

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ
НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
"ХАРЬКОВСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ"

**ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН
МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
ПО ВЫПОЛНЕНИЮ СИЛОВОГО РАСЧЕТА
ПЛОСКИХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ
ДЛЯ СТУДЕНТОВ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ СПЕЦИАЛЬНОСТЕЙ**

утверждено
редакционно–издательским
советом университета,
протокол № 3 08.10.04

Харьков НТУ «ХПИ» 2004

Теория механизмов и машин. Методические указания по выполнению силового расчета плоских рычажных механизмов для студентов машиностроительных специальностей / Сост. Н. А. Ткачук, В. Б. Зеленский, Г. А. Кротенко и др. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2004. – 20 с.

Составители: Н. А. Ткачук
В. Б. Зеленский
Г. А. Кротенко
А. А. Зарубина
И. Я. Храмцова

Рецензент Д. О. Волонцевич

Кафедра теории механизмов, машин и роботов

СОДЕРЖАНИЕ

Вступление.....	4
1. Задача силового расчета. Основные предположения для расчета.....	5
2. Последовательность силового расчета механизма.....	6
3. Силовой расчет структурных групп второго класса.....	6
4. Силовой расчет с учетом сил трения.....	10
5. Пример силового расчета плоского рычажного механизма без учета сил трения.....	11
6. Проверка правильности силового расчета	17
7. Применение ЭВМ для силового расчета	18
Список источников информации	19

ВСТУПЛЕНИЕ

Во время движения механизма в соответствии с функциональным назначением в его кинематических парах возникают силы взаимодействия между звеньями. Знать нагруженность кинематических пар этими силами взаимодействия необходимо для расчета звеньев механизма на прочность, жесткость, вибростойкость, износоустойчивость, для расчета подшипников на долговечность, подбора муфт приводов и т. д.

Методические указания включают: задачи силового расчета, с рассмотренными основными предположениями для расчета, представлена рациональная последовательность силового расчета механизма, состоящего из структурных групп второго класса без учета сил трения, а также с учетом действия сил трения. Рассмотрен пример силового расчета плоского рычажного механизма без учета сил трения с проверкой правильности расчета графоаналитическим методом, и указана возможность силового расчета при помощи ЭВМ. Представленный список источников информации по силовому расчету позволяет изучить данный вопрос в необходимом объеме.

1. Задача силового расчета плоских рычажных механизмов.

Основные предположения для расчета

Механизм представляет собой механическую систему, нагруженную внешними силами (движущими силами, силами полезного сопротивления, силами тяжести и др.), под действием которых между звеньями механизма возникают силы взаимодействия, т.е. реакции в кинематических парах.

В задачу силового расчета входит определение: а) реакций во всех кинематических парах; б) уравновешивающей силы $P_{ур}$ или уравновешивающего момента $M_{ур}$ на начальном звене для заданного положения механизма.

Результаты силового расчета используются для прочностных расчетов проектируемого механизма и динамических расчетов машины. Реакции могут определяться без учета сил трения в кинематических парах и с учетом трения. Результаты силового расчета без учета сил трения и с учетом трения позволяют вычислить коэффициент полезного действия механизма.

С целью учета ускоренного движения звеньев в основу силового расчета положен метод кинетостатики, согласно которому все внешние силы, приложенные к любой группе звеньев механизма, совместно с силами инерции звеньев образуют уравновешенную систему сил, удовлетворяющую условиям равновесия статики.

Первоначально при силовом расчете трение в кинематических парах не учитывается.

Силовой расчет плоского рычажного механизма производится при следующих предположениях, которые соответствуют жесткой модели механизма:

- все звенья механизма считаются абсолютно жесткими телами;
- все звенья имеют общую плоскость симметрии, в которой располагаются задаваемые силы и реакции; эту плоскость называют основной плоскостью;
- массы звеньев m_i считаются сосредоточенными в центрах их масс S_i ;
- инерция звеньев во вращательном движении учитывается заданными моментами инерции I_{S_i} относительно осей, проходящих через центры масс перпендикулярно основной плоскости;
- реакции в кинематических парах пятого класса (вращательных и поступательных) являются сосредоточенными силами, представляющими равнодействующие сил взаимодействия между звеньями, которые распределены по элементам кинематических пар.

2. Последовательность силового расчета плоского рычажного механизма

Реакцию во вращательной паре принято обозначать буквой \vec{R} с индексами i, j , то есть \vec{R}_{ij} , где первый индекс соответствует номеру i звена, на которое действует реакция, а второй – номеру j смежного звена. Точкой приложения реакции считается центр вращательной пары.

Реакция в поступательной паре обычно обозначается буквой \vec{N} с индексом, имеющим аналогичное значение: \vec{N}_{ij} . Эта реакция перпендикулярна оси направляющей поступательной пары. Очевидно,

$$\vec{R}_{ij} = -\vec{R}_{ji}, \quad \vec{N}_{ij} = -\vec{N}_{ji}. \quad (1)$$

Каждая реакция определяется двумя неизвестными величинами. Во вращательной паре это модуль (величина) и направление реакции. В поступательной паре это модуль и положение линии действия реакции (которое определяется, например, расстоянием линии действия реакции до ближайшего шарнира).

Для нахождения реакций в кинематических парах отдельно взятой структурной группы (группы Ассура) необходимо определить $2p_5$ неизвестных, где p_5 – число пар пятого класса в группе. В то же время число уравнений равновесия, которые можно составить для всех n звеньев группы равно $3n$. В силу нулевого числа степеней подвижности группы ($W = 3n - 2p_5 = 0$) $3n = 2p_5$, а значит структурная группа является статически определимой.

Силовой расчет плоского рычажного механизма выполняется путем последовательного рассмотрения равновесия структурных групп, начиная с последней присоединенной группы.

3. Силовой расчет структурных групп второго класса

Пусть структурная группа состоит из двух звеньев с номерами i и j , а звенья, соединенные со звеньями рассматриваемой группы во внешних кинематических парах имеют номера k и l соответственно. Для выполнения расчета структурной группы графоаналитическим методом в начале вычерчивается схема нагружения группы. То есть кинематическая схема группы в заданном положении механизма с указанием внешних сил, действующих на звенья группы. Таковыми являются:

- силы \vec{Q}_C или моменты \vec{M}_C полезного сопротивления;
- движущие силы \vec{Q}_D или моменты \vec{M}_D ;
- силы инерции $\vec{P}_i^n = -m_i \vec{a}_{S_i}$ и $\vec{P}_j^n = -m_j \vec{a}_{S_j}$, и моменты сил инерции $\vec{M}_i^n = -I_{S_i} \varepsilon_i$, $\vec{M}_j^n = -I_{S_j} \varepsilon_j$, где \vec{a}_{S_i} , \vec{a}_{S_j} и ε_i , ε_j – векторы ускорения центров масс S_i и S_j i -го и j -го звеньев и угловые ускорения звеньев соответственно;

- силы тяжести звеньев группы \vec{G}_i и \vec{G}_j , модули которых $G_i = m_i g$, $G_j = m_j g$, где g – ускорение свободного падения;
- известная реакция в точке присоединения следующей структурной группы (если таковая имеется), для которой силовой расчет уже выполнен.

Кроме того, на схеме нагружения указываются неизвестные реакции \vec{R}_{ik} или \vec{N}_{jl} во внешних кинематических парах группы. При этом во внешних вращательных парах реакции \vec{R}_{ik} раскладываются на две составляющие: тангенциальную \vec{R}_{ik}^{τ} , направленную параллельно скорости точки приложения реакции в относительном движении звеньев структурной группы, и нормальную \vec{R}_{ik}^n , которая перпендикулярна тангенциальной. В крайних поступательных парах реакция \vec{N}_{jl} перпендикулярна оси направляющей ползуна и прикладывается на некотором неизвестном расстоянии h_{jl} от ближайшего шарнира.

Для определения неизвестных реакций (или их составляющих) могут быть использованы уравнения равновесия, как отдельных звеньев структурной группы, так и группы в целом. Схема нагружения группы выполняется в масштабе длин (с коэффициентом μ_l м/мм). При необходимости использования при расчете уравнения равновесия моментов сил на схеме необходимо показывать плечи всех сил, входящих в эти уравнения, относительно точки, к которой приводятся моменты.

Как правило, тангенциальные составляющие \vec{R}_{ik}^{τ} определяются аналитически из уравнений равновесия моментов. Нормальные составляющие \vec{R}_{ik}^n и реакции \vec{N}_{jl} в поступательных парах – из уравнений равновесия сил, записанных в векторной форме. Такие уравнения решаются графически путем построения плана сил, то есть замкнутых силовых многоугольников, соответствующих этим уравнениям, и построенных в масштабе сил (с коэффициентом μ_p Н/мм).

Рекомендуемое содержание этапов силового расчета двухзвенных структурных групп приведено в табл. 1. В табл. 1 на схемах нагружения звенья структурной группы условно обозначены цифрами 2 и 3. Звенья ме-

ханизма, к которым присоединяется группа, показаны пунктиром и обозначены цифрами 1 и 4. Кроме того, введены следующие обозначения.

$\vec{R}_{21}^n, \vec{R}_{21}^\tau$ – составляющее неизвестной реакции \vec{R}_{21} в крайней вращательной паре (реакция действует на звено 2 со стороны звена 1);

$\vec{R}_{34}^n, \vec{R}_{34}^\tau$ – то же для реакции \vec{R}_{34} , действующей на звено 3 со стороны звена 4;

$\vec{N}_{21}, \vec{N}_{34}$ – нормальные реакции в крайних поступательных парах; пунктиром на некоторых схемах обозначены реакции во внутренних поступательных парах ($\vec{N}_{23}, \vec{N}_{32}$);

h_{23}, h_{34}, h_{32} – расстояние от ближайшего шарнира до линии приложения реакции в поступательной паре;

\vec{P}_2^n, \vec{P}_3^n – силы инерции, приложенные в центрах масс звеньев 2 и 3 соответственно;

\vec{M}_2^n, \vec{M}_3^n – моменты сил инерции звеньев 2 и 3 соответственно;

\vec{G}_2, \vec{G}_3 – силы тяжести звеньев 2 и 3, приложенные в центрах масс звеньев;

Q – сила полезного сопротивления.

Кроме указанных в табл. 1 сил на схеме нагружения рассматриваемой группы следует показывать реакцию в точке присоединения звена следующей группы, если таковая имеется.

Для использования уравнений равновесия моментов сил ($\sum M_B(\vec{F})=0$ и др.) на схемах нагружения, выполненных в масштабе длин, необходимо показывать плечи всех сил, входящих в уравнение.

При записи уравнения равновесия в векторной форме ($\sum \vec{F}=0$) для структурной группы неизвестные реакции (или их неизвестные составляющие) рекомендуется расставлять по краям левой части уравнения; при этом рядом с неизвестными составляющими $\vec{R}_{21}^n, \vec{R}_{34}^n$ необходимо ставить \vec{R}_{21}^τ и \vec{R}_{34}^τ соответственно. В записи указанного уравнения сначала расставляют силы, действующие на одно звено структурной группы, затем – силы, действующие на другое звено.

Таблица 1 - содержание этапов силового расчета структурных групп 2 класса

Схема нагружения группы	№ этапа	Объект, равновесие которого рассматривается	Вид уравнения равновесия	Неизвестные, определяемые в результате решения уравнений
	1	звено 2	$\sum M_B(\vec{F}_i) = 0$	\vec{R}_{21}^τ
	2	звено 3	$\sum M_B(\vec{F}_i) = 0$	\vec{R}_{34}^τ
	3	группа	$\sum \vec{F}_i = 0$	$\vec{R}_{21}^n, \vec{R}_{21}^\tau, \vec{R}_{34}^n, \vec{R}_{34}^\tau$
	4	звено 2 (или 3)	$\sum \vec{F}_i = 0$	$\vec{R}_{23} = -\vec{R}_{32}$
	1	звено 2	$\sum M_B(\vec{F}_i) = 0$	\vec{R}_{21}^τ
	2	группа	$\sum \vec{F}_i = 0$	$\vec{R}_{21}^n, \vec{R}_{21}^\tau, \vec{N}_{34}$
	3	звено 2 (или 3)	$\sum \vec{F}_i = 0$	$\vec{R}_{23} = -\vec{R}_{32}$
	4	звено	$\sum M_B(\vec{F}_i) = 0$	h_{34}
	1	группа	$\sum M_A(\vec{F}_i) = 0$	\vec{R}_{34}^τ
	2	звено 3	$\sum \vec{F}_i = 0$	$\vec{N}_{34}, \vec{R}_{34}^n, \vec{R}_{34}^\tau$
	3	звено 2	$\sum \vec{F}_i = 0$	\vec{R}_{21}
	4	звено 2	$\sum M_A(\vec{F}_i) = 0$	h_{23}
	1	группа	$\sum \vec{F}_i = 0$	$\vec{N}_{21}, \vec{N}_{34}$
	2	звено 2 (или 3)	$\sum \vec{F}_i = 0$	$\vec{R}_{23} = -\vec{R}_{32}$
	3	звено 2	$\sum M_A(\vec{F}_i) = 0$	h_{21}
	4	звено 3	$\sum M_A(\vec{F}_i) = 0$	h_{34}
	1	звено 3	$\sum \vec{F}_i = 0$	$\vec{N}_{32}, \vec{N}_{34}$
	2	звено 2	$\sum \vec{F}_i = 0$	\vec{R}_{21}
	3	группа	$\sum M_A(\vec{F}_i) = 0$	h_{34}
	4	звено 2	$\sum M_A(\vec{F}_i) = 0$	h_{32}

4. Силовой расчет с учетом сил трения

При силовом расчете для учета сил трения к звеньям, образующим поступательную пару, следует приложить силы трения, к звеньям, образующим вращательную пару – моменты сил трения.

В поступательной кинематической паре, образованной звеньями i и k , следует приложить к звену i силу трения \vec{F}_{ik} со стороны звена k , а к звену k - силу трения \vec{F}_{ki} со стороны звена i . При рассмотрении равновесия сил, приложенных к звену i , учитывают силу \vec{F}_{ik} , а при рассмотрении равновесия сил, приложенных к звену k – силу \vec{F}_{ki} .

Сила трения \vec{F}_{ik} определяется по формуле:

$$\vec{F}_{ik} = -N_{ik} f \frac{\vec{V}_{ik}}{|V_{ik}|}, \quad (2)$$

где f – коэффициент трения, а \vec{V}_{ik} – скорость звена i относительно звена k , то есть сила трения направлена в сторону, противоположную соответствующей относительной скорости (рис. 1). Очевидно $\vec{F}_{ki} = -\vec{F}_{ik}$.

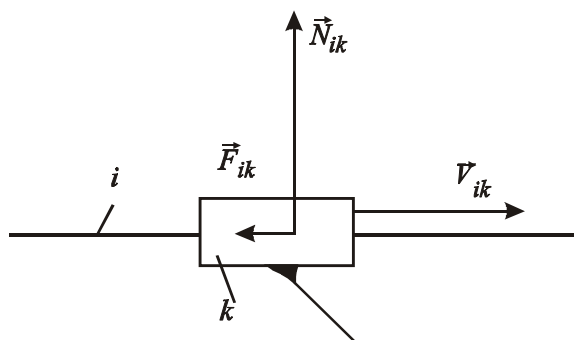


Рис. 1

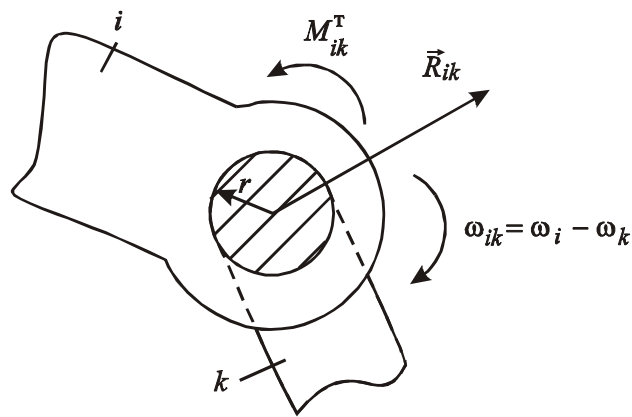


Рис. 2

Во вращательной паре возникает момент трения

$$M_{ik}^T = -R_{ik} \rho \frac{\omega_i - \omega_k}{|\omega_i - \omega_k|}, \quad (3)$$

где $\rho = rf$ – радиус круга трения, причем r радиус цапфы шарнира, а f – коэффициент трения; ω_i , ω_k – угловые скорости звеньев i и k соответственно, принимаемые как алгебраические величины (рис. 2).

Учет сил трения при силовом расчете производится методом последовательных приближений.

Согласно этому методу силовой расчет без учета сил трения является первым приближением. Используя реакции, найденные в первом приближении определяют силы и моменты трения, которые добавляют к остальным силам, приложенным к звеньям механизма и повторяют силовой расчет (силы и моменты трения показывают на схемах нагружения структурных групп и начального звена). Реакции, найденные при этом повторном расчете будут реакциями второго приближения. По реакциям второго приближения вновь определяют силы и моменты трения, новые значения которых учитывают для расчета по третьему приближению.

Процесс вычисления реакций продолжается до тех пор, пока в пределах требуемой точности значения реакций, найденных на n -м приближении не совпадут с их значениями на $(n-1)$ -м приближении.

Вследствие малости коэффициентов трения обычно для окончания расчета достаточно трех-четырех приближений.

5. Пример силового расчета плоского рычажного механизма без учета трения

5.1. На рис. 3, *a* представлена в масштабе длин с коэффициентом μ_l м/мм кинематическая схема шестизвенного механизма, который состоит из стойки 0 , начального звена I и двух структурных групп II класса. В порядке присоединения к начальному звену это группа звеньев 2-3 и группа звеньев 4-5. Начальное звено приводится в движение зубчатой передачей и вращается равномерно ($\omega_1 = \text{const}$). Известны положения центров масс S_i , массы звеньев m_i и момент инерции I_{S_i} относительно осей, проходящих через центры масс перпендикулярно основной плоскости (центры масс звеньев 2 и 4 считаем совпадающими с центрами шарниров A и C соответственно).

К выходному звену 5 приложена сила полезного сопротивления \vec{P}_{nc} .

5.2. Так как задача силового расчета решается методом кинетостатики, то для определения главных векторов $\vec{P}_i^{\text{н}}$ и главных моментов $\vec{M}_i^{\text{н}}$ сил инерции используются результаты предварительного кинематического анализа механизма: план скоростей (рис. 3, *б*) и план ускорений (рис. 3, *в*).

5.3. Силовой расчет начинается с рассмотрения последней в порядке присоединения к начальному звену группы Ассура, то есть группы звеньев 4-5. Для этого в масштабе с коэффициентом μ_l м/мм строится схема нагружения этой группы, отсоединенной от остальной кинематической цепи (рис. 3, з).

На схеме нагружения показаны действующие на звенья группы внешние силы: сила полезного сопротивления $\vec{P}_{\text{пс}}$; силы инерции $\vec{P}_4^{\text{и}}$, $\vec{P}_5^{\text{и}}$; силы тяжести \vec{G}_4 , \vec{G}_5 и моменты сил инерции $\vec{M}_4^{\text{и}}$, $\vec{M}_5^{\text{и}}$. Кроме того, на схеме указаны неизвестные реакции \vec{N}_{43} и \vec{N}_{50} в крайних кинематических парных парах группы. Линии действия этих реакций расположены на некоторых также неизвестных расстояниях h_{4-3} и h_{5-0} от шарнира С.

5.3.1 Величины реакций \vec{N}_{43} и \vec{N}_{50} определяются из условия равновесия сил, приложенных к группе звеньев 4-5, в виде равенства нулю суммы сил, записанного в векторной форме: $\sum \vec{F} = 0$, то есть

$$\vec{N}_{43} + \vec{G}_4 + \vec{P}_4^{\text{и}} + \vec{G}_5 + \vec{P}_5^{\text{и}} + \vec{P}_{\text{пс}} + \vec{N}_{50} = 0. \quad (4)$$

В выбранном масштабе с коэффициентом $\mu_p \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$ строится план сил – замкнутый векторный многоугольник сил (рис. 3, д) из которого определяются величины реакций N_{43} и N_{50} .

5.3.2. Далее определяется R_{45} – реакция во внутренней кинематической паре также из рассмотренного условия равновесия сил, действующих на звено 4, в виде равенства нулю суммы этих сил в векторной форме

$$\vec{N}_{43} + \vec{G}_4 + \vec{P}_4^{\text{и}} + \vec{R}_{45} = 0. \quad (5)$$

План сил звена 4 показан также на рис. 3, д, то есть для нахождения реакции R_{45} используется уже построенный план сил для всей группы. Реакция R_{45} определена по направлению и по величине.

5.3.3. Неизвестное расстояние h_{4-3} реакции N_{43} от точки С находится из условия равновесия моментов сил, приложенных к звену 4, в виде равенства нулю суммы моментов относительно точки С $\sum M_C(\vec{F}) = 0$, то есть:

$$-M_4^{\text{и}} + N_{43}h_{4-3} = 0, \quad (6)$$

откуда

$$h_{4-3} = \frac{M_4^{\text{и}}}{N_{43}} \text{ (м)}.$$

5.3.4. Неизвестное расстояние h_{5-0} реакции N_{50} от точки C также находится из уравнения $\sum M_C(\vec{F})=0$ для звена 5:

$$N_{50}h_{5-0} = 0, \quad (7)$$

откуда

$$h_{5-0} = 0 \text{ (м)}.$$

5.4. После окончания силового расчета группы 4-5 приступают к расчету группы 2-3.

В масштабе длин с коэффициентом μ_l строится схема нагружения группы, отсоединенной от остальной кинематической цепи (рис. 3, *e*). На схеме показаны направления внешних сил: сил инерции \vec{P}_2^n, \vec{P}_3^n ; силы тяжести \vec{G}_2, \vec{G}_3 и моменты сил инерции \vec{M}_2^n, \vec{M}_3^n , а также реакция $\vec{N}_{34} = -\vec{N}_{43}$ со стороны звена 4 последней присоединенной группы звеньев. Реакция N_{34} приложена в точке C' , причем $C'B = CB + h_{4-3}$.

В крайней кинематической паре группы – шарнире B неизвестная реакция \vec{R}_{30} представлена на схеме в виде двух составляющих \vec{R}_{30}^n и \vec{R}_{30}^τ ; неизвестная реакция \vec{R}_{21} во внешней кинематической паре – шарнире A показана условно.

Кроме того, на той же схеме пунктиром показана неизвестная реакция \vec{N}_{32} во внутренней поступательной паре, приложенная к звену 3 на подлежащем определению расстоянии h_{2-3} от шарнира A .

5.4.1. На первом этапе расчета группы звеньев 2-3 рассмотрим условие равновесия моментов сил, приложенных к группе, в виде равенства нулю суммы этих моментов относительно точки A : $\sum M_A(\vec{F})=0$, то есть

$$-R_{30}^\tau BA\mu_l + G_3 h_{G_3} \mu_l + P_3^n h_p \mu_l - M_3^n + N_{34} h_{N_{34}} \mu_l - M_2^n = 0. \quad (9)$$

В этом уравнении значения плечей сил $\vec{R}_{30}^\tau, \vec{G}_3, P_3^n, \vec{N}_{34}$ (то есть BA, h_{G_3}, h_p, CB соответственно) принимаются по результатам измерений на схеме нагружения группы звеньев 2-3 (рис. 3, *e*). Решение уравнения (8) относительно \vec{R}_{30}^τ дает

$$R_{30}^\tau = \frac{G_3 h_{G_3} + P_3^n h_p + N_{34} CB - M_3^n / \mu_l - M_2^n / \mu_l}{BA}.$$

5.4.2. На втором этапе определяется составляющая \vec{R}_{30}^n в шарнире B и полная реакция \vec{R}_{30} , а также реакция N_{32} во внутренней кинематической

паре. Для этого рассматривается условие равновесия звена 3 в виде равенства нулю суммы сил, приложенных к звену, в векторной форме: $\sum \vec{F} = 0$, то есть

$$\vec{R}_{30}^n + \vec{R}_{30}^r + \vec{N}_{34} + \vec{G}_3 + \vec{P}_3^n + \vec{N}_{32} = 0. \quad (10)$$

Уравнение (10) решается графическим построением плана сил звена 3, то есть замкнутого силового многоугольника (рис. 3, ж). Проводим линию действия реакции \vec{R}_{30}^n и из любой точки этой линии строим известные вектора: \vec{R}_{30}^r , \vec{N}_{34} , \vec{G}_3 , \vec{P}_3^n . Из конца вектора \vec{P}_3^n проводим линию действия реакции \vec{N}_{32} . На пересечении первой линии (\vec{R}_{30}^n) и последней (\vec{N}_{32}) получаем искомые вектора \vec{R}_{30}^n и \vec{N}_{32} (рис. 3, ж).

5.4.3. Реакция \vec{R}_{21} находится из рассмотрения условия равновесия звена 2 в виде равенства нулю всех сил, приложенных к звену, в векторной форме, то есть

$$\vec{R}_{21} + \vec{G}_2 + \vec{P}_2^n + \vec{N}_{23} = 0. \quad (11)$$

Это уравнение решается графическим построением плана сил (рис. 3, з).

5.4.4. Наконец неизвестное расстояние h_{2-3} нормальной реакции \vec{N}_{23} ($\vec{N}_{32} = -\vec{N}_{23}$) от шарнира A определяется из условия равновесия моментов всех сил действующих на звено 2: $\sum M_A(\vec{F}) = 0$, то есть:

$$N_{23}h_{2-3} - M_2^n = 0, \quad (12)$$

откуда

$$h_{2-3} = \frac{M_2^n}{N_{23}} \text{ (м)}.$$

5.5. После завершения силового расчета групп Ассур выполняется силовой расчет начального звена 1. Схема нагружения звена 1 представлена на рис. 3, и. Последовательность силового расчета указана в табл. 2 настоящих методических указаний для случая, когда движение начальному звену передается через пару зубчатых колес.

Из уравнения моментов относительно точки O : $\sum M_O(F) = 0$, то есть

$$R_{12}h_2 - P_{yp}h_1 = 0, \quad (13)$$

где плечи сил h_1 и h_2 определены измерением на схеме нагружения звена, находим уравновешивающую силу

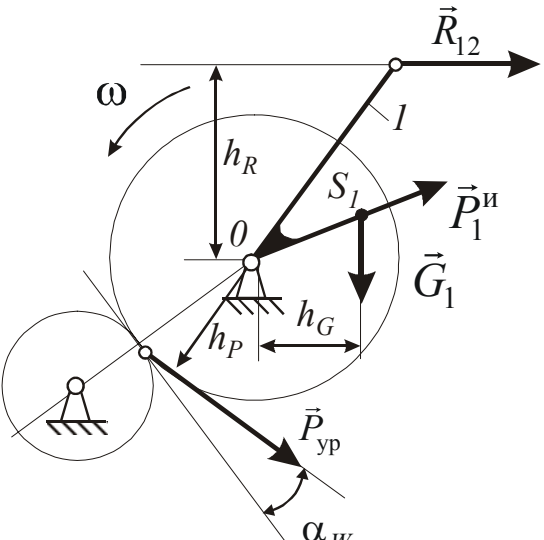
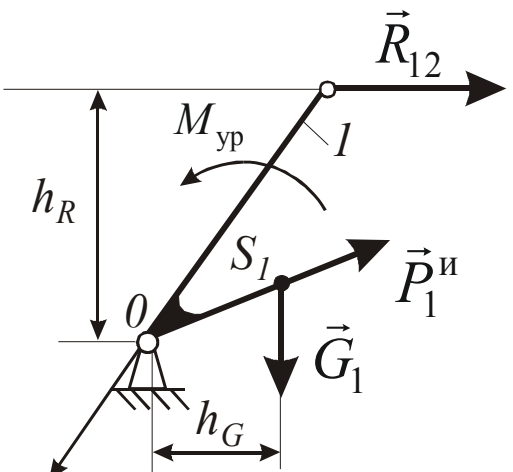
$$P_{\text{уп}} = \frac{R_{12} \cdot h_2}{h_1}.$$

Реакция R_{12} находится из рассмотрения условия равновесия начального звена в виде равенства суммы сил в векторной форме

$$\vec{R}_{10} + \vec{P}_{\text{уп}} + \vec{G}_1 + \vec{R}_{12} = 0. \quad (14)$$

Уравнение (8) решается относительно неизвестной \vec{R}_{10} графическим путем построением плана сил.

Таблица 2 - содержание этапов силового расчета начального звена

Схема нагружения начального звена	Номер этапа	Вид уравнения равновесия	Неизвестные, определяемые на этапе
 <p>Движение передается через пару зубчатых колес, одно из которых закреплено на валу начального звена</p>	1	$\sum M_0(\vec{F}) = 0$	$\vec{P}_{\text{уп}}$
	2	$\sum \vec{F} = 0$	\vec{R}_{10}
 <p>Движение передается через муфту</p>	1	$\sum M_0(\vec{F}) = 0$	$M_{\text{уп}}$
	2	$\sum \vec{F} = 0$	\vec{R}_{10}

6. Проверка правильности силового расчета

Уравновешивающую силу (или уравновешивающий момент) можно найти без предварительного силового расчета механизма, так как на основании общего уравнения динамики мощность, создаваемая уравновешивающей силой (уравновешивающим моментом), равна со знаком минус сумме мощностей всех активных сил, а также сил и моментов сил инерции, которые учитывались при силовом расчете структурных групп.

Пусть P_i – одна из сил, а M_j – один из моментов сил, приложенных к звеньям механизма; V_i – скорость точки приложения i -той силы, а ω_j – угловая скорость звена, к которому приложен момент M_j . Тогда мощность, создаваемая уравновешивающим моментом $M_{\text{уп}}$ будет равна:

$$M_{\text{уп}}\omega = -(\sum P_i V_i \cos \alpha_i + \sum M_j \omega_j), \quad (15)$$

где ω – угловая скорость начального звена (кривошипа), α_i – угол между направлениями силы \vec{P}_i и скорости \vec{V}_i . из выражения (15) имеем

$$M_{\text{уп}}\omega = -\frac{(\sum P_i V_i \cos \alpha_i + \sum M_j \omega_j)}{\omega}. \quad (16)$$

в случае передачи движения начальному звену через пару зубчатых колес уравновешивающая сила $P_{\text{уп}}$ связана с уравновешивающим моментом выражением

$$P_{\text{уп}} \cdot h_{\text{уп}} = M_{\text{уп}}. \quad (17)$$

Здесь $h_{\text{уп}}$ – плечо уравновешивающей силы относительно неподвижной точки начального звена

$$h_{\text{уп}} = r_W \cos \alpha_W, \quad (18)$$

где r_W – радиус начальной окружности эвольвентного зубчатого колеса, закрепленного на валу кривошипа, а α_W – угол зацепления, тогда вместо выражения (16) получим

$$P_{\text{уп}} = -\frac{(\sum P_i V_i \cos \alpha_i + \sum M_j \omega_j)}{\omega r_W \cos \alpha_W}. \quad (19)$$

Обозначим через $P_{ур}$ значение уравнивающей силы, полученной в результате силового расчета механизма для заданного положения начального звена, а $P_{ур}^{пп}$ – значение найденное по формуле (19). Силовой расчет считается правильным, если относительная погрешность вычислений, определяется выражением

$$\delta = \left| \frac{P_{ур} - P_{ур}^{пп}}{P_{ур}^{пп}} \right| \cdot 100\% . \quad (20)$$

не превосходит допустимого значения $[\delta]$.

Как правило, допустимое значение принимается равным 10 %.

7. Применение ЭВМ для силового расчета

Успешное и эффективное исследование механизмов в значительной степени зависит от умения оперативно применять ЭВМ.

Программа исследования любого плоского рычажного механизма, в том числе силового расчета, легко составляется при наличии библиотеки подпрограмм (процедур) анализа отдельных структурных групп, из которых состоит механизм.

Так как силовому расчету, который выполняется методом кинестатики, должно предшествовать кинематическое исследование механизма, то следует иметь и подпрограммы кинематического исследования отдельных структурных групп. В алгоритмах этих подпрограмм используются аналитические решения задач кинематического анализа, которые могут быть основаны например на методе проектирования планов механизма, скоростей и ускорений на оси прямоугольной системы координат.

Алгоритмы подпрограмм силового расчета отдельных структурных групп основаны на аналитическом представлении уравнений равновесия звеньев или структурных групп в целом.

На кафедре ТММ НТУ «ХПИ» процедуры кинематического исследования начального звена (кривошипа) и всех видов структурных групп 2-го класса, а также процедуры силового расчета представлены в методических указаниях [5]. Процедуры написаны на языке ПАСКАЛЬ и содержатся в модуле ПРОЕКТ.

Список источников информации

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. Учеб. для ВТУЗов – М: Наука, 1988 – 640 с.
2. Теория механизмов и машин: Учеб. для ВТУЗов/К. В. Фролов, С. А. Попов и др./ Под ред. К. В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1987 – 496 с.
3. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. Кореняко А. С. и др. – Киев: Вища шк., 1970 – 332 с.
4. Теория механизмов и машин. \Системный подход: Учеб. пособие\ А. А. Грунауэр, И. Д. Долгих. – К.: УМК ВО, 1992. – 384 с.
5. Методические указания по применению ЭВМ при выполнении курсового проекта по теории механизмов и машин для студентов машиностроительных специальностей. В. А. Новгородцев, В. Б. Зеленский, Г. А. Кротенко и др. – Харьков: ХГПУ, 1998. – 37 с.

Навчальне видання

Теорія механізмів и машин. Методичні вказівки до виконання силового розрахунку плоских важільних механізмів для студентів машинобудівельних спеціальностей

Російською мовою

Укладачі: ТКАЧУК Микола Анатолійович
ЗЕЛЕНСЬКИЙ Володимир Борисович
КРОТЕНКО Галина Анатоліївна
ЗАРУБІНА Алла Олександрівна
ХРАМЦОВА Ірина Яківна

Відповідальний за випуск М. А. Ткачук
Роботу рекомендував до видання В. К. Белов

В авторській редакції
Комп'ютерна верстка І. Я. Храмцова

План 2004 р., п.163/195-04

Підп. до друку	Формат 60x841/16.	Папір друк. №2.
Друк – ризографія.	Гарнітура Times.	Ум. друк. арк. 1,0.
Обл. – вид.арк. 3,0.	Тираж 150 прим.	Зам. № Ціна договірна

Видавничий центр НТУ „ХП”, 61002 Харків, вул. Фрунзе, 21
Свідоцтво про реєстрацію ДК №116 від 10.07.2000 р.

Друкарня НТУ „ХП”, 61002 Харків, вул. Фрунзе, 21