



Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
"Томский государственный архитектурно-строительный университет"

СИЛОВОЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Методические указания
к выполнению курсового проекта

Составители О.Г. Волокитин, А.В. Луценко, В.В. Шеховцов

Томск 2017

Силовой анализ рычажных механизмов: методические указания к выполнению курсового проекта / Сост. О.Г. Волокитин, А.В. Луценко, В.В. Шеховцов. Томск: Изд-во Томского государственного архитектурно-строительного университета, 2017. – 16 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.Г. Волокитин

Редактор к.т.н., доцент В.А. Литвинова

Методические указания к выполнению курсового проекта по дисциплине «Теория механизмов и машин» для студентов профилей: 23.03.03.01 Автомобили и автомобильное хозяйство; 23.03.03.02 Автомобильный сервис; 21.03.01.01. Сооружение и ремонт объектов нефтегазового производства; 21.03.02.02. Механизация строительства и обустройства нефтегазовых объектов. 23.03.02.01 Подъемно-транспортные, строительные, дорожные средства и оборудование

Печатается по решению методического семинара кафедры прикладной механики и материаловедения № 11 от 06.11.2017 г.

Оригинал макет подготовлен авторами.

Подписано в печать 16.11.2017

Формат 60×90/16. Бумага офсет. Гарнитура Таймс.

Уч.–изд. л. 1.0. Тираж 50 экз. Заказ №

Изд-во ТГАСУ, 634003, г. Томск, пл. Соляная, 2.

Отпечатано с оригинал-макета в ООП ТГАСУ.

634003, г. Томск, ул. Партизанская, 15.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	4
1. Силовой анализ механизмов	5
2. Силовой расчет группы Ассура второго класса с двумя вращательными и одной поступательной кинематическими парами	7
3. Силовой расчет начального механизма	10
4. Определение уравновешивающей силы методом жесткого рычага жуковского	12
Список рекомендуемой литературы	14
Вопросы для самоконтроля	15
ПРИЛОЖЕНИЕ	16

ВВЕДЕНИЕ

Целью курсового проектирования по теории механизмов и машин является приобретение практических навыков применения общих методов проектирования и исследования механизмов и машин, которые изучаются студентами в теоретическом курсе. В задании на курсовой проект перед студентом ставятся задачи синтеза и анализа, наиболее распространенных в современной технике механизмов: рычажных, зубчатых и кулачковых. При синтезе механизмов решаются задачи построения схем механизмов по заданным кинематическим и динамическим параметрам. Анализ механизмов включает исследования их кинематических и динамических свойств.

В данных методических указаниях излагается необходимая теория к выполнению силового анализа рычажного механизма.

В процессе выполнения формируются следующие профессиональные компетенции, предусмотренные Федеральным государственным общеобразовательным стандартом:

Методические указания помогут студентам при проведении силового анализа рычажного механизма.

1. СИЛОВОЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ

В курсовом проекте после проведения структурного и кинематического анализа плоского рычажно-шарнирного механизма требуется провести силовой анализ этого механизма, который предполагает решение первой, задачи динамики - по заданному закону движения определить действующие силы. Так как законы движения начальных звеньев и внешние силы, действующие на звенья механизмов, заданы, то силовой расчет сводится в основном к определению сил в кинематических парах.

Результаты силового анализа необходимы для дальнейших расчетов деталей на прочность, жесткость, износостойкость, надежность, для выбора типов и размеров подшипников, определения коэффициента полезного действия механизма.

В курсовом проекте силовой расчет проводится без учета сил трения.

Обычно при расчетах деталей механизмов на прочность необходимо знать изменение величины сил в кинематических парах за цикл. При выполнении курсового проекта можно ограничиться расчетом сил для одного или двух положений механизма, в которых действуют максимальные внешние нагрузки. К внешним нагрузкам относятся: силы тяжести звеньев (G_i), движущая сила (F_{ig}), момент сопротивления (M_{ic}).

Силовой расчет, учитывающий ускоренное движение масс, можно производить методом, основанным на законе Ньютона, или же с применением принципа Даламбера. При решении задачи последним методом к каждому звену, помимо внешних сил и моментов, прикладываются главный вектор сил инерции Φ_i и главный момент сил инерции M_{ϕ_i} . В результате вся система сил и моментов условно рассматривается в равновесии, а значит, задачу динамики можно решать методами статики.

Главный вектор сил инерции звена Φ_i и главный момент сил инерции M_{ϕ_i} определяются по формулам:

$$\vec{\Phi}_i = -m_i \cdot \vec{a}_{s_i}, \quad \vec{M}_{\phi_i} = -J_{s_i} \cdot \vec{\varepsilon}_i,$$

где m_i - масса i -го звена; a_{si} - ускорение центра масс i - го звена; ε_i - угловое ускорение i - го звена; J_{si} - момент инерции i - го звена относительно главной центральной оси, проходящей через центр масс S_i .

Главный вектор сил инерции Φ_i прикладывается в центре масс звена S_i и направляется противоположно a_{si} .

Числовые значения масс и моментов инерции звеньев механизма приведены в задании на курсовое проектирование. Для определения векторов сил инерции и главных моментов сил инерции для всех звеньев механизма необходимо определить угловые ускорения звеньев и линейные ускорения центров масс. Эти величины находятся при кинематическом анализе механизма с использованием графического, аналитического или численного методов исследования.

Силы взаимодействия звеньев рекомендуется обозначать буквой R_{12} с двойным индексом. Первая цифра индекса показывает звено, к которому приложена сила; вторая цифра - звено, со стороны которого действует сила, например, R_{12} - сила, с которой звено 2 действует на звено 1.

Для проведения силового расчета нужно расчленив заданный плоский рычажный механизм на группу начального механизма (начальное звено со стойкой) и структурные группы с нулевой степенью свободы, так называемые группы Ассур - статически определимые группы, для которых число неизвестных сил равно числу уравнений.

Кинетостатический расчет механизма начинаем с группы Ассур, наиболее удаленной от начального звена, и проводим его в такой последовательности, как и разделение на группы Ассур при структурном анализе механизма.

Рассмотрим наиболее часто встречающиеся группы, из которых состоят рычажные механизмы, исследуемые при курсовом проектировании.

2. СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ГРУППЫ АССУРА ВТОРОГО КЛАССА С ДВУМЯ ВРАЩАТЕЛЬНЫМИ И ОДНОЙ ПОСТУПАТЕЛЬНОЙ КИНЕМАТИЧЕСКИМИ ПАРАМИ

Такая группа принадлежит кривошипно-шатунному механизму и состоит из шатуна, соединенного с ползуном (рис. 1).

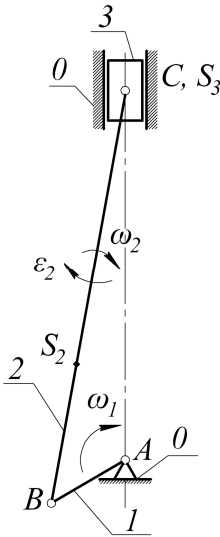


Рис. 1. Схема кривошипно – шатунного механизма

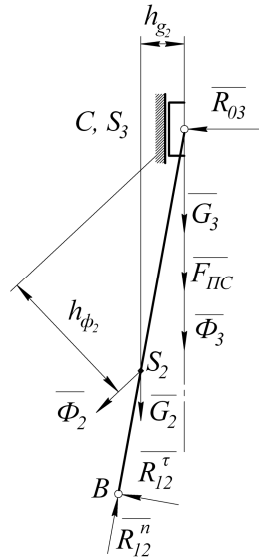


Рис. 2. Схема сил группы Ассура 2-3

Расчет начинаем с определения сил тяжести звеньев G_2 и G_3 , которые приложены в их центрах тяжести S_2 и S_3 , направлены вертикально вниз и определяются, как произведение массы звена на ускорение свободного падения:

$$G_2 = m_2 \cdot g; \quad G_3 = m_3 \cdot g.$$

Так как группа освобождена от связей, то вместо них прикладываем соответствующие реакции: реакцию R_{30} , действующую в поступательной паре со стороны неподвижного звена 0 на звено 3, и реакцию R_{21} , действующую в шарнире (A) со стороны звена 1 на звено 2.

Реакция R_{30} не известна по величине, но известна по направлению: она направлена горизонтально.

Реакция R_{21} не известна ни по величине, ни по направлению. Раскладываем ее на две составляющие: тангенциальную R^t , направленную перпендикулярно звену (AB), и нормальную R^n , направленную вдоль звена (AB).

Сила производственного сопротивления $F_{\text{пс}}$ действует на ползун 3, проходит через его центр тяжести S_3 , совпадающий с точкой (C), направлена против движения ползуна (направление движения определяется по направлению ускорения точки (C) из плана ускорений для данного положения механизма). Величина силы либо задана, либо определяется по индикаторной диаграмме.

Для того, чтобы рассматривать группу как находящуюся в равновесии, прикладываем в точках S_2 и S_3 главные векторы сил инерции Φ_2 и Φ_3 . Величины этих сил определяем по формулам:

$$\bar{\Phi}_2 = -m_2 \cdot a_{S_2}; \quad \bar{\Phi}_3 = -m_3 \cdot a_{S_3}.$$

Знак минус в этих формулах показывает, что главные векторы сил инерции направлены противоположно векторам ускорений центров тяжести звеньев (a_{S_2} , a_{S_3}).

Величины и направления ускорений центров тяжести звеньев и определяем по плану ускорений для данного положения механизма.

К звену 2 прикладываем еще главный момент сил инерции:

$$M_{\Phi_2} = -J_{S_2} \varepsilon_2,$$

где J_{S_2} - осевой момент звена 2;

$$J_{S_2} = \frac{m_2 l_{CB}^2}{12}.$$

Величину углового ускорения определяем следующим образом:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{CB}^t}{l_{BC}}.$$

Величину и направление ε определяем по плану ускорений. Направление ε_2 , совпадает с направлением a_{BC}^t .

Переходим к определению реакций R_{12}^r и R_{21}^n , а также реакции R_{03} . Расчет производим в следующем порядке.

1. Рассматриваем равновесие звена 2 и определяем силу R_{12}^r . Так как звено 2 находится в равновесии, то сумма моментов всех сил, приложенных к этому звену, относительно точки (C) равна нулю:

$$\sum M_C = +R_{12}^r \cdot h_{BC} + \Phi_2 \cdot h_{\Phi_2} - G_2 h_{G_2} + M_{\Phi_2} = 0;$$

$$R_{12}^r = \frac{-\Phi_2 \cdot h_{\Phi_2} + G_2 h_{G_2} - M_{\Phi_2}}{h_{BC}}.$$

В этом уравнении и далее плечи сил обозначены через h с индексами этих сил. Все плечи определяются непосредственным измерением на чертеже с учетом масштабного коэффициента K_l .

Если сила R_{12}^r получится со знаком минус, то это значит, что она направлена противоположно тому направлению, которое мы первоначально показали на чертеже и использовали при составлении уравнения. В дальнейших расчетах мы должны будем принимать ее действительное направление.

2. Рассматриваем равновесие всей группы в целом и определяем реакции R_{12} и R_{03} .

Так как группа находится в равновесии, то геометрическая сумма всех сил, действующих на ее звенья, равна нулю:

$$\sum \vec{F} = \vec{R}_{12}^r + \vec{R}_{12}^n + \vec{G}_2 + \vec{\Phi}_2 + \vec{G}_3 + \vec{\Phi}_3 + \vec{F}_{ПС} + \vec{R}_{03} = 0.$$

В соответствии с этим уравнением строим многоугольник сил (план сил). Многоугольник должен быть замкнутым.

Для этого выбираем произвольно масштабный коэффициент сил $K_F = [Н/мм]$ и вычисляем длины векторов, которые будут изображать известные силы.

Чтобы получить длину вектора силы, нужно величину силы разделить на масштабный коэффициент.

Затем, начиная от точки b (рис.3), откладываем последовательно вектора известных сил (R_{12}^r , Φ_2 , Φ_3 , $F_{ПС}$). В конце каждого вектора делаем стрелку и ставим обозначение силы.

Построение известных сил заканчиваем вектором $F_{ПС}$. Чтобы замкнуть многоугольник, проводим через точку b направление

силы R_{21}^n , а через точку f — направление силы R_{03} . Эти силы пересекаются в точке a и замыкают силовой многоугольник. Точка пересечения этих сил определит их величину: отрезок bc изображает силу R_{12}^r , а отрезок fa — силу R_{03} .

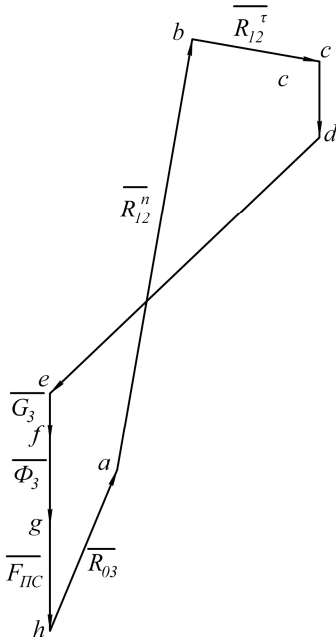


Рис. 3. План сил группы Ассура 2-3 (ВВП)

Определяем их истинные величины:

$$R_{12}^n = R_{12}^n \cdot K_1; \quad R_{03} = R_{03} \cdot K_1.$$

Определив R_{12}^n и R_{03} , нужно на плане сил найти полную реакцию R_{12} как их равнодействующую: проведем прямую из начала вектора R_{12}^r ; в конец вектора R_{12}^n ; это и будет полная реакция R_{12} (отрезок ac).

3. СИЛОВОЙ РАСЧЕТ НАЧАЛЬНОГО МЕХАНИЗМА

Начальный механизм (или механизм 1 го- класса) состоит из начального звена (кривошипа) и стойки. Начальным звеном назы-

вается то, которому приписывается одна или несколько обобщенных координат. В механизмах с одной обобщенной координатой имеется одно начальное звено. Чаще всего таким звеном является кривошип, и за обобщенную координату в этом случае принимается угловая координата. Начальное звено не обязательно должно всегда совпадать с входным (или ведущим).

Рассмотрим пример, когда начальным звеном является кривошип, вращающийся с постоянной угловой скоростью, то есть равномерно (рис. 4).

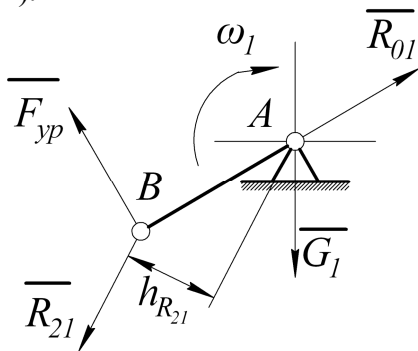


Рис. 4. Схема сил начального механизма

Чтобы движение кривошипа было равномерным, нужно приложить к нему уравновешивающий момент M_{yp} (или уравновешивающую силу F_{yp}).

При ведущем начальном звене уравновешивающий момент является моментом сил движущих, а при ведомом - моментом сил сопротивления.

На схеме сил (рис. 4) приложена уравновешивающая сила F_{yp} . Эта сила может быть приложена в любой точке звена и действует перпендикулярно звену. Удобнее приложить F_{yp} в точке B . Величину этой силы, а также реакцию R_{01} следует определить. Для этого достаточно составить и решить скалярное уравнение моментов относительно точки A и векторное уравнение суммы сил:

$$\sum M_A(R)_1 = 0 ;$$

$$-F_{yp} \cdot l_{AB} + R_{21}h_{R_{21}} + R_{01}h_{R_{01}} = 0;$$

$$F_{yp} = \frac{R_{21}h_{R_{21}}}{l_{AB}}.$$

Векторное уравнение решаем графическим путем построения плана сил (рис. 5), из которого определяем направление силы R_{01} и ее модуль:

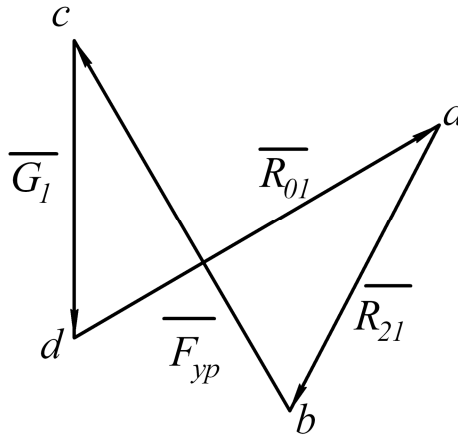


Рис. 5. План сил начального механизма

Рассмотрен случай, когда начальное звено вращается равномерно.

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УРАВНОВЕШИВАЮЩЕЙ СИЛЫ МЕТОДОМ ЖЕСТКОГО РЫЧАГА ЖУКОВСКОГО

По этому методу можно определить уравновешивающую силу, не определяя реакции в кинематических парах.

Если все силы, действующие на звенья механизма, перенести параллельно самим себе в соответствующие точки повернутого на 90° (в любую сторону) плана скоростей, то сумма моментов этих сил относительно полюса будет равна нулю. План скоростей рассматривается как жесткий рычаг с опорой в полюсе (P).

Если на звено действует пара сил, то на повернутый план скоростей нужно перенести каждую составляющую этой пары отдельно без изменения ее направления.

По условию теоремы Жуковского уравнение моментов относительно полюса повернутого плана скоростей можно в общем виде представить так:

Плечи сил на рычаге Жуковского рекомендуется обозначать буквой h_i с соответствующим индексом той силы, к которой это плечо относится.

Величины плеч определяются непосредственно из чертежа в миллиметрах.

Переносим с листа 1 на лист 2 план скоростей и поворачиваем его на 90° .

В соответствующих точках прикладываем векторы всех активных сил (тяжести звеньев, движущей или сопротивления), а также векторы сил инерции, главных моментов сил инерции и уравновешивающей силы.

Определяем плечи всех сил относительно полюса (P) плана скоростей непосредственным измерением на чертеже (кратчайшее расстояние от полюса до векторов сил или их продолжения).

Главные моменты $M_{\phi 2}$ и $M_{\phi 4}$ сил инерции заменяем парами сил:

$$F_{M\phi} = \frac{M_{\phi}}{l_{CB}};$$

$$F_{M\phi 2} = F_{M\phi} (1 - \lambda_S).$$

Составляем уравнение моментов всех сил относительно полюса (P) плана скоростей, из которого затем определяем величину уравновешивающей силы F_{yp}^* :

$$F_{yp} = \frac{+ F_{nc3} \cdot h_{F_{nc3}} + 2F_{M\phi} h_F + 2F_{M\phi}^{//} h_{F//} + F_{nc5} h_{F_{nc5}}}{h_{F_{yp}}}.$$

Сравниваем значения F_{yp} и F_{yp}^* разница (Δ) допускается до 10%.

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Волокитин Г.Г. Теория механизмов и машин: электронный учебник / Г.Г. Волокитин, О.Г. Волокитин, А.В. Луценко. – Издательство ТГАСУ, 2014 г.
2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: [Учеб. для вузов]. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 2009. – 639 с.
3. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. Учебное пособие для студентов вузов. Изд. 4-е М.: Машиностроение, 2006. – 592с.
4. Кореняко А.С. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. Издательство «Вища школа», 2007, 326 с.

Вопросы для самоконтроля

1. Названия звеньев рычажного механизма.
2. Дать определения понятия – шатун.
3. Дать определения понятия – ползун.
4. Дать определения понятия – кривошип.
5. Дать определения понятия – коромысло.
6. Дать определения понятия – стойка.
7. Дать определения понятия – кулиса.
8. Дать определения понятия – кулачок.
9. Дать определения понятия – зубчатое колесо.
10. Дать определения понятия – «Группа Ассура».
11. Дать определения понятия – «Начальный механизм».
12. Дать определения понятия – «Входное звено».
13. Дать определения понятия – «Выходное звено».
14. Дать определения понятия – кулачковый механизм.
15. Дать определения понятия – кинематическая пара.
16. Дать определения понятия – кинематические цепи.
17. Основные свойства группа Ассура.
18. Классификация кинематических цепей.
19. Основные свойства планов скоростей.
20. Основные свойства планов ускорений.
21. Свойства эвольвентного зацепления.
22. Суть метода обращения движения.
23. Передаточное отношение зубчатых механизмов.
24. Структурная формула П.Л. Чебышева.
25. Классификация кинематических пар.

ПРИЛОЖЕНИЕ

