

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Локтионова Оксана Геннадьевна
Должность: проректор по учебной работе
Дата подписания: 05.06.2023 22:27:26
Уникальный программный ключ:
0b817ca911e6668abb13a5d426d39e5f1c11eabbf73e943df4a4851fda56d089

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)

Кафедра механики, мехатроники и робототехники

УТВЕРЖДАЮ

Проректор по учебной работе

О.Г. Локтионова

« 30 » 05



ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПРИВОДА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ МАШИНЫ

Методические рекомендации
по выполнению лабораторной работы по дисциплине
ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН
для студентов направления подготовки 23.03.03 «Эксплуатация
транспортно-технологических машин и комплексов»

Курск 2023

УДК 621.(076.1)

Составители: С.Ф. Яцун, А.Н. Рукавицын

Рецензент

Кандидат технических наук, доцент *П.А. Безмен*

Динамический анализ привода технологической машины:
Методические рекомендации по выполнению лабораторной работы
по дисциплине: Теория механизмов и машин / Юго-Зап. гос. ун-т;
сост.: С.Ф. Яцун, А.Н. Рукавицын – Курск, 2023. – с. 18.

Содержат сведения по вопросам выполнения лабораторной работы студентов, подготовке и оформлению отчетных материалов.

Предназначены для студентов направления подготовки 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» всех форм обучения.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать . Формат 60x84 1/16.

Усл.печ. л. 6,16. Уч.-изд. л. 5,58.

Тираж 30 экз. Заказ 521. Бесплатно.

Юго-Западный государственный университет.
305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
1. Общие сведения	5
2. Определение реакций в кинематических парах. Силовая определимость структурных групп Л.В.Ассура	7
3. Определение уравнивающей силы методом "жесткого рычага" Н.Е. Жуковского.	13
4. Порядок выполнения работы.....	15
5. Контрольные вопросы.....	16
Библиографический список	17

ВВЕДЕНИЕ

Теория механизмов и машин (ТММ) – наука об общих методах исследования свойств механизмов и машин и проектирования их схем – крайне необходима при решении проблем, возникающих при развитии и продвижении продукции такой отрасли, как машиностроение.

Поэтому дисциплина теория механизмов и машин является неотъемлемой частью при обучении на технических специальностях, а также данная дисциплина способствует освоению и развитию таких навыков у студентов, как: исследование и проектирование механизмов машин, понимание принципов преобразования движения с помощью механизмов, нахождение оптимальных параметров механизмов по заданным условиям работы и т.п.

Современное производство сводится к выполнению разнообразных рабочих процессов. Среди них можно выделить технологические, транспортные, энергетические и информационные процессы.

Технологические процессы – процессы, связанные с обработкой исходного материала (сырья) и превращение его в полуфабрикат или готовое изделие.

Энергетические процессы – процессы, заключающиеся в преобразовании энергии.

Информационные процессы – процессы, связанные с выполнением операций, по управлению производством, изготовлением чертежей, технической документации и т. п.

Большинство рабочих процессов осуществляется с помощью тех или иных механических движений с использованием машин.

По своей структуре машина является сложной системой, состоящей из нескольких подсистем, которые называются функциональными частями. К функциональным частям относятся двигатели, механическая система, система управления движением. Сложные машины, состоящие из нескольких функциональных частей, называются также машинными агрегатами.

Лабораторная работа **«ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПРИВОДА** **ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ МАШИНЫ»**

ЦЕЛЬ РАБОТЫ: анализ работы и определение уравнивающей силы приложенной к входному звену привода механизмов, обеспечивающей динамически уравновешенную работу технологической машины графо-аналитическим методом.

ОБЪЕКТЫ выполнения работы – модель плоского рычажного механизма.

1. Общие сведения

Исследование динамических процессов, происходящих в машине, позволяет выбрать конструктивные и рабочие характеристики отдельных узлов и машины в целом и заключается в изучении закономерностей, характеризующих поведение исследуемой системы в диапазоне рабочих режимов. Для изучения динамических процессов, происходящих в реальных системах, существенным является схематизация систем.

Схематизация заключается в выборе идеализированной физической модели, правильно отображающей поведение системы при изучении определенного класса явлений. Различают два вида физических моделей – динамические и статические. При исследовании физических процессов на основе динамических моделей пренебрегают всеми статическими явлениями в исследуемой системе. Т.е., все параметры динамической модели имеют фиксированные, вполне определенные значения.

Учет всех факторов, влияющих на динамические свойства механической системы, приводит к созданию такой сложной динамической модели, что ее математическое описание и исследование динамических процессов на ее основе является практически неосуществимым. Поэтому, в инженерной практике, обычно упрощают такие модели, учитывая только те факторы, которые являются существенными и, отбрасывая те факторы, которые

являются несущественными при изучении данных динамических процессов.

Опыт исследования динамических процессов в механических системах машин показал, что динамические модели механических систем можно разбить на две группы:

- 1) динамические модели с сосредоточенными параметрами (дискретные модели);
- 2) динамические модели с распределенными параметрами (непрерывные модели).

Модели с сосредоточенными параметрами состоят из абсолютно жестких тел, соединенных безынерционными, упругими элементами.

Модели с распределенными параметрами включают в себя элементы, обладающие как упругими, так и инерционными свойствами.

В основном, при исследовании динамики машин используются модели с сосредоточенными параметрами, что позволяет получить результаты, близкие к реальным.

Исследование динамики процессов могут быть описаны с помощью системы обыкновенных дифференциальных уравнений. Такая система представляет собой математическую модель реальной динамической системы. Математическая и динамическая модели всегда соответствуют друг другу.

К механизмам машины во время ее движения приложены различные силы (движущие силы, силы сопротивления, силы тяжести и многие другие). некоторые из сил зависят от положения механизмов, другие – от их скорости, третьи – постоянны. своим действием силы сообщают звеньям механизма определенные законы движения. Выполнение рабочих процессов всегда связано с возникновением рабочих нагрузок, т. е. сил, действующих на рабочие органы машин. Рабочие нагрузки можно разделить на следующие группы:

1. движущие силы и моменты, совершающие положительную работу за время своего действия или за один цикл. эти силы и моменты приложены к ведущим звеньям механизмов.

2. силы и моменты сопротивления, совершающие отрицательную работу за время своего действия или за один цикл. они могут быть силами и моментами полезного сопротивления, и приложены к ведомым звеньям, и силы и моменты сопротивления среды (газа, жидкости), в которой движутся звенья механизма.

3. силы тяжести подвижных звеньев и силы упругости пружин. на отдельных участках движения они могут совершать как положительную, так и отрицательную работу. однако за полученный цикл работа этих сил равна нулю.

Изучая свойства рабочих процессов, можно выявить зависимости между величинами рабочих нагрузок и кинематическими параметрами. соответствующие функции $p_s = p_s(t, x_1, \dots, x_r, \dot{x}_1, \dots, \dot{x}_r, \ddot{x}_1, \dots, \ddot{x}_r)$, где $(s=1, 2, \dots, r)$ называются характеристиками рабочих процессов.

2 Определение реакций в кинематических парах. Силовая определимость структурных групп Л.В.Ассура

Для определения реакций в кинематических парах используется принцип Д'Аламбера или метод кинетостатики: составляются уравнения равновесия всех действующих сил и сил инерции. Для плоского механизма записываются следующие уравнения равновесия:

$$\sum_{i=1}^n \bar{F}_i + \sum_{i=1, j=1}^n \bar{R}_{ij} = 0, \quad (1)$$

$$\sum_{i=1}^n M_o(\bar{F}_i) + \sum_{i=1, j=1}^n M_o(\bar{R}_{ij}) = 0, \quad (2)$$

где \bar{F}_i - i -тые внешние активные силы вместе с силами инерции;

\bar{R}_{ij} - вектор реакций связей (реакция i -того звена на j -тое);

$M_o(\bar{F}_i), M_o(\bar{R}_{ij})$ - моменты выше указанных сил.

В проекциях на оси координат уравнения равновесия имеют вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_{i=1}^n X_i = 0; \\ \sum_{i=1}^n Y_i = 0; \\ \sum_{i=1}^n M_o = 0. \end{array} \right. \quad (3)$$

Следовательно, для плоского механизма можно составить три условия (уравнения) его кинетостатического равновесия. Количество же неизвестных сил, подлежащих определению, значительно превышает это количество уравнений, следовательно система (3) является многократно статически неопределимой. Так, например, для механизма, представленного на рис. 1 в число неизвестных сил входят:

- составляющие реакции в опоре O_1 (неподвижный шарнир) R_{61}^n, R_{61}^r ;
- составляющие реакции в опоре O_2 (неподвижный шарнир) R_{63}^n, R_{63}^r ;
- реакция направляющей ползуна 5 R_{65} ;
- движущая сила P_y , приложенная к ведущему звену (кривошипу 1).

Таким образом, количество неизвестных превышает количество уравнений, и система (3) является дважды статически неопределимой.

Решение задачи силового анализа становится выполнимой при разделении механизма на структурные группы Л.В.Ассура, которые обладают силовой определимостью.

В качестве примера рассмотрим силовой расчет плоского рычажного механизма, изображенного на рис. 1. Для этого его условно разделяют структурные группы, включая начальный механизм (ведущее звено со стойкой). Силовой анализ начинают с наиболее удаленной от ведущего звена структурной группы, а заканчивают расчетом начального механизма.

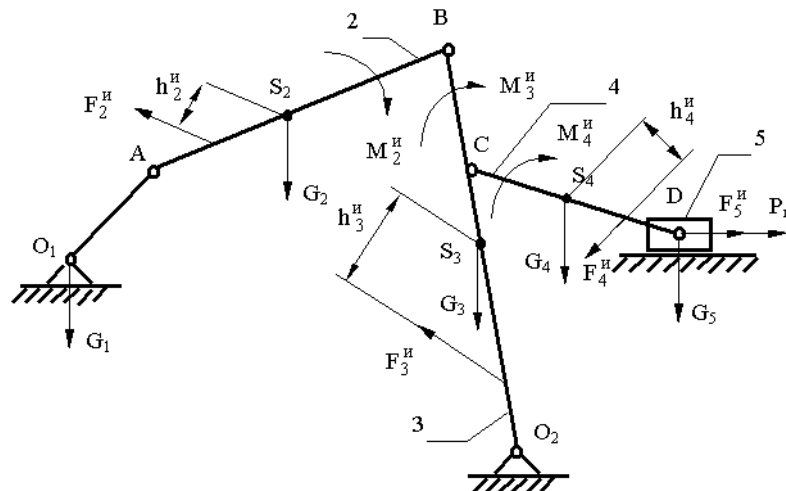


Рис.1. Схема механизма

Будем считать, что для рассматриваемого положения механизма уже выполнен кинематический анализ, а следовательно, определены силы и моменты сил инерции, осуществлен перенос сил инерции для учета действующих моментов сил инерции, а также рассчитаны силы тяжести всех звеньев $\bar{G}_1, \bar{G}_2, \bar{G}_3, \bar{G}_4, \bar{G}_5$ и сила полезного сопротивления \bar{P}_n .

Выделяем первую структурную группу, состоящую из звеньев 5 и 4, и рассматриваем ее кинестатическое равновесие (рис. 2а).

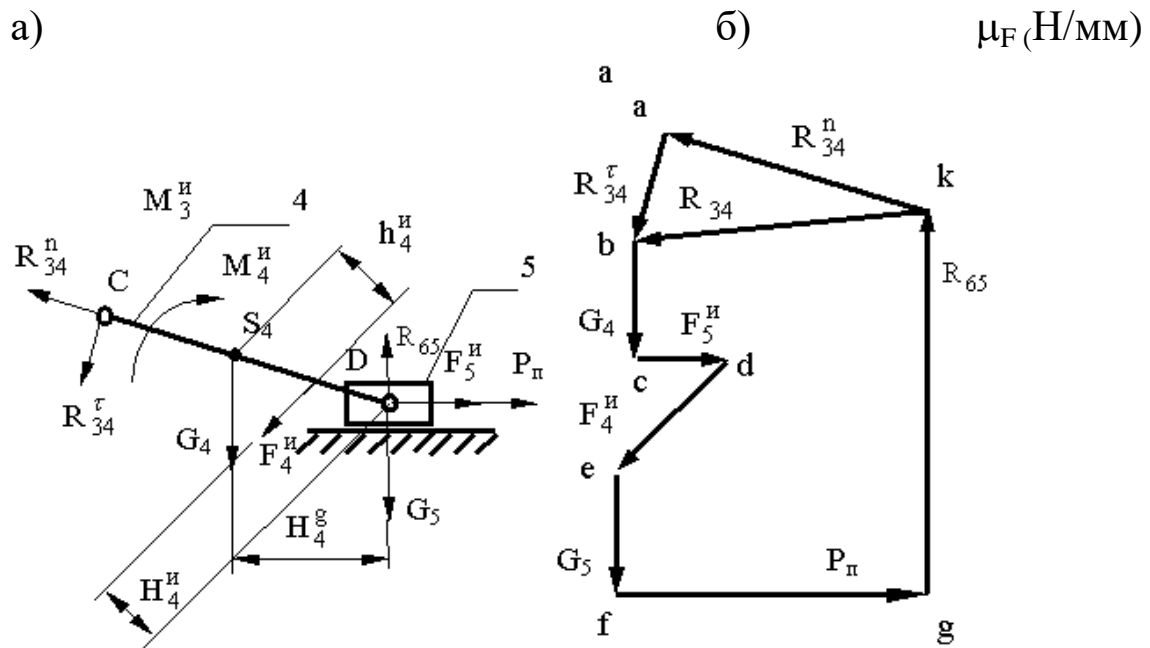


Рис.2. Силовой анализ I-ой структурной группы:
а) схема нагружения; б) план сил

На нее действуют известные силы $\bar{P}, \bar{G}_4, \bar{G}_5, \bar{F}_4^u, \bar{F}_5^u$, момент сил M_4^{\cdot} и неизвестные реакции $\bar{R}_{65}, \bar{R}_{34}^n, \bar{R}_{34}^{\tau}$. Для исключения из расчета момента сил инерции M_4^{\cdot} , но обеспечения его действия силу инерции F_4^{\cdot} переносят на плечо $h_4^u = \frac{I_4 \cdot \varepsilon_4}{m_4 \cdot a_{s4}}$ с учетом масштаба построения μ_l в ту сторону, чтобы относительно центра масс звена т. S₄ момент действовал в ту же сторону, что и исходный.

Уравнение равновесия для структурной группы

$$\bar{R}_{34}^n + \bar{R}_{34}^r + \bar{G}_4 + \bar{F}_4^U + \bar{G}_5 + \bar{F}_5^U + \bar{P} + \bar{R}_{65} = 0. \quad (4)$$

Тангенциальную составляющую R_{34}^r определяют из условия равновесия звена 4. Для этого составляют уравнение моментов относительно точки D:

$$\sum M_D(\bar{F}_i) = 0; R_{34}^r \cdot CD + G_4 \cdot H_4^g + F_4^U \cdot H_4^U = 0. \quad (5)$$

Откуда

$$R_{34}^r = \frac{-G_4 \cdot H_4^g - F_4^U \cdot H_4^U}{CD}.$$

Неизвестные реакции R_{65} и R_{34}^n , а также полную реакцию R_{34} определяют из плана сил (рис. 2б), построенного на основании уравнения равновесия (4). Для этого, выбрав масштаб μ_F (Н/мм), проводим вектора, изображающие силы $\bar{R}_{34}^r, \bar{G}_4, \bar{F}_5^U, \bar{F}_4^U, \bar{G}_5, \bar{P}$, модули которых равны

$$(ab) = \frac{R_{34}^r}{\mu_F}; (bc) = \frac{G_4}{\mu_F}; (cd) = \frac{F_5^U}{\mu_F}; (de) = \frac{F_4^U}{\mu_F}; (ef) = \frac{G_5}{\mu_F}; (fg) = \frac{P}{\mu_F}.$$

Линии действия векторов R_{65} и R_{34}^n проводим соответственно через конец вектора \bar{P} и начало вектора R_{34}^r . Точка пересечения этих линий (т.д) определяет отрезки (gk) и (ka), изображающие вектора искомых сил $R_{65} = (gk) \cdot \mu_F$; $R_{34}^n = (ka) \cdot \mu_F$.

Полная реакция \bar{R}_{34} определится как векторная сумма \bar{R}_{34}^r и \bar{R}_{34}^n . Ее величина будет равна $R_{34} = (kb) \cdot \mu_F$.

Продолжая силовой анализ механизма, выделяем следующую, вторую структурную группу, состоящую из звеньев 2 и 3, и рассматриваем её равновесие (рис.3а). На нее действуют известные силы $\bar{F}_2^C, \bar{G}_2, \bar{F}_3^U, \bar{G}_3, \bar{R}_{43}$, причем $\bar{R}_{43} = -\bar{R}_{34}$, моменты сил инерции M_2^U, M_3^U , а также неизвестные реакции \bar{R}_{12} и \bar{R}_{63} , которые разложим на составляющие $R_{12}^r, R_{12}^n, R_{63}^r, R_{63}^n$ (нормальные составляющие направим вдоль соответствующих звеньев, а тангенциальные — перпендикулярно им). Уравнение равновесия для данной структурной группы будет иметь вид:

$$\bar{R}_{12}^n + \bar{R}_{12}^r + \bar{F}_2^C + \bar{G}_2 + \bar{F}_3^U + \bar{G}_3 + \bar{R}_{43} + \bar{R}_{63}^r + \bar{R}_{63}^n = 0. \quad (6)$$

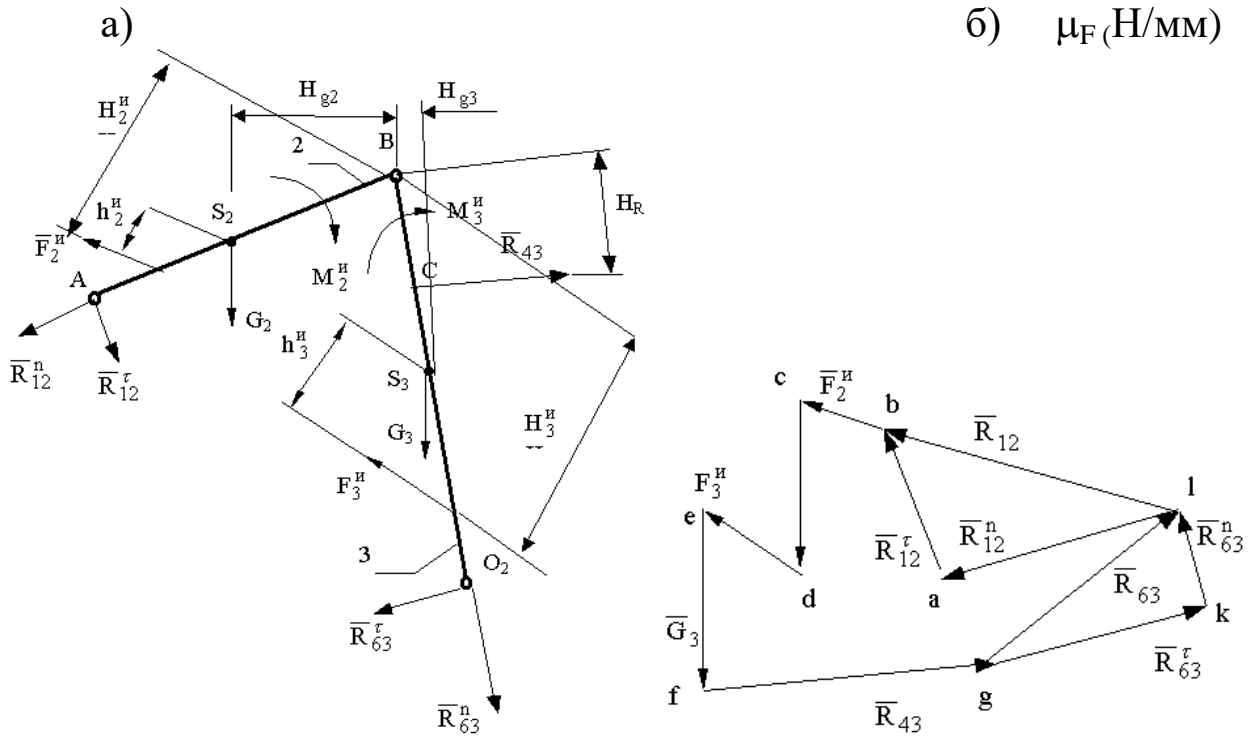


Рис. 3. Силовой анализ II-ой структурной группы:

а) схема нагружения; б) план сил

Тангенциальные составляющие \bar{R}_{12}^r и \bar{R}_{63}^r определяют из рассмотрения равновесия каждого звена 2 и 3 в отдельности. Для этого составляют уравнение моментов всех сил относительно точки В.

для звена 2:

$$\sum M_B^{(2)}(\bar{F}_i) = 0; \quad R_{12}^r \cdot AB + G_2 \cdot H_{g2} - F_2^H \cdot H_2^H = 0 \quad (6)$$

- для звена 3:

$$\sum M_B^{(3)}(\bar{F}_i) = 0; \quad -R_{63}^r \cdot O_2B - F_3^H \cdot H_3^H + G_3 \cdot H_{g3} - R_{43} \cdot H_R = 0. \quad (7)$$

Из уравнения (7.2) определяем $R_{12}^r = \frac{-G_2 \cdot H_{g2} + F_2^H \cdot H_2^H}{AB}$;

а из уравнения (7) $R_{63}^r = \frac{-F_3^H \cdot H_3^H + G_3 \cdot H_{g3} + R_{43} \cdot H_R}{O_2B}$.

Неизвестные составляющие реакций R_{63}^n и R_{12}^n , а также полные реакции \bar{R}_{63} и \bar{R}_{12} находим из плана сил второй структурной группы (рис. 3б), построенного на основании уравнения равновесия (6). Для построения плана сил выбираем масштаб μ_F (Н/мм) и проводим

вектора, изображающие силы \bar{R}_{12}^r , $\bar{F}_2^C, \bar{G}_2, \bar{F}_3^H, \bar{G}_3, \bar{R}_{43}$, \bar{R}_{63}^r , модули которых равны

$$(ab) = \frac{R_{12}^r}{\mu_F}; (bc) = \frac{F_2^H}{\mu_F}; (cd) = \frac{G_2}{\mu_F}; (de) = \frac{F_3^H}{\mu_F}; (ef) = \frac{G_3}{\mu_F}; (fg) = \frac{R_{34}}{\mu_F}; (gk) = \frac{R_{63}^r}{\mu_F}.$$

Линии действия векторов \bar{R}_{12}^n и \bar{R}_{63}^n проводим соответственно через начало вектора \bar{R}_{12}^r и конец вектора \bar{R}_{63}^r . Точка пересечения этих линий определит отрезки ((la) и (kl)), изображающие искомые составляющие \bar{R}_{12}^n и \bar{R}_{63}^n . Их величины будут равны $R_{12}^n = (la) \cdot \mu_F$; $R_{63}^n = (kl) \cdot \mu_F$.

Полные реакции \bar{R}_{12} и \bar{R}_{63} могут быть получены векторным сложением нормальных и тангенциальных составляющих (соответственно вектора (lb) и (gl)), а их величины определены по формулам $R_{12} = (lb) \cdot \mu_F$; $R_{63} = (gl) \cdot \mu_F$.

Затем переходим к силовому анализу начального механизма (рис.4а). Считаем, что ведущее звено 1 вращается равномерно, а его центр масс за счет противовеса лежит на оси вращения. Тогда $F_1^H = 0$ и $M_1^H = 0$, и на кривошип 1 будут действовать следующие силы: \bar{R}_{21} , причем $\bar{R}_{21} = -\bar{R}_{12}$, \bar{G}_1 , \bar{P}_y , \bar{R}_{61} . Сила \bar{P}_y , приложенная в т.А перпендикулярно кривошипу, называется уравнивающей и возникает в результате действия крутящего момента, передаваемого от электродвигателя, и поэтому относится к категории движущих сил. Уравнение равновесия начального механизма: $\bar{R}_{21} + \bar{P}_y + \bar{G}_1 + \bar{R}_{61} = 0$.

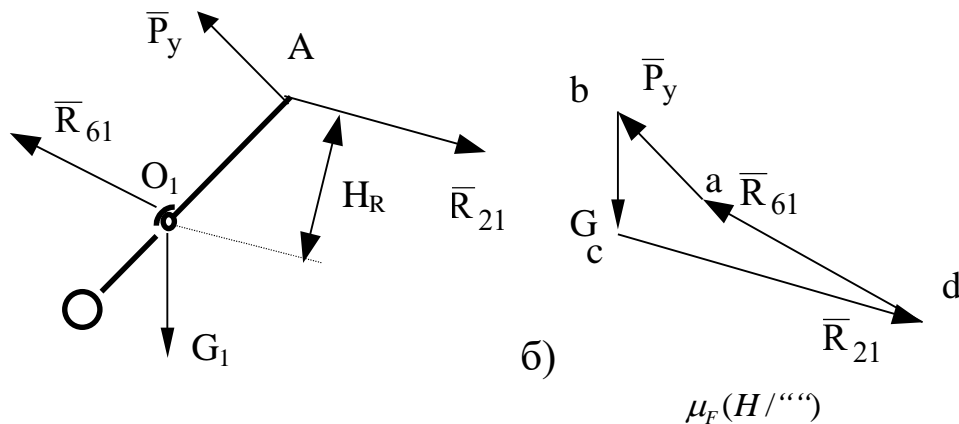


Рис. 4. Силовой анализ начального механизма:
а) схема нагружения; б) план сил

Уравновешивающую силу \bar{P}_y находим из уравнения моментов относительно точки O_1

$$\sum M_{O_1}(F_i) = 0 ; P_y \cdot O_1A - R_{21} \cdot H_R = 0. \quad (8)$$

$$\text{Откуда } P_y = \frac{R_{21} \cdot H_R}{O_1A}. \quad (9)$$

Уравновешивающий момент на кривошипе $M_y = P_y \cdot l_{O_1A}$.

Величину и направление реакции стойки на кривошип R_{61} найдем из плана сил (рис.4б), построенного на основании уравнения равновесия начального механизма в выбранном масштабе μ_F . Его величина $R_{61} = (ad) \cdot \mu_F$.

3. Определение уравновешивающей силы методом "жесткого рычага" Н.Е. Жуковского

Уравновешивающую силу P_y можно найти более коротким методом, предложенным Н.Е.Жуковским.

Теорема Н.Е.Жуковского о жестком рычаге. Если силу, приложенную к какой-либо точке звена плоского механизма, перенести параллельно самой себе в одноименную точку повернутого на 90° плана скоростей, то момент этой силы относительно полюса плана скоростей будет пропорционален ее мощности.

Мощность некоторой силы F_i , приложенной к точке механизма, имеющей скорость v_i , может быть определена следующим образом

$$N_i = \frac{A_i}{t} = \frac{\bar{F}_i \cdot \bar{s}_i}{t} = \bar{F}_i \cdot \bar{v}_i \quad \text{или} \quad N_i = \bar{F}_i \cdot \bar{v}_i = F_i \cdot v_i \cdot \cos(\bar{F}_i, \bar{v}_i). \quad (10)$$

Следовательно, произведение силы и скорости точки ее приложения с учетом косинуса угла между направлениями этих векторов позволяет рассчитать значение мощности, развиваемой данной силой. Как раз эту процедуру и реализует теорема Н.Е.Жуковского.

На основании теоремы Жуковского представляется возможным определить уравновешивающую силу как движущую силу, необходимую для обеспечения равномерного движения входного звена.

Физический смысл метода "жесткого рычага" Н.Е.Жуковского заключается в том, что при установившемся режиме работы циклового механизма в любой момент времени должен выполняться баланс мощностей: мощность $N_{дв}$, поступающая в механизм за счет движущих сил, должна быть равна алгебраической сумме мощностей N_i , расходуемых силами, действующими на звенья механизма:

$$N_{л\%} = \sum_{i=1}^n N_i . \quad (11)$$

На рис. 5 представлен жесткий рычаг рассматриваемого механизма с приложенными к нему действующими силами.

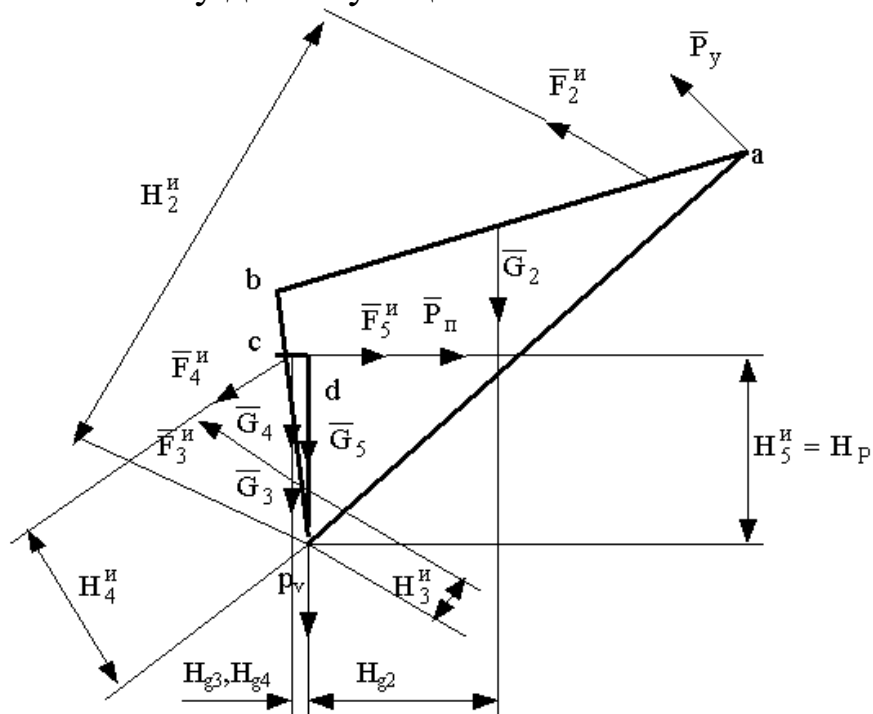


Рис. 5. "Жесткий рычаг" Н.Е. Жуковского

Для механизма, представленного на рис. 1, методика определения уравновешивающей силы будет состоять в следующем:

План скоростей механизма в анализируемом положении поворачивают на 90° (желательно в ту сторону, чтобы одноименные точки плана скоростей и плана положений механизма максимально совпали).

К соответствующим точкам повернутого плана скоростей, рассматриваемого уже как "жесткая" неизменяемая фигура,

прикладывают путем параллельного переноса все внешние активные силы: силы тяжести, силы инерции, силу полезного сопротивления и уравновешивающую силу. Точка приложения каждой силы на жестком рычаге должна быть определена по принципу подобия.

Составляется уравнение равновесия жесткого рычага с приложенными к нему силами в виде уравнения моментов относительно полюса т. p_v , из которого определяется величина уравновешивающей силы P_y .

Уравнение равновесия рычага в виде суммы "моментов" действующих сил относительно полюса p_v имеет вид

$$P_y \cdot p_v a + F_2^u \cdot H_2^u - G_2 \cdot H_{g2} + F_4^u \cdot H_4^u + G_3 \cdot H_{g3} + G_4 \cdot H - F_3^u \cdot H_3^u - F_5^u \cdot H_5^u - P \cdot H_p + G_5 \cdot 0 + G_1 \cdot 0 = 0.$$

$$\sum_{i=1}^n M(\bar{F}_i) = 0; \quad (12)$$

Из уравнения (12) уравновешивающая сила P_y

$$P_y = \frac{-F_2^u \cdot H_2^u + G_2 \cdot H_{g2} - F_4^u \cdot H_4^u - G_3 \cdot H_{g3} - G_4 \cdot H_{g4} + F_3^u \cdot H_3^u + F_5^u \cdot H_5^u + P \cdot H_p}{p_v a}.$$

Сопоставление уравновешивающих сил, определенных из силового анализа и методом "жесткого рычага", позволяет осуществлять проверку и оценивать погрешность расчетов.

4. Порядок выполнения работы

4.1. Для заданной модели плоского рычажного механизма измерить размеры звеньев и построить план положения механизма графическим методом (метод засечек) в масштабе μ_z . (В качестве расчетного принять любое положение на рабочем ходу машины, принять частоту вращения кривошипа $n=1000 \text{ мин}^{-1}$, направление вращения - по ходу часовой стрелки).

4.2 Для расчетного положения механизма построить план скоростей и ускорений и определить скорости и ускорения всех точек, а также угловые скорости и ускорения всех звеньев механизма. Определить ускорения центров масс всех звеньев механизма.

4.3. Провести подготовку к силовому анализу: определить силы и моменты сил инерции, силы тяжести. (Силами трения в кинематических парах и силами аэродинамического сопротивления

среды пренебречь) Принять массу погонного метра звена 6 кг, силу полезного сопротивления 120 Н, массу исполнительного звена 6 кг.

4.4. Провести силовой анализ механизма графо-аналитическим методом (методом планов сил) и определить уравнивающую (движущую) силу P_y ;

4.5 Определить уравнивающую силу P_y методом «жесткого рычага» Н.Е. Жуковского.

4.7 Сравнить полученные результаты и определить погрешность проведенных расчетов по формуле:

$$\varepsilon = \frac{P_y - P_{ym}}{P_y} \cdot 100\% .$$

4.8. Сделать вывод по работе.

5. Контрольные вопросы

1. Для чего при силовом анализе механизм разбивается на структурные группы?
2. Как определить направление силы инерции и момента сил инерции действующие на звенья плоского рычажного механизма?
3. Как строиться план положений механизма при помощи метода засечек?
4. Как определить скорости точек и угловые скорости звеньев методом планов скоростей?
5. Как определить ускорений точек и угловые ускорения звеньев методом планов ускорений?
6. Назовите основные задачи силового анализа механизмов.
7. Назовите основные категории сил, действующие в механизмах.
8. Как определить направление силы (момент силы) инерции.
9. Как определить реакции в кинематических парах используя силовая определимость структурных групп Ассура?
10. Как определить уравнивающую силу методом «жесткого рычага» Н.Е. Жуковского?

Библиографический список:

1. Теория механизмов и машин : [учебник для студентов по направлениям подготовки "Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств", "Автоматизация технологических процессов и производств (машиностроение)"] / П. Н. Учаев [и др.] ; под общ. ред. П. Н. Учаева. - Старый Оскол: ТНТ, 2016. - 296 с. - Текст : непосредственный.

2. Яцун, С. Ф. Основы функционирования технических систем: учебное пособие для студентов вузов, обучающихся по направлениям подготовки 15.03.06 Мехатроника и робототехника, 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 15.03.01 Машиностроение, 23.03.01 Технологии транспортных комплексов, 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов, 13.03.02 Электроэнергетика и электротехника / С. Ф. Яцун, А. Н. Рукавицын, Е. Н. Политов; Юго-Западный государственный университет. - Курск : Университетская книга, 2019. - 195 с. - Текст: непосредственный.

3. Теория механизмов и машин: учебное пособие / М. А. Мерко, А. В. Колотов, М. В. Меснянкин, А. А. Шаронов; Сибирский федеральный университет. – Красноярск : Сибирский федеральный университет (СФУ), 2015. – 248 с. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=497728> (дата обращения: 06.06.2022). – Режим доступа: по подписке. – Текст: электронный.

4. Яцун, С. Ф. Кинематика, динамика и прочность машин, приборов и аппаратуры: учебное пособие для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальностям 08.06.01 "Техника и технология строительства", 08.04.01 "Строительство" и 06.06.01 "Метрология, стандартизация и сертификация" / С. Ф. Яцун, В. Я. Мищенко, Е. Н. Политов. - Москва: ИНФРА-М : Альфа-М, 2015. - 207 с. - Текст: непосредственный.

5. Локтионова, О. Г. Лекции по теоретической механике: учебное пособие : [для студентов инженерно-технических специальностей всех форм обучения] / О. Г. Локтионова, С. Ф. Яцун, О. В. Емельянова; ЮЗГУ. - Курск: ЮЗГУ, 2014. – 185 с. - Текст: электронный.

6. Социально-экономические аспекты технологической модернизации современного машиностроительного производства : монография / ред. совет: С. Г. Емельянов (пред.) [и др.] ; гл. ред. А. В. Киричек. - М. : Спектр, 2013. - 288 с. - Текст : непосредственный.
7. Андреев, В. И. Техническая механика: учебник / В. И. Андреев, А. Г. Паушкин, А. Н. Леонтьев. - М. : АСВ, 2012. - 251 с. - Текст : непосредственный.