

ВВЕДЕНИЕ

Курсовой проект по дисциплине «Теория механизмов и машин» выполняется после завершения изучения блока общеобразовательных и ряда технологических дисциплин и направлен на приобретение студентами первых инженерных навыков по расчету и конструированию типовых механизмов и машин, простейших механических приводов. Курсовой проект представляет собой совокупность графических и текстовых конструкторских документов, оформление которых должно производиться в строгом соответствии с требованиями стандартов ЕСКД, стандартов вуза и других нормативных документов.

Целью курсового проекта является выработка и закрепление навыков в исследованиях по влиянию параметров технологического процесса на кинематические и динамические характеристики движения звеньев механизма и машины в целом.

Курсовой проект оформляется в соответствии со Стандартом предприятия СТП БГСХА 2.0.01–99: проекты (работы) курсовые и дипломные; общие требования и оформление (Горки, 2000), который введен в действие приказом № 777С по БГСХА от 01.01.2000 г.

В методических указаниях излагаются правила оформления пояснительной записки и других текстовых документов курсового проекта по теории механизмов и машин, что должно способствовать повышению качества курсового проектирования.

Заданием курсового проекта предусматривается спроектировать кинематическую схему машинного агрегата, состоящую из двигателя, механизма передачи, и исследовать его движения под действием сил сопротивления, возникающих при выполнении технологического процесса.

Для выполнения курсового проекта каждому студенту выдается индивидуальное задание с указанием сроков оформления отдельных разделов и расписание индивидуальных консультаций.

Защита курсового проекта осуществляется в виде публичного обсуждения методик исследований по разделам проекта и анализа полученных результатов.

Отметку по проекту выставляет комиссия, состоящая из преподавателей, назначенных заведующим кафедрой, с учетом качества оформления проекта, полноты и логичности доклада, четкости и корректности ответов на заданные вопросы.

Курсовые проекты (работы), выполненные без соблюдения требований Стандарта, к защите не допускаются.

1. ДИНАМИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МАШИННОГО АГРЕГАТА

1.1. Задание на курсовой проект по динамическому исследованию машинного агрегата

1. Вычертите схему машинного агрегата (рис. 1.1) и его динамическую модель.

2. Постройте диаграмму сил полезного сопротивления, действующих на исполнительное звено, как функцию поворота кривошипного вала.

3. Используя данные кинематического анализа и диаграмму сил сопротивления, рассчитайте и построьте диаграмму моментов сил, приведенных к динамической модели.

4. Постройте диаграмму работ сил движущих и сил полезного сопротивления. Постройте диаграмму избыточной работы.

5. Используя массовые характеристики звеньев, данные метрического синтеза и кинематического анализа, массы звеньев механизма приведите к динамической модели. Постройте диаграмму приведенного момента инерции (или кинетической энергии) механизма.

6. Рассчитайте момент инерции маховика по методу Мерцалова или Виттенбауэра.

7. Рассчитайте размеры и вычертите эскиз маховика.

8. Рассчитайте мощность двигателя или мощность, потребляемую рабочей машиной, необходимую для выполнения технологического процесса.

9. Дайте краткий анализ результатов расчета.

Пример оформления листа № 2 графической части проекта представлен в прил. 1 и 2.

Машинный агрегат представляет собой сложную механическую систему, состоящую из отдельных узлов и механизмов, соединенных между собой при помощи жестких или упругих связей (рис. 1.1, *a, в*).

Каждый механизм машинного агрегата может иметь сложную форму строения (кривошипно-шатунный механизм двигателя внутреннего сгорания (рис. 1.1, *a*); шестизвенный кулисный механизм строгального станка (рис. 1.1, *б*)), и его звенья могут двигаться под действием различных по природе сил (сил давления газов от сгорания топлива, сил полезного сопротивления, сил тяжести и т. д.).

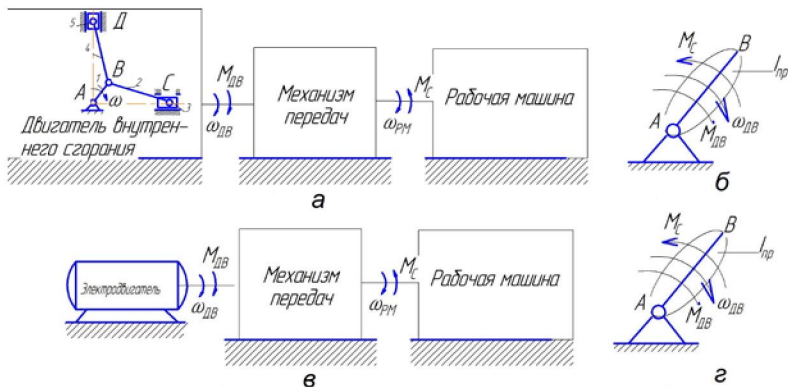


Рис. 1.1. Схема машинного агрегата и динамической модели:
 а, б – с двигателем внутреннего сгорания;
 в, г – с электродвигателем и рабочей машиной

1.2. Приведение сил к кривошипному валу

1.2.1. Характеристика сил

Силы, приложенные к различным звеньям механизма, с течением времени могут оставаться постоянными (например, силы тяжести) или изменяться по какому-либо закону, причем закон изменения может быть периодическим (например, силы давления газов на поршень в поршневых машинах, силы сопротивления резанию в металлорежущих станках и т. д.). Тот промежуток времени, по истечении которого все звенья механизма приходят в свое первоначальное положение, а действующие силы, меняясь по определенному закону, достигают своего первоначального значения, называется *периодом цикла работы механизма* (или *циклом механизма*). Период цикла определяется рабочим процессом двигателя или рабочей машины и обычно равен времени одного или двух оборотов кривошипного вала машины.

1.2.2. Индикаторная диаграмма и циклограмма работы двигателя внутреннего сгорания

Последовательность процессов, происходящих в машинном агрегате, необходимо согласовать с положением исполнительного звена, принимаемого за нулевое при кинематическом анализе механизма.

Этот вопрос рассмотрим на примере *V*-образного четырехтактного двигателя внутреннего сгорания с углом развала цилиндров в 60° (рис. 1.2).

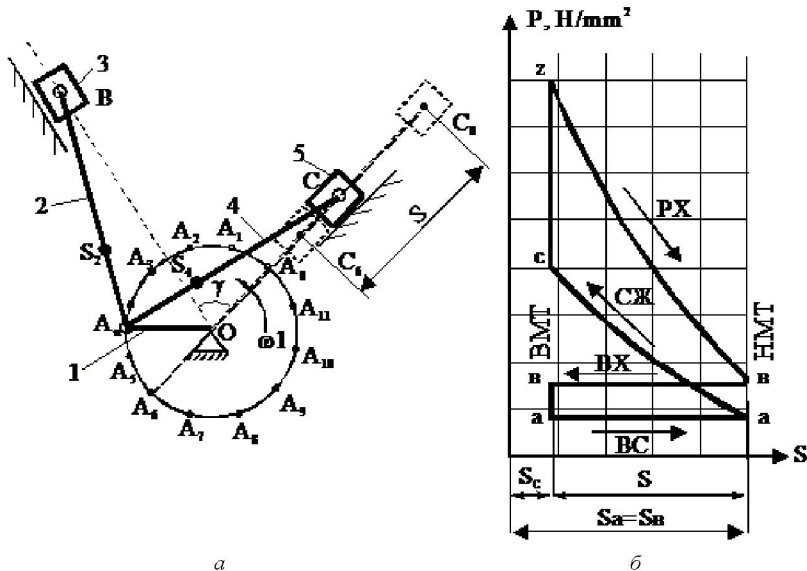


Рис. 1.2. Принцип работы четырехтактного двигателя:
a – кинематическая схема механизма; *б* – индикаторная диаграмма

Пусть при кинематическом анализе в качестве нулевого принято положение механизма, при котором поршень *C* находится в верхней мертвой точке. При вращении кривошипа против часовой стрелки (такое направление принято при делении траектории точки *A* на 12 равных частей при кинематическом анализе механизма) поршень *C* начнет двигаться от верхней мертвой точки (ВМТ) к нижней мертвой точке (НМТ), пройдя путь, равный *S*, при повороте кривошипа на 180° . Предположим, что впускной клапан закрыт, тогда в цилиндре будет происходить рабочий ход. Давление в цилиндре будет изменяться от P_z до P_b по линии *zb*.

Последующему повороту кривошипа на угол от 180° до 360° будет соответствовать движение поршня *C* от НМТ к ВМТ. В цилиндре будет открыт выпускной клапан (очистка цилиндра от отработанных га-

зов). По индикаторной диаграмме процесс выпуска происходит по линии bb при постоянном давлении P_b .

Повороту кривошипа на следующие 180° ($360-540^\circ$) соответствует движение поршня от НМТ до ВМТ. В это время в цилиндре открыт впускной клапан. Процесс впуска рабочей смеси в цилиндр происходит по линии aa при постоянном давлении P_a .

При последующем повороте кривошипа на 180° поршень C перемещается от НМТ до ВМТ при закрытых клапанах. В цилиндре происходит сжатие рабочей смеси по линии ac . Вблизи верхнего крайнего положения такта сжатия ($3-5^\circ$ по углу поворота кривошипа) в цилиндре происходит воспламенение топлива. Давление резко возрастает от P_c до P_z .

Поскольку в курсовом проекте за угловой шаг принят угол 30° , то угол поворота кривошипа в $3-5^\circ$ оказывается меньше углового шага. Поэтому изменение давления на индикаторной диаграмме показано как скачкообразное по вертикальной линии cz . На этом цикл рабочего процесса в цилиндре C заканчивается, после чего происходит повторение цикла.

В начале цикла, когда поршень C находится в ВМТ, поршень B будет занимать промежуточное положение в своем цилиндре, не доходя до ВМТ на величину перемещения S_p , соответствующую углу поворота кривошипа в 60° (угол развала цилиндров). В это время в цилиндре B возможен процесс сжатия или выпуска отработанных газов. Если в цилиндре B допустить процесс сжатия, то в дальнейшем циклы рабочего хода в цилиндрах совпадут (на угле поворота кривошипа в 120°), что вызовет резкую неравномерность хода всего машинного агрегата. Чтобы избежать такого явления, в цилиндре B следует организовать такт выпуска отработанных газов. Дальнейшая совместная работа цилиндров C и B будет происходить в соответствии с циклограммой, представленной в табл. 1.1.

Из табл. 1.1 следует, что полный цикл работы двигателя совершается за два оборота кривошипа.

Т а б л и ц а 1.1. Циклограмма работы цилиндров V -образного двигателя

Номер цилиндров	Фаза, угол поворота кривошипа в градусах			
	I (C)	Рабочий ход 0–180	Выпуск 180–360	Впуск 360–540
II (B)	Выпуск 0–60	Впуск 60–240	Сжатие 240–420	Рабочий ход 420–600

На основании табл. 1.1 строится развернутая индикаторная диаграмма в масштабе μ_p и диаграмма сил $P = f(\varphi)$.

Из описания рабочего процесса четырехтактного двигателя следует, что кинетическая энергия, сообщаемая звеньям механизма во время рабочего хода, используется как источник движения в последующих тактах. Таким образом, только на рабочем ходу работа сил, приложенных к поршням двигателя, имеет положительное значение.

При выполнении курсового проекта необходимо, используя задание, построить индикаторную диаграмму в таком же масштабе перемещений, в каком построена кинематическая схема механизма. Для упрощения построения индикаторной диаграммы и дальнейших расчетов в курсовом проекте допускается криволинейные участки расширения zb и сжатия ac газов заменить прямыми линиями. Для того чтобы легче представить процесс изменения силы давления на поршень, индикаторную диаграмму следует разместить таким образом, чтобы положение мертвых точек на ней было аналогично положению этих точек на кинематической схеме механизма. Тогда стрелки над линиями диаграммы, совпадающие с направлением движения поршня, укажут, где следует измерять ординаты для вычисления давления P_i (рис. 1.2, б).

1.2.3. Индикаторная диаграмма и циклограмма работы компрессора

Схема двухступенчатого компрессора и индикаторная диаграмма для него представлены на рис. 1.3.

Рассмотрим индикаторную диаграмму первой ступени (цилиндр B). Когда поршень начинает движение от ВМТ к НМТ, то в цилиндре образуется разрежение (от расширения газов в замкнутом пространстве, линия ab). При повороте кривошипа на угол $\varphi_{p1} = 180 - \varphi_{b1}$ (см. задание на курсовой проект) разрежение в цилиндре становится ниже атмосферного. Под действием кулачкового механизма всасывающий клапан 1 открывается и цилиндр начинает заполняться воздухом окружающей среды (линия bc). При перемещении поршня B в левое крайнее положение (кривошип повернулся вокруг своей оси на 180°) выпускной клапан закрывается и начинается сжатие воздуха, поступающего в цилиндр (линия cd). При достижении в цилиндре заданного давления P_1 открывается выпускной клапан 2 и воздух из цилиндра вытесняется в ресивер (линия da). Продолжительность открытия выпускного кла-

пана определяется временем поворота кривошипа на угол $\varphi_{c1} = 180 - \varphi_{n1}$. При достижении поршнем правого крайнего положения выпускной клапан закрывается. Цикл в цилиндре B завершен за один оборот кривошипного вала.

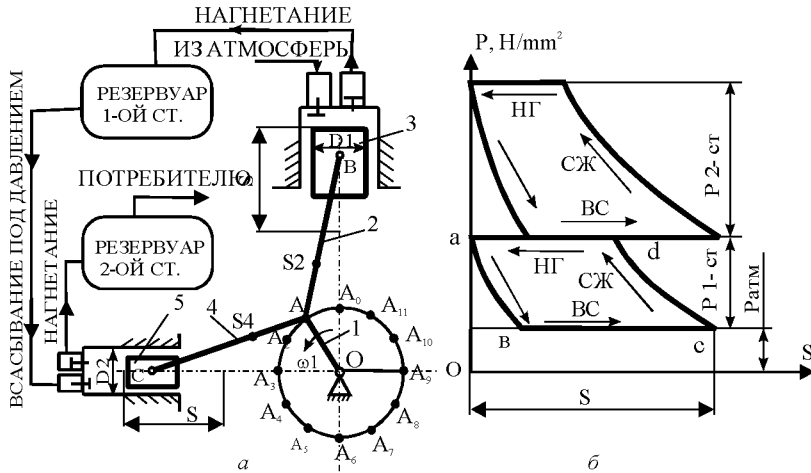


Рис. 1.3. Принципиальная схема работы двухступенчатого компрессора:
 а – кинематическая схема механизма; б – индикаторная диаграмма

Отличительная особенность работы второй ступени компрессора состоит в том, что на такте всасывания воздух в цилиндр C поступает под давлением P_1 из ресивера, сжимается до давления P_2 и дальше поступает потребителю или в другой ресивер.

В соответствии с приведенным выше описанием процессов, происходящих в цилиндрах, составим циклограмму работы компрессора. По заданию на курсовой проект продолжительность открытия выпускного клапана соответствует повороту кривошипного вала на угол φ_{bi} , а нагнетательного – φ_{ni} . В этом случае продолжительность процессов расширения и сжатия будет определяться поворотом кривошипа на углы

$$\varphi_{pi} = 180 - \varphi_{bi}; \quad \varphi_{ci} = 180 - \varphi_{ni} \quad (1.1)$$

где i – номер цилиндра компрессора.

При построении циклограммы обратите внимание на начальное расположение исполнительных звеньев. Так, в рассматриваемом примере, если поршень B начинает движение из крайнего положения,

принятого за нулевое, то из-за развала осей цилиндров на 90° поршень *C* начнет движение из среднего положения. Вследствие этого цикл сжатия во второй ступени на циклограмме представлен в виде двух участков (табл. 1.2).

В соответствии с циклограммой строятся индикаторные диаграммы в масштабе μ_p для каждой ступени компрессора, по которым определяется индикаторное давление в каждом из расчетных положений механизма.

Т а б л и ц а 1.2. Циклограмма работ двухступенчатого компрессора

Цилиндр <i>B</i>				
Процесс	Расширение	Всасывание	Сжатие	Нагнетание
Угол поворота кривошипа	0–30°	30–180°	180–320°	320–360°
Цилиндр <i>C</i>				
Процесс	Расширение	Всасывание	Сжатие	Нагнетание
Угол поворота кривошипа	90–120°	120–270°	270–50°	50–90°

Примечание. В качестве примера приняты: углы открытия всасывающих клапанов ($\varphi_{в1} = \varphi_{в2} = 150^\circ$) и нагнетательных клапанов ($\varphi_{н1} = \varphi_{н2} = 40^\circ$).

Сила P_i , действующая на поршень, является алгебраической суммой сил, действующих на поршень со стороны рабочей полости цилиндра и со стороны картера двигателя (компрессора). Так как картер двигателя постоянно сообщается с атмосферой, то на поршень (со стороны нерабочей части) в любой момент времени (в любом положении механизма) действует атмосферное давление ($1 \text{ атм} = 10^5 \text{ Н/м}^2 = 0,1 \text{ Н/мм}^2$). Поэтому в поршневых машинах простого действия при определении давления p_i следует учитывать атмосферное давление. Если в задании на курсовой проект в характерных точках индикаторной диаграммы размерность давления приведена в ньютонах на квадратный миллиметр (Н/мм^2), то расчетное давление (отсчитываемое от нулевой линии диаграммы)

$$p_i = Y_i \cdot \mu_p \cdot 0,1, \quad (1.2)$$

где Y_i – ордината индикаторной диаграммы в i -м положении поршня, мм;

μ_p – масштаб построения диаграммы, (Н/мм^2)/мм.

Часто индикаторные диаграммы строятся так, что осью абсцисс является линия атмосферного давления. Тогда сила давления газов на поршень определяется по формуле

$$P_i = Y_i \cdot \mu_p \cdot F = p_i \cdot \pi \cdot D^2/4, \quad (1.3)$$

где D – диаметр поршня, мм.

Знак силы устанавливается следующим образом: если линия действия силы совпадает с направлением движения поршня, то она положительна, в противном случае сила отрицательна.

Обратите внимание на то, что в ДВС направление силы и движения поршня совпадает только на такте «рабочий ход». В двухступенчатых компрессорах направление силы и движения поршня совпадает только на такте всасывания второй ступени. Рабочие машины (насосы, прессы, металлообрабатывающие станки и т. д.) являются потребителями энергии двигателей. В этих машинах вектор силы всегда направлен в сторону, противоположную движению исполнительного звена. Поэтому работа силы сопротивления всегда отрицательна.

Для одного из положений механизма приводится числовой расчет силы давления газов на каждый из поршней по формуле (1.3). Для остальных 12 (для четырехтактных двигателей внутреннего сгорания – 24) положений механизма результаты расчетов представляются в виде таблицы. Для удобства дальнейших расчетов рядом со столбцом сил следует привести значения скоростей исполнительного звена (согласно результатам кинематического анализа). По полученным данным строится диаграмма сил в функции угла поворота кривошипного вала.

1.2.4. Диаграмма сил полезного сопротивления строгального станка и циклограмма его работы

Последовательность определения сил сопротивления, действующих на исполнительное звено, рассмотрим на примере строгального станка (рис. 1.4).

Кинематическая схема привода исполнительного звена поперечно-строгального станка изображена на рис. 1.4, *а*, усилие резания определяется по диаграмме сил сопротивления (рис. 1.4, *б*). Направление силы резания P всегда противоположно направлению движения исполнительного звена.

Согласуем участки движения механизма с силами, действующими на исполнительное звено. При движении исполнительного звена 5 из правого мертвого положения в левое (рабочий ход) на участке ab (недобег резца) силой сопротивления движению является сила трения в кинематических парах. Когда резец коснется обрабатываемой детали, начнется процесс резания. Сопротивление перемещения звена 5 мгновенно (скачкообразно) возрастает (точка c) и остается примерно постоянным до конца резания (линия cd). После выхода резца за пределы обрабатываемой детали (перебег резца) усилие P снова падает (линия ef).

Как только резец достигнет точки f , заканчивается рабочий ход. Исполнительное звено достигает правого мертвого положения. Движение звена 5 из левого в правое мертвое положение соответствует холостому ходу механизма. Сопротивление движению механизма на холостом ходу определяется силами трения в кинематических парах (линия fa).

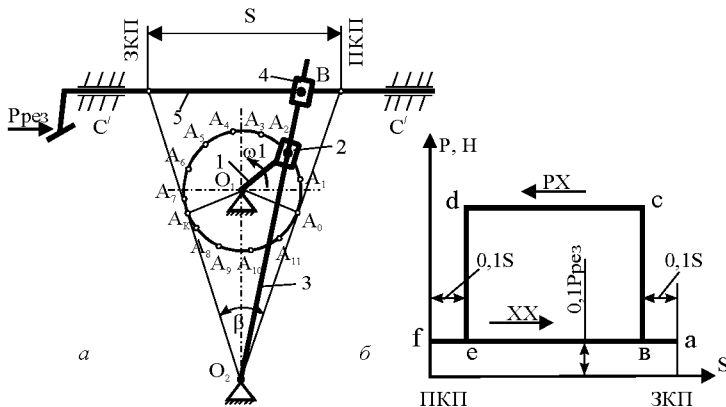


Рис. 1.4. Принципиальная схема работы строгального станка:
 а – кинематическая схема механизма; б – диаграмма сил

Угол поворота кривошипа на холостом ходу определяется из соотношения

$$\varphi_{x,x} = \frac{360}{k+1}, \quad (1.4)$$

где k – коэффициент изменения средней скорости (см. задание).

Угол поворота кривошипа на рабочем ходу определяется по зависимости

$$\varphi_{p,x} = 360^\circ - \varphi_{x,x}. \quad (1.5)$$

Участки (ab) «недобег» и (ef) «перебег» резца задаются в долях хода исполнительного звена:

$$S_n = m_1 \cdot S \quad \text{и} \quad S_{п} = m_2 \cdot S, \quad (1.6)$$

где S_n и $S_{п}$ – путь, проходимый резцом на участках «недобега» и «перебега»;

m_1 и m_2 – коэффициенты пропорциональности.

Этим участкам соответствуют углы поворота кривошипа, определяемые из соотношений

$$\varphi_n = \frac{\varphi_{p,x} \cdot S_n}{S} = \varphi_{p,x} \cdot m_1,$$

$$\varphi_n = \frac{\varphi_{p,x} \cdot S_n}{S} = \varphi_{p,x} \cdot m_2. \quad (1.7)$$

В соответствии с полученными данными строится циклограмма работы механизма (табл.1.3). Для каждого положения механизма определяется сила сопротивления, действующая на исполнительное звено.

Т а б л и ц а 1.3. Циклограмма работы строгального станка

Угол поворота кривошипа	0–30°	30–210°	210–240°	240–360°
Процесс	Недобег реза	Резание	Перебег реза	Холостой ход
	Рабочий ход			

Примечание. В качестве примера принято: $\varphi_{p,x} = 240^\circ$ ($k = 1,4$); $\varphi_n = \varphi_n = 30^\circ$ ($m_1 = m_2 = 0,125$).

Результаты расчетов сил сопротивления заносятся в таблицу в виде отдельного столбца для каждого из исполнительных звеньев. Рядом с силами в этой же таблице приводятся скорости движения исполнительных звеньев, значения которых получены в результате кинематического анализа механизма.

Аналогично проводится анализ движения исполнительного звена при выполнении других технологических процессов и строится циклограмма работы механизма. В дальнейшем циклограмма используется для построения диаграммы сил, действующих на исполнительное звено при выполнении технологического процесса, а также для согласования работы механизмов управления (например, кулачкового механизма) с работой основного механизма.

1.2.5. Приведение сил и моментов к входному звену механизма

Анализ движения машинного агрегата с помощью динамической модели сводится к динамике тела с переменным моментом инерции, вращающегося вокруг неподвижной оси под действием движущихся сил и сил полезного сопротивления. При выполнении динамического анализа всеми силами, величина которых составляет не более 5 % от наибольшего значения сил полезного сопротивления в заданном положении механизма, пренебрегают.

Приведение сил осуществляется на основании равенства работ (мощностей), развиваемых силами, приложенными к динамической модели и к реальному машинному агрегату.

В общем виде момент сил, приведенный к кривошипному валу, определяется из равенства потока энергии динамической модели и машинного агрегата:

$$M_i \cdot \omega = \pm \sum (P_{п.с} \cdot V_{п} \cdot \cos \alpha) \pm \sum M_{сг} \cdot \omega_i, \quad (1.8)$$

где ω_i – угловая скорость динамической модели (см. рис. 1.1);

M_i – момент сил, приведенный к динамической модели;

$M_i \cdot \omega$ – мощность, развиваемая приведенным моментом;

$P_{п.с}$ – сила полезного сопротивления;

$V_{п}$ – скорость точки приложения этой силы;

α – угол между вектором силы $P_{п.с}$ и вектором скорости $V_{п}$ (в реальных рабочих машинах чаще всего $\alpha = 180^\circ$);

$M_{сг}$ – момент сил сопротивления, приложенный к i -му звену механизма;

ω_i – угловая скорость i -го звена в данном положении механизма;

$P_{п.с} \cdot V_{п} \cdot \cos \alpha$ – мощность, развиваемая действующими в механизме силами и моментами.

1.3. Приведение масс

В основу приведения масс положено условие равенства кинетической энергии механизма и динамической модели. В этом случае закон движения динамической модели будет таким же, как и закон движения звена приведения реального механизма. Величину приведенного момента инерции $I_{пр}$ всего механизма найдем как сумму приведенных моментов инерции всех звеньев.

Для определения величины приведенного момента инерции каждого звена механизма необходимо приравнять кинетическую энергию рассматриваемого звена к кинетической энергии этого же звена, но приведенной к динамической модели. Приняв в качестве динамической модели кривошипный вал, который вращается с угловой скоростью ω_i , его кинетическая энергия будет равна

$$T_i = \frac{I_{пр} \cdot \omega_i^2}{2}. \quad (1.9)$$

В зависимости от характера движения звена существуют следующие варианты определения кинетической энергии и приведенного момента инерции:

а) при поступательном движении i -го звена механизма

$$T_i = \frac{m_i v_i^2}{2}; \quad I_{\text{пр}i} = \frac{m_i v_i^2}{\omega_1^2}; \quad (1.10)$$

б) при вращательном движении i -го звена вокруг неподвижной оси, проходящей через центр масс этого звена,

$$T_i = I_{si} \cdot \frac{\omega_i^2}{2}; \quad I_{\text{пр}i} = I_{si} \cdot \frac{\omega_i^2}{\omega_1^2}; \quad (1.11)$$

в) при плоскопараллельном движении i -го звена или при вращательном движении звена вокруг оси, не проходящей через центр масс,

$$T_i = \frac{m_i v_{si}^2}{2} + I_{si} \cdot \frac{\omega_i^2}{2}; \quad I_{\text{пр}i} = m_i \frac{v_{si}^2}{\omega_1^2} + I_{si} \frac{\omega_i^2}{\omega_1^2}, \quad (1.12)$$

где m_i – масса i -го звена;

v_{si} – скорость центра масс i -го звена;

I_{si} – момент инерции i -го звена относительно оси, проходящей через центр масс;

ω_i – угловая скорость i -го звена.

Приравняв кинетическую энергию динамической модели (1.9) к сумме кинетических энергий всех звеньев ((1.10)–(1.12)), получим зависимость для определения приведенного момента инерции в j -м его положении:

$$I_{\text{пр}} = \frac{\sum m_i V_{sij}^2}{\omega_1^2} + \frac{\sum I_{si} \cdot \omega_{ij}^2}{\omega_1^2}, \quad (1.13)$$

где m_i – масса i -го звена, кг;

V_{sij} – скорость центра масс i -го звена в j -м положении, м;

I_{si} – момент инерции i -го звена относительно центра масс, кг · м²;

ω_{ij} – угловая скорость i -го звена в j -м положении, с⁻¹;

ω_1 – угловая скорость вала установки маховика, с⁻¹.

Когда все звенья заменены одним звеном, обладающим приведенным моментом инерции $I_{\text{пр}}$, и все реально действующие силы и моменты, приложенные к различным звеньям механизма, заменены одним приведенным моментом $M_{\text{пр}}$, можно рассматривать движение только одного замещающего звена, вращающегося с угловой скоростью ω_1 вокруг неподвижной оси.

1.4. Определение момента инерции маховика

На протяжении цикла работы машинного агрегата вследствие неравенства работ движущих сил и сил сопротивлений, а также периодических изменений приведенного момента инерции кривошипный вал будет вращаться с переменной угловой скоростью ω_1 , изменяющейся по некоторому периодическому закону. В течение цикла ω_1 она колеблется относительно постоянного среднего значения ω_{cp} в пределах от ω_{min} до ω_{max} .

Колебания скорости во время установившегося движения могут достигать такой величины, которая не будет допустимой по условию качественного выполнения технологического процесса. В таких случаях возникает вопрос о регулировании в заранее заданных пределах величин этих колебаний. Регулировка периодических колебаний скоростей при установившемся движении осуществляется подбором массы маховика.

Изменение угловой скорости в пределах от ω_{min} до ω_{max} в соответствии с теоремой об изменении кинетической энергии обусловлено разностью работ движущих сил и сил полезного сопротивления:

$$T_{max} - T_{min} = A_{д.с} - A_{с.с}; \quad (1.14)$$

$$\frac{I_{2пр} \cdot \omega_{max}^2}{2} - \frac{I_{1пр} \cdot \omega_{min}^2}{2} = A_{д.с} - A_{с.с}, \quad (1.15)$$

где $I_{2пр}$ – значение приведенного момента в положении механизма, где

$$\omega_1 = \omega_{max};$$

$I_{1пр}$ – значение приведенного момента в положении механизма, где

$$\omega_1 = \omega_{min};$$

$A_{д.с}, A_{с.с}$ – работы, выполненные движущими силами и силами сопротивления при перемещении механизма с положения, где $\omega_1 = \omega_{max}$, до положения, где $\omega_1 = \omega_{min}$.

Обозначая

$$T_{max} - T_{min} = \Delta T \text{ и } A_{д.с} - A_{с.с} = A_{изб}, \quad (1.16)$$

зависимость (1.16) примет следующий вид:

$$\Delta T = A_{изб}. \quad (1.17)$$

Зависимость (1.17) показывает, что при изменении угловой скорости от ω_{min} до ω_{max} изменение кинетической энергии всего механизма (вместе с маховиком) равно избыточной работе.

Звенья механизма могут быть разделены на две группы. В первую группу входит звено приведения, на котором обычно размещается маховик, а также все звенья, связанные со звеном приведения постоянным передаточным отношением. Приведенный момент инерции звеньев этой группы постоянен и не зависит от положения механизма. При наличии в механизме маховика его кинетическая энергия обычно составляет 90–95 % от кинетической энергии звеньев этой группы. Поэтому в первом приближении можно считать, что кинетическая энергия звеньев первой группы равна кинетической энергии маховика, т. е.

$$I_{\text{пр}} = I_{\text{м}}. \quad (1.18)$$

Ко второй группе относятся все остальные звенья механизма. Приведенные моменты инерции звеньев этой группы переменны, они зависят от положения механизма. Обозначим их сумму $I_{\text{зв}}$. С учетом принятых обозначений формула (1.18) примет вид

$$I_{\text{пр}} = I_{\text{м}} + I_{\text{зв}}. \quad (1.19)$$

С учетом равенства (1.14) зависимость (1.19) примет следующий вид:

$$I_{\text{м}} \frac{\omega_{\text{max}}^2 - \omega_{\text{min}}^2}{2} + I_{\text{зв1}} \frac{\omega_{\text{max}}^2}{2} + I_{\text{зв2}} \frac{\omega_{\text{min}}^2}{2} = A_{\text{изб}}. \quad (1.20)$$

Выражение

$$I_{\text{зв2}} \frac{\omega_{\text{max}}^2}{2} + I_{\text{зв1}} \frac{\omega_{\text{min}}^2}{2} = \Delta T_{\text{зв}} \quad (1.21)$$

представляет изменение кинетической энергии звеньев механизма без маховика при изменении угловой скорости от ω_{min} до ω_{max} , а выражение $I_{\text{м}} \frac{\omega_{\text{max}}^2 - \omega_{\text{min}}^2}{2}$ представляет изменение кинетической энергии ма-

ховика при изменении угловой скорости от ω_{min} до ω_{max} . С учетом формулы (1.19) зависимость (1.20) примет следующий вид:

$$I_{\text{м}} \frac{\omega_{\text{max}} + \omega_{\text{min}}}{2} \cdot \frac{\omega_{\text{max}} - \omega_{\text{min}}}{\omega_{\text{cp}}} = \Delta A_{\text{изб}}. \quad (1.22)$$

Обозначив в формуле (1.22) выражения

$$\frac{\omega_{\text{max}} + \omega_{\text{min}}}{2} = \omega_{\text{cp}}, \quad \frac{\omega_{\text{max}} - \omega_{\text{min}}}{\omega_{\text{cp}}} = \delta,$$

получим

$$I_{\text{м}} \cdot \omega_{\text{cp}} \cdot \delta = \Delta A_{\text{изб}}, \quad (1.23)$$

где δ – коэффициент неравномерности хода машинного агрегата;

ω_{cp} – средняя скорость звена приведения.

Решая это уравнение относительно I_M , получим формулу для определения момента инерции маховика:

$$I_M = \frac{\Delta A_{\text{изб}}}{\omega_{\text{cp}}^2 \cdot \delta}. \quad (1.24)$$

Подбирая величину маховой массы, обладающей необходимым моментом инерции, мы можем ограничить размах колебаний угловой скорости ω_1 таким образом, что коэффициент неравномерности δ будет иметь заданное значение. Следовательно, задача данной части курсового проекта состоит в расчете момента инерции маховика по формуле (1.24) с учетом заданного значения δ и ω_{cp} и в определении размеров маховика.

Существует несколько методов определения момента инерции маховика. Рекомендуется произвести расчет маховика по методу Мерцалова или Виттенбауэра – построение диаграммы энергомасс.

1.4.1. Расчет маховика по методу Мерцалова

Метод Мерцалова основан на определении кинетической энергии всех звеньев механизма и последующем выделении из этой кинетической энергии той ее части, которая приходится только на звено приведения вместе с маховиком. Расчет момента инерции маховика выполняется графоаналитическим методом в предлагаемой последовательности.

1. По заданной индикаторной диаграмме или графику изменения сил полезных сопротивлений, приведенных в задании, производится расчет приведенного момента $M_{\text{пр}}$ сил полезных сопротивлений в зависимости от угла поворота кривошипа, $M_{\text{пр}} = f(\varphi)$ для одного цикла работы механизма.

Для двухцилиндровых ДВС и компрессоров момент $M_{\text{пр}}$ определяется по формуле

$$M_{\text{пр}} = \pm \frac{P_{3j} V_{3j}}{\omega_1} \pm \frac{P_{5j} V_{5j}}{\omega_1}, \quad (1.25)$$

где P_{3j} и V_{3j} – соответственно сила давления газов на поршень 3 и его скорость в положении j ;

P_{5j} и V_{5j} – соответственно сила давления газов на поршень 5 и его скорость в положении j .

В выражении (1.25) ставится знак плюс при совпадении направлений силы давления и скорости, минус – когда они противоположны. Результаты определения $M_{пр} = f(\varphi)$ удобно представлять в форме табл. 1.4.

Т а б л и ц а 1.4. Расчет приведенного момента сил

Положение кривошипа	$P_3,$ Н/м ²	$P_3,$ Н	$V_3,$ м/с	$P_3V_3,$ Н · м	$P_5,$ Н/м ²	$P_5,$ Н	$V_5,$ м/с	$P_5V_5,$ Н · м	$M_{пр},$ Н · м
0									
1									
2									
...									
...									
24									

Для механизмов рабочих машин приведенный момент сил полезного сопротивления определяется по формулам

$$M_{пр} = \pm \frac{P_{п.сj} V_{ij}}{\omega_1}; \quad (1.26)$$

$$M_{пр} = \pm \frac{P_{п.сj} V_{ij}}{\omega_1} \pm \frac{\sum_i G_i V_{ij} \cdot \cos \alpha_i}{\omega_1}, \quad (1.27)$$

где $P_{п.сj}$ – сила полезного сопротивления для положения j , Н;

G_i – сила тяжести i -го звена, Н;

$V_{ij} \cdot \cos \alpha_i$ – вертикальная составляющая скорости центра тяжести звена, определяемая из плана скоростей для каждого положения, м.

В выражениях (1.26) и (1.27) ставится знак минус, так как направление вектора силы противоположно направлению вектора скорости. Момент сил тяжести положителен, если центр масс звена опускается вниз, и отрицателен при движении звена вверх.

Зависимость (1.27) применяется при определении $M_{пр}$ для механизмов, у которых вес звеньев сравним с силой $P_{п.с}$ и центры тяжести последних перемещаются по вертикальным направлениям или близко к ним (глубинные насосы, вертикальные штампы, прессы и др.).

2. Данные расчета сводятся в табл. 1.4, и строится график $M_{пр} = f(\varphi)$. Общий вид диаграммы приведенного момента сил полезных сопротивлений рабочей машины, построенной в масштабе μ_M , представлен на рис. 1.5, а.

3. Приводятся расчет масштаба μ_A работ и подробное описание построения графика работ сил полезных сопротивлений $A_{п.с} = f(\varphi)$ с помощью метода графического интегрирования диаграммы $M_{пр} = f(\varphi)$. В рассматриваемом примере диаграмма работ сил полезного сопротивления построена методом графического интегрирования диаграммы $M_{пр} = f(\varphi)$ по методу хорд (рис. 1.5, а).

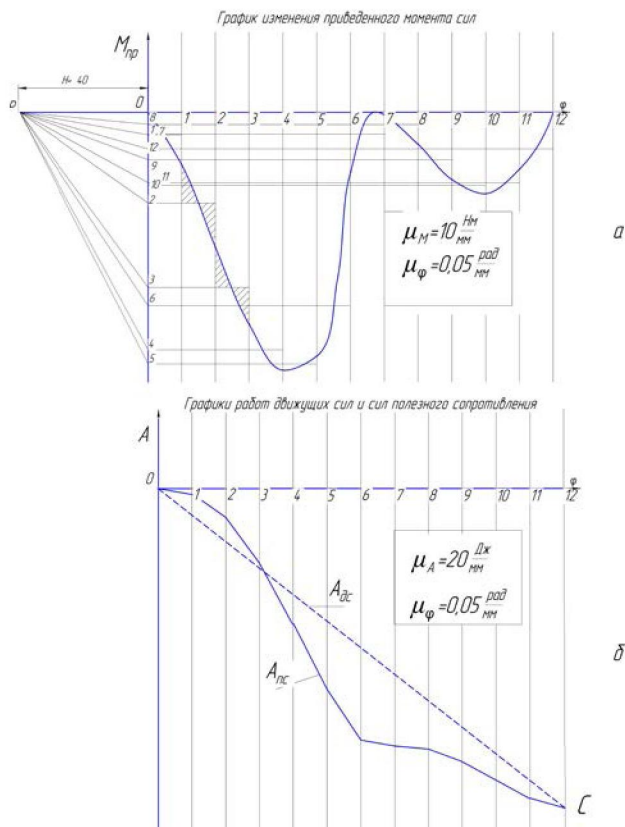


Рис. 1.5. Графики изменения: а – приведенного момента сил; б – работ движущих сил и сил полезного сопротивления

Для этого ось OX разбили на ряд равных участков (0–1, 1–2, 2–3 и т. д.). Внутри каждого участка заменили переменный момент средним его значением, проведя горизонтальные отрезки внутри каждого участка (0–1, 1–2, 2–3) с ординатой, изображающей среднее значение приведенного момента так, чтобы площади выступающих и входящих углов (на рис. 1.5, *a* заштрихованные площадки) были равными. Ординаты полученных средних моментов снесли на ось $O-M_{пр}$ и соединили лучами $P-i$ (например, $P-1$) с полюсом P , взятым на расстоянии H (мм) от начала координат. В системе осей $AO\phi$ из точки O на соответствующих участках провели отрезки, параллельные лучам $P-i$, например, 2–3. Соединив плавной кривой вершины ломаной линии, получили график работы $A = f(\phi)$. Масштаб полученного графика находится по формуле

$$\mu_A = \mu_M \mu_\phi H, \quad (1.28)$$

где μ_M – масштаб приведенных моментов, $H \cdot \text{м/мм}$;
 μ_ϕ – масштаб угла поворота кривошипа, рад/мм ;
 H – полюсное расстояние, мм .

Масштаб диаграммы по оси абсцисс определяется по следующей зависимости:

$$\mu_\phi = \frac{2\pi}{(0-12)}, \quad (1.29)$$

где 2π – угол поворота ведущего звена, рад ;
 $(0-12)$ – длина отрезка по оси абсцисс, мм .

Для получения масштаба μ_ϕ , соответствующего ГОСТу, отрезок (0–12) следует принять равным 62,8 мм, 125,2, 251,2 или 314 мм.

4. С учетом того, что за цикл установившегося движения работа сил сопротивления равна работе движущих сил и для механизмов рабочих машин момент движущих сил $M_{д.с} = \text{const}$, а для двигателей момент сил сопротивления $M_c = \text{const}$, начало координат графика работ соединяется с его концом прямой линией OC . Она и представляет собой график работ движущих сил для рабочей машины или сил сопротивления для двигателей внутреннего сгорания (рис. 1.5, *б*).

5. Путем графического вычитания из ординаты работ движущих сил ординаты работ сил сопротивления строится график избыточной работы $\Delta A = f(\phi)$. Описывается построение этого графика. График изменения избыточной работы рабочей машины за цикл установившегося движения представлен на рис. 1.6, *а*.

6. По зависимостям (1.10), (1.11) и (1.12) подсчитывается кинетическая энергия каждого звена механизма для 12 положений (табл. 1.5).

7. По полученным данным кинетической энергии отдельных звеньев подсчитывается кинетическая энергия всего механизма для каждого из 12 его положений по зависимости

$$T_{звj} = T_{1j} + T_{2j} + T_{3j} + \dots + T_{nj}, \quad (1.30)$$

где $T_{1j}, T_{2j}, T_{3j}, \dots, T_{nj}$ – кинетическая энергия i -го звена в j -м положении.

8. По данным табл. 1.5 строится график изменения кинетической энергии механизма $T_{зв} = f(\varphi)$. Масштаб μ_T графика $T_{зв} = f(\varphi)$ по оси ординат принимается равным масштабу графика работ, т. е. $\mu_T = \mu_A$.

Общий вид диаграммы изменения кинетической энергии звеньев кривошипно-кулисного механизма показан на рис. 1.6, б.

Таблица 1.5. Определение кинетической энергии механизма

Положение кривошипа	Значения кинетических энергий звеньев механизма					
	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6
0						
1						
2						
...						
...						
...						
12						

9. По методу графического вычитания строится график $\Delta A - T_{зв} = f(\varphi)$. Наибольший размах ΔV_{\max} (рис. 1.6, в) по оси ординат графика $\Delta A - T_{зв} = f(\varphi)$ определяет максимальную величину изменения кинетической энергии массы маховика за цикл работы механизма:

$$\Delta T_{\max} = \Delta V_{\max} \cdot \mu_M. \quad (1.31)$$

10. Момент инерции маховика определяется по следующей формуле:

$$I_M = \frac{\Delta T_{\max}}{\delta \cdot \omega_{\text{cp}}^2}, \quad (1.32)$$

где δ – коэффициент неравномерности движения;

ω_{cp} – средняя угловая скорость вала, с^{-1} .

11. Производится описание последовательности расчета размеров маховика и его массы.

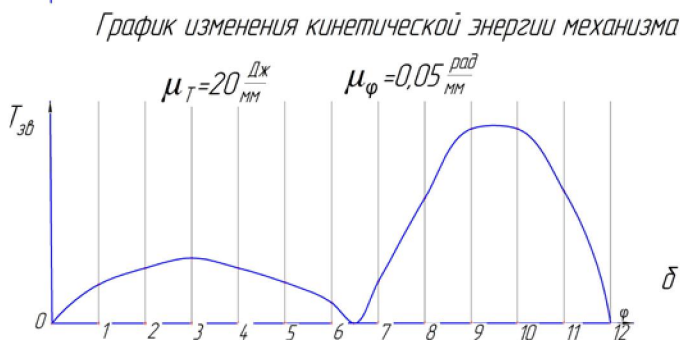


Рис. 1.6. Графики изменения: *a* – избыточной работы; *б* – кинетической энергии; *в* – недостаточной энергии механизма

Маховики выполняются в виде отдельных стальных дисков или чугунных ободов со спицами и ступицей (рис. 1.7). Последние применяются на тихоходных приводах различных машин с окружной скоростью на ободе, не превышающей 30 м/с.

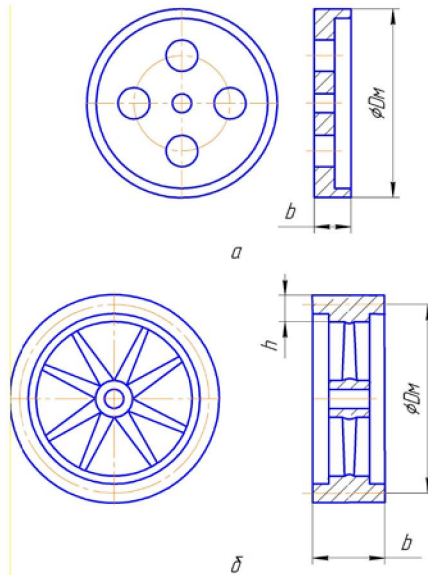


Рис. 1.7. Расчетные схемы: *a* – маховика в виде сплошного диска; *б* – маховика в виде обода со спицами

Диаметр маховика в виде сплошного диска рассчитываем по формуле

$$D_M = \sqrt[5]{\frac{32 \cdot I_M}{\pi \rho \beta}}, \quad (1.33)$$

где ρ – плотность материала маховика, кг/м³;

$\beta = b/D_M = 0,08 \dots 0,15$ – отношение ширины маховика к его диаметру.

Диаметр маховика должен находиться в пределах $D_M = 6 \dots 10r_1$.

Средний диаметр обода маховика со спицами находится по зависимости

$$D_{cp} = \sqrt[5]{\frac{4 \cdot I_M}{\pi \rho \beta \xi}}, \quad (1.34)$$

где ρ – плотность материала маховика, кг/м³;

$\beta = b/D_{\text{ср}} = 0,08...0,15$ – отношение ширины обода к его диаметру;

$\xi = h/D_{\text{ср}} = 0,8...0,12$ – отношение толщины обода к его диаметру.

Определяется масса маховика, его вес и маховый момент. Общая масса маховика в виде обода $m = 1,3 \cdot m_{\text{обода}}$.

Мощность, снимаемая с вала двигателя, или мощность, затраченная на выполнение технологического процесса, определяется по формуле

$$N_{\text{эф}} = \frac{A_{\text{дв.ц}}}{t_{\text{ц}}} = \frac{Y_{\text{дв.ц}} \cdot \mu_A}{X_{\text{ц}} \cdot \mu_{\text{ф}}} \cdot \omega_1, \quad (1.35)$$

где $Y_{\text{дв.ц}}$ – значение ординаты графика работы движущих сил или сопротивления в конце цикла, мм;

$X_{\text{ц}}$ – длина абсциссы, изображающей угол поворота кривошипа за цикл на графике работ, мм;

$t_{\text{ц}}$ – продолжительность цикла, с.

1.4.2. Расчет маховика по методу Виттенбауэра

Метод Виттенбауэра основан на построении диаграммы изменения кинетической энергии механизма от приведенного момента инерции его звеньев $T = f(I)$, т. е. диаграммы энергомасс, графоаналитическим методом в предлагаемой последовательности.

1. По заданной индикаторной диаграмме или графику изменения сил полезных сопротивлений, приведенных в задании, производится расчет приведенного момента $M_{\text{пр}}$ сил полезных сопротивлений в зависимости от угла поворота кривошипа ($M_{\text{пр}} = f(\varphi)$ для одного цикла работы механизма) аналогично расчету $M_{\text{пр}} = f(\varphi)$ по методу Мерцалова.

2. Приводятся расчет масштаба μ_A работ и подробное описание построения графика работ сил полезных сопротивлений $A_{\text{п.с}} = f(\varphi)$ и движущих сил $A_{\text{д.с}} = f(\varphi)$ с помощью метода графического интегрирования диаграммы $M_{\text{пр}} = f(\varphi)$, аналогично расчету $A_{\text{п.с}} = f(\varphi)$ по методу Мерцалова.

3. С учетом того, что за цикл установившегося движения работа сил сопротивления равна работе движущих сил и для механизмов рабочих машин момент движущих сил $M_{\text{д.с}} = \text{const}$, а для двигателей момент сил сопротивления $M_{\text{с}} = \text{const}$, начало координат графика работ соединяется с его концом прямой линией OC . Она и представляет собой график работ движущих сил для рабочей машины или сил сопротивления для двигателей внутреннего сгорания (см. рис. 1.5, б).

4. Путем графического вычитания из ординаты работ движущих сил ординаты работ сил сопротивления строится график избыточной работы $\Delta A = f(\varphi)$. Описывается построение этого графика. График изменения избыточной работы рабочей машины за цикл установившегося движения представлен на рис. 1.6, *a*.

5. Определяется приведенный момент инерции механизма по зависимости

$$I_{\Pi} = \frac{\sum m_i \cdot V_{sij}^2}{\omega_1^2} + \frac{\sum I_{si} \cdot \omega_{ij}^2}{\omega_1^2}, \quad (1.36)$$

где m_i – масса i -го звена, кг;

V_{sij} – скорость центра масс i -го звена в j -м положении, м;

I_{si} – момент инерции i -го звена относительно центра масс, кг · м²;

ω_{ij} – угловая скорость i -го звена в j -м положении, с⁻¹;

ω_1 – угловая скорость вала установки маховика, с⁻¹.

По зависимостям (1.10), (1.11) и (1.12) подсчитывается момент инерции всех звеньев для 12 положений механизма и результаты заносятся в таблицу, аналогичную табл. 1.5.

Полученные данные суммируются в каждом положении механизма, и определяется величина приведенного момента инерции звеньев механизма в соответствии с формулой (1.36).

6. Выбирается масштаб μ_I , и по данным табл. 1.5 строится график $I_{\Pi} = f(\varphi)$ изменения приведенного момента инерции за один цикл работы механизма, как показано на рис. 1.6, *a*.

7. Строится диаграмма энергомасс. Для этого исключается графически параметр φ из диаграмм $\Delta A = f(\varphi)$ и $I_{\Pi} = f(\varphi)$. Описывается последовательность построения диаграммы энергомасс.

Последовательность исключения параметра φ из графиков $\Delta A = f(\varphi)$ и $I_{\Pi} = f(\varphi)$, построенных для рабочего механизма, показана на рис. 1.8, *a, б*.

8. Определяются углы ψ_{\max} и ψ_{\min} наклона касательных к диаграмме энергомасс:

$$\operatorname{tg} \psi_{\max} = \frac{\mu_I}{2 \cdot \mu_A} \cdot \omega_1^2 (1 + \delta); \quad (1.37)$$

$$\operatorname{tg} \psi_{\min} = \frac{\mu_I}{2 \cdot \mu_A} \cdot \omega_1^2 (1 - \delta). \quad (1.38)$$

9. Проводятся под этими углами касательные в высшей и низшей точках кривой Виттенбауэра, и находится длина отрезка kl , отсекаемого на оси ординат.

Искомый момент инерции маховых масс определяется по следующей формуле:

$$I_M = \frac{(kl) \cdot \mu_A}{\delta \cdot \omega_1^2} \quad (1.39)$$

10. Производится расчет размеров и массы маховика, так же как и по методу Мерцалова (п. 1.4.1, п. п. 11).

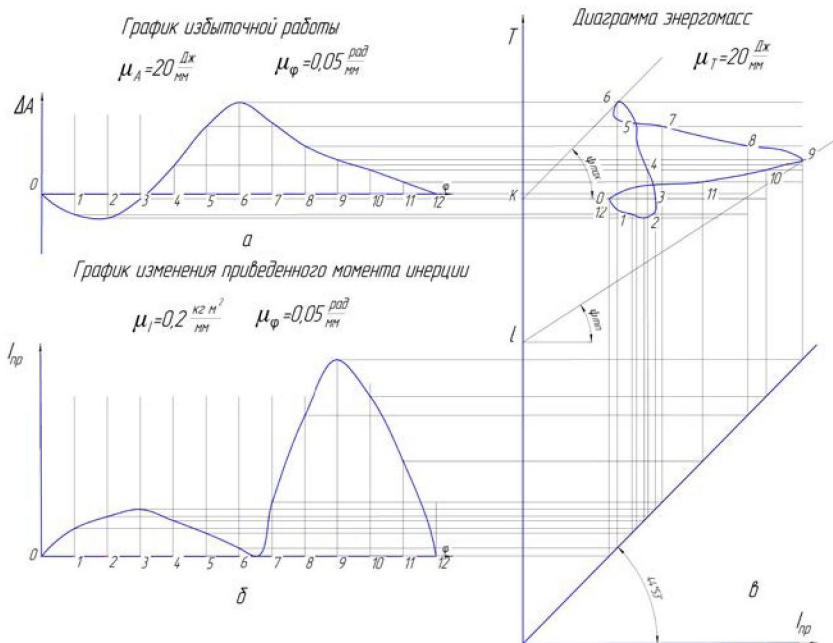


Рис. 1.8. Графики изменения: а – избыточной работы инерции; б – приведенного момента инерции; в – энергомасс за цикл работы

2. СИЛОВОЙ РАСЧЕТ МЕХАНИЗМОВ

Цель силового расчета – определение реакций в кинематических парах, возникающих под действием внешних сил (сил полезного сопротивления, сил тяжести и др.) и сил инерции, а также качественная оценка спроектированного механизма.

Определение давлений в кинематических парах основывается на принципе Даламбера. Этот принцип позволяет после расчета сил инерции сложные задачи силового расчета решать с помощью уравнений статики. Кроме того, нарушая связи и вводя в соответствующие уравнения их реакции, мы используем «принцип освобождаемости» и учитываем «закон равенства действия и противодействия». Математически это можно записать в виде уравнения равновесия сил, приложенных к структурной группе или отдельно взятому звену:

$$\sum_{i=1}^{i=k} \bar{Q}_i + \sum_{i=1}^{i=k} \bar{R}_i + \sum_{i=1}^{i=k} \bar{P}_i = 0, \quad (2.1)$$

где Q_i – задаваемые силы (силы полезного сопротивления, силы тяжести и т. д.);

R_i – реакции разрушенных кинематических пар;

P_i – силы инерции;

i – номер звена, реакции которого определяются.

При решении задач силового анализа считаются известными все внешние силы, геометрические и кинематические характеристики всех звеньев механизма. Определению подлежат реакции в кинематических парах и уравновешивающий момент на входном звене механизма.

Силовой расчет выполняется по отдельным структурным группам (степень подвижности структурной группы равна нулю). Последовательность расчета структурных групп обратная последовательности их присоединения к входному звену (см. формулу (2.6)). Расчет начинаем со структурной группы, наиболее удаленной от ведущего звена, включающей исполнительное звено, и заканчиваем расчетом входного звена.

Реакции кинематических пар, определенные в предыдущей структурной группе, для последующей структурной группы считаются известными.

В курсовом проекте используется графоаналитический метод, согласно которому реакции кинематических пар определяются методом построения планов сил для каждой структурной группы, входящей в механизм.

2.1. Последовательность выполнения силового расчета механизмов

Силовой расчет выполняется графоаналитическим методом для положения механизма, указанного преподавателем.

Для выполнения силового расчета необходимо:

1) для выбранного положения построить кинематическую схему механизма в масштабе μ_l и диаграмму сил полезного сопротивления $P_{п.с} = f(\varphi_i)$;

2) в масштабе μ_v построить план скоростей;

3) в масштабе μ_a построить план ускорений и по нему определить ускорения центров масс и угловые ускорения всех звеньев;

4) для заданного положения механизма определить величину и направление сил полезных сопротивлений;

5) определить величину и направление сил и моментов сил инерции и сил тяжести;

6) расчленить механизм на структурные группы, вычертить их в масштабе μ_l и в соответствующих точках звеньев приложить все внешние силы, включая силы инерции, силы тяжести и реакции расчлененных кинематических пар;

7) по нижеприведенной методике построить планы сил для каждой структурной группы и входного звена;

8) определить реакции в каждой кинематической паре механизма;

9) определить потери мощности на трение в каждой кинематической паре и для заданного положения механизма определить мгновенное значение КПД;

10) выполнить краткий анализ результатов силового расчета механизма.

Пример оформления графической части проекта представлен в прил. 2.

2.2. Силы инерции звеньев механизма

Силы инерции – это силы, распределенные по всей длине звена. Сила инерции обозначается латинской буквой P или F . Сила инерции определяется по уравнению

$$\vec{P}_i = -m_i \cdot \vec{a}_{si}, \quad (2.2)$$

где m_i – масса i -го звена, кг;

a_{si} – ускорение центра масс i -го звена, m/c^2 .

Момент сил инерции (главный момент) определяется по уравнению

$$M_i = -I_{si} \cdot \varepsilon_i, \quad (2.3)$$

где I_{si} – момент инерции i -го звена относительно оси, проходящей через центр масс, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

ε_i – угловое ускорение i -го звена, с^{-2} .

Из уравнения (2.2) следует, что главный вектор \bar{P}_i приложен к центру масс S звена и направлен противоположно вектору ускорения центра масс, из уравнения (2.3) главный момент M_i направлен противоположно угловому ускорению звена.

Звенья плоских рычажных механизмов могут совершать поступательное, вращательное и плоскопараллельное движения. В зависимости от вида движения и расположения центра масс на звене силы инерции приводятся к главному вектору и главному моменту:

а) если звено совершает возвратно-поступательное движение (ползун), то силы инерции приводятся к главному вектору

$$P_i = m_i \cdot a_{si}; \quad (2.4)$$

б) если звено совершает вращательное движение вокруг оси, проходящей через центр масс (кривошип), то силы инерции приводятся к главному моменту

$$M_i = I_{si} \cdot \varepsilon_i; \quad (2.5)$$

в) если звено совершает плоскопараллельное движение или вращательное движение вокруг оси, не проходящей через центр масс (кулиса, коромысло, шатун), то силы инерции приводятся к главному вектору и главному моменту

$$P_i = m_i \cdot a_{si}; \quad M_i = I_{si} \cdot \varepsilon_i, \quad (2.6)$$

где m_i , I_{si} – масса и момент инерции звена относительно оси, проходящей через центр масс;

a_{si} , ε_i – ускорение центра масс и угловое ускорение звена.

Силы тяжести звеньев определяются по формуле

$$G_i = m_i \cdot g, \quad (2.7)$$

где $g = 9,81 \approx 10 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

В заданиях на курсовое проектирование чаще всего массой кривошипа пренебрегают, поэтому $P_i = 0$. Однако в расчетах следует учитывать массу маховика, который устанавливается на кривошип.

Если модуль сил тяжести или других сил не превышает 5 % от модуля наибольшей силы, то этими силами в расчетах следует пренеб-

речь и использовать данное условие для каждой структурной группы в отдельности. Определенные таким образом силы прикладываются к соответствующим точкам звеньев механизма, вычерченного в соответствующем положении в масштабе μ_1 .

2.3. Реакции кинематических пар

В образовании плоских рычажных механизмов используются вращательные и поступательные кинематические пары. Из теоретической механики известно, что сила взаимодействия двух соприкасающихся тел при отсутствии трения направлена по общей нормали к их поверхности. В поступательной паре сила (реакция) R_{12} приложена к звену 2 от звена 1, направлена по нормали $n-n$ к поверхности соприкосновения звеньев (рис. 2.1, а). Модуль реакции R_{12} и расстояние b неизвестны и должны быть определены в процессе силового расчета.

Во вращательной паре без учета сил трения реакция R_{12} направлена нормально к цилиндрической поверхности соприкосновения звеньев, т. е. проходит через центр шарнира O (рис. 2.1, б).

Положение центра шарнира всегда известно, но модуль реакции R_{12} и угол β неизвестны. Для упрощения расчетов реакции удобно представлять в виде двух составляющих: R_{12}^n – нормальной составляющей, направленной вдоль рассматриваемого звена, и R_{12}^t – касательной составляющей, направленной перпендикулярно рассматриваемому звену. В этом случае реакции R_{12}^n и R_{12}^t будут неизвестны только по величине. Следовательно, от каждой реакции, действующей в любой кинематической паре, в расчетных уравнениях появляются две неизвестные величины, которые определяются в процессе силового расчета.

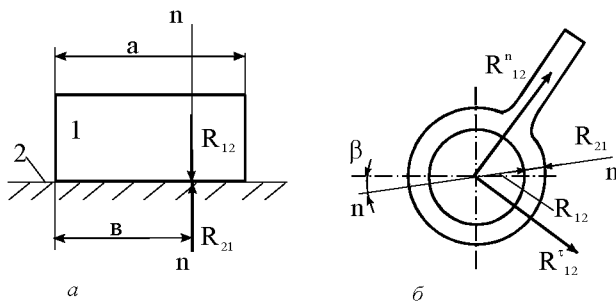


Рис. 2.1. Реакции кинематических пар:
а – поступательная; б – вращательная

2.4. Определение реакций в кинематических парах механизма

Для определения реакций в кинематических парах следует предварительно разложить механизм на структурные группы. Каждая структурная группа вычерчивается отдельно в масштабе μ_1 , и к ее звеньям прикладываются соответствующие силы. Силовой расчет механизма начинают с определения давлений в кинематических парах структурной группы, наиболее удаленной от входного звена.

Определение реакций в кинематических парах рассмотрим на следующих примерах.

Кривошипно-шатунный механизм двухступенчатого компрессора. В рассматриваемом примере имеются две структурные группы, состоящие из звеньев 2–3 и 4–5 (рис. 2.2).

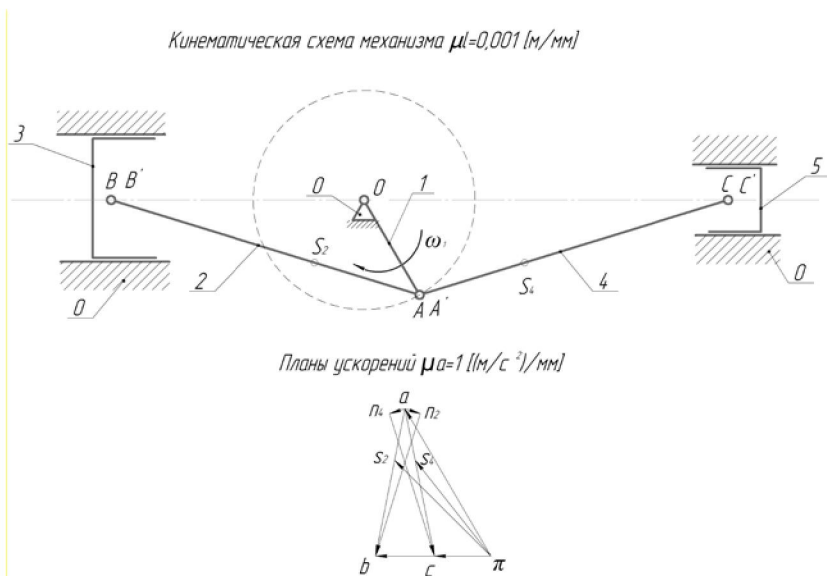


Рис. 2.2. Кинематическая схема кривошипно-шатунного механизма и план ускорений

Рассмотрим вначале структурную группу 2–3 и приложим к ней действующие силы и реакции (рис. 2.3).

Структурная группа Ассур (2-3) $\mu_1=0.001$ (Н/мм)

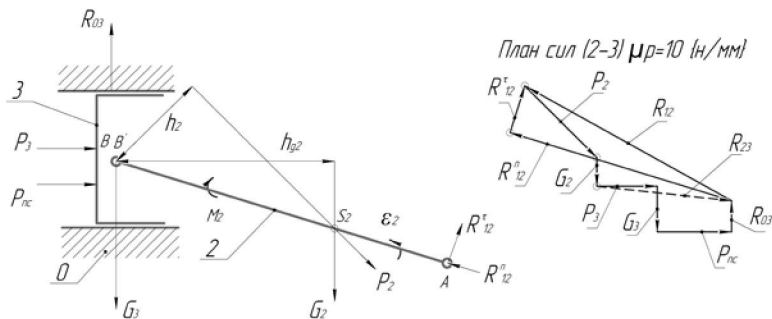


Рис. 2.3. Структурная группа Ассур (2-3) и план сил

Воздействие входного звена 1 и стойки 0 на звенья отсоединенной группы 2-3 заменяем силами реакций. Одну из составляющих реакций вращательных кинематических пар удобно разложить по направлению звеньев, а вторую – перпендикулярно. Например, R_{12} представим как сумму векторов двух составляющих:

$$\vec{R}_{12} = \vec{R}_{12}^n + \vec{R}_{12}^t. \quad (2.8)$$

Первая цифра индекса показывает номер действующего звена, а вторая – номер звена, на которое производится действие. Например, R_{12} – давление первого звена на второе, R_{03} – действие стойки 0 на ползун 3.

Согласно принципу Даламбера условие равновесия структурной группы 2-3 имеет вид

$$\vec{R}_{12}^n + \vec{R}_{12}^t + \vec{P}_2 + \vec{G}_2 + \vec{P}_3 + \vec{G}_3 + \vec{P}_{pc} + \vec{R}_{03} = 0. \quad (2.9)$$

Данное уравнение имеет три неизвестных: \vec{R}_{12}^n , \vec{R}_{12}^t и \vec{R}_{03} . Реакцию следует определить из уравнения моментов сил, действующих на звено 2, составленного относительно шарнира B.

$$R_{12}^t \cdot \mu_1 \cdot AB - P_2 \cdot h_2 \cdot \mu_1 - M_2 - G_2 \cdot h_{g2} \cdot \mu_1 = 0. \quad (2.10)$$

Следует обратить внимание на то, что если при решении уравнения (2.10) реакция \vec{R}_{12}^t будет иметь положительное значение, то ее направление будет совпадать с направлением, указанным на чертеже (рис. 2.3). Если реакция \vec{R}_{12}^t будет иметь отрицательное значение, то на

расчетной схеме направление вектора \vec{R}_{12}^{τ} следует изменить на противоположное.

Величины векторов \vec{R}_{12}^n и \vec{R}_{03} определяем построением плана сил в масштабе μ_p по уравнению (2.9). Построение плана сил следует начинать с реакции \vec{R}_{12}^{τ} и последовательно прикладывать все векторы сил, действующие на звено 2. К последнему вектору силы P_2 , действующему на звено 2, прикладываются векторы сил, действующие на звено 3. Через конец вектора последней силы $P_{п.с}$ проводится линия действия реакции \vec{R}_{03} , а через начало реакции \vec{R}_{12}^{τ} – линия действия реакции \vec{R}_{12}^n . Линии действия реакций \vec{R}_{12}^n и \vec{R}_{03} проводятся до их взаимного пересечения. Векторы сил \vec{R}_{12}^n и \vec{R}_{03} направляются так, чтобы многоугольник сил был замкнутым. При таком построении легко определить давление в промежуточном шарнире кинематической пары B по уравнению

$$\vec{R}_{12} + \vec{P}_2 + \vec{G}_2 + \vec{R}_{32} = 0. \quad (2.11)$$

Модуль реакций R_{12} , R_{03} и R_{32} определяется из плана сил (рис. 2.3) по формулам

$$R_{12}^{\tau} = \mu_p \cdot [R_{12}^{\tau}]; \quad R_{03}^{\tau} = \mu_p \cdot [R_{03}^{\tau}]; \quad R_{32} = \mu_p \cdot [R_{32}], \quad (2.12)$$

где $[R_{12}]$, $[R_{03}]$, $[R_{32}]$ – длины векторов на плане сил, мм;

μ_p – масштаб плана сил, Н/мм.

Определив реакции R_{12} , R_{03} и R_{32} , переходим к силовому расчету структурной группы Ассур (4–5) (рис. 2.4).

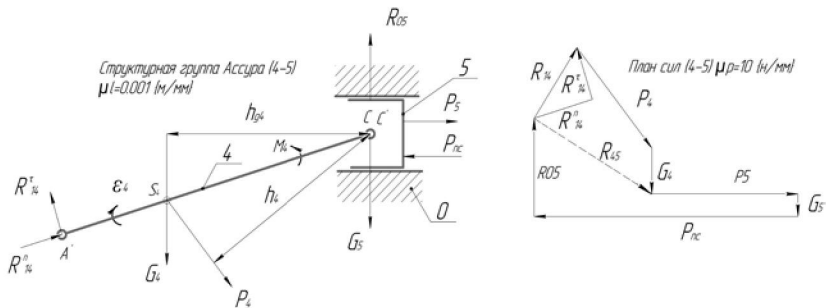


Рис. 2.4. Структурная группа Ассур (4–5) и план сил

Воздействие входного звена 1 и стойки 0 на звенья отсоединенной группы $4-5$ заменяем силами реакций. Одну из составляющих реакций вращательных кинематических пар удобно разложить по направлению звеньев, а вторую – перпендикулярно, R_{14} представим как сумму векторов двух составляющих:

$$\vec{R}_{14} = \vec{R}_{14}^n + \vec{R}_{14}^t. \quad (2.13)$$

Согласно принципу Даламбера условие равновесия структурной группы $4-5$ имеет вид

$$\vec{R}_{14}^n + \vec{R}_{14}^t + \vec{P}_4 + \vec{G}_4 + \vec{P}_5 + \vec{G}_5 + \vec{P}_{п.с} + \vec{R}_{05} = 0. \quad (2.14)$$

Данное уравнение имеет три неизвестных: \vec{R}_{14}^n , \vec{R}_{14}^t и \vec{R}_{05} . Реакцию следует определить из уравнения моментов сил, действующих на звено 4 , составленного относительно шарнира C :

$$R_{14}^t \cdot \mu_1 \cdot AC - P_4 \cdot h_4 \cdot \mu_1 - M_4 - G_4 \cdot h_{g4} \cdot \mu_1 = 0. \quad (2.15)$$

Следует обратить внимание на то, что если при решении уравнения (2.15) реакция \vec{R}_{14}^t будет иметь положительное значение, то ее направление будет совпадать с направлением, указанным на чертеже (рис. 2.4). Если реакция \vec{R}_{14}^t будет иметь отрицательное значение, то на расчетной схеме направление вектора \vec{R}_{14}^t следует изменить на противоположное.

Величины векторов \vec{R}_{14}^n и \vec{R}_{05} определяем построением плана сил в масштабе μ_p по уравнению (2.14). Построение плана сил следует начинать с реакции \vec{R}_{14}^t и последовательно прикладывать все векторы сил, действующие на звено 4 . К последнему вектору силы P_4 , действующему на звено 4 , прикладываются векторы сил, действующие на звено 5 . Через конец вектора последней силы $P_{п.с}$ проводится линия действия реакции \vec{R}_{05} , а через начало реакции \vec{R}_{14}^t – линия действия реакции \vec{R}_{14}^n . Линии действия реакций \vec{R}_{14}^n и \vec{R}_{05} проводятся до их взаимного пересечения. Векторы сил \vec{R}_{14}^n и \vec{R}_{05} направляются так, чтобы многоугольник сил был замкнутым. При таком построении легко определить давление в промежуточном шарнире кинематической пары C по уравнению

$$\vec{R}_{14} + \vec{P}_4 + \vec{G}_4 + \vec{R}_{45} = 0. \quad (2.16)$$

Модуль реакций R_{14} , R_{05} и R_{45} определяется из плана сил (рис. 2.4) по формулам

$$R_{14} = \mu_p \cdot [R_{14}]; \quad R_{05} = \mu_p \cdot [R_{05}]; \quad R_{45} = \mu_p \cdot [R_{45}], \quad (2.17)$$

где $[R_{14}]$, $[R_{05}]$, $[R_{45}]$ – длины векторов на плане сил, мм;

μ_p – масштаб плана сил, Н/мм.

Определив реакции R_{14} , R_{05} и R_{45} , переходим к силовому расчету входного звена (рис. 2.5).

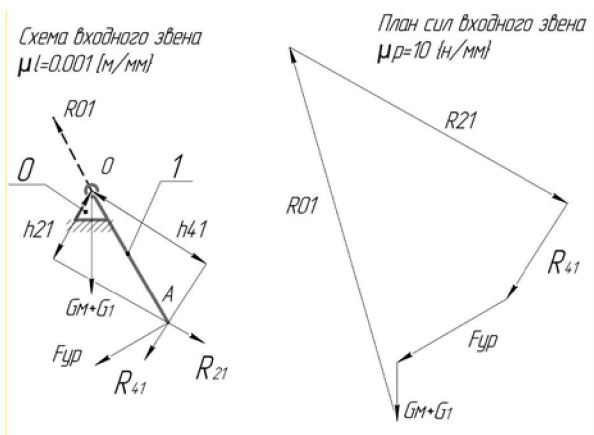


Рис. 2.5. Схема входного звена и план сил

Прикладывая к шарниру A реакции $\vec{R}_{21} = -\vec{R}_{12}$ и $\vec{R}_{41} = -\vec{R}_{14}$, определяем уравновешивающую силу из уравнения моментов относительно шарнира O :

$$F_{yp} \cdot OA - R_{21} \cdot h_{21} + R_{41} \cdot h_{41} = 0; \quad (2.18)$$

$$F_{yp} = \frac{R_{21} \cdot h_{21} - R_{41} \cdot h_{41}}{OA}.$$

Если F_{yp} получается со знаком минус, то мы меняем направление на графической схеме на противоположное.

Реакцию R_{01} определяем из построения плана сил (рис. 2.5) по уравнению

$$\vec{F}_{yp} + \vec{R}_{21} + \vec{R}_{41} + \vec{G}_1 + \vec{G}_M + \vec{R}_{01} = 0. \quad (2.19)$$

Из плана сил находим

$$R_{01} = \mu_p \cdot [R_{01}], \quad (2.20)$$

где $[R_{01}]$ – длина вектора на плане сил, мм;
 μ_p – масштаб плана сил, Н/мм.

В результате силового анализа кривошипно-шатунного механизма получаем истинные значения в ньютонах всех реакций в кинематических парах: R_{12} ; R_{03} ; R_{32} ; R_{14} ; R_{05} ; R_{45} ; R_{01} .

Шарнирный механизм двухступенчатого компрессора. В рассматриваемом примере имеются две структурные группы, состоящие из звеньев 2–3 и 4–5 (рис. 2.6).

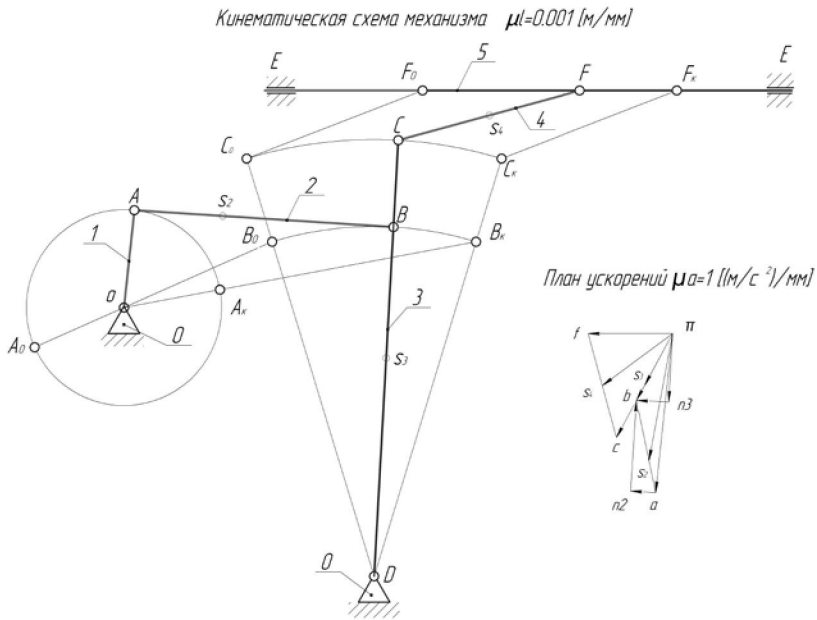


Рис. 2.6. Кинематическая схема шарнирного механизма и план ускорений

Рассмотрим вначале структурную группу 4–5 и приложим к ней действующие силы и реакции (рис. 2.7).

Группа Ассур (4-5) $\mu_1=0.001$ (м/мм)

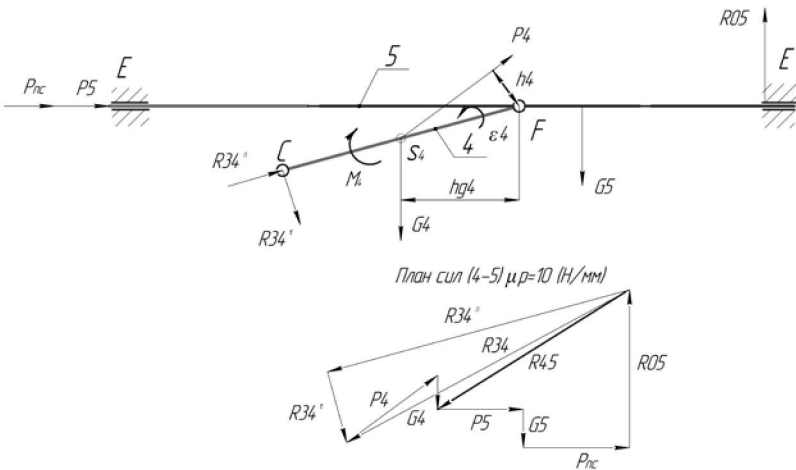


Рис. 2.7. Структурная группа Ассур (4-5) и план сил

Согласно принципу Даламбера условие равновесия структурной группы 4-5 имеет вид

$$\vec{R}_{34}^n + \vec{R}_{34}^t + \vec{P}_4 + \vec{G}_4 + \vec{P}_5 + \vec{G}_5 + \vec{P}_{п.с} + \vec{R}_{05} = 0. \quad (2.21)$$

Данное уравнение имеет три неизвестных: \vec{R}_{34}^n , \vec{R}_{34}^t и \vec{R}_{05} . Реакцию \vec{R}_{34}^t следует определить из уравнения моментов сил, действующих на звено 4, составленного относительно шарнира F:

$$R_{34}^t \cdot \mu_1 \cdot CF - P_4 \cdot h_4 \cdot \mu_1 - M_4 + G_4 \cdot h_{g4} \cdot \mu_1 = 0. \quad (2.22)$$

$$R_{34}^t = \frac{P_4 \cdot h_4 \cdot \mu_1 + M_4 - G_4 \cdot h_{g4} \cdot \mu_1}{\mu_1 \cdot CF}. \quad (2.23)$$

Если при решении уравнения (2.23) реакция \vec{R}_{34}^t будет иметь положительное значение, то ее направление будет совпадать с направлением, указанным на чертеже (рис. 2.7). Если реакция \vec{R}_{34}^t будет иметь отрицательное значение, то на расчетной схеме направление вектора следует изменить на противоположное.

Величины векторов \vec{R}_{34}^n и \vec{R}_{05} определяем построением плана сил в масштабе μ_p по уравнению (2.21). Построение плана сил следует начинать с реакции \vec{R}_{34}^t и последовательно прикладывать все векторы сил, действующие на звено 4. К последнему вектору силы G_4 , действующему на звено 4, прикладываются векторы сил, действующие на звено 5. Через конец вектора последней силы $P_{п.с}$ проводится линия действия реакции \vec{R}_{05} , а через начало реакции \vec{R}_{34}^t – линия действия реакции \vec{R}_{34}^n . Линии действия реакций \vec{R}_{34}^n и \vec{R}_{05} проводятся до их взаимного пересечения. Векторы сил \vec{R}_{34}^n и \vec{R}_{05} направляются так, чтобы многоугольник сил был замкнутым. При таком построении легко определить давление в промежуточном шарнире кинематической пары F по уравнению

$$\vec{R}_{34} + \vec{P}_4 + \vec{G}_4 + \vec{R}_{45} = 0. \quad (2.24)$$

Модуль реакций R_{34} , R_{05} и R_{45} определяется из плана сил (рис. 2.7) по формулам

$$R_{34} = \mu_p \cdot [R_{34}]; \quad R_{05} = \mu_p \cdot [R_{05}]; \quad R_{45} = \mu_p \cdot [R_{45}], \quad (2.25)$$

где $[R_{34}]$, $[R_{05}]$, $[R_{45}]$ – длины векторов на плане сил, мм;
 μ_p – масштаб плана сил, Н/мм.

Определив реакции R_{34} , R_{05} и R_{45} , переходим к силовому расчету структурной группы Ассура (2–3) (рис. 2.8).

Реакции во внешних парах A и D разложим на две составляющие, направленные по осям звеньев 2 и 3 и перпендикулярно к этим осям, и обозначим их соответственно через \vec{R}_{12}^n , \vec{R}_{12}^t и \vec{R}_{03}^n , \vec{R}_{03}^t .

Согласно принципу Даламбера условие равновесия структурной группы 2–3 имеет вид

$$\vec{R}_{12}^n + \vec{R}_{12}^t + \vec{P}_2 + \vec{G}_2 + \vec{R}_{43} + \vec{P}_3 + \vec{G}_3 + \vec{R}_{03}^t + \vec{R}_{03}^n = 0. \quad (2.26)$$

Данное уравнение имеет четыре неизвестных: \vec{R}_{12}^n , \vec{R}_{12}^t , \vec{R}_{03}^n , \vec{R}_{03}^t .

Для графического решения уравнения необходимо избавиться от двух неизвестных: \vec{R}_{12}^t и \vec{R}_{03}^t .

Тангенциальные составляющие находим из уравнений моментов всех сил относительно точки B для каждого звена в отдельности.

Группа Ассур (2-3) $\mu_1=0.001$ (м/мм)

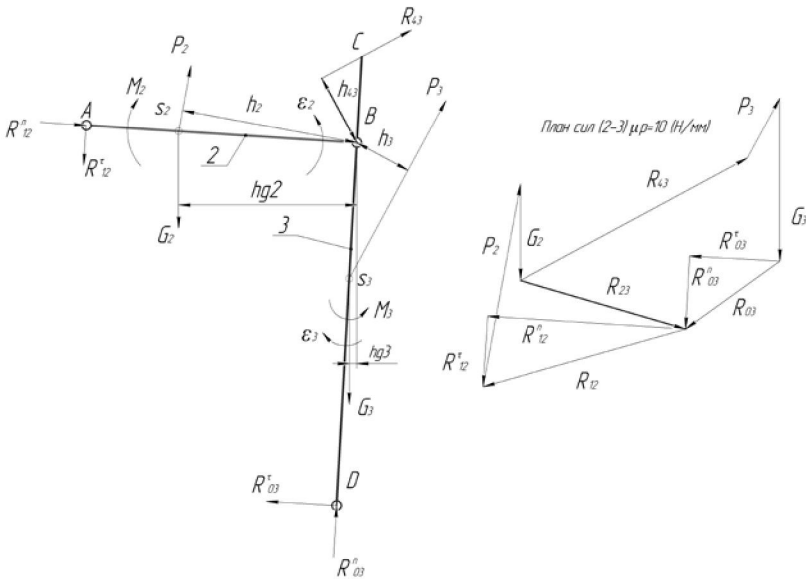


Рис. 2.8. Структурная группа Ассур (2-3) и план сил

Для звена 2 имеем:

$$R_{12}^r \cdot AB \cdot \mu_1 - P_2 \cdot h_2 \cdot \mu_1 - M_2 + G_2 \cdot h_{g2} \cdot \mu_1 = 0. \quad (2.27)$$

Из данного уравнения находим R_{12}^r :

$$R_{12}^r = \frac{P_2 \cdot h_2 \cdot \mu_1 + M_2 - G_2 \cdot h_{g2} \cdot \mu_1}{AB \cdot \mu_1}. \quad (2.28)$$

Аналогично составляем уравнение моментов для звена 3:

$$-R_{03}^r \cdot \mu_1 \cdot BD + P_3 \cdot h_3 \cdot \mu_1 + M_3 + G_3 \cdot h_{g3} \cdot \mu_1 = 0. \quad (2.29)$$

$$R_{03}^r = \frac{P_3 \cdot h_3 \cdot \mu_1 + M_3 + G_3 \cdot h_{g3} \cdot \mu_1}{\mu_1 \cdot BD}. \quad (2.30)$$

Отсюда находим R_{03}^r . Все плечи в уравнения моментов подставляем в миллиметрах, взяв их непосредственно с чертежа.

Нормальные составляющие R_{12}^n и R_{03}^n определяем, решая графически векторное уравнение равновесия структурной группы 2–3 (2.9). В данном уравнении все силы, кроме R_{12}^n и R_{03}^n , известны и по величине и по направлению. Реакции R_{12}^n и R_{03}^n известны только по направлению.

Уравнение (2.26) решаем графически, строя план сил в некотором масштабе μ_p (рис. 2.8). Для этого последовательно откладываем все известные силы, перенося их из плана группы на план сил параллельно самим себе. Затем из начала вектора \vec{R}_{12}^c и конца вектора \vec{R}_{03}^c проводим прямые, параллельные соответственно звеньям 2 и 3. Точка пересечения этих прямых определит длины векторов R_{12}^n и R_{03}^n .

Для определения реакций в шарнире B решаем графически векторное уравнение сил, приложенных к одному из звеньев, например, к звену 2 (см. рис. 2.8). Отбрасываем звено 3 и его действие заменяем реакцией R_{32} , которую определяем из графического решения уравнения

$$\vec{R}_{12} + \vec{G}_2 + \vec{P}_2 + \vec{R}_{23} = 0. \quad (2.31)$$

Модуль реакций R_{12} , R_{03} и R_{32} определяется из плана сил по формулам

$$R_{12} = \mu_p \cdot [R_{12}]; \quad R_{03} = \mu_p \cdot [R_{03}]; \quad R_{23} = \mu_p \cdot [R_{23}], \quad (2.32)$$

где $[R_{12}]$, $[R_{03}]$, $[R_{23}]$ – длины векторов на плане сил, мм;

μ_p – масштаб плана сил, Н/мм.

Определив реакции R_{12} , R_{03} , R_{23} , R_{34} , R_{05} , R_{45} , переходим к силовому расчету входного звена по аналогии расчета, представленного на рис. 2.5.

2.5. Силовой расчет кулисного механизма

Для определения реакций в кинематических парах необходимо предварительно разложить механизм на структурные группы (рис. 2.9). Каждая структурная группа вычерчивается отдельно в масштабе μ_1 , и к ее звеньям прикладываются соответствующие силы. Силовой расчет механизма начинают с определения давлений в кинематических парах структурной группы, наиболее удаленной от входного звена. В данном

механизме вначале рассмотрим структурную группу II₂ ВПП (4–5) (рис. 2.10, а).

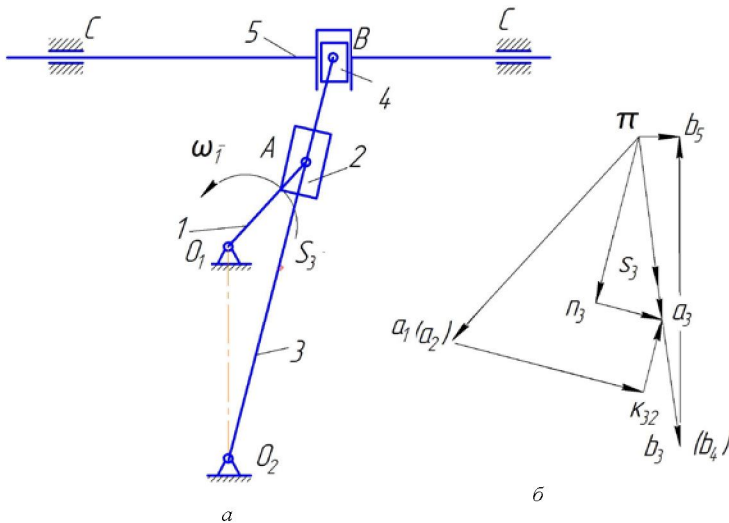


Рис. 2.9. Силовой расчет кривошипно-кулисного механизма:
а – кинематическая схема механизма; б – план ускорений

Эта группа образована двумя ползунами, соединенными между собой поступательной кинематической парой. На данную структурную группу действуют следующие силы: тяжести звена 5 (G_5) полезного сопротивления ($P_{\text{рез}}$) и инерции звена 5 (F_5). Масса звена 4 мала по сравнению с массами остальных звеньев, и ею можно пренебречь. Значит, $G_4 = 0$ и $P_4 = 0$.

Исполнительное звено (ползун 5) образует со стойкой поступательную пару в точке C' и дублирующую в точке C'' . Реакции этих пар приводятся к равнодействующей R_{05} , приложенной в точке E'' . В точке C свободной (внешней) парой является вращательная, соединяющая ползун 4 с кулисой 3. В общем случае реакция R_{34} этой пары не известна по величине и направлению.

Направление реакции R_{34} установим, рассмотрев равновесие звена 4 (рис. 2.10, б). Так как это звено невесомое, то оно будет находиться в равновесии под действием двух сил – R_{34} и R_{54} . Значит, эти силы равны и противоположно направлены. R_{54} – это сила действия направ-

ляющей звена 5 на звено 4. Известно, что без учета сил трения направление реакции R_{54} перпендикулярно к направляющим ползуна 4, следовательно, и реакция R_{34} во вращательной кинематической паре будет иметь такое же направление.

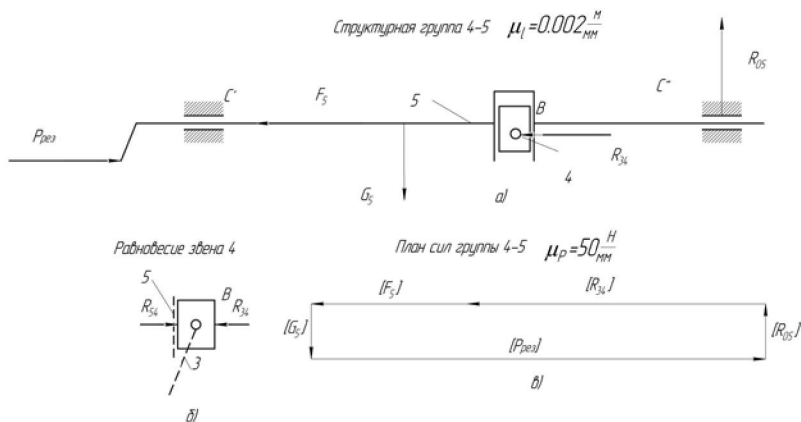


Рис. 2.10. Силовой расчет структурной группы 4-5:
 а – схема группы с приложенными к ней силами;
 б – расчетная схема ползуна 4; в – план сил группы 4-5

Уравнение равновесия структурной группы 4-5 имеет вид

$$\vec{R}_{34} + \vec{F}_5 + \vec{G}_5 + \vec{P}_{рез} + \vec{R}_{05} = 0. \quad (2.33)$$

В данном векторном уравнении неизвестными являются только две силы – R_{05} и R_{34} , поэтому его решение выполним графически методом построения плана сил (рис. 2.10, в).

Выбирается масштабный коэффициент плана сил μ_p , таким образом, чтобы длина вектора максимальной силы составляла не менее 100 мм. Определяем величины отрезков известных сил, которые должны быть изображены на плане (рис. 2.10, в), по уравнениям

$$\left[F_5^n \right] = \frac{F_5^n}{\mu_p}; \quad \left[G_5 \right] = \frac{G_5}{\mu_p}; \quad \left[P_{рез} \right] = \frac{P_{рез}}{\mu_p}. \quad (2.34)$$

Построение плана сил следует начинать, согласно векторному уравнению (2.33), с реакции F_5^n и последовательно прикладывать все векторы сил, действующие на звено 5 по своим направлениям. Через конец вектора последней силы $P_{рез}$ проводится линия действия реак-

ции \vec{R}_{05} , а через начало силы $F_5^{\text{и}}$ – линия действия реакции R_{34} до взаимного их пересечения с R_{05} . Векторы сил R_{05} и R_{34} направляются так, чтобы многоугольник сил был замкнутым.

Величины реакций R_{34} и R_{05} определяются согласно плану сил (рис. 2.10, в) по формулам

$$R_{34} = [R_{34}] \cdot \mu_p; \quad R_{05} = \mu_p \cdot [R_{05}]. \quad (2.35)$$

Определив реакции R_{05} и R_{34} , переходим к силовому расчету структурной группы II₂ ВПВ (2–3) (рис. 2.11).

Эта группа образована ползуном и кулисой, соединенными между собой поступательной кинематической парой. На данную структурную группу действуют следующие силы: тяжести звена 3 (G_3), инерции центра масс звена 3 (F_3), момента силы инерции звена 3 относительно центра масс $M_3^{\text{и}}$ и реакций \vec{R}_{43} , \vec{R}_{12} , $\vec{R}_{03}^{\text{т}}$ и $\vec{R}_{03}^{\text{н}}$. Масса звена 2 мала по сравнению с массами остальных звеньев, и ею можно пренебречь. Значит, $G_2 = 0$ и $F_2 = 0$.

Вектор реакции \vec{R}_{43} направлен противоположно вектору реакции \vec{R}_{34} . Вектор реакции $\vec{R}_{03}^{\text{т}}$ направлен перпендикулярно кулисе, а вектор реакции $\vec{R}_{03}^{\text{н}}$ – параллельно кулисе. Направление вектора \vec{R}_{12} установим, рассмотрев равновесие звена 2 (рис. 2.11, б). Так как это звено невесомое, то оно будет находиться в равновесии под действием двух сил – R_{12} и R_{32} . Поскольку эти силы равны и противоположно направлены, то вектор реакции \vec{R}_{12} будет направлен перпендикулярно кулисе.

Согласно принципу Даламбера составим условие равновесия структурной группы 2–3:

$$\vec{R}_{12} + \vec{F}_3 + \vec{G}_3 + \vec{R}_{43} + \vec{R}_{03}^{\text{т}} + \vec{R}_{03}^{\text{н}} = 0. \quad (2.36)$$

Вычислим силы инерции, действующие на звено 3:

$$P_3 = -m_3 a_{S_3}; \quad M_3 = -I_{S_3} \varepsilon_3, \quad (2.37)$$

где a_{S_3} – ускорение центра масс звена 3 согласно плану ускорений

$$(\text{рис. 2.11, б}), \quad a_{S_3} = \pi S_3 \cdot \mu_a \text{ (м/с}^2\text{)};$$

ε_3 – угловое ускорение звена 3.

Прикладываем вектор силы F_3 в точку S_3 (рис. 2.11, в) противоположно вектору πS_3 , а момент M_3 – к звену 3 противоположно вектору ε_3 .

Векторное уравнение (2.36) можно решить графически, если предварительно найти модуль силы R_{12} .

Модуль силы R_{12} определим из уравнения моментов всех сил относительно точки O_2 :

$$-R_{43}\mu_1 h_{43} + M_{I_3} - G_3 h_{G_3} \mu_1 + F_3^H h_{I_3} \mu_1 + R_{12} O_2 A \mu_1 = 0, \quad (2.38)$$

откуда находим R_{12} .

Выбирается масштабный коэффициент плана сил μ_p таким образом, чтобы длина вектора максимальной силы составляла не менее 100 мм. Масштабный коэффициент плана сил μ_p для каждой из структурных групп может быть разным. Определяем величины отрезков известных сил, которые должны быть изображены на плане (рис. 2.11, в), по уравнениям

$$[F_3^H] = \frac{F_3^H}{\mu_p}; \quad [G_3] = \frac{G_3}{\mu_p}; \quad [R_{12}] = \frac{R_{12}}{\mu_p}. \quad (2.39)$$

Уравнение (2.36) решаем графически методом построения плана сил. Реакция R_{03} замыкает силовой многоугольник.

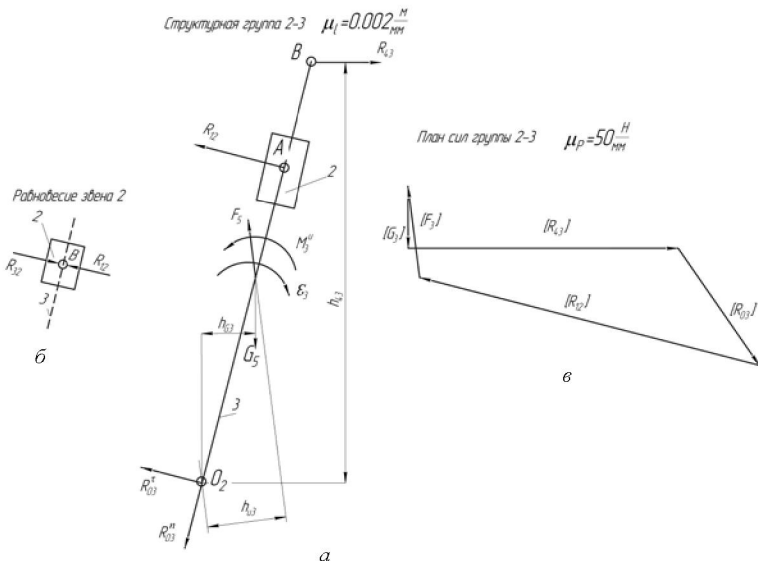


Рис. 2.11. Силовой расчет структурной группы 2-3:
 а – схема группы с приложенными к ней силами;
 б – расчетная схема ползуна 2; в – план сил группы 2-3

Величина реакций R_{03} определяется согласно плану сил (рис. 2.11, в) по уравнению

$$R_{03} = \mu_p \cdot [R_{03}]. \quad (2.40)$$

Рассмотрев структурную группу 2–3, переходим к силовому расчету входного звена.

На ведущее звено действуют следующие силы: тяжести маховика (G_M), реакции $\vec{R}_{21} = -\vec{R}_{12}$, уравновешивающая сила P_{yp} , реакции \vec{R}_{01}^r и \vec{R}_{01}^n заменяются одной \vec{R}_{01} .

Определяем уравновешивающую силу из уравнения моментов относительно шарнира A :

$$F_{yp} \cdot AB - R_{21} \cdot h_{21} = 0. \quad (2.41)$$

Реакцию R_{01} определяем из построения плана сил (рис. 2.12) по уравнению

$$\vec{F}_{yp} + \vec{R}_{21} + \vec{G}_1 + \vec{G}_M + \vec{R}_{01} = 0. \quad (2.42)$$

Из плана сил находим $R_{01} = \mu_p \cdot [R_{01}]$.

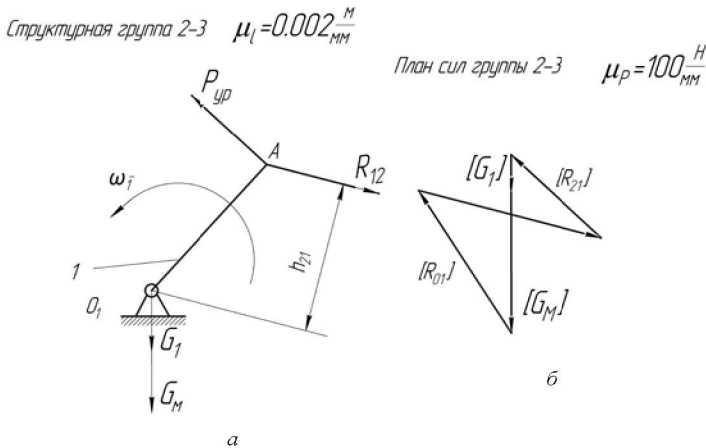


Рис. 2.12. Силовой расчет ведущего звена:
 а – схема кривошипа с приложенными к нему силами;
 б – план сил ведущего звена

2.6. Определение коэффициента потерь в заданном положении механизма

Коэффициент потерь определяется для заданного положения механизма по результатам силового анализа. В расчетах необходимо учесть следующее:

а) диаметры цапф вращательных пар (d_{ii}), соединяющих звенья со стойкой, составляют $0,4r_1$, а остальных – $0,2r_1$, где r_1 – радиус кривошипа;

б) соприкасающиеся материалы вращательных пар сталь – бронза и поступательных пар сталь – сталь работают при наличии смазки.

Потери мощности в поступательной паре определяются по следующей формуле:

$$N_T^n = f^* \cdot R_{ik} \cdot V_{ik}, \quad (2.43)$$

где f^* – приведенный коэффициент трения данной кинематической пары (прил. 3);

R_{ik} – сила давления в паре, Н;

V_{ik} – относительная скорость звеньев кинематической пары, м/с.

Потери мощности на трение во вращательной кинематической паре определяются по формуле

$$N_T^B = f^* \cdot R_{ik} \cdot (\omega_i \pm \omega_k) \frac{d_{ii}}{2}, \quad (2.44)$$

где ω_i, ω_k – относительные угловые скорости звеньев данной пары, c^{-1} ;

d_{ii} – диаметр цапфы, м.

В выражении (2.44) ставится знак плюс, если направления угловых скоростей звеньев противоположны, и минус – если совпадают.

Абсолютные величины потерь мощности на трение вычисляются по формуле

$$N_T = \sum N_T^n + \sum N_T^B. \quad (2.45)$$

Коэффициент потерь рассчитывается по зависимости

$$\varphi = \frac{N_T}{M_{yp} \cdot \omega_1 + N_T}, \quad (2.46)$$

где M_{yp} и ω_1 – соответственно уравнивающий момент и угловая скорость входного вала.

Мгновенное значение КПД механизма находится по формуле

$$\eta_{pm} = 1 - \varphi. \quad (2.47)$$

3. СИНТЕЗ ПЕРЕДАТОЧНОГО ЗУБЧАТОГО МЕХАНИЗМА

В данном разделе рассматриваются вопросы синтеза механизмов передач, удовлетворяющих заданным кинематическим и геометрическим критериям. Необходимо освоить аналитический и графический методы расчета передаточного отношения зубчатых механизмов, включая и планетарные. Обеспечение заданного передаточного отношения – есть основное условие синтеза планетарного механизма. Следует изучить общие рекомендации по выбору входного и выходного звеньев заданной схемы планетарного редуктора.

Большинство технологических процессов выполняется при низких скоростях движения исполнительных звеньев, но требует больших крутящих моментов на входном валу рабочей машины.

Современные двигатели, предназначенные для привода рабочих машин, имеют высокие скорости движения выходного вала, но малый крутящий момент. Для обеспечения требований технологического процесса в большинстве современных машин выходной вал двигателя и входной вал рабочей машины соединяются при помощи передаточных механизмов. Передаточные механизмы увеличивают крутящий момент и уменьшают угловую скорость входного вала рабочей машины. В качестве передаточного механизма в машинах широко применяются ременные, червячные, зубчатые и другие передачи.

Величина, показывающая, во сколько раз угловая скорость входного вала механизма передач (выходного вала двигателя) меньше (больше) угловой скорости выходного вала (входного вала рабочей машины), называется передаточным отношением.

В задании на курсовой проект предусматривается синтез передаточного зубчатого механизма, состоящего из планетарной ступени и рядной с неподвижными осями. В задачу синтеза входит определение передаточного отношения механизма передач по угловой скорости выходного вала двигателя и угловой скорости входного вала рабочей машины, а также определение числа зубьев всех колес зубчатого механизма. Последовательность одного из возможных методов синтеза зубчатого механизма передач приведена ниже.

3.1. Задание на курсовой проект по синтезу зубчатого механизма

1. Описать принцип работы механизма.
2. Определить угловые скорости входного и выходного звеньев, а также передаточное отношение редуктора.

3. Найти передаточное отношение рядной ступени, используя заданное число зубьев колес.
4. Определить передаточное отношение планетарной ступени.
5. Рассчитать геометрические параметры зубчатых колес.
6. Дать качественную оценку коэффициенту перекрытия пары зубчатых колес и КПД зубчатого механизма.

3.2. Зубчатые передачи с неподвижными осями вращения колес

Передаточным отношением зубчатой передачи называется отношение угловой скорости вала, принятого за входной, к угловой скорости вала, принятого за выходной, т. е.

$$U_{1k} = \omega_1/\omega_k, \text{ или } U_{1k} = n_1/n_k, \\ \text{так как } \omega = \pi n/30. \quad (3.1)$$

Зубчатые передачи могут быть одноступенчатыми и многоступенчатыми. Передаточное отношение многоступенчатой передачи равно произведению передаточных отношений ступеней. Количество ступеней равно числу неподвижных осей минус единица:

$$U_{1k} = U_{12} \cdot U_{23} \cdot \dots \cdot U_{(k-1)k}. \quad (3.2)$$

Одноступенчатые передачи делятся на передачи с внешним зацеплением (рис. 3.1, а) и внутренним (рис. 3.1, б):

$$U_{12} = \omega_1/\omega_2 = -z_2/z_1 = -r_{\omega 1}/r_{\omega 2} \text{ — для внешнего зацепления;}$$

$$U_{12} = \omega_1/\omega_2 = z_2/z_1 = r_{\omega 1}/r_{\omega 2} \text{ — для внутреннего зацепления,}$$

где $z_1, r_{\omega 1}$ — число зубьев и радиус начальной окружности входного колеса;

$z_2, r_{\omega 2}$ — число зубьев и радиус начальной окружности выходного колеса.

Для пары зубчатых колес с числом зубьев $z_1 \geq 17$ радиусы начальных и делительных окружностей совпадают. В этом случае $r_{\omega 1} = r_1$; $r_{\omega 2} = r_2$.

Для одной пары зубчатых колес передаточное отношение больше б конструктивно принимать нерационально, так как резко возрастают габариты механизма в радиальном направлении.

Имея схему передачи и зная числа зубьев или радиусы начальных окружностей колес, можно всегда определить общее передаточное отношение редуктора.

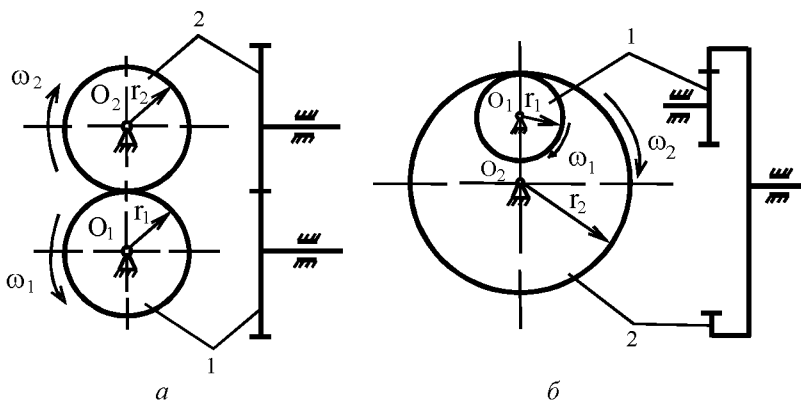


Рис. 3.1. Схемы зацеплений зубчатых колес: *a* – внешнего; *б* – внутреннего

3.3. Проектирование планетарных передач

Планетарным называется сложный зубчатый механизм, у которого геометрические оси одного или нескольких колес движутся, а степень подвижности равна единице (рис. 3.2).

Колеса с подвижными осями называют **сателлитами**. Подвижное звено, в котором закреплена ось сателлита, называется **водителом**. Колеса, геометрические оси которых неподвижны, называются **центральными**. Неподвижное центральное колесо называется **опорным**. Планетарные механизмы, изображенные на рис. 3.2, получили широкое применение в силовых передачах средней и большой мощности при высоком КПД (0,96–0,98). Наличие нескольких сателлитов позволяет значительно снизить габариты, улучшить уравновешивание, разгрузить опоры центральных колес и водила, уменьшить массу по сравнению с другими видами передач при тех же передаточных отношениях.

Следует обратить внимание на то, что каждая пара зубчатых колес планетарной ступени образует только внешнее зацепление (рис. 3.2, *a*), только внутреннее зацепление (рис. 3.2, *б*), или смешанное зацепление (рис. 3.2, *в* и *г*), где колеса 1–2 образуют внешнее зацепление, а колеса 3–4 – внутреннее. Различие схем зацепления зубчатых колес планетарного механизма имеет принципиальное значение в определении пределов изменения передаточного отношения механизма.

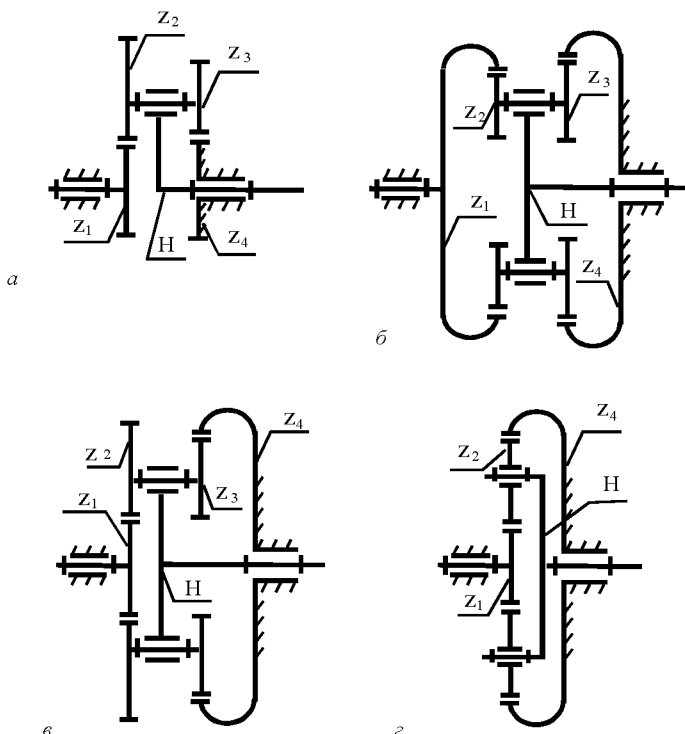


Рис. 3.2. Базовые схемы планетарных механизмов:
а – внешнее; *б* – внутреннее; *в* и *г* – смешанное зацепление колес

3.4. Определение передаточного отношения зубчатого механизма и распределение его между ступенями

Последовательность определения передаточного отношения всего механизма и распределение его по ступеням рассмотрим на примере рис. 3.3.

По заданной угловой скорости выходного вала двигателя и угловой скорости ведущего (входного) вала рабочей машины определяем общее передаточное отношение зубчатой передачи, состоящей из планетарного механизма и одной пары колес рядного зубчатого зацепления. Так как передаточный механизм включает рядную ступень, состоящую из колес z_1 и z_2 , и планетарную ступень, выполненную по схеме

рис. 3.2, то вал колеса z_1 (вал двигателя) и вал водила H (вал рабочей машины) будут вращаться в разные стороны.

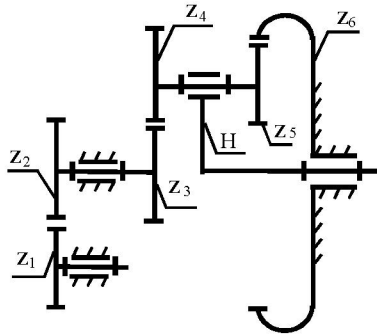


Рис. 3.3. Схема планетарного редуктора

Общее передаточное отношение всего механизма будет отрицательным:

$$U = -\frac{\omega_{дв}}{\omega_1} = -U_{пт} \cdot U_p, \quad (3.3)$$

где $\omega_{дв}$ – угловая скорость входного вала механизма передач (вала механизма передач, связанного с двигателем);

ω_1 – угловая скорость выходного вала механизма передач (вала механизма передач, связанного с рабочей машиной);

$U_{пт}$ – передаточное отношение планетарной ступени механизма передач;

U_p – передаточное отношение рядной ступени механизма передач.

Передаточное отношение рядной ступени редуктора определяется через заданное число зубьев z_1 и z_2 по формуле

$$U_p = -\frac{z_2}{z_1}, \quad (3.4)$$

где знак минус относится к внешнему зацеплению пары зубчатых колес z_1 и z_2 .

Из формулы (3.3) с учетом выражения (3.4) определяем передаточное отношение планетарной ступени механизма передач:

$$U_{пт} = \frac{U}{U_p}. \quad (3.5)$$

Определив таким образом передаточное отношение $U_{пл}$, необходимо назначить входное и выходное звенья планетарной ступени из условия работы механизма в режиме редуктора.

3.5. Определение геометрических параметров коррегированных зубчатых колес

Задача состоит в том, чтобы по заданному модулю и числам зубьев z_1 и z_2 определить геометрические параметры эвольвентного зубчатого зацепления непланетарной части механизма при условии отсутствия подрезания ножек зуба у меньшего колеса (рис. 3.4).

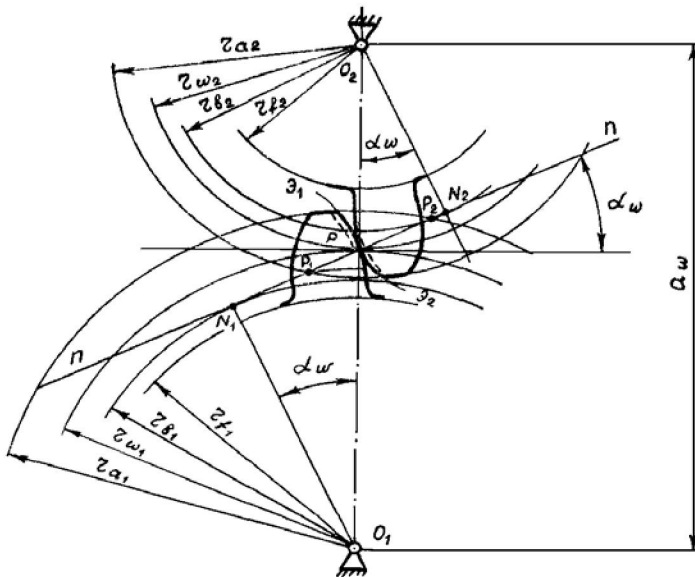


Рис. 3.4. Схема зацепления пары зубчатых колес

В соответствии с ГОСТ 9587–2001 для пары зубчатых колес, находящихся в зацеплении, угол зацепления при нарезании $\alpha = 20^\circ$; радиальный зазор $C = 0,25$; радиус переходной кривой $\rho_t = 0,38$; высота делительной головки зуба $h_a = 1$.

Порядок расчета.

1. Определить коэффициенты смещения инструмента из условия отсутствия подрезания ножек зуба:

$$x_1 = \frac{17 - z_1}{17}; x_2 = \frac{17 - z_2}{17}. \quad (3.6)$$

Если $z_1 > 17$, то $x_1 = 0$; если $z_2 > 17$, то $x_2 = 0$.

2. Определить угол зацепления при сборке:

$$\text{inv } \alpha_{\text{пр}} = \text{inv } \alpha + \frac{2(x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} \text{tg } \alpha; \quad (3.7)$$

$$\text{inv } \alpha_{\text{пр}} = \text{tg } \alpha - \alpha,$$

где $\alpha = 20^\circ$;

$\text{inv } \alpha_{\text{пр}}$ – эвольвентная функция.

Численные значения функции для $\alpha = 20 \dots 45^\circ$ представлены в табл. 3.1.

Таблица 3.1. Значение эвольвентной функции $\text{inv } \alpha = \text{tg } \alpha - \alpha$

Угол α	0,0	10'	20'	30'	40'	50'
20°	0,0149	0,0153	0,0157	0,0161	0,0165	0,0169
21°	0,0173	0,0178	0,0182	0,0187	0,0191	0,0196
22°	0,0200	0,0205	0,0210	0,0215	0,0220	0,0225
23°	0,0230	0,0236	0,0241	0,0247	0,0252	0,0258
24°	0,0263	0,0269	0,0275	0,0281	0,0287	0,0293
25°	0,0300	0,0306	0,0313	0,0319	0,0326	0,0333
26°	0,0339	0,0346	0,0353	0,0361	0,0368	0,0375
27°	0,0383	0,0390	0,0398	0,0406	0,0414	0,0422
28°	0,0430	0,0438	0,0447	0,0455	0,0464	0,0473
29°	0,0482	0,0491	0,0500	0,0509	0,0518	0,0529
30°	0,0537	0,0547	0,0557	0,0567	0,0577	0,0588
31°	0,0598	0,0608	0,0619	0,0630	0,0641	0,0652
32°	0,0664	0,0675	0,0686	0,0698	0,0710	0,0722
33°	0,0734	0,0747	0,0759	0,0772	0,0785	0,0798
34°	0,0811	0,0824	0,0838	0,0851	0,0865	0,0879
35°	0,0893	0,0908	0,0922	0,0937	0,0951	0,0967
36°	0,0982	0,0998	0,1013	0,1029	0,1045	0,1061
37°	0,1078	0,1094	0,1111	0,11283	0,11455	0,1163
38°	0,1181	0,1199	0,1216	0,12348	0,12534	0,1272
39°	0,1291	0,1310	0,13297	0,13493	0,1369	0,1389
40°	0,1409	0,1430	0,1451	0,1472	0,1494	0,1515
41°	0,1537	0,1559	0,1582	0,1604	0,1627	0,1650
42°	0,1674	0,1697	0,1721	0,17457	0,1770	0,1795
43°	0,1820	0,1846	0,1871	0,18975	0,1924	0,1950
44°	0,1977	0,2005	0,2032	0,2060	0,20885	0,2117
45°	0,2146	0,2175	0,2205	0,22348	0,2265	0,2296

3. Определить межцентровое расстояние:

$$A = \frac{m}{2}(z_1 + z_2); \quad A_w = \frac{m(z_1 + z_2) \cos \alpha}{2 \cos \alpha_w}. \quad (3.8)$$

4. Найти начальные диаметры:

$$d_{w_1} = mz_1 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}; \quad d_{w_2} = mz_2 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}. \quad (3.9)$$

5. Определить делительные диаметры:

$$d_1 = mz_1; \quad d_2 = mz_2. \quad (3.10)$$

6. Определить коэффициент воспринимаемого смещения:

$$y = \frac{a_w - a}{m}. \quad (3.11)$$

7. Вычислить коэффициент уравнительного смещения:

$$\Delta y = (x_1 + x_2) - y. \quad (3.12)$$

8. Определить диаметры вершин зубьев колес:

$$d_{a1} = d_1 + 2(h_a + x_1 - \Delta y)m; \quad (3.13)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2(h_a + x_2 - \Delta y)m. \quad (3.14)$$

9. Найти диаметры впадин зубчатых колес:

$$d_{f1} = d_1 - 2(h_a + c - x_1)m; \quad (3.15)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2(h_a + c - x_2)m. \quad (3.16)$$

10. Рассчитать основные диаметры:

$$d_{b1} = mz_1 \cos \alpha; \quad (3.17)$$

$$d_{b2} = mz_2 \cos \alpha. \quad (3.18)$$

11. Рассчитать толщину зуба по делительной окружности:

$$s_1 = m \left(\frac{\pi}{2} + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha \right); \quad (3.19)$$

$$s_2 = m \left(\frac{\pi}{2} + 2x_2 \operatorname{tg} \alpha \right). \quad (3.20)$$

3.6. Определение качественных показателей работы зубчатого зацепления

Коэффициент перекрытия определяется по формуле

$$\varepsilon_\alpha = \frac{z_1 \operatorname{tg} \alpha_{a_1} + z_2 \operatorname{tg} \alpha_{a_2} - (z_1 + z_2) \operatorname{tg} \alpha_w}{2\pi}, \quad (3.21)$$

где

$$\cos \alpha_{a_1} = \frac{d_{b1}}{d_{a_1}}; \quad \cos \alpha_{a_2} = \frac{d_{b2}}{d_{a_2}}. \quad (3.22)$$

Коэффициент перекрытия характеризует плавность работы передачи и изменяется от 1,1 до 2,0.

3.7. Определение коэффициента полезного действия зубчатого механизма

Коэффициент полезного действия зубчатого механизма определяется в рекомендуемой ниже последовательности.

1. Определить КПД редуктора, используя одну из формул, приведенных в табл. 3.2, в зависимости от величины передаточного отношения и типа входного звена механизма.

Т а б л и ц а 3.2. Расчетные формулы КПД планетарных редукторов

При $0 < U_{пл} < 1$	При остальных значениях
<p>Входное зубчатое колесо</p> $\eta = \frac{1}{U_{пл}} \left[1 - \frac{1}{\eta_{(H)}} (1 - U_{пл}) \right]$	$\eta = \frac{1}{U_{пл}} \left[1 - \eta_{(H)} (1 - U_{пл}) \right]$
<p>Входное водило</p> $\eta = \frac{U_{пл}}{\left[1 - \eta_{(H)} (1 - U_{пл}) \right]}$	$\eta = \frac{U_{пл}}{1 - \frac{(1 - U_{пл})}{\eta_{(H)}}}$

В формулах $\eta_{(H)}$ – КПД обращенного механизма. Принимаем коэффициент полезного действия каждой пары колес $h_1 = 0,96$.

Тогда

$$\eta_{(H)} = (\eta_1)^n, \quad (3.23)$$

где n – число пар колес планетарной ступени, одновременно находящихся в зацеплении.

2. Найти общий КПД зубчатого механизма:

$$\eta_{э.м} = \eta_{ряд} \cdot \eta. \quad (3.24)$$

3. Вычислить мощность, потребляемую машинным агрегатом:

$$N = \frac{N_{эф}}{\eta_{э.м} \cdot \eta_{р.м}}, \quad (3.25)$$

где $\eta_{р.м}$ – КПД рабочей машины.

4. Выполнить краткий анализ и сделать выводы по результатам синтеза зубчатого механизма.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Артоблевский, И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоблевский. – Москва: Наука, 1988.
2. Теория механизмов и машин / К. В. Фролов [и др.]; под ред. К. В. Фролова. – Москва, 1986.
3. Кожевников, С. Н. Теория механизмов и машин / С. Н. Кожевников. – Москва: Наука, 1973.
4. Филонов, И. П. Теория механизмов, машин и манипуляторов / И. П. Филонов, П. П. Анципирович, В. К. Акулич. – Минск: Дизайн ПРО, 1998.
5. Юдин, В. А. Теория механизмов и машин / В. А. Юдин, Л. В. Петрокас. – Москва: Наука, 1977.
6. Левитский, Н. И. Теория механизмов и машин / Н. И. Левитский. – Москва: Высш. шк., 1979.
7. Попов, С. А. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / С. А. Попов. – Москва: Высш. шк., 1986.

Значение коэффициентов трения и скольжения f

Материалы	Условия работы			
	Скорость скольжения			
	без смазки		со смазкой	
	менее 1 м/с	более 1 м/с	менее 1 м/с	более 1 м/с
Алюминий – баббит	–	–	0,1–0,15	0,04–0,1
Алюминий – сталь	–	–	0,06–0,12	0,03–0,08
Алюминий – чугун	–	–	0,1–0,18	0,06–0,12
Дерево – металл	0,5–0,6	0,26	0,011–0,16	0,08–0,14
Сталь – баббит	–	–	0,05–0,1	0,02–0,05
Сталь – бронза	0,13–0,18	0,1–0,13	0,06–0,12	0,02–0,06
Сталь – текстолит	0,15–0,18	0,14	0,06–0,12	0,03–0,06
Сталь – чугун	0,16–0,02	0,12–0,16	0,07–0,14	0,04–0,07
Чугун – бронза	0,14–0,19	0,11–0,14	0,05–0,1	0,04–0,05
Чугун – чугун	0,2–0,25	0,15–0,2	0,08–0,12	0,06–0,08

П р и м е ч а н и е. Приведенный коэффициент трения определяется по зависимостям: $f^* = 1,27f$ – для цилиндрических ползунов; $f^* = 1,5f$ – для новых вращательных кинематических пар; $f^* = 1,33f$ – для приработанных кинематических пар.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
1. Динамическое исследование машинного агрегата	4
1.1. Задание на курсовой проект по динамическому исследованию машинного агрегата	4
1.2. Приведение сил к кривошипному валу	5
1.2.1. Характеристика сил	5
1.2.2. Индикаторная диаграмма и циклограмма работы двигателя внутреннего сгорания	5
1.2.3. Индикаторная диаграмма и циклограмма работы компрессора	8
1.2.4. Диаграмма сил полезного сопротивления строгального станка и циклограмма его работы	11
1.2.5. Приведение сил и моментов к входному звену механизма	13
1.3. Приведение масс	14
1.4. Определение момента инерции маховика	16
1.4.1. Расчет маховика по методу Мерцалова	18
1.4.2. Расчет маховика по методу Виттенбауэра	25
2. Силовой расчет механизмов	28
2.1. Последовательность выполнения силового расчета механизмов	29
2.2. Силы инерции звеньев механизма	29
2.3. Реакции кинематических пар	31
2.4. Определение реакций в кинематических парах механизма	32
2.5. Силовой расчет кулисного механизма	41
2.6. Определение коэффициента потерь в заданном положении механизма	47
3. Синтез передаточного зубчатого механизма	48
3.1. Задание на курсовой проект по синтезу зубчатого механизма	48
3.2. Зубчатые передачи с неподвижными осями вращения колес	49
3.3. Проектирование планетарных передач	50
3.4. Определение передаточного отношения зубчатого механизма и распределение его между ступенями	51
3.5. Определение геометрических параметров коррегированных зубчатых колес	53
3.6. Определение качественных показателей работы зубчатого зацепления	55
3.7. Определение коэффициента полезного действия зубчатого механизма	56
Библиографический список	57
Приложения	58