

МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ГРАЖДАНСКОЙ АВИАЦИИ

Кафедра технической механики

З.А. Сазонова

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

ПОСОБИЕ

по изучению дисциплины

для студентов III курса
специальности 160901
заочного обучения

Москва 2007

Рецензент д-р техн. наук, проф. С.П. Борисов
Сазонова З.А.

Теория механизмов и машин. Пособие по изучению дисциплины.

Данное пособие издается в соответствии с рабочей программой учебной дисциплины ОПД.В. 01 «Теория механизмов и машин» по измененному учебному плану специальности 160901, утвержденному 30 марта 2006 года Ученым Советом МГТУ ГА для студентов III курса заочного обучения.

Рассмотрено и одобрено на заседаниях кафедры 30 октября 2007 года и методического совета по специальности 160901 30 октября 2007 года.

Данное пособие предназначено для студентов III курса заочного отделения специальности 160901 в качестве дополнительного материала по дисциплине «Теория механизмов и машин» при выполнении контрольной работы и при подготовке к сдаче дифференцированного зачета.

1. Цель и задачи дисциплины.

1.1. Цель преподавания дисциплины.

Курс теории механизмов и машин по существу является вводным в специальность будущего инженера и поэтому имеет инженерную направленность, в нем широко используется современный математический аппарат и изучаются практические приемы решения задач анализа и синтеза механизмов – аналитические, с применением ЭВМ, графические и графоаналитические.

Курс ТММ вооружает будущих специалистов ГА знаниями по исследованию и проектированию авиационных механизмов и машин, механизмов аэродромной техники. Полученные в данном курсе знания являются основой для изучения современной авиационной и аэродромной техники на специальных профилирующих кафедрах и необходимы инженерам, работающим в области эксплуатации авиационной техники.

1.2. Задачи изучения дисциплины.

- 1.2.1. Иметь представление о видах машин и механизмов, применяемых в различных отраслях народного хозяйства, в том числе в гражданской авиации, о применении современной вычислительной техники для решения задач анализа и синтеза механизмов.
- 1.2.2. Знать принципы построения механизмов и машин.
Знать методы кинематического, силового и динамического анализа рычажных и зубчатых механизмов.
Знать геометрию цилиндрических зубчатых передач.
Знать особенности синтеза сложных зубчатых механизмов.
- 1.2.3. Уметь делить механизм на отдельные более простые кинематические цепи.
Проводить кинематический и силовой расчет рычажных механизмов.
Проводить динамический расчет рычажных механизмов.
Проводить анализ и синтез планетарных зубчатых механизмов.
- 1.2.4. Иметь навыки по разделению рычажных механизмов на структурные группы.
Иметь навыки по определению кинематических характеристик точек и звеньев рычажных механизмов.

Иметь навыки по расчету геометрических характеристик зубчатых колес и эвольвентного зубчатого зацепления.

Иметь навыки по расчету кинематических характеристик зубчатых механизмов, в том числе планетарных и дифференциальных.

Иметь навыки по силовому расчету зубчатых механизмов (простых и планетарных).

Перечень дисциплин, усвоение которых необходимо для изучения данной дисциплины:

Для усвоения учебного материала, излагаемого в дисциплине, необходимо знание следующих дисциплин:

в курсе «Физика» раздел физические основы механики Ньютона;

в курсе «Высшая математика» раздел основы линейной алгебры и аналитической геометрии, математический анализ. В частности, требуется знание таких тем, как векторная алгебра, дифференцирование и его приложения;

в курсе «Теоретическая механика» разделы – статика, кинематика точки и твердого тела, динамика (принцип Д'Аламбера).

2. Содержание дисциплины.

2.1. Дисциплина «Теория механизмов и машин» включает темы:

Тема 1. Структурный и кинематический анализ рычажных механизмов. (1), гл.1, гл.2, §2.1 – 2.5; гл.3, §3.1 – 3.2.

Машиностроение – ведущая отрасль народного хозяйства.

Основные задачи курса теории механизмов и машин. Структура и принципы построения механизмов. Кинематические пары. Кинематические цепи. Плоские механизмы. Структурная формула плоского механизма – формула Чебышева. Классификация механизмов. Группы Ассура. Класс механизмов.

Кинематический анализ рычажных механизмов. Задачи и методы кинематического анализа плоских механизмов.

Кинематический анализ рычажных механизмов графо-аналитическим методом. Масштабы. Построение плана механизма. План скоростей плоских механизмов. Свойства планов скоростей. Теорема подобия.

Построение планов ускорений плоских механизмов.

Свойства планов ускорений. Теорема подобия.

При изучении данной темы необходимо обратить внимание:

1. Два звена, находящиеся в соприкосновении и допускающие определенное относительное движение – это кинематическая пара; Звенья, соединенные кинематическими парами, образуют кинематическую цепь, и кинематическая цепь, поставленная на фундамент – это механизм.

Например, рычажный механизм управления рулем высоты самолета. Необходимо уяснить класс механизма и формулу его строения, так как в дальнейшем силовой расчет механизма проводят, используя класс механизма (например, второй).

2. К изучению кинематического анализа рычажных механизмов графо-аналитическим методом можно переходить после повторения основных теорем кинематики, касающихся теории плоского движения: поступательного, вращательного и плоско-параллельного.

Поступательное движение твердого тела:

- Скорости всех точек звена в данный момент равны между собой и одинаково направлены

$$V_A = V_B \quad \bar{V}_A \parallel \bar{V}_B$$

- Ускорения всех точек звена равны и параллельны друг другу

$$a_A = a_B = a_C ; \bar{a}_A \parallel \bar{a}_B \parallel \bar{a}_C$$

Вращательное движение твердого тела:

- Закон вращательного движения

$$\varphi = f(t) ; \frac{d\varphi}{dt} = \omega$$

ω - угловая скорость звена, кинематическая характеристика вращательного движения;

- Относительные или окружные скорости точек звена пропорциональны расстояниям до оси вращения с общим множителем пропорциональности, равным угловой скорости

$$V_A = l_{OA} \cdot \omega_1$$

$$V_B = l_{OB} \cdot \omega_1$$

- Полное ускорение любой точки звена состоит из нормального и тангенциального ускорений

$$\bar{a}_A = \bar{a}_A^n + \bar{a}_A^t$$

$$a^n = \frac{V_{отн}^2}{r} = \omega^2 r,$$

Нормальное ускорение параллельно радиусу и направлено к центру вращения.

$$\mathbf{a}^t = \frac{dV}{dt} = \frac{d(r\omega)}{dt} = r \frac{d\omega}{dt} = r\varepsilon$$

ε - угловое ускорение звена – это тоже кинематическая характеристика вращательного движения.

Если $\omega = \text{Const}$, $\varepsilon = 0$.

Плоско-параллельное движение твердого тела:

- Скорость любой точки звена, совершающего плоско-параллельное движение, геометрически складывается из скорости полюса (m.A) и скорости вращения вокруг полюса. За полюс всегда выбирается точка звена (т. A), скорость которой известна.

$$\overline{V}_B = \overline{V}_A + \overline{V}_{BA}$$

- Ускорение любой точки может быть представлено как и скорость: ускорение точки геометрически складывается из ускорения полюса и ускорения вращения вокруг полюса.

$$\overline{a}_B = \overline{a}_A + \overline{a}_{BA}^n + \overline{a}_{BA}^t$$

Вопросы для самопроверки к теме 1:

1. Что такое механизм, деталь, кинематическая пара, кинематическая цепь?
2. Формула Чебышева – структурная формула плоской кинематической цепи.
3. Какой принцип положен в основу образования плоских механизмов по Ассуру?
4. Как определяется класс механизмов по Ассуру?
5. Какая существует аналитическая зависимость между угловой и линейной скоростями, угловым и линейным ускорениями при вращательном движении твердого тела?
6. Определение скоростей и ускорений точек звеньев механизма методом планов.
7. Составление векторных уравнений для определения скоростей и ускорений точек, принадлежащих одному звену или разным звеньям механизма.
8. Как используется план скоростей и ускорений для определения величины и направления угловых скоростей и ускорений звеньев механизма?
9. Теорема подобия для скоростей и ускорений точек одного звена.
10. Свойства планов скоростей и ускорений.

Тема 2. Силовой расчет рычажных механизмов. (1), гл.5, §5.1, 5.2; (3), гл.11, §66, 67.

Кинетостатический метод силового расчета плоских механизмов. Задачи силового расчета. Силовые воздействия на механизм (внешние и внутренние силы), инерционные нагрузки на звенья, применение принципа Д'Аламбера.

Вопросы для самопроверки к теме 2:

1. Задачи силового расчета рычажных механизмов.
2. Силовые воздействия на механизм, внешние и внутренние силы.
3. Определение сил инерции, действующих на звенья механизма.
4. Определение пар сил инерции, действующих на звенья механизма.

Тема 3. Цилиндрические зубчатые передачи. (3), гл.8, §44-47, §48-52.

Цилиндрические зубчатые передачи. Общие сведения о зубчатых механизмах. Назначение, виды зубчатых механизмов. Эвольвента окружности, ее свойства и уравнение.

Параметры прямозубого зубчатого колеса.

Прямозубое внешнее эвольвентное зацепление. Параметры и свойства. Качественные показатели передачи. Коэффициент перекрытия. Методы изготовления зубчатых колес, их достоинства и недостатки.

Изготовление зубчатых колес инструментальной рейкой. Минимальное число зубьев на колесе при отсутствии подрезания. Корректирование зубчатых колес, цель и виды корректирования. Типы передач.

При изучении данной темы необходимо учесть:

1. Основным параметром эвольвентного зубчатого колеса является модуль m (мм). Все остальные параметры колеса прямым или косвенным образом зависят от модуля. Например, диаметр делительной окружности колеса $d = mZ$, радиус основной окружности $r_b = r \cdot \cos 20^\circ$

Необходимо помнить – межосевое расстояние при зацеплении двух «нулевых» колес складывается из суммы начальных окружностей

$$a_w = r_{w1} + r_{w2}$$

Если колеса «нулевые», то радиусы начальных окружностей колес равны радиусам делительных окружностей, то есть $r_{w1} = r_1$, $r_{w2} = r_2$,

значит межосевое расстояние:

$$a_w = r_{w1} + r_{w2} = r_1 + r_2 = \frac{mZ_1}{2} + \frac{mZ_2}{2}$$

2. Для зубчатого зацепления очень важную роль играет коэффициент перекрытия – это один из качественных показателей работы любой зубчатой передачи.

Физический смысл коэффициента перекрытия: число пар зубьев одновременно находящихся в зацеплении. С другой стороны, коэффициент перекрытия – величина дробная. Например, коэффициент перекрытия равный 1,25 показывает, что в зацеплении всегда находится одна пара зубьев и какое-то время (а именно 25% от времени работы зубчатого механизма) находятся в зацеплении две пары зубьев. Коэффициент перекрытия влияет на нагрузку зуба по рабочему участку эвольвентного профиля.

Нужно отметить, что в зацеплении могут находиться колеса только одного модуля. Например, модуль одного колеса $m_1 = 5$ мм, значит модуль второго колеса, находящегося в зацеплении, тоже должен быть равен $m_2 = 5$ мм.

Вопросы для самопроверки к теме 3:

1. Основные параметры и свойства эвольвенты.
2. Параметры прямозубого зубчатого колеса.
3. Что такое делительная и основная окружности?
4. Что такое модуль колеса?
5. Положительные, нулевые, отрицательные колеса – что между ними общего, чем они отличаются?
6. Параметры эвольвентного зубчатого зацепления.
7. Свойства эвольвентного зацепления.
8. Методы изготовления зубчатых колес.
9. Параметры зубчатой рейки.
10. Явление подрезания зубьев, корригирование колес, задачи корригирования колес.
11. Расположение окружностей при зацеплении нулевых и корригированных колес.
12. Коэффициент перекрытия. В чем заключается его физический смысл?

Тема 4. Сложные зубчатые механизмы. (3), гл.10, §57, 58, 60, 61; (2), гл.13, §58 (4); (1), гл.15, §15.1.

Сложные зубчатые механизмы. Назначение. Простейшие зубчатые механизмы или одноступенчатые передачи. Понятие о передаточном отношении. Сложные ступенчатые зубчатые механизмы. Определение передаточного отношения.

Планетарные механизмы. Определение, назначение, степень подвижности. Определение передаточного отношения (аналитический - метод Виллиса и графический метод). Построение плана чисел оборотов планетарного механизма.

Типовые схемы планетарных механизмов. Силовой расчет зубчатых механизмов – простых одноступенчатых и планетарных. Расчет планетарных передач, условия сборки, соседства, соосности.

Определение КПД зубчатых передач: простых одноступенчатых и планетарных. Области применения планетарных редукторов, в том числе в конструкции самолета.

Дифференциальные механизмы. Определение, назначение, степень подвижности. Определение передаточного отношения дифференциальных механизмов: аналитический и графический методы.

Данная тема является очень важной и необходимой при подготовке материалов к выполнению курсового проекта по дисциплине «Детали машин» студентами 4 курса специальности 160901.

1. Проработку материала по этой теме необходимо начать с определения «что такое редуктор?»

Редуктор – это зубчатый механизм, который устанавливают между двигателем и исполнительным механизмом (например,) и который предназначен для уменьшения частоты вращения (числа оборотов) и увеличения крутящего момента на выходном (ведомом валу). На входной (ведущий) вал мощность $N_{вх} = M_{кр} \cdot \omega_{вх}$ подается от двигателя. Значит, редуктор согласует параметры (угловая скорость и крутящий момент) двигателя и исполнительного механизма, соблюдая условие

$$\eta = 1$$

$$\omega_{вх} M_{кр.входа} = \omega_{вых} M_{кр.выхода}$$

Это равенство является энергетическим равенством редуктора.

2. Кинематической характеристикой редуктора является передаточное отношение «U».

Передаточное отношение от ведущего колеса к ведомому – это отношение угловой скорости (числа оборотов) вала ведущего колеса к угловой скорости (числу оборотов) вала ведомого колеса.

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

Или отношение числа зубьев (радиусов) ведомого колеса к числу зубьев (радиусов) ведущего колеса $U_{12} = \pm \frac{r_2}{r_1} = \pm \frac{z_2}{z_1}$

В этом случае передаточное отношение имеет знак плюс « + », если зацепление двух колес – внутреннее, и знак минус « - », если зацепление двух колес внешнее.

Физический смысл знака передаточного отношения:

Знак плюс « + » - направления вращения входного и выходного вала одинаковы; знак минус « - » - вращения входного и выходного вала направлены в разные стороны.

Если зубчатый механизм имеет несколько ступеней (ступень – это два колеса, находящиеся в зацеплении), то передаточное отношение такого механизма определяется как произведение передаточных отношений отдельных ступеней с учетом знака передаточного отношения каждой ступени.

3. Нужно обратить внимание на другой тип зубчатых механизмов – планетарные зубчатые механизмы. Планетарный механизм состоит из солнечного колеса, сателлитов, опорного колеса и водила, а совокупность этих звеньев представляет собой одну ступень.

Передаточное отношение такой ступени определяют по формуле Виллиса

$$U_{1H} = 1 - U_{13}^H$$

Формула Виллиса справедлива, если ведущим является солнечное колесо. Передаточное отношение от водила к колесу (то есть, если ведущим является водило) определяется равенством

$$U_{H1} = \frac{1}{U_{1H}}$$

4. Особое внимание нужно обратить на условия соосности, соседства и сборки планетарных редукторов.

Условие соосности – это условие, при котором оба центральных зубчатых колеса (солнечное и опорное) и водило должны иметь общую геометрическую ось вращения.

Условие соседства – это условие, при котором все сателлиты, размещенные в одной плоскости, равноудалены и не задевают друг друга.

Условие сборки – это условие, при котором зубья всех промежуточных колес (сателлитов) могут войти в правильное зацепление с зубьями центральных колес (солнечного и опорного).

5. Следует обратить внимание на коэффициент полезного действия зубчатых передач (КПД показывает потерю мощности в передаче). В этом случае следует различать КПД простых передач (одна ступень представляет собой два зубчатых колеса) и планетарных. В первом случае КПД определяют как потери в подшипниках, гидравлические потери и потери в зацеплении.

Потеря мощности планетарных механизмов происходит из-за наличия необратимой мощности (это мощность в зацеплении сателлита и опорного колеса), поэтому КПД планетарного механизма считают по формуле.

6. Важно разобраться в проведении силового расчета зубчатых механизмов.

Целью силового расчета является определение усилий в зацеплении и на валах. Суммарное усилие при работе зубчатой пары передается по линии зацепления. Вот это усилие мы и определяем. Положения линии зацепления определяется:

- Если ведущим колесом является колесо с внешним зацеплением, то, поворачивая вектор скорости \vec{V}_{p1} полюса зацепления Р ведущего

колеса на угол α_w ($\alpha_w = 20^\circ$), так как колеса не корригированные) в сторону, противоположную направлению угловой скорости ω_1 ведущего колеса, найдем положение линии зацепления NN.

- Если ведущим колесом является колесо с внутренним зацеплением, то вектор скорости

\bar{V}_{p1} полюса зацепления P ведущего колеса нужно повернуть в сторону направления вращения ведущего колеса так же на угол 20° .

При силовом расчете рассматривают равновесие колес, образующих статически определимые системы, используя первую форму условий равновесия:

$$\begin{aligned}\sum M_o(\bar{F}) &= 0 \\ \sum F_x &= 0 \\ \sum F_y &= 0\end{aligned}$$

Уравнения $\sum F_x = 0$ и $\sum F_y = 0$ заменяют одним векторным уравнением, тогда окончательно:

$$\begin{aligned}\sum M_o(\bar{F}) &= 0 \\ \sum \bar{P} &= 0\end{aligned}$$

7. Очень важно разобраться в вопросе «Дифференциальные механизмы». Необходимо помнить, что дифференциальный механизм образуется из планетарного путем освобождения опорного колеса. Таким образом, все звенья в дифференциальном механизме являются подвижными, и, если посчитать степень подвижности дифференциального механизма- она равна 2.

Важно знать, что такое коэффициент условного передаточного отношения - $\mu_{ин}$. Это отношение угловой скорости вала колеса на входе ω_1 к угловой скорости вала на выходе (например, водило), тогда

$$\mu_{ин} = \frac{\omega_1}{\omega_n}$$

Нужно знать определение передаточного отношения дифференциалов:

1. Первый метод – метод частных производных;
2. Второй метод – метод остановки водила;
3. Третий метод – графический.

Вопросы для самопроверки к теме 4:

1. Что такое редуктор, для чего он применяется.
2. В чем заключается энергетическое равенство редуктора.
3. Что называется передаточным отношением. Определение передаточного отношения через угловые скорости, числа оборотов, радиусы и числа зубьев колес.

4. Передаточное отношение одноступенчатой передачи.
5. Многоступенчатая передача. Определение передаточного отношения.
6. Структура планетарного механизма.
7. Типовые схемы планетарных механизмов.
8. Определение передаточного отношения планетарных механизмов:
 - а) аналитический метод
 - б) графический метод
9. Построение плана чисел оборотов планетарного редуктора.
10. Условие сборки, соседства, соосности в планетарном редукторе, их физический смысл.
11. КПД простой одноступенчатой передачи.
12. КПД любой многоступенчатой передачи.
13. Цель силового расчета зубчатых механизмов. Какие усилия в зубчатой передаче определяются при силовом расчете?
14. По какой линии передается усилие с одного зуба на другой при работе зубчатой передачи? Как определяются усилия в зацеплении зубчатой пары внешнего и внутреннего зацепления?
15. Применение уравнений равновесия при силовом расчете.
16. Силовой расчет простого одноступенчатого механизма.
17. Силовой расчет планетарного механизма, его особенности.
18. Назначение и применение дифференциального механизма.
19. Определение степени подвижности собственного и замкнутого дифференциала.
20. Определение передаточного отношения дифференциального механизма методом частных производных.
21. Что такое обращенный механизм? Определение передаточного отношения дифференциальных механизмов методом остановки водила.
22. Определение передаточного отношения замкнутых дифференциальных механизмов графическим методом.

2.2. Лекции и их содержание.

На лекциях обобщается учебный материал, поясняются наиболее сложные и трудные для понимания вопросы, объясняется методика при решении наиболее трудных задач. Ниже приведено содержание лекций. Продолжительность каждой лекции – два академических часа.

ЛК 2.2.1. Установочная лекция. Основные понятия и определения, относящиеся к теории механизмов и машин. Краткий обзор изучаемых тем. Пояснения по выполнению контрольной работы.

ЛК 2.2.2. Геометрия зубчатого зацепления. Цилиндрические зубчатые передачи. Понятие о передаточном отношении. Определение передаточных отношений одноступенчатых и многоступенчатых передач. Планетарные механизмы. Определение передаточного отношения. Силовой расчет

зубчатых механизмов, в том числе планетарных. Определение КПД зубчатых механизмов. Составление схемы привода кривошипно-шатунного механизма.

2.3. Лабораторная работа и ее содержание.

Работа проводится на макетах зубчатых механизмов: многоступенчатых и планетарных.

ЛР 2.3.1. Определение передаточных отношений многоступенчатых передач и планетарных механизмов. Силовой расчет зубчатых механизмов.

2.4. Указания о порядке выполнения контрольной работы.

Каждый студент-заочник выполняет одну контрольную работу по теме: анализ и синтез сложного многоступенчатого зубчатого механизма, в котором хотя бы одна ступень планетарная.

Задание и пояснения по выполнению контрольной работы студент находит в пособии: З.А. Сазонова «Теория механизмов и машин». Пособие к выполнению контрольной работы и варианты заданий, для студентов III курса специальности 160901 заочного обучения, МГТУ ГА, М., 2007.

В пособии изложены теоретические вопросы курса, приведены примеры решения задач, даны варианты заданий на контрольную работу и подробно разобран пример выполнения контрольной работы.

2.5. Учебно-методические материалы по дисциплине.

2.5.1. Основная литература:

1. Фролов К.В. Теория механизмов и механика машин. М., Наука, все издания.
2. Артоболевский И.Н. Теория механизмов. М., Наука, все стереотипные издания.
3. Сазонова З.А. , Бутушин С.В. Теория механизмов и машин. Пособие по выполнению лабораторных работ для студентов II курса специальности 130300, 330500 дневного обучения и для студентов III курса специальности 130300 заочного обучения. М., МГТУ ГА, 2003.
4. Сазонова З.А. Теория механизмов и машин. Пособие к выполнению контрольной работы и варианты заданий для студентов III курса специальности 160901 заочного обучения, МГТУ ГА, М., 2007.