3,а), плоское (рис.3,б) и объемное (рис.3,в).



а) б) в)

Рисунок 3

* 1. Теории прочности

Для составления условия прочности в общем случае применяют теории прочности. Они основаны на замене исходного напряженного состояния простым растяжением с напряжением  (рис. 4).

Эквивалентное напряжение - это напряжение, которое следует создать в растянутом образце, чтобы его напряженное состояние было равноопасно заданному. Каждая теория прочности вырабатывает критерий для такой замены.



Рисунок 4

В машиностроении в основном применяются III и IV теории прочности.

Третья теория прочности (теория максимальных касательных напряжений) записывается так:

, (8)

По четвертой (энергетической) теории прочности

 (9)

Если  определено, то условие прочности записывается легко

. (10)

6.7 Изгиб с кручением

Это такой случай нагружения, когда в ПС возникают изгибающие и крутящий моменты. Такое нагружение характерно для валов.

Особенностью изгиба с кручением является необходимость применения одной из теории прочности для проведения расчетов на прочность.

Для отыскания опасного сечения поступают следующим образом.

1. Строим эпюру крутящих моментов 

2. Раскладывают внешние силы по главным плоскостям и строят эпюры изгибающих моментов в вертикальной () и горизонтальной () плоскостях.

3. Строят эпюру суммарных изгибающих моментов



4. По эпюрам  и  определяют опасное сечение. В брусе постоянного диаметра опасным является сечение, где  и  одновременно достигают наибольших значений. Если такой ситуации нет, то намечают несколько вероятно опасных сечений.

Согласно теории изгиба и кручения опасной точки ПС является точка наружного контура, лежащая в плоскости суммарного изгибающего момента. Напряжения в этой точке определяются по формулам

  (11)

Легко показать, что в опасной точке возникает частный случай плоского напряженного состояния (). Тогда главные напряжения определяются по формулам:

 (12)

Для расчетов на прочность применяют третью или четвертую теории прочности. По третьей теории с учетом (2) получаем

 (13)

Аналогично по четвертой теории прочности

 (14)

Подставляя в (3) и (4) выражение (1) и учитывая,  получаем

 (15)

где  расчетный момент, определяемый по одной из теории прочности:

 

Условие прочности при изгибе кручением

 (16)

где  расчетный момент в опасном сечении.

ТЕМА 7. Прочность при переменных напряжениях

7.1 Понятие об усталостной прочности

Многие детали машин в процессе работы испытывают переменные во времени напряжения (чаще циклические): детали кривошипно-шатунного механизма, ось транспортного средства, валы редукторов и т.д. Опыт показывает, что при переменных напряжениях после некоторого числа циклов может наступить разрушение детали, в то время как при том же неизменном во времени напряжении разрушения не происходит. Пример – проволока. Число циклов до разрушения зависит от материала и амплитуды напряжений и меняется в широких пределах. Разрушение материала при действии переменных напряжений называется усталостью.

Рассказать о механизме разрушения. Он носит местный характер. Накопление усталостных повреждений приводит к образованию макротрещины. К разрушению приводит развитие усталостной трещины.

7.2 Характеристики цикла напряжений

Чаще всего встречается и наиболее опасен для материала гармонический закон изменения напряжений. Цикл напряжений характеризуется следующими параметрами:

- максимальные и минимальные напряжения цикла  ;

- среднее напряжение цикла 

- амплитуда цикла: ;

- коэффициент асимметрии цикла: 



Рисунок 1. Характеристики цикла напряжений

Если  , то

 

Такой цикл называется симметричным.

Если , , то  

Такой цикл называется пульсирующим.

Все термины и определения справедливы и для переменных касательных напряжений, если  заменить на .



7.3 Предел выносливости

Для расчетов на прочность при переменных напряжениях необходимо знать механические характеристики материалов, которые определяются путем специальных испытаний. Берется гладкий полированный стержень круглого сечения  и длиной . Его подвергают симметричному циклу при различных амплитудах. Дать схему испытательной машины и методику проведения испытаний. Образец доводят до разрушения и определяют число циклов до разрушения. Полученная кривая называется кривой усталости или кривой Велера. (рисунок 2).



Рисунок 2. Кривая усталости

Эта кривая примечательна тем, что, начиная с некоторого напряжения, она идет практически горизонтально. Это значит, что при напряжениях меньших некоторого предельного напряжения образец может выдержать бесчисленное множество циклов.

Максимальные переменные напряжения, который материал способен выдержать без разрушения, при любом числе циклов, называют пределом выносливости и обозначают .

Опыты обычно производят до базового числа циклов. Для углеродистых сталей принимают , для закаленных сталей и цветных металлов . Опытным путем установлены эмпирические зависимости:

 

7.4 Факторы, влияющие на величину предела выносливости

Предел выносливости деталей зависит не только от свойств материала, но и от их формы, размеров, способов изготовления.

Влияние концентрации напряжений.

В местах резкого изменения размеров ПС детали (отверстия, выточки, галтеки, шпоночные пазы, резьбы) как известно, возникает местное повышение напряжений. Это явление называется концентрацией напряжений. Она снижает  детали по сравнению с  образца. Это снижение учитывается эффективным коэффициентом концентрации напряжений , который определяется экспериментально. Он равен отношению пределов выносливости гладкого образца к  образца с данным концентратором напряжений.



Значения  приводятся в справочниках.

Влияние размеров деталей.

Экспериментально установлено, что с увеличением размеров образца,  понижается. Влияние размеров образца на  учитывается масштабным коэффициентом , который определяется экспериментально и равен отношению



Обычно берут . Они приводятся в справочниках.

Влияние состояние поверхности детали.

Наличие на поверхности детали рисок, царапин, неровностей приводит к уменьшению предела выносливости детали. Состояние поверхности детали зависит от вида механической обработки. Влияние состояния поверхности на величину  детали учитывается коэффициентом , который определяется экспериментально и равен:



Этот коэффициент приводится в справочниках.

Все вышеуказанные факторы можно учесть одним коэффициентом изменения предела выносливости.



Тогда предел выносливости детали

.

7.5 Диаграмма предельных напряжений

Если провести испытание стандартного образца из исследуемого материала в условиях несимметричного цикла напряжений, то получим диаграмму предельных напряжений, показанную на рисунке 3.



Рисунок 3. Диаграмма предельных напряжений

Рассказать о методике проведения испытаний и построения диаграммы.

Эта диаграмма позволяет судить о близости рабочих условий к предельным. Для этого на диаграмму наносится рабочая точка (В)с координатами

 и 

где и  расчетные значения среднего и амплитудного напряжения в детали. Здесь амплитуда напряжения увеличена с учетом снижения предела выносливости детали. По степени близости рабочей точки к предельной кривой судят об опасности рабочих условий. Если рабочая точка окажется за диаграммой, то непременно произойдет усталостное разрушение.

Построение этой диаграммы требует больших затрат времени и материальных ресурсов. Поэтому реальную диаграмму схематизируют прямой CD. тогда эту диаграмму можно построить без проведения экспериментов.

7.6 Определение коэффициента запаса при переменных напряжениях

Коэффициент запаса очевидно равен отношению отрезка ОА к отрезку ОВ (рисунок 3). После геометрических построений получим:



где  коэффициент чувствительности материала к ассиметрии цикла.

При действии переменных касательных напряжений



Коэффициенты  приводятся в справочниках.

При одновременном действии переменных нормальных и касательных напряжений общий коэффициент запаса



ТЕМА 8. Соединения

Введение в курс деталей машин (ДМ)

Задачей курса ДМ является изучение методов расчета и конструирования различных деталей и узлов.

Деталь является такой частью машины, которую изготовляют без сборочных операций. Примеры. Детали объединяются в узлы. Узел – это законченная сборочная единица, состоящая из ряда деталей, имеющих общее функциональное назначение (подшипник, редуктор).

Детали общего назначения классифицируются следующим образом: элементы соединений, детали передач, детали обслуживающие вращательное движение. Дать расшифровку классификации.

Основные требования, предъявляемые к деталям:

* работоспособность;
* надежность;
* безопасность;
* наиболее высокие эксплуатационные показатели;
* технологичность.

Разъяснить эти требования.

Работоспособность – это такое состояние детали, при котором она способна выполнять заданные функции с сохранением свойств прочности, жесткости, устойчивости, теплостойкости и виброустойчивости. Перечисленные свойства являются критериями работоспособности деталей. Пояснить критерии. Работоспособность обеспечивается путем проведения соответствующих расчетов по этим критериям.

## Соединения

Под соединением понимают жесткое скрепление отдельных элементов. Соединения делят на разъемные и неразъемные.

Неразъемными называют соединения, которые нельзя разобрать без разрушения скрепленных элементов (сварные, клепочные, паяные, прессованные).

Разъемными называют соединения, которые можно разобрать без разрушения скрепленных элементов (резьбовые, шпоночные, шлицевые, штифтовые).

Неразъемные соединения

8.1 Сварные соединения

8.1.1 Общие сведения

Это наиболее совершенный и распространенный тип неразъемного соединения. Оно основано на нагреве соединяемых участков деталей.

Применяется в основном газовая, контактная и электродуговая сварка.

*Q*

*Q*

При газовой сварке место сварки нагревают струей горящего газа. Применяют для тонкостенной конструкции.

При контактной сварке место сварки нагревается током и прижимается силой (стыковая, точечная, роликовая).

Дуговая сварка осуществляется методом плавления кромок свариваемых элементов и металлического стержня (электрода) посредством электрической дуги.

При электродуговой сварке различают соединения встык, в нахлестку и втавр (рис1).



Рисунок 1. Виды сварных швов

8.1.2 Соединение встык (рис.1,а)

Соединение работает на отрыв. Условие прочности

. (1)

8.1.3 Соединение в нахлестку (рис.1,б)

Различают фланговые, лобовые и комбинированные швы. Сечение шва равнобедренный прямоугольный треугольник с катетом k. Швы работают на срез.

Фланговые швы.

Условие прочности

. (2)

Лобовые швы.

Условие прочности

 . (3)

Комбинированные швы.

Напряжение от действия силы

. (4)

Напряжение от действия момента находим из условия равнопрочности в угловой точке

 . (5)

Условие прочности при совместном действии нагрузок имеет вид



8.1.4 Соединение втавр (рис.1,в)

Соединяемые элементы перпендикулярны. Соединение выполняется стыковым швом с разделкой кромок или угловыми швами без разделки кромок.

Стыковой шов работает на отрыв и условие прочности имеет вид:

. (6)

Угловой шов работает на срез по биссекторной плоскости и условие прочности имеет вид

. (7)

8.1.5 Выбор допускаемых напряжений

Разъемные соединения

8.2 Резьбовые соединения

Это наиболее распространенный тип разъемного соединения

8.2.1 Основные типы крепежных деталей и резьб

Геометрические формы и размеры крепежных деталей и резьб стандартизированы.

Основные крепежные детали:

* болты, гайки, шайбы;
* винты;
* шпильки;
* стяжки;
* стопорные устройства.

Основные типы резьб:

* крепежные резьбы: метрическая, трубная, круглая;
* резьбы винтовых механизмов: прямоугольная, трапециидальная, упорная.

Крепежные резьбы должны обладать высокой прочностью и большим трением (для предохранения от самоотвинчивания). Резьбы ходовые должны иметь малое трение для увеличения КПД и уменьшения износа.

Основными геометрическими параметрами метрических резьб являются (с плаката):

d1, d2, d – внутренний, средний и наружный диаметр резьбы;

h – рабочая высота резьбы;

 - угол профиля, обычно 600;

s – шаг резьбы, s1=ns – ход резьбы,

n – заходность витков;

- угол подъема винтовой линии, .

8.2.2 Теория винтовой пары

Пусть на винтовую пару действует осевая сила F. Тогда при завинчивании гайки в прямоугольной резьбе возникает момент трения

, (8)

где  - угол трения; f – коэффициент трения в винтовой паре.

Для треугольной резьбы  надо заменить на приведенный угол трения



При завинчивании гайки также возникает момент трения на опорной поверхности гайки

, 

где D1=1,65d – диаметр гайки «под ключ»;

d0 – диаметр отверстия под болт.

Момент завинчивания гайки теперь равен

Мз=Мр+Мт.

КПД определяется как отношение полезной работы на винте к затраченной работе на ключе. Без учета трения на опорной поверхности и с учетом этого трения получим следующие выражения

 , . (9)

8.2.3 Расчет витков резьбы

При действии осевой силы F резьба считается на срез и смятие. Условие прочности на срез

, (10)

где H=zS – высота гайки; z – число витков; k – коэффициент полноты резьбы: k=0,8 – треугольная резьба, k=0,65 – трапециидальная; k=0,5 – прямоугольная резьба.

Условие прочности на смятие

. (11)

8.2.4 Расчет стержня болта на осевую нагрузку

От осевой силы возникает нормальное напряжение

.

От момента трения в резьбе возникают касательные напряжения



По третьей теории прочности



Для стандартных резьб

, ; .

С учетом этого условие прочности можно записать так

. (12)

8.2.5 Расчет болта на поперечную нагрузку

При этом различают болты, поставленные с зазором и без зазора. Если болты поставлены с зазором, то соединение не должно допускать смещения соединяемых деталей друг относительно друга при действии поперечной силы Q. Для этого необходимо, чтобы сила трения между ними была больше Q:

 ,  или , (13)

где f - коэффициент трения между скрепляемыми деталями; F – осевая сила на болте.

По этой силе рассчитывается стержень болта или определяется допускаемая нагрузка [Q].

Если болт поставлен без зазора, то он работает на срез и смятие как заклепка (тема 3). Условия прочности:



 (14)

где Smin – минимальная толщина соединяемых деталей.

Из выражения (14) определяют необходимый диаметр болта или допускаемую нагрузку.

ТЕМА 9. Зубчатые передачи. Расчет цилиндрических зубчатых передач

Передачей называют механизм, который передает движение от двигателя к рабочему органу. Масса и стоимость двигателя при одинаковой мощности понижается с увеличением его быстроходности. Поэтому экономически выгоднее применение быстроходных двигателей с передачей, понижающей угловую скорость, вместо тихоходных двигателей без передачи. Такие передачи называются редукторами.

Передачи делятся на две группы:

1. основанные на трении: ременные и фрикционные;
2. основанные на зацеплении: зубчатые и цепные.

Основные характеристики передач:

* + P1, P2 – мощность на входе и выходе;
  +  - угловая скорость (частота вращения на входе и выходе);
  + КПД ; (1)
  + передаточное отношение . (2)

При расчете передач полезны следующие формулы:

, (3)

где  - окружная сила, -окружная скорость;

, (4)

, (5)

где Т – крутящий момент.

9.1 Классификация зубчатых передач

Зубчатые передачи (ЗП) широко используются во многих механизмах для преобразования вращательного движения ведущего звена во вращательное или поступательное движение ведомого звена с требуемой скоростью.

Достоинства: надежность, высокий КПД, компактность, высокая точность, способность передавать большие нагрузки.

Конструкции ЗП разнообразны, поэтому существует множество признаков классификации. Плакаты.

По взаимному расположению осей: цилиндрические, конические, червячные.

По форме профилей зубьев: эвольвентные, круговые, циклоидальные.

По расположению зубьев относительно образующей: прямозубые, косозубые, шевронные, криволинейные.

По виду зацепления: с внешним, внутренним и реечным зацеплением.

По числу ступеней: одно, два и многоступенчатые.

По конструктивному исполнению корпуса: закрытые и открытые.

Основные требования к ЗП:

1. Обеспечение заданного передаточного отношения.
2. Эксплуатационные требования: малые скорости скольжения и износ зубьев, высокий КПД, прочность, комплектность, плавность работы и малый шум.
3. Простота изготовления колес высокопроизводительными способами (технологичность).

9.2 Эвольвентное зацепление

Требованиям к ЗП наиболее полно удовлетворяет эвольвентное зацепление, которое стандартизировано и наиболее широко применяется на практике. Эвольвентной называется кривая, которую описывает любая точка прямой линии перекатываемой без скольжения по окружности, называемой основной окружностью.

Рассмотрим геометрию эвольвентного зацепления. Плакат. Колесо и шестерня. Параметры шестерни обозначены индексом 1, параметры колеса – индексом 2.

Основные параметры:

- количество зубьев;

- диаметры делительных окружностей (по которым обкатываются колеса при вращении);

- диаметры основных окружностей;

- диаметры окружностей выступов;

- диаметры окружностей впадин;

- высота головки;  - высота зуба; - высота ножки зуба;

NN – линия зацепления (общая касательная к основным окружностям);

 - угол зацепления, для стандартных передач ;

 - межцентровое расстояние, для стандартных передач гостировано.

В процессе зацепления пары зубьев точка их контакта перемещается по линии E1E2, которая называется рабочим участком линии зацепления или длиной зацепления, - это отрезок между точками пересечения окружностей выступов с линией зацепления NN.

Расстояние между точками на профиле соседних зубьев по делительной окружности называется окружным шагом и обозначается P:

,  - модуль зацепления.

Модуль является основной характеристикой размеров зубьев. Он стандартизирован. Через него определяются все геометрические параметры зубчатой передачи:

, , ;

, , ; (6)

, .

Для обеспечения непрерывной плавной работы зубчатой передачи необходимо чтобы до выхода из зацепления предыдущей пары зубьев зашла в зацепление последующая пара. Это будет обеспечено, если - шаг по основной окружности.

Отношение  называется коэффициентом перекрытия , практически допустимо . Эвольвентные зубья в основном нарезаются методом обкатки на станках с помощью гребенок, долбяков или червячных фрез.

Достоинства эвольвентного зацепления:

* малая чувствительность к неточности изготовления;
* возможность коррегирования профилей;
* возможность нарезания одним инструментом колес с различным числом зубьев;
* высокопроизводительное нарезание.

Недостаток:

* ограниченная возможность сокращения габаритов передачи 

9.3 Материал зубчатых колес

Применяются обычные (СТ20,30,35,40,50) и легированные стали: хромоникелевые, хромомолибденовые и др.

Колеса из легированных сталей подвергаются термообработке (закалка, нормализация, улучшение, отпуск). Для повышения стойкости против заедания применяют разные материалы или термообработки для колеса и шестерни. Так как шестерня делает больше оборотов, то её зубья должны быть тверже. Для уменьшения трения и повышения КПД в приборах применяются колеса из бронзы, работающие в паре со стальным колесом (часто из бронзы только венец).

9.4 Виды разрушения зубьев и критерий работоспособности зубчатых передач

1. Поломка зубьев происходит в результате удара или многократного повторения нагрузок. Трещина образуется у основания зуба на растянутом волокне, характерен для открытых передач. Критерием работоспособности является прочность по напряжениям изгиба.
2. Усталостное выкрашивание поверхности зуба происходит в результате больших местных напряжений. Характерен для закрытых передач. Объяснить! Критерием работоспособности является прочность по напряжениям.

9.5 Расчет цилиндрических зубчатых передач

*Fr*

*Fаa*

9.5.1 Усилия в зацеплении

Окружная сила ; (7)

осевая сила 

радиальная сила ,

где  - угол наклона зубьев;

 для косозубых передач,

и  для шевронных колес.

Для прямозубых передач

 .

Наличие осевой силы является недостатком косозубых колес. Но косозубые передачи обеспечивают плавность и большую грузоподъемность.

Для шевронных колес осевые нагрузки уравновешены на самом колесе и не передаются на опоры вала.

9.5.2 Расчет по контактным напряжениям

Проводится для закрытых передач. Если два цилиндра прижаты друг другу силой Q, то в зоне контакта возникают контактные напряжения. Максимальная их величина определяется по формуле Герца

 (8)

q – нагрузка на единицу длины контактной линии;

 - приведенный модуль упругости материала колес;

 - приведенный радиус кривизны цилиндров;

 - коэффициент Пуассона.

Учитывая геометрию эвольвентного зацепления, формулу (8) можно привести к виду:

, (МПа) (9)

где - момент на валу колеса в ;

 - ширина венца (длина зуба) в ;

 - межцентровое расстояние в ;

 - числовой коэффициент, учитывает расположение зубьев:

 для косозубых,  для прямозубых колес;

- коэффициент нагрузки:

. (10)

Здесь - учитывает неравномерность нагрузки между зубьями;

- учитывает неравномерность нагрузки по ширине венца;

- динамический коэффициент, зависит от скорости и точности изготовления.

Все эти коэффициенты берутся из таблиц.

Условие прочности по контактным напряжениям имеет вид

, (11)

где  - допускаемое контактное напряжение для материалов колес. Из условия (11) можно получить формулу для проектного расчета. В этом случае определяют :

 [мм] (12)

Здесь  - коэффициент ширины зубчатого венца. Им задаются из следующих рекомендаций: прямозубые ; косозубые ; шевронные .

Для проектного расчета коэффициент нагрузки берут



где берут из таблиц в зависимости от расположения колес относительно опор (симметричное, несимметричное, консольное), твердости материала и величины



Полученное значение  округляют до ближайшего стандартного значения. По формулам (6) определяют геометрические параметры передачи. Определив  и назначив степень точности по формуле (10) уточняют коэффициент нагрузки. Если  увеличился или  уменьшился необходимо провести проверку передачи по контактным напряжениям по формулам (9) и (11).

9.5.3 Расчет на выносливость по напряжениям изгиба

Закрытые передачи проверяются по напряжениям изгиба по формуле

 (13)

Здесь - окружное усилие; - ширина венца; - нормальный модуль стандартный для косозубых колес:

;

- коэффициент нагрузки;

- коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки по длине зуба;

- динамический коэффициент; эти коэффициенты берутся из таблиц:

-коэффициент, учитывающий форму зуба, он берется из таблиц в зависимости от эквивалентного числа зубьев

;

коэффициент



- коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями:

для прямозубых колес =1,

для косозубых передач 

где -коэффициент торцевого перекрестия (можно взять =1.5);

n-степень (класс) точности ;

-допускаемое напряжение на изгиб.

Расчет следует вести для зубьев того из колес для которого отношение /YF меньше.

Для открытых передач проектный расчет ведется по напряжениям изгиба. При этом из формулы (13) определяется модуль

, (14)

где =в/m коэффициент ширины колеса.

Им задаются так:

прямозубые ;- косозубые передачи.

9.5.4 Выбор материала и допускаемых напряжений

Для шестерни и колеса назначают один и тот же материал, но твердость материала шестерни должна быть примерно на 30 единиц выше, чем колеса. Это достигается различной термообработкой. Если нет особых требований к твердости, то берут обычно материал с твердостью НВ350. Через твердость определяют пределы контактной и изгибной выносливости в МПа

. (15)

При НВ>350 есть другие формулы, приведенные в справочниках.

Допустимые контактные напряжения определяются по формуле:

,

где  - коэффициент безопасности;

нормализация, улучшение, объемная закалка;

1.2поверхностное упрочнение.

Коэффициент долговечности:

,

где Т - срок службы в часах.

Для не прямозубых передач:



Допускаемые изгибные напряжения



где коэффициент безопасности  выбирается по таблицам в зависимости от материала и способа получения заготовки.

9.5.5 Порядок проектного расчета закрытых цилиндрических передач

1. Выбирают материал колес и назначают их термообработку.

# 2. Определяют допускаемые напряжения

# 

3. По формуле (12) определяют  и округляют его по ГОСТу. При этом  берут из таблиц в зависимости от расположения колес относительно опор.

4. Выбирают модуль (нормальный или окружной).



и округляют по ГОСТу. Чем меньше, тем лучше.

5. Определяют числа зубьев. Есть два пути:

а) задаются Z1=1720, Z2=U\*Z;

для косозубых передач находят угол β:



б) задаются(для косозубых) и находят



уточняют u=, если расхождение больше 25%,то пересчитывают.

6. По формулам (6) определяют геометрические параметры колес: (для косозубых d=zm/). Длины зубьев: 

7. Уточняют коэффициент нагрузки. Для этого определяют  и назначают степень точности. Затем по таблицам находят коэффициенты 

8. Проверяют по контактным напряжениям формулы [(9) и (11)] при необходимости меняют или .

9. Определяют усилия в передаче по формуле (7).

10. Вычисляют отношение

и 

11. Для колеса, у которого это отношение меньше делают проверку по напряжениям изгиба по формуле (13).

ТЕМА 10. Расчет конических передач

Конические передачи применяются для передачи вращения между валами оси которых пересекаются под некоторым углом (обычно 90º). Для нарезания колес необходимы специальные станки и инструменты.

10.1 Геометрия передачи и усилия в зацеплении (рис.1)





Рисунок 1

Геометрические параметры передачи:

средний диаметр делительной окружности ;

внешний диаметр делительной окружности ;

внешний диаметр окружности выступов ; (1)

внешнее конусное расстояние;

среднее конусное расстояние ;

b - ширина венца;

- угол делительного конуса

º ; 

Усилия в передаче:

 (2)

10.2. Расчет на контактную и изгибную выносливость

Проверочный расчет конических передач по контактным напряжениям проводится по формуле

, (3)

где коэффициент нагрузки  при НВ<350 и  при НВ>350.

Проектный расчет по контактным напряжениям производится по формуле, получаемой из (3):

, (4)

где ψR=в/Re – коэффициент ширины зубчатого венца; рекомендуется ψR=0,285.

Диаметр de2 округляется по ГОСТу.

Проверку по напряжениям изгиба проводят по формуле

, (5)

где коэффициент нагрузки КF выбирается также, как и для цилиндрических передач, а коэффициент формы зуба YF выбирается в зависимости от эквивалентного числа зубьев zэ=z/cosδ; 0,85 – опытный коэффициент, учитывающий понижение нагрузочной способности конической передачи по сравнению с цилиндрической; m – средний модуль.

Для колес с высокой твердостью поверхности зубьев проектный расчет проводится по напряжениям изгиба:

, (6)

# где

Порядок проектного расчета аналогичен цилиндрическим передачам.

ТЕМА 11. Расчет червячных передач

Червячная передача применяется для передачи вращения между валами перекрещивающимися в пространстве (обычно под 90º). Она состоит из червяка и червячного колеса.

Червячные передачи используются как кинематические (в приборах) и как силовые (в редукторах).

Достоинства:

а) плавность и бесшумность работы;

б) возможность передачи больших мощностей и осуществление большого передаточного

отношения ;

в) компактность.

Недостатки:

а) низкий КПД 0.7÷0.9 (износ, трение);

б) высокая стоимость изготовления.

Червячные передачи делятся на передачи с цилиндрическими и глобоидными червяками. По профилю червяка различают червяки с архимедовым (трапециадальным) и эвольвентным профилем. По заходности червяка на 1, 2 и 4 заходные (число винтовых линий).

11.1 Геометрия передачи и силы в зацеплении

 

а) б)

Рисунок 1

Геометрия передачи.

Диаметры делительных окружностей:

 

где m= q-коэффициент диаметра червяка.

Диаметры окружностей выступов и впадин:



Наибольший диаметр червячного колеса:



где z1 - заходность червяка.

Межцентровое расстояние



Длинна нарезной части червяка и ширина венца колеса:



# Условный угол обхвата червяка колесом



# Угол подъема витка червяка



# Скорость скольжения

 или 

КПД червячного редуктора

 , (1)

где - приведенный угол трения;

 - приведенный коэффициент трения.

Силы в передаче:



 (2)



11.2 Расчет на контактную и изгибную выносливость

Проверенный расчет по контактным напряжениям проводится по формуле

 (3)

# где коэффициент нагрузки

# (4)

Коэффициент  учитывает неравномерность нагрузки по длине контактной линии:  - для постоянной нагрузки и  - для переменной нагрузки. Коэффициент динамичности  берется из таблиц в зависимости от скорости скольжения и степени точности.

Проектный расчет по контактным напряжениям производится по формуле, полупрямой из (3):

. (5)

Проверку по напряжениям изгиба проводят по формуле:

 (6)

где коэффициент формы зуба  берется из таблиц в зависимости от



Тело червяка рассчитывается как вал на изгиб с кручением (см. тему 6).

11.3 Материалы и допускаемые напряжения

Червяки изготавливают из среднеуглеродистых и легированных сталей (40Х, 40ХН, 35ХГСА) с поверхностной или объемной закалкой до HRC 45-55 или цементируемых сталей (15Х, 20Х, 12ХНЗА) с последующей закалкой до HRC 56-62. Термообработанные червяки шлифуются. Для тихоходных передач могут применяться нешлифованные червяки с НВ 280-300. Материал червячных колес выбирают с учетом скорости скольжения, он должен обладать хорошими антишлифовочными свойствами. Лучшими антишлифовочными свойствами обладают оловянно-фосфоритные бронзы (Бр 010∅1щ).

Часто применяют оловянно-цинково-свинцовые бронзы (Бр 05 Ц5 C5). Они дороги и их применяют при Vs=6÷25м/с.

При Vs=2÷6м/с применяют менее дорогие алюминиевые бронзы (Бр А9 Ж3 Л). При этом из бронзы изготавливают венец, а колесный центр делают из чугуна.

При Vs2м/с колеса изготавливаются из серого чугуна С4-15-32.

Допускаемые напряжения определяют умножением табличных значений на коэффициенты долговечности:

# допускаемые контактные напряжения

# 

допускаемые изгибные напряжения при симметричном цикле (реверсивные передачи)



допускаемые изгибные напряжения при пульсирующем цикле (нереверсивные передачи)



Штрихами обозначены их табличные величины, выбираемые в зависимости от материала и способа литья.

Коэффициент долговечности:



где n в об/мин, Т - срок службы в часах. Для реверсивных передач  уменьшить вдвое. Должно быть



Если он окажется за указанными пределами, то принять соответствующие предельные значения.

Коэффициент:



Должно быть:



11.4 Порядок проектного расчета

1. Выбирают материал червяка, колеса и способ литья.

2. Предварительно задавшись м/с с помощью таблиц и формул (7) и (8) определяют допускаемые напряжения.

3. Задаются заходностью  или 4, определяют 

4. Задаются стандартным значением q:

q=8 или 10 при Нм; q=12.5 или 16 при Нм.

5. Выбирают коэффициент нагрузки  и по формуле (5) определяют .

6. Определяют модуль / и округляют его по ГОСТу.

7. Уточняют и рассчитывают все геометрические параметры передачи.

8. По формуле (1) определяют силы в зацеплении.

9. Вычисляют , назначают степень точности и уточняют  и допускаемые напряжения.

10. Проверяют по контактным напряжениям по формуле (3).

11. Проверяют по изгибным напряжениям по формуле (6).

ТЕМА 12. Расчет ременных и цепных передач. Ременные передачи

12.1 Общие сведения

Показать конструкцию с плаката. Ременная передача состоит из двух шкивов и ремня, обхватывающего их. Вращающий момент передается за счет сил трения между шкивами и ремнем. Для этого ремни устанавливаются с предварительным натяжением в зависимости от формы поперечного сечения ремня, различают плоскоременную, клиноременную и круглоременную передачу (рис.1).



Рисунок 1. Сечения ремней

У клиновых ремней Ө=400. Они изготавливаются семи типоразмеров по ГОСТу: 0,А,Б,В,Г,Д,Е.

По способу натяжения ремней эти передачи делятся на (конструкции с плаката):

- с предварительным напряжением при монтаже;

- с натяжными роликами;

- с перемещением опоры (шкива).

Преимущества перед зубчатой передачей:

1. возможность передачи движения на большие расстояния;

2. плавность и бесшумность работы;

3. способность предохранять трансмиссию от перегрузок за счет скольжения ремня;

4. простота устройства и ухода, малая стоимость.

Недостатки:

- непостоянство передаточного отношения;

- меньший КПД (0.92÷0.96);

- большие габариты;

- большое давление на оси.

Основными геометрическими параметрами передачи кроме размеров сечения являются (рис. 2):

- диаметры ведущего и ведомого шкивов 

- межцентровое расстояние :

для плоских ремней 

для клиновых ремней 

- углы охвата шкивов 

- длина ремня

Пренебрегая упругим скольжением можно записать:





Рисунок 2

Материалы ремней должны иметь большой коэффициент трения со шкивом, обладать высокой статической и усталостной прочностью и хорошими упругими свойствами. Ремни изготавливаются из следующих материалов: кожаные, прорезиненные, хлопчатобумажные, шерстяные, полиамидные и из других синтетических материалов.

12.2 Усилия и напряжения в ремне

В ремне возникают следующие силы натяжения:  -усилие первоначального напряжения, -усилия в ведущей и ведомой ветви. При холостом ходе и окружное усилие  В работающем ремне:

 то есть 

В любой момент времени:

,

следовательно . (4)

В работающем ремне возникают следующие напряжения (с плаката показать эпюры распределения напряжений в ремне):

# от сил натяжения

 (5)

где А - площадь сечения ремня; k-полезное напряжение;

2. от центробежных сил инерции

 (6)

где  - скорость ремня; q,-погонный вес и плотность материала ремня;

3. от изгиба ремня на ободе шкива

. (7)

# Максимальные напряжения возникают на ведущем шкиве. Условие прочности

. (8)

Это условие носит поверхностный характер, так как критерием работоспособности ременной передачи является условие не проскальзывания ремня.

12.3.Расчет по кривым скольжения (тяговый расчет)

Кривые скольжения строятся в координатах коэффициент скольжения

 (9)

и коэффициент тяги

 (10)

Упругое скольжение Частичное буксование



Рисунок 3. Кривая скольжения

Для различных ремней кривые скольжения строятся экспериментально. При постоянном  постепенно увеличивают полезное усилие  (тормозной момент), замеряют  и  определяют  и ϕ по формулам (9) и (10). Эксперименты проводят при спокойном режиме работы МПа, v=10 м/с, =.

Кривая скольжения состоит из участка упругого скольжения (прямая 0-ϕ) и участка частичного буксования (). На этом же графике показано изменение КПД, который достигает максимума при . Характер кривых скольжения не зависит от материалов и размеров ремней, размеров передач и прочих факторов. Поэтому с помощью кривых скольжения устанавливают нормы тяговой способности ременных передач

# или (11)

Обычно для различных материалов  Численные значения тяговой способности сильно зависят от материала ремней и параметра  Экспериментально установлено

, (12)

где a, b – коэффициенты, зависящие от материала ремня. Они приводятся в справочниках.

Для плоских ремней установлены значения :  - кожаные и прорезиненные; 1/50- хлопчатобумажные; 1/30 - шерстяные.

Для условий отличных от экспериментальных вводят понятие допускаемых полезных напряжений

 (13)

где  - коэффициент, учитывающий влияние угла охвата;

 - коэффициент, учитывающий влияние линейной скорости;

 - коэффициент, учитывающий влияние способа натяжения ремня;

 - коэффициент режима (динамичности) нагрузки.

Все эти коэффициенты приводятся в справочниках.

По тяговой способности далее определяют необходимую площадь ремня

 (14)

12.4. Силы действующие на вал

Они необходимы для расчета валов.

Из чертежа по теореме косинусов следует

. (15)

Учитывая, что 

получаем 

12.5 Проектный расчет плоско-ременной передачи

Задача: назначение передачи и режим работы; передаваемая мощность N; угловые скорости ; (n1, n2).

Порядок расчета:

1. Исходя из условий работы выбирают материал и тип ремня.

2. Определяют диаметр малого шкива по формуле

 (мм) (16)

и округляют его по ГОСТу.

Здесь N в ваттах, а n в об/мин.

3. Определяют диаметр большого шкива, задавшись ε (ε=0,01 – прорезиненные, ε=0,002 – кожаные ремни)



и округляют его по ГОСТу.

4. Уточняем  и 

5. Определяем окружное усилие



6. Задаемся отношением , по рекомендациям и определяем полезное сопротивление к0 по формуле (12). Если есть данные, то можно и по формуле (11).

7. По формуле (13) определяем допускаемое полезное напряжение [к].

8. По формуле (14) определяем площадь сечения ремня и по таблицам выбираем ремень.

9. По формулам (1) определяем межцентровое расстояние -.

10. Определяем длину ремня L по формуле (3).

11. Определяем угол охвата малого шкива α1 по формуле (2).

12. По формуле (15) определяем давление на вал.

12.6 Особенности клиноременной передачи

Могут применяться несколько ремней одновременно. Трение происходит по боковой поверхности канавки и приведенный коэффициент трения



За счет увеличения коэффициента трения и количества ремней клиноременная передача может передавать большие мощности, чем плоские ремни. Однако долговечность их ниже, чем плоских, вследствие большой толщины и значительных боковых давлений.

Особенности проектного расчета

1. Выбор типа и профиля ремня проводится по специальной номограмме (графику) в зависимости от передаваемой мощности и частоты вращения n1.

2. Диаметр шкива так же выбирается по рекомендациям таблиц ГОСТа.

3. Необходимое количество ремней определяется так:

-из таблиц ГОСТа для выбранного типа ремня находится допускаемая мощность на один ремень N0;

-с использованием таблиц высчитывается поправочный коэффициент



-определяется количество ремней

. (17)

Цепные передачи

12.7 Общие сведения

Конструкции с плаката: две звездочки и цепь. Они применяются в тех случаях, когда нужно передать движение на большое расстояние с соблюдением точного передаточного отношения.

По характеру работы цепные передачи делятся на приводные, тяговые, грузовые. Основными приводными цепями являются: зубчатые, втулочнороликовые и втулочные. Показать конструкции с плаката. Все геометрические параметры цепных передач гостированы.

Достоинства цепных передач:

- возможность передачи движения на большие расстояния;

- быстроходность передачи и точность передаточного отношения;

- высокий КПД (до 0,98);

- относительно малые силы, действующие на вал;

- возможность легкой замены цепи и отдельных ее звеньев.

Недостатки:

- высокая стоимость цепей;

- сложность изготовления;

- вытяжка цепи вследствие износа шарниров;

- необходимость тщательного ухода.

12.8 Последовательность расчета цепной передачи

1. Исходя из условия задачи определяем кинематические параметры передачи

;  

2. Намечаем тип цепи и его шаг t по ГОСТу.

3. Исходя из передаточного отношения по таблице или по формуле



определяют число зубьев ведущей звездочки. Затем определяем



Желательно, чтобы они были нечетными. Уточняем



4. Для выбранной цепи по таблице определяем допускаемое давление в шарнирах в зависимости от .

5. Исходя из условий монтажа и эксплуатации определяем коэффициент эксплуатации

 (18)

где - коэффициент динамичности (=1 - спокойная нагрузка, =1,2÷1,5 – при нагрузке с толчками);

- коэффициент межосевого расстояния: =1 при a=(30÷90)t; =1.25 при a25t, =0.8 при a=(60÷80)t;

- коэффициент смазки: при непрерывной смазке =; при капельной =1; при периодической =1.5;

- коэффициент наклона цепи к горизонту: =1 при º, =1.25 при >60º;

- коэффициент режима работы: =1 - односменная; =1.25 - двухсменная; =1.50 - трехсменная работа;

- коэффициент регулирования натяжения: =1 - регулирование отжимными опорами; =1,1 – нажимными роликами; =1.25 - нерегулируемая цепь.

6. Из условия износостойкости определяем шаг цепи по формуле

t ≥ 2,8∙ (мм) (19)

где Т1 – момент на ведущей звездочке в Нм;

k = 1 – разность цепи; [p] в Па. Шаг округляют до стандартного.

Если это условие не выполнено (или t намного больше выбранного), то берут цепь с бо′льшим (меньшим) шагом или увеличивают (уменьшают) рядность цепи расчет повторяют вновь.

7. Проверяют шаг цепи по максимальной частоте вращения ведущей звездочки n1 max. Она выбирается по таблице в зависимости от шага. Должно быть n1 ≤ n1 max. Если не выполнено, то увеличивают шаг или рядность цепи.

8. Определяют среднюю окружную скорость

v = z1tn1/60 (м/с) (20)

9. Определяют окружную силу

Ft = N/v.

Поверяют цепь по давлению в шарнире.

10. Определяют среднее давление в шарнирах

P = k∙Ft/S, (21)

где S – площадь опорной поверхности шарнира, берется из таблиц или по формуле S=B∙d, где B – длина втулки или ролика;

d - диаметр втулки или ролика.

Должно быть p < [p].

11. Находят геометрические параметры передачи:

а) d1 = t∙z1/π; d2 = t∙z2/π; (22)

б) межосевое расстояние

a = (30÷50)∙t; (23)

в) длину цепи в шагах

 (24)

и округляют до целого четного числа;

2) Фактическое межосевое расстояние

. (25)

11. Определяют давление на валы звездочек

 (26)

где - коэффициент нагрузки вала; -натяжение цепи.

При 0 =1.15 при спокойной нагрузке и =1.3 при ударной нагрузке;

при  =1.05 - спокойная нагрузка, =1.15 - ударная нагрузка.

Натяжение цепи от провисания



где q – погонный вес цепи;

- коэффициент провисания:

для горизонтальной цепи



для вертикальной цепи



ТЕМА 13. Подшипники качения. Муфты

Опоры валов и осей называют подшипниками. Они воспринимают и передают на раму силы, действующие на вал. По виду трения между рабочими поверхностями различают подшипники скольжения и качения. Наиболее распространены подшипники качения.

Подшипники качения

13.1 Общие сведения

Они состоят из следующих деталей:

а) наружных и внутренних колец;

б) тел качения (шариков или роликов);

в) сепараторов.

Достоинства: меньшее трение и износ; высокий КПД; высокая степень стандартизации и взаимозаменяемости.

Краткая характеристика основных типов подшипников качения.

Радиальные шарико или роликоподшипники (рис.1, а, б). Они предназначены для восприятия радиальных нагрузок, могут воспринимать небольшие осевые нагрузки.

Радиально-упорные шарикоподшипники. Они воспринимают комбинированные радиально-осевые нагрузки.

Конические роликоподшипники (рис. 1, 2). Воспринимают значительные радиальные и осевые нагрузки.

Упорные подшипники (рис. 1,д). Воспринимают только осевые нагрузки



Рисунок 1. Типы подшипников качения

Условное обозначение подшипников состоит из четырех и более цифр.

Последние две цифры умноженные на 5 дают внутренний диаметр подшипника при мм.

Третья цифра справа обозначает серию подшипника: 1-сверхлегкая; 2-легкая; 3-средняя; 4-тяжелая и т.д.

Четвертая цифра означает тип подшипника: 0-радиальный шариковый; 1- радиальный шариковый двухрядный; 2-радиальный роликовый с короткими цилиндрическими роликами; 6-радиальный упорный; 7-конический и т.д.

Остальные цифры указывают конструктивные особенности.

Все подшипники стандартизованы. Конструктивные размеры, статическая и динамическая грузоподъемность всех подшипников приведены в ГОСТах.

13.2. Подбор подшипников качения

Они подбираются по динамической грузоподъемности. Требуемую динамическую грузоподъемность вычисляют по формуле

 (1)

где L= (2)

- долговечность подшипника в млн. оборотов.

Здесь n - число оборотов вала в минуту;

- срок службы в часах;

m – показатель степени: m=3 для шарикоподшипников,

 - для роликоподшипников;

р - эквивалентная нагрузка на подшипник в кН. Она определяется по формуле

, (3)

где - коэффициент безопасности, берется из таблиц в зависимости от вида нагрузки;

- температурный коэффициент: при Т<1250 КТ=1, при Т≥1250 по таблицам;

V- коэффициент учитывающий вращения колец: при вращении внутреннего кольца V=1, при вращении наружного V=1.2;

R и A - радиальная и осевая нагрузка на подшипник;

X,Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузки;

Для радиальных подшипников A=Fa - осевой силе на валу.

При действии радиальных сил возникают основные составляющие. Они равны:

- конические передачи S=0.83eR; (4)

- радиально-упорные S=eR.

Коэффициент осевого нагружения е берется из таблиц ГОСТов для конических подшипников и из специальных таблиц в зависимости от отношения  для радиально-упорных подшипников. Здесь Fa - осевая сила на валу;

Со - статическая грузоподъемность из таблиц ГОСТа.

Для радиальных и радиально-упорных подшипников X и Y берут из специальных таблиц.

После определения  его сравнивают с табличным значением . Подшипник проходит по грузоподъемности, если

. (5)

13.3 Порядок подбора подшипников

1. Из уравнений равновесия определяют радиальные нагрузки на подшипники

, 

2. Намечают типоразмер подшипника по рекомендациям. Выписывают из таблиц ГОСТов и  для радиальных и радиально-упорных подшипников и С, для конических. Подбор подшипников надо начинать с легкой серии.

3. Определяют коэффициент осевого нагружения и по формуле (4) определяют осевые составляющие радиальной нагрузки.

4. В зависимости от схемы установки подшипников определяют осевые нагрузки на подшипники  и .

5. Определяют отношение  и сравнивают его с .

Если , то по таблицам определяют коэффициенты X и Y (если , то x=1, y=0).

6. По формуле (3) определяют эквивалентные нагрузки  и . Дальнейший расчет ведут для наиболее нагруженного подшипника.

7. В зависимости от срока службы определяют долговечность подшипника по формуле (2)

8. По формуле (1) определяют требуемую грузоподъемность.

9. Сравнивают его с табличным и делают вывод о годности данного подшипника. Если он не подходит, то берут подшипник следующей серии. При этом для радиально-упорных и конических подшипников надо пересчитать осевую нагрузку и .

13.4. Муфты

Муфты предназначены для передачи крутящего момента между валами путем их соединения. По функциональному назначению они делятся на глухие, компенсирующие упругие и управляемые. Конструкции с плакатов.

Глухие муфты предназначены для жесткого соединения строго соосных витков. По конструктивному исполнению они делятся на втулочную, фланцевую (поперечно-свертную) и клеммовую (продольно-свертную) муфту.

Втулочная муфта является простейшей глухой муфтой и представляет собой втулку, насаженную на концы валов и закрепленную на них с помощью шпонок, шлицов или штифтов. Конструкцию с плаката. Для обсечения работоспособности необходим расчет на прочность соединительных элементов.

Фланцевые муфты являются основным видом глухих муфт. На концах соединяемых валов насаживают полумуфты с фланцами, которые стягиваются между собой крепежными винтами. Конструкцию с плаката. Крутящий момент предается силами трения между фланцами при установке винтов с зазором и сопротивлением на сдвиг винтов при установке их без зазора. Для обеспечения работоспособности надо подобрать винты из расчета на разрыв (с зазором) или на срез (без зазора) (см. тему 8).

Клеммовые муфты выполняют из двух полумуфт, разделенных по продольной осевой плоскости валов. Конструкцию показать с плаката. Крутящий момент передается силами трения на поверхности контакта вала и полумуфт создаваемым затяжкой крепежных винтов. Для передачи момента определяют необходимую силу прижатия полумуфт. По этой силе рассчитывают крепежные винты.

Компенсирующие муфты предназначены для соединения валов с небольшими взаимными смещениями и прекосами осей. Наибольшее распространение получили зубчатые, цепные, крестовые и шарнирные муфты. Показать их конструкции с плаката.

Зубчатая муфта состоит из двух полумуфт с внешними зубьями, насаженными на концы соединяемых валов и надетых на них обоим с внутренними зубьями. Обоймы соединяются между собой винтами. Показать конструкцию с плаката.

Крестовые муфты служат для соединения валов с поперечным смещением. Шарнирные муфты служат для соединения валов с большими наклонами осей.

Упругие муфты служат для смягчения ударных нагрузок и уменьшения вибрации. Они состоят из двух полумуфт, расположенных на концах валов и упругого элемента, соединяющих полумуфты. Упругие элементы выполняют металлическими (пружины) или неметаллическими (резина, пластмасса). Упругие муфты характеризуются жесткостью с и демпфирующей способностью в. Момент в муфте равен



где  - деформация муфты

Управляемые муфты позволяют соединить или разъединят валы при помощи механизма управления. Бывают муфты с автоматическим разъединением валов при недопустимом режиме работы машины.

Все муфты гостированы. Они подбираются по посадочному диаметру и наибольшему передаваемому моменту . Должно быть

,

где номинальный передаваемый момент;

- коэффициент безопасности;

- коэффициент условий работы.

ТЕМА 14. Структурный анализ механизмов

Теория машин и механизмов (ТММ) изучает преобразование механического движения в машинах и механизмах. ТММ – это наука, изучающая структуру, кинематику и динамику механизмов независимо от их конкретного назначения. В этом курсе решаются задачи анализа и синтеза машин и механизмов.

14.1 Классификация машин и механизмов

Машина – это устройство, выполняющие механическое движение для преобразования материалов, энергии и перемещения тел в пространстве. Цель создания машин: облегчение физического труда и повышение его производительности.

Машины делятся на технологические, энергетические и транспортные.

Дать функциональное назначение и примеры видов машин.

Механизм – это устройство, преобразующее механическое движение одного или нескольких твердых тел в требуемое движение другого тела.

Механизмы делятся на 5 основных видов: рычажные, кулачковые, фрикционные, зубчатые и с гибкой связью.

Рычажные преобразуют вращательное движение ведущего звена в возвратно-поступательное или возвратно–вращательное движение ведомого звена. Наиболее распространены кривошипно-шатунные и кривошипно-кулисные механизмы.

Кулачковые предназначены для преобразования вращательного или возвратно–поступательного движения ведущего звена в возвратно–поступательное или возвратно–вращательное движение ведомого звена, с остановкой последнего определенной продолжительности. Находят широкое применение в приборах и машинах–автоматах.

Фрикционные передают вращение за счет сил трения в местах контакта звеньев. Силовое замыкание. Вариаторы.

Зубчатые передают вращение за счет зацепления зубьев.

Передачи с гибкой связью (ременные, цепные) служат для передачи движения на большие расстояния.

14.2 Кинематические пары и цепи

Твердые тела, входящие в состав механизма и обладающие относительной подвижностью называются звеньями. Неподвижное звено называется стойкой. Два соединенных и обладающих относительной подвижностью звена образуют кинематическую пару (КП). КП ограничивает движение звеньев, то есть накладывает связи на относительные движения звеньев, превращая свободное тело в механизм с определенной степенью свободы.

В зависимости от числа связей КП делятся на классы. Класс пары совпадает с числом наложенных парой связей. Размещают пары с первого по пятый класс. Привести с плаката примеры КП каждого класса. В современных механизмах применяются в основном КП III, IV и V классов.

Если не учитывать деформации, то звенья пары соприкасаются по поверхности (низшие пары) или по точке или линии (высшие пары). Низшие пары могут передавать большие нагрузки.

Связанную систему звеньев, образующих КП, называют кинематической цепью (КЦ). Они делятся на открытые и закрытые, плоские и пространственные.

Число степеней свободы относительно одного из звеньев называют степенью ее подвижности (ω).

Для определения степени подвижности необходимо посчитать число степеней свободы всех звеньев, полагая их несвязанными между собой и вычесть число связей, наложенных на звенья КП

,

n - число подвижных звеньев; к - класс КП; Рк - число КП класса к.

У плоского механизма звено обладает 3 степенями свободы. Пары I, II, III класса не могут иметь места, а пары IV и V классов накладывают одну и две связи, соответственно. Отсюда получаем формулу Чебышева

. (1)

* 1. Структурная классификация плоских механизмов

Звенья, к которым приложены силы, приводящие механизм в движение, называют ведущими. Их число равно ω.

По классификации Ассура ведущее звено и стойка образуют начальный механизм I класса (рис. 1, а, б ).

Более сложные механизмы могут быть получены присоединением к начальному механизму структурных групп Ассура.

Группой Ассура называют кинематическую цепь, получающую нулевую подвижность после присоединения ее к стойке. Ограничиваясь рассмотрением групп, содержащих только пары V класса, имеем из (1)



Отсюда: число звеньев должно быть четным. Очевидно введение одной или нескольких групп Ассура в механизм не изменяет его подвижности.



Рисунок 1. Ведущие звенья (а,б) и группы Асура

Структурную группу с n=2 и P5 =3 называют группой II класса 2 порядка (диада) (рис. 1, в, г).

Присоединением диады ВВВ к начальному звену (кривошипу) получаем 4-х звенник, а присоединением диады ВВП - кривошипно-ползунный механизм. Показать эти механизмы.

Кинематическая цепь, состоящая из n=4 и P5 =6 может дать структурную группу III класса 3 порядка (триада), либо группу IV класса 2 порядка (рис. 1, д, е).

Класс группы определяется наивысшим по классу замкнутым контуром входящим в ее состав. Класс контура при этом соответствует числу внутренних для группы КП.

Порядок группы соответствует числу свободных КП, с помощью которых она присоединяется к начальному звену, стойке или другим группам.

Разложение КЦ механизма на группы Ассура и начальные звенья называется структурным анализом. Схема механизма, где указаны стойка, подвижные звенья и КП называется структурной схемой.

14.4 Структурный синтез механизма

Он заключается в выборе структурной схемы механизма. Для этого имеется атлас групп Ассура. Присоединяя их к начальному механизму, получаем различные механизмы. При выборе структурной схемы конструктор руководствуется комплексом требований к механизму: технологических, геометрических, конструктивных и других. Главное среди них – воспроизведение заданного движения исполнительного органа с заданной степенью точности. При структурном синтезе важна не точность, а принципиальная возможность воспроизведения заданного закона движения. Для обоснованного выбора структурной схемы надо знать функциональные возможности различных структурных схем. Надо стремиться выбрать механизм с возможно меньшим числом звеньев. Чаще всего структурный синтез основывается на опыте и интуиции проектировщика.

ТЕМА 15. Кинематический и силовой анализ механизмов

15.1 Кинематический анализ механизма

Он проводится на основе кинематической схемы, в которой указаны все необходимые размеры звеньев, закон движения ведущего звена. Он в общем случае предусматривает решение трех задач:

* определение положений звеньев и построение траектории отдельных точек;
* определение скоростей точек, центров масс и угловых скоростей звеньев;
* определение ускорений точек, центров масс и угловых ускорений звеньев.

Эти задачи могут решаться графическим и аналитическим методом и подробно рассмотрены в курсе теоретической механики (раздел кинематика). При графическом методе строятся планы положений, скоростей и ускорений для выбранных положений механизма. При аналитическом методе используются проекции векторного уравнения для кинематики точки на оси координат.

Кинематический анализ следует начать с ведущего звена, закон движения которого задан (например ). Сначала определяют скорости и ускорения точки, где ведущее звено соединяется с другим звеном.

Рассмотрим шарнирный четырехугольник (рис.1,а)



Рисунок 1. Шарнирный четырехзвенник

Для точки можно записать

  ;  

Если скорость и ускорение какой-либо точки звена известно, то скорость и ускорение произвольной точки В этого звена определяется следующим векторным уравнением

 , , (1)

где ,  - относительные скорость и ускорение.

Здесь  ;

 (),  ( вдоль АВ);

; , (,  вдоль СВ).

Уравнения (1) можно решить с помощью планов скоростей и ускорений

15.2 Построение плана скоростей и плана ускорений

Изложить этот вопрос применительно к шарнирному четырехугольнику.

* 1. . Кинематический синтез механизма

Его целью является определение геометрических параметров механизма исходя из условия синтеза при известной его структурной схеме. Условия синтеза могут быть разнообразными по содержанию, но аналитически они представляют собой некоторые условия связи, накладываемые на параметры механизма и имеют вид уравнений или неравенств. Иногда они формируются в виде требования экстремума некоторой функции параметров механизма.

Основное условие синтеза: воспроизведение заданного движения рабочего органа с требуемой точностью. Могут быть дополнительные условия синтеза: геометрические параметры должны находиться в заданных пределах; должны быть обеспечены благоприятные условия передачи движения и сил.

Для кинематического синтеза используются в основном аналитические методы: метод интерполирования, квадратического приближения, наилучшего приближения. Очень перспективны оптимизационные методы синтеза. Все они реализуются с помощью ЭВМ.

* 1. Кинемостатический анализ механизма

Некоторые задачи динамики механизмов могут быть сведены к задачам статики. К ним относятся определение реакции в кинематических парах механизма, а также уравновешивающих сил и моментов. Эти задачи называются кинетостатическим анализом. Для этого должны быть известны размеры всех звеньев, массы и моменты инерции всех подвижных звеньев, а также законы движения ведущих звеньев, что необходимо для определения сил инерции и инерционных моментов

 , 

Сила инерции прикладывается к центру масс . Присоединяя к заданным силам и реакциям связей, действующим на звенья механизма, инерционные нагрузки, согласно принципу Даламбера, получаем возможность применить известные из статики уравнения равновесия. Эти уравнения решаются графически (построением плана сил) или аналитическим (в проекциях на оси). В первом приближении кинетостатический анализ выполняется без учета сил трения в кинематических парах.

При силовом анализе механизм расчленяется на группы Ассура, которые являются статически определимыми. Далее ведут последовательный расчет этих групп, начиная с наиболее уделенной от ведущего звена группы. Все силы, действующие на звенья, в том числе и силы инерции приводят к центрам тяжести звеньев и заменяют силами  и моментами . Реакции в шарнирах раскладывают на две составляющие: вдоль звена и перпендикулярно ему.

* 1. Силовой анализ рычажных механизмов

Рассмотрим этот вопрос на примере шарнирного четырехугольника (рис. 1, а). Сначала рассматривают равновесие диады АВС. Для звеньев 2 и 3 составляется 6 уравнений равновесия и находят 6 компонент реакции в шарнирах А, В, С. Затем рассматривается ведущее звено и из трех уравнений равновесия находят две реакции в шарнире О и уравновешивающий момент на механизме, который равен моменту на двигателе.

Далее подробно излагается силовой анализ шарнирного четырехугольника с планами сил и уравнениями равновесия.