

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Оренбургский государственный университет»
Кафедра механики материалов, конструкций и машин

Г.А. Клещарева

СИЛОВОЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ. ВНЕШНИЕ СИЛЫ

Методические указания

Рекомендовано к изданию редакционно-издательским советом федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Оренбургский государственный университет» для обучающихся по образовательным программам высшего образования по направлениям подготовки 12.03.04 Биотехнические системы и технологии, 13.03.02 Электроэнергетика и электротехника, 15.03.01 Машиностроение, 15.03.02 Технологические машины и оборудование, 15.03.03 Прикладная механика, 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 15.03.06 Мехатроника и робототехника

Оренбург
2019

УДК 621.828.3(076.5)

ББК 34.442я7

К48

Рецензент – доцент, доктор технических наук Ю.А.Чирков

Клещарева, Г.А.

К48

Силовой анализ рычажных механизмов. Внешние силы: методические указания / Г.А. Клещарева; Оренбургский гос. ун-т. – Оренбург: ОГУ, 2019. – 20 с.

Методические указания предназначены для выполнения силового анализа в курсовых проектах (работах), расчетно-графических и контрольных работах и других видах самостоятельной работы по дисциплинам «Теория механизмов и машин», «Механика», «Прикладная механика», «Машиноведение» для обучающихся по образовательным программам высшего образования по направлениям подготовки 12.03.04 Биотехнические системы и технологии, 13.03.02 Электроэнергетика и электротехника, 15.03.01 Машиностроение, 15.03.02 Технологические машины и оборудование, 15.03.03 Прикладная механика, 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 15.03.06 Мехатроника и робототехника.

Данные указания также могут быть полезны при выполнении отдельных разделов выпускных квалификационных работ.

УДК 621.828.3(076.5)

ББК 34.442я7

© Клещарева Г.А., 2019

© ОГУ, 2019

Содержание

Введение	4
1 Силовой анализ плоских рычажных механизмов	6
1.1 Общие сведения.....	6
1.2 Определение внешних сил	7
1.3 Определение сил реакций в кинематических парах.....	9
2 Пример силового анализа кулисного механизма	11
2.1 Исходные данные для силового анализа	11
2.2 Результаты структурного и кинематического анализов	12
2.3 Определение внешних сил	14
2.4 Форма отчета.....	18
3 Вопросы для самопроверки	19
Список использованных источников	20

Введение

В процессе изучения дисциплин «Теория механизмов и машин», «Машиноведение», «Прикладная механика», «Механика» обучающиеся получают теоретические знания по расчету, анализу и синтезу, встречающихся в практике различных механизмов. Полученные знания закрепляются выполнением курсовых проектов (работ), расчетно-графических и контрольных работ, в которых обучающиеся на практике выполняют расчеты, анализ и синтез механизмов. Силовой анализ является третьей неотъемлемой частью расчетов, выполняемых обучающимися в процессе работы над курсовыми проектами и расчетно-графическими заданиями. Результаты силового анализа являются исходными данными для проектирования новых механизмов. В настоящих методических указаниях даны общие сведения, исходные данные, подробно рассмотрен пример первой части силового анализа типового кулисного механизма с использованием метода кинетостатики.

Методические указания способствуют реализации следующих компетенций для направлений: 12.03.04 Биотехнические системы и технологии – ОПК-4 готовностью применять современные средства выполнения и редактирования изображений и чертежей и подготовки конструкторско-технологической документации; 13.03.02 Электроэнергетика и электротехника – ОПК-2 способностью применять соответствующий физико-математический аппарат, методы анализа и моделирования, при решении профессиональных задач; 15.03.01 Машиностроение – ПК-5 умением учитывать технические и эксплуатационные параметры деталей и узлов изделий машиностроения при их проектировании; 15.03.02 Технологические машины и оборудование – ОПК-1 способностью к приобретению с большой степенью самостоятельности новых знаний с использованием современных образовательных и информационных технологий; 15.03.03 Прикладная механика – ПК-7 готовностью выполнять расчетно-экспериментальные работы в области прикладной механики на основе достижений техники и технологий, классических и технических теорий и методов,

физико-механических, математических и компьютерных моделей, обладающих высокой степенью адекватности реальным процессам, машинам и конструкциям;

15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств – ОПК-4 способностью участвовать в разработке обобщенных вариантов решения проблем, связанных с машиностроительными производствами, выборе оптимальных вариантов прогнозируемых последствий решения на основе их анализа;

15.03.06 Мехатроника и робототехника – ОПК-2 владением физико-математическим аппаратом, необходимым для описания мехатронных и робототехнических систем.

1 Силовой анализ плоских рычажных механизмов

1.1 Общие сведения

Силовой анализ механизмов является одним из важных этапов их проектирования, поскольку силы, действующие на звенья механизма, необходимо знать при: расчете на прочность; подборе подшипников; определении мощности электродвигателя.

Все силы, действующие на звенья механизма, можно разделить на две группы.

Группа 1 – внешние или активные силы, к которым относятся:

- движущие силы (моменты);
- силы сопротивления движению;
- силы тяжести;
- силы инерции.

Группа 2 – внутренние силы или силы реакций в кинематических парах.

Основными задачами силового анализа рычажных механизмов являются:

- определение внешних сил, действующих на отдельные звенья механизма;
- определение сил реакций в кинематических парах механизма;
- определение необходимого движущего (уравновешивающего) момента.

Если при силовом анализе не учитываются силы инерции, то в этом случае пользуются методами статики, и такой расчет называют *статическим*.

Если при силовом анализе учитываются те динамические силы, которые возникают в результате движения механизма (силы инерции), то расчет называют *динамическим* [1].

Если для выполнения динамического расчета применяют метод кинестатики, основанный на принципе Даламбера, то такой расчет называют *кинетостатическим*. Сущность этого метода может быть сформулирована так: если ко всем внешним действующим на звено силам условно присоединить силы инерции, то под действием всех этих сил звено можно рассматривать условно находящимся в равновесии.

1.2 Определение внешних сил

Все внешние силы можно разделить на шесть видов:

1 *Движущие силы* – это силы, развиваемые двигателем, необходимые для преодоления всех сил сопротивления. Эти силы приложены к ведущему звену, направление их совпадает с направлением движения звена, то есть движущие силы совершают положительную работу ($+A_{\text{дв}}$), величину и направление находят на заключительном этапе силового анализа.

2 *Силы сопротивления* стремятся замедлить движение механизма. Их направление противоположно направлению движения, то есть совершают отрицательную работу ($-A_c$). Силы сопротивления делятся на полезные технологического назначения F_{nc} (M_{nc}) и вредные (силы трения в кинематических парах). В курсовых проектах (работах) и расчетно-графических работах значения F_{nc} (M_{nc}) заданы и по направлению, и по величине [2].

3 *Силы тяжести* (силы веса) приложены в центрах тяжести (рисунок 1.1) и направлены вертикально вниз, величину F_{G_i} , H , находят по формуле

$$F_{G_i} = m_i \cdot g, \quad (1.1)$$

где m_i – масса i -го звена, кг;

g – ускорение свободного падения, m/c^2 .

Силы тяжести производят положительную работу, если центры тяжести звеньев опускаются, отрицательную, если центры тяжести поднимаются ($\pm A_{\text{тяж}}$).

4 *Силы инерции* звена приложены в его центре масс и направлены в сторону противоположную полному ускорению центра масс [3] (величину и направление которого находят из плана ускорений) (рисунок 1.1).

Результирующую силу инерции звеньев $F_{\text{ин}i}$, H , находят по формуле

$$\vec{F}_{\text{ин}i} = -m_i \cdot \vec{a}_{S_i}, \quad (1.2)$$

где m_i – масса звена, кг;

\vec{a}_{S_i} – вектор полного ускорения центра масс S_i , m/c^2 , звена.

5 Момент пары сил инерции $\vec{M}_{ин_i}$, Н·м, возникает при плоско-параллельном движении [4], если вращение звена неравномерное, его направление противоположно угловому ускорению ε_i , рад/с² (рисунок 1.1), а величину вектора можно найти так

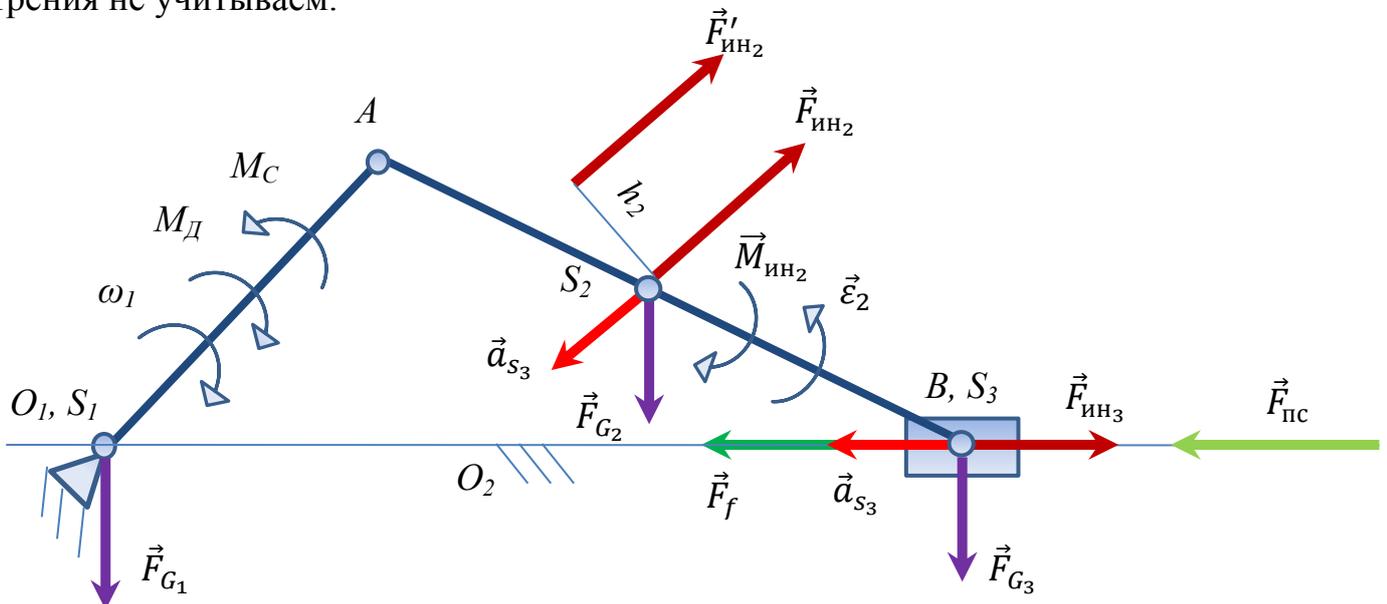
$$\vec{M}_{ин_i} = -J_{S_i} \cdot \vec{\varepsilon}_i, \quad (1.3)$$

где J_{S_i} – момент инерции звена относительно оси, проходящей через центр масс S_2 , перпендикулярный плоскости движения, кг/м²;

$\vec{\varepsilon}_i$ – угловое ускорение, взятое со своим направлением, рад/с².

Для удобства построения планов сил, от моментов можно избавиться, перенеся любую силу, действующую на то же звено, на величину плеча h_i в ту же сторону, что и момент инерции (рисунок 1.1).

6 Силы трения – \vec{F}_f всегда направлены в сторону [5], противоположную движению (ползун на плоскости, рисунок 1.1). В выполняемых заданиях силу трения не учитываем.



O_1, O_2 – неподвижные точки соединения механизма со стойкой; A, B – подвижные точки механизма; M_D, M_C – моменты движущий, сопротивления; S_1, S_2, S_3 – центры тяжести 1, 2, 3 звеньев; h_2 – плечо переноса силы инерции.

Рисунок 1.1 – Внешние силы кривошипно-ползунного механизма

1.3 Определение сил реакций в кинематических парах

В результате действия на звенья внешних сил в кинематических парах появляются силы реакции: F_{R12} – сила действия первого звена на второе; F_{R01} – сила действия нулевого звена (стойки) на первое (рисунок 1.2 а, б).

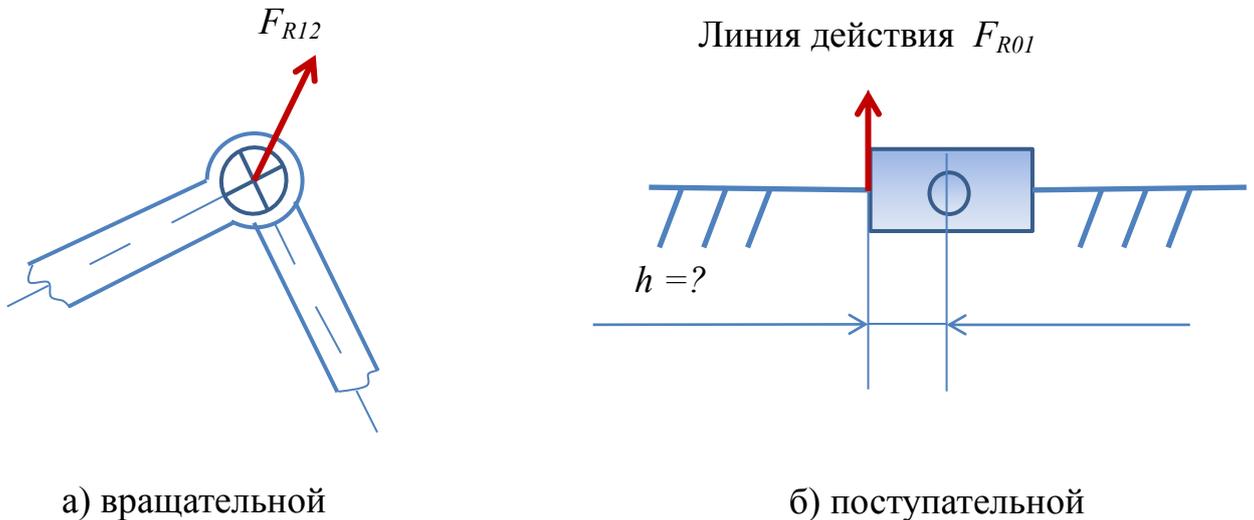


Рисунок 1.2 – Внешние силы кинематических пар V (пятого) класса

Во вращательной кинематической паре V класса (рисунок 1.2 а) результирующая сила реакции F_{R12} проходит через центр шарнира. Величина и направление этой реакции на начальной стадии силового анализа неизвестны.

В поступательной паре (рисунок 1.2 б) сила реакции перпендикулярна к оси движения этой пары, но неизвестны ее величина и точка приложения.

Механизмы образуются присоединением к простым механизмам I класса структурных групп с нулевой степенью подвижности W , которые называют *группы Ассура*, то есть:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot P_1 = 0.$$

Из этой формулы видно, что число кинематических пар не может быть дробным, поэтому число звеньев n групп Ассура должно быть четным, тогда число одноподвижных кинематических пар P_1 будет кратно трем (таблица 1.1).

Таблица 1.1 – Возможные сочетания n и P_1 в группах Ассура

Класс механизмов	II	III	IV	...
Число подвижных звеньев групп Ассура n	2	4	6	...
Число кинематических пар P_1	3	6	9	...

Первое сочетание чисел $n = 2$, $P_1 = 3$. Группа, имеющая два звена и три одноподвижные кинематические пары – P_1 , называется группой II класса, второго порядка или *двухповодковой группой (диадой)*, так как присоединение этой группы к другим группам (или стойкам) производится двумя свободными поводками.

В любой группе Ассура имеем шесть неизвестных величин – величина и направление сил реакций в трех кинематических парах. Для плоской группы можно составить шесть уравнений статики – два уравнения проекций всех сил на координатные оси и одно уравнение моментов для каждого звена. Таким образом, группы Ассура являются статически определяемыми, и расчет начинают с группы, наиболее удаленной от ведущего звена – второй группы Ассура, затем рассматривают первую группу Ассура, и в последнюю очередь ведущую группу (механизм первого класса, степень подвижности которой равна единице).

Степень подвижности групп Ассура равна нулю, то есть система находится в равновесии

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot P_1 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0. \quad (1.4)$$

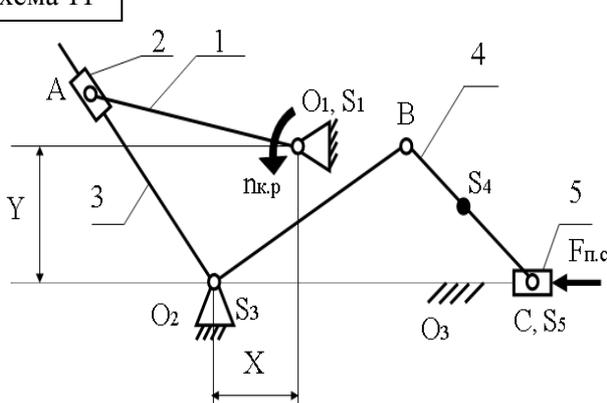
На этом условии построен весь силовой анализ.

2 Пример силового анализа кулисного механизма

2.1 Исходные данные для силового анализа

Исходные данные должны быть взяты из своего варианта кинематической схемы с числовыми значениями необходимых величин, принятых ранее на стадии структурного и кинематического анализов. Например, схема 11, вариант числовых значений и номер положения механизма для дальнейшего силового анализа 10 (таблица 2.1).

Таблица 2.1 – Кинематическая схема кулисного механизма и исходные данные

Схема 11		№	$n_{кр}$, об/мин	F_{nc} , кН	l_x , мм	l_y , мм	l_{O_1A} , мм	l_{O_2B} , мм	l_{BC} , мм
									
		2	65	1,1	200	350	700	700	1750
		3	70	1,2	200	300	600	600	1500
		4	75	1,3	150	400	800	800	2000
		5	80	1,4	150	400	800	800	2000
		7	90	1,5	150	350	700	700	1750
		8	100	1,6	100	300	600	600	1500
		9	110	1,7	100	250	500	500	1250
J_{si} , кг·м ²	$J_{s_i} = 0,2 \cdot m_i \cdot l_i^2$	10	115	1,8	100	200	400	400	1000
m_i , кг	$m_i = g \cdot l_i$; $m_5 = 3 \cdot m_1$; $g = 10$ (кг/м)	11	60	2,0	100	250	500	500	1250

Примечание – в таблице 2.1 приняты следующие обозначения:

$n_{кр}$ – частота вращения кривошипа, об/мин;

F_{nc} – сила полезного сопротивления, кН;

J_{si} – собственные моменты инерции звеньев, кг·м²;

m_i – массы звеньев, кг;

g – масса одного метра звена, $g = 10$ кг/м;

l_x, l_y – координаты точки O_2 относительно O_1 , мм;

$l_{O_1A}, l_{O_2B}, l_{BC}$ – длины звеньев, мм;

S_1, S_3, S_4, S_5 – центры тяжести 1, 3, 4, 5 звеньев соответственно.

2.2 Результаты структурного и кинематического анализов

На предыдущих этапах анализа кулисного механизма было сделано:

1) Построена кинематическая схема механизма в заданном 10 положении для дальнейшего проведения силового анализа. Проведен структурный анализ [6], найдены действительные размеры звеньев (таблица 2.2), масштабный коэффициент плана положений $\mu_l = 0,005 \text{ м/мм}$ (рисунок 2.1).

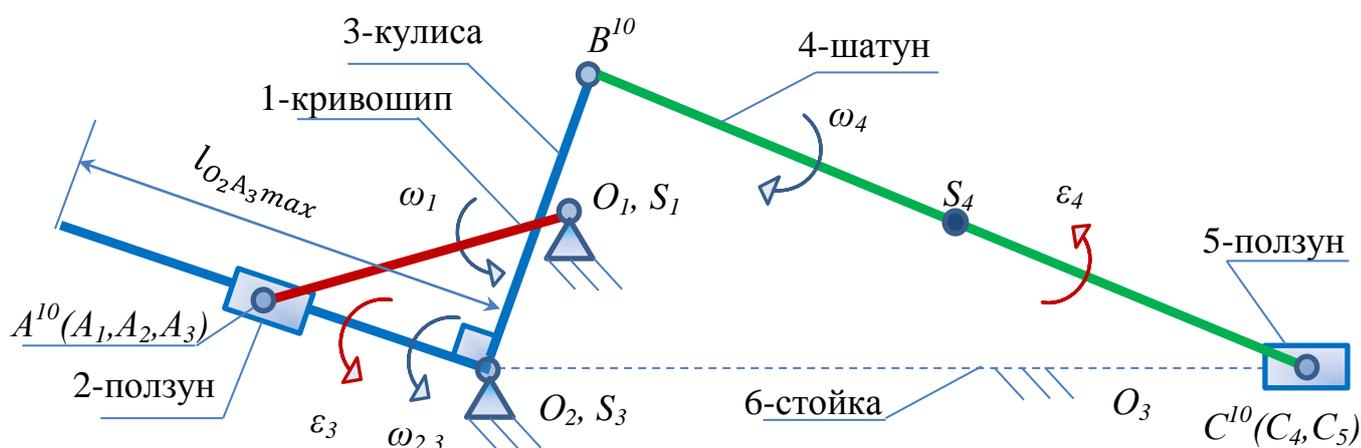


Рисунок 2.1 – План десятого положения кулисного механизма

2) Для заданного 10 положения механизма проведен кинематический анализ.

Построен план скоростей, масштабный коэффициент $\mu_v = 0,05 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$, определены скорости центров тяжести, угловые скорости вращающихся звеньев и их направление [7], [8].

Построен план ускорений, масштабный коэффициент $\mu_a = 0,5 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}$, определены ускорения центров тяжести, угловые ускорения вращающихся звеньев и их направление [9], [10].

Все результаты сведены в таблицу 2.2.

Таблица 2.2 – Истинные (абсолютные) значения параметров механизма

Результаты предыдущих анализов механизма				
структурного			кинематического	
плана положений			плана скоростей	плана ускорений
№ звена	Звено	$\mu_l = 0,005 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$	$\mu_V = 0,05 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$	$\mu_a = 0,5 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}$
1	кривошип	$l_1 = l_{O_1A} = 0,4 \text{ м}$	$V_{A_1} = 4,82 \text{ м/с}$	$a_{A_1} = 57,98 \text{ м/с}^2$
			$\omega_1 = 12,04 \text{ рад/с}$	$\varepsilon_1 = 0$
2	ползун	<i>размер не задан</i>	$V_{A_2} = 4,82 \text{ м/с}$	$a_{A_2} = 57,98 \text{ м/с}^2$
			$\omega_2 = 13,37 \text{ рад/с}$	$\varepsilon_2 = 130,27 \text{ рад/с}^2$
3	коромысло-кулиса (рисунок 2.1)	$l_{O_2A_3} = 0,3 \text{ м}$	$V_{A_3} = 4,01 \text{ м/с}$	$a_{A_3} = 66,33 \text{ м/с}^2$
		$l_{O_2B} = 0,4 \text{ м}$	$V_{A_3A_2} = 2,66 \text{ м/с}$	$a_{A_3A_2}^k = 71,13 \text{ м/с}^2$
		$l_3 = l_{\text{всей кулисы}} =$ $l_{O_2B} + l_{O_2A_3 \text{ max}} =$ $= (0,4 + 0,75) = 1,15$	$\omega_3 = 13,37 \text{ рад/с}$	$\varepsilon_3 = 130,27 \text{ рад/с}^2$
4	шатун	$l_4 = l_{BC} = 1 \text{ м}$	$V_B = 5,35 \text{ м/с}$	$a_B = 88,40 \text{ м/с}^2$
			$V_{CB} = 1,74 \text{ м/с}$	$a_{CB}^t = 54,77 \text{ м/с}^2$
		$l_{BS_4} = 0,5 \text{ м}$	$V_{S_4} = 5,42 \text{ м/с}$	$a_{S_4} = 67,77 \text{ м/с}^2$
5	ползун	<i>размер не задан</i>	$V_C = 5,62 \text{ м/с}$	$a_C = 53,57 \text{ м/с}^2$
			$V_{S_5} = 5,62 \text{ м/с}$	$a_{S_5} = 53,57 \text{ м/с}^2$
			$\omega_4 = 1,74 \text{ рад/с}$	$\varepsilon_4 = 54,77 \text{ рад/с}^2$

где l – действительные длины звеньев или их частей, м;

V – скалярные величины скоростей характерных точек звеньев, м/с;

a – скалярные величины ускорений характерных точек звеньев, м/с²;

ω – угловые скорости звеньев, рад/с;

ε – угловые ускорения звеньев, рад/с²;

μ – масштабные коэффициенты планов.

Для проведения силового анализа необходимо рассчитать массы звеньев m_i , кг, и собственные моменты инерции J_{S_i} , кг·м², результаты сведены в таблицу 2.3.

Таблица 2.3 – Массы и собственные моменты инерции звеньев кулисного механизма

Звено	Формула	Расчет	Результат
Массы звеньев $m_i = g \cdot l_i$, кг			
$g = 10$ – вес 1 метра длины звена, кг/м; l_i – длина звена, м			
m_1	$g \cdot l_1$	$10 \cdot 0,4$	4
m_2	размер не задан	0	0
m_3	$g \cdot l_{3(\text{всей кулисы})}$	$10 \cdot 1,15$	11,5
m_4	$g \cdot l_4$	$10 \cdot 1$	10
m_5	$3 \cdot m_1$	$3 \cdot 4$	12
Собственные моменты инерции звеньев относительно оси, проходящей через центр тяжести $J_{S_i} = 0,2 \cdot m_i \cdot l_i^2$, кг·м ²			
J_{S_1}	$0,2 \cdot m_1 \cdot l_1^2$	$0,2 \cdot 4 \cdot 0,4^2$	0,128
J_{S_2}	$0,2 \cdot m_2 \cdot l_2^2$	$0,2 \cdot 0 \cdot 0^2$	0
J_{S_3}	$0,2 \cdot m_3 \cdot l_3^2$	$0,2 \cdot 11,5 \cdot 1,15^2$	3,04
J_{S_4}	$0,2 \cdot m_4 \cdot l_4^2$	$0,2 \cdot 10 \cdot 1^2$	2
J_{S_5}	$0,2 \cdot m_5 \cdot l_5^2$	$0,2 \cdot 12 \cdot 0^2$	0

2.3 Определение внешних сил

1 *Движущие силы* – это силы, развиваемые двигателем, необходимые для преодоления всех сил сопротивления. Движущие силы необходимо найти в результате силового анализа.

2 *Силы сопротивления* стремятся замедлить движение механизма. К звену 5 – ползуну приложена сила полезного сопротивления $\vec{F}_{\text{пс}}$. Величина $F_{\text{пс}} = 1300$ Н (рисунок 2.1).

3 Силы тяжести (силы веса) \vec{F}_{G_i} , H , приложены в центрах тяжести (рисунок 2.2) и направлены вертикально вниз.

4 Силы инерции звена $\vec{F}_{ин_i}$, H , приложены в его центре масс и направлены в сторону, противоположную полному ускорению \vec{a}_{s_i} центра масс (рисунок 2.2).
Результаты расчетов сведены в таблицу 2.4.

Таблица 2.4 – Скалярные значения сил тяжести и сил инерции звеньев

Силы	Формула	Расчет	Результат
Силы тяжести (веса) $F_{G_i} = m_i \cdot g, H$			
$g = 10$ – ускорение свободного падения, m/c^2			
F_{G_1}	$m_1 \cdot g$	$4 \cdot 10$	40
F_{G_2}	$m_2 \cdot g$	$0 \cdot 10$	0
F_{G_3}	$m_3 \cdot g$	$11,5 \cdot 10$	115
F_{G_4}	$m_4 \cdot g$	$10 \cdot 10$	100
F_{G_5}	$m_5 \cdot g$	$12 \cdot 10$	120
Силы инерции $F_{ин_i} = m_i \cdot a_{s_i}, H$			
$F_{ин_1}$	$m_1 \cdot a_{s_1}$	$4 \cdot 0$	0
$F_{ин_2}$	$m_2 \cdot a_{s_2}$	$0 \cdot 57,98$	0
$F_{ин_3}$	$m_3 \cdot a_{s_3}$	$11,5 \cdot 0$	0
$F_{ин_4}$	$m_4 \cdot a_{s_4}$	$10 \cdot 67,77$	677,70
$F_{ин_5}$	$m_5 \cdot a_{s_5}$	$12 \cdot 53,57$	642,84

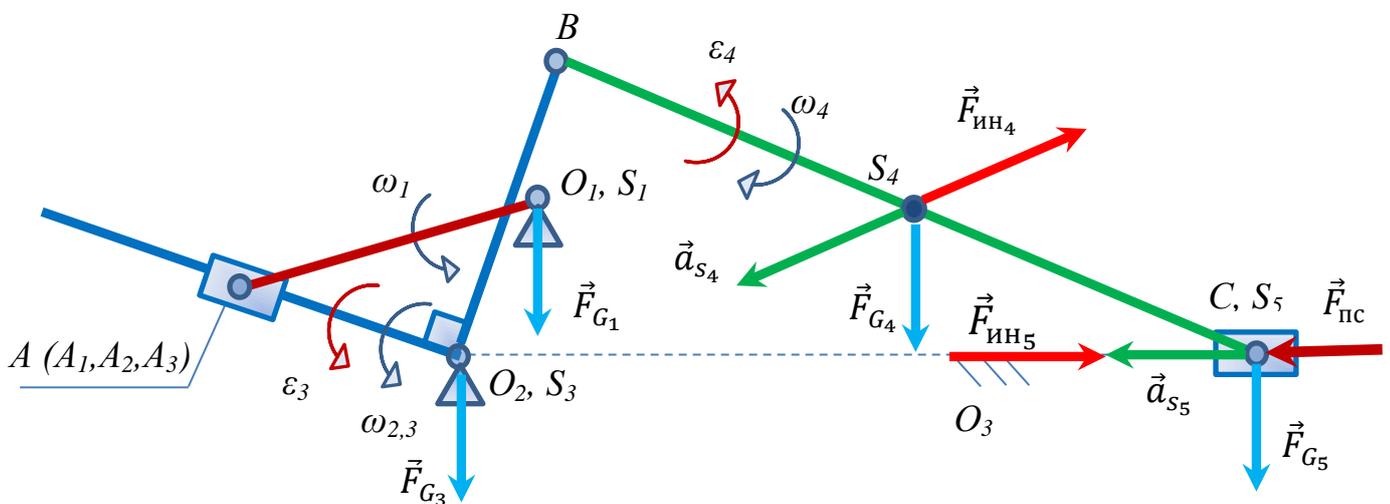
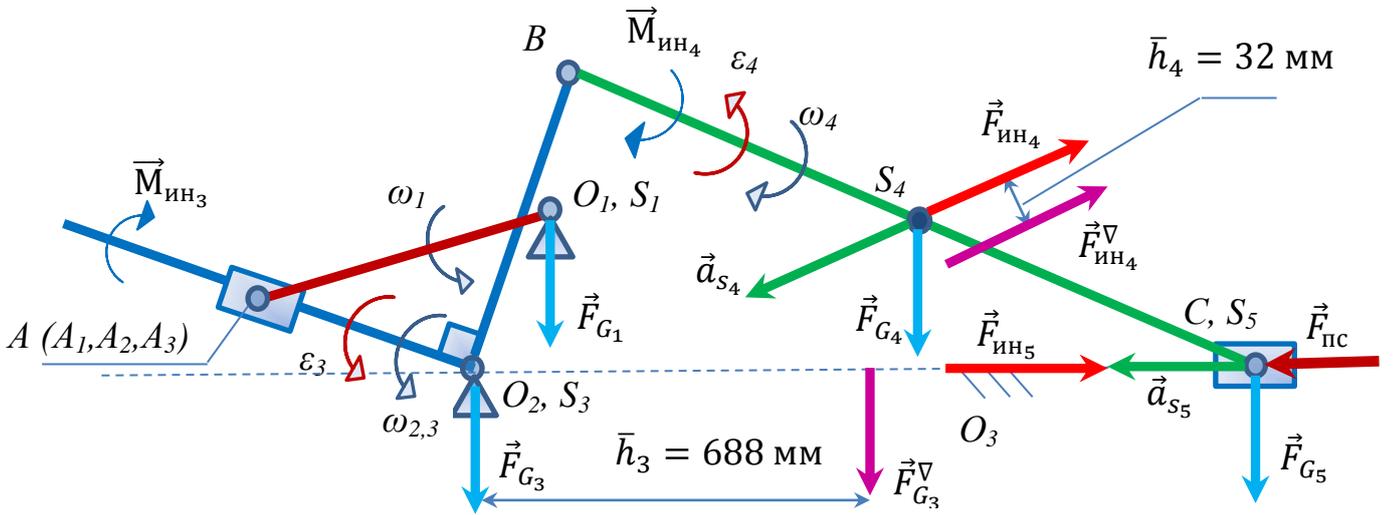


Рисунок 2.2 – Расстановка внешних сил кулисного механизма

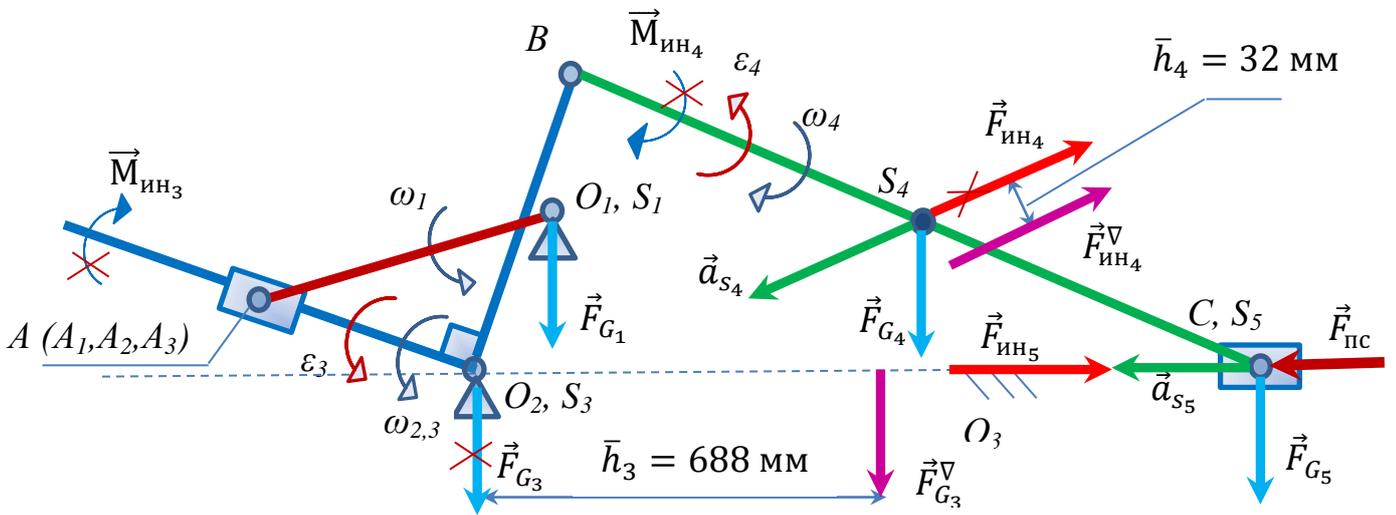
5 Момент пары сил инерции $\vec{M}_{инi}$, Н·м, возникает при плоско-параллельном движении, если вращение звена неравномерное, его направление противоположно направлению углового ускорения ε_i , рад/с². Значения сведены в таблицу 2.5.

Таблица 2.5 – Моменты пары сил инерции подвижных звеньев кулисного механизма

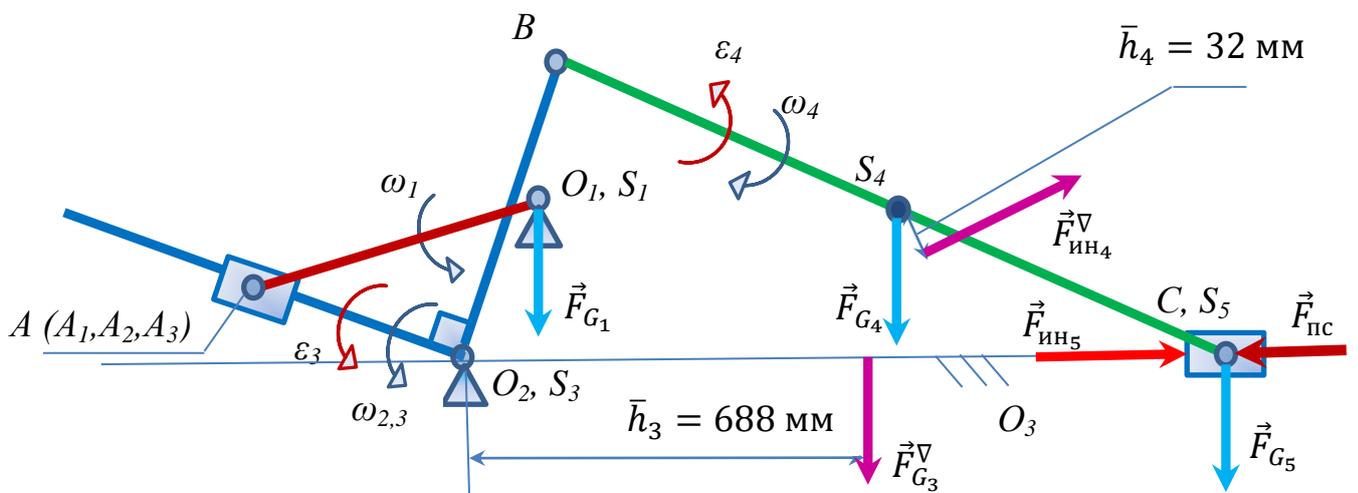
Звено	Формула	Расчет	Результат
Моменты пары сил инерции $M_{инi} = J_{Si} \cdot \varepsilon_i$, Н·м			
$M_{ин1}$	$J_{S1} \cdot \varepsilon_1$	$0,128 \cdot 0$	0
$M_{ин2}$	$J_{S2} \cdot \varepsilon_2$	$0 \cdot 130,27$	0
$M_{ин3}$	$J_{S3} \cdot \varepsilon_3$	$3,04 \cdot 130,27$	396,02
$M_{ин4}$	$J_{S4} \cdot \varepsilon_4$	$2 \cdot 54,77$	109,54
$M_{ин5}$	$J_{S5} \cdot \varepsilon_5$	$12 \cdot 0$	0
Плечи переноса сил h_i , м, (находят только для тех звеньев, моменты сил инерции которых не равны нулю)			
$\frac{M_{инi}}{F_{Gi}} = \frac{M_{инi}}{F_{инi}}$			
h_3	$\frac{M_{ин3}}{F_{G3}}$	$\frac{396,02}{115}$	3,44
h_4	$\frac{M_{ин4}}{F_{ин4}}$	$\frac{109,54}{677,7}$	0,16
Чертежные значения (величина отрезка, изображаемая на плане положения, выполненного в масштабном коэффициенте μ_l , м/мм) плеч переноса сил \bar{h}_i , мм,			
$\frac{h_i}{\mu_l}$			
\bar{h}_3	$\frac{h_3}{\mu_l}$	$\frac{3,44}{0,005}$	688
\bar{h}_4	$\frac{h_4}{\mu_l}$	$\frac{0,16}{0,005}$	32



а) расстановка моментов сил инерции кулисного механизма



б) замена моментов сил инерции другими силами кулисного механизма



в) заключительная расстановка внешних сил кулисного механизма

Рисунок 2.3 – Расстановка внешних сил кулисного механизма

2.4 Форма отчета

В качестве отчета по рассмотренной части силового анализа, необходимо использовать результаты расчетов, сведенные в таблицы 2.2 – 2.5, и окончательную расстановку сил исследуемого кулисного механизма, на заданном десятом положении (рисунок 2.3).

Во второй части силового анализа находят:

- внутренние силы, то есть силы реакций в шарнирах (кинематических парах);
- движущие силы;
- движущие моменты.

3 Вопросы для самопроверки

- 1 «Активные» силы – это силы ...
- 2 «Пассивные» силы – это силы ...
- 3 «Внутренние» силы – это силы...
- 4 Силы, развиваемые двигателем, необходимые для преодоления всех сил сопротивления, называются ...
- 5 Движущие силы приложены к ведущему звену, направление их совпадает с направлением движения звена, то есть движущие силы совершают ... работу.
- 6 Силы тяжести производят ... положительную работу.
- 7 Вектор силы трения направлен противоположно вектору ...
- 8 Силовой расчет механизмов с учетом сил инерции звеньев называют ...
- 9 Силы инерции звена приложены в его центре масс и направлены в сторону
....
- 10 Вектор сил инерции определяется из уравнения:
- 11 Момент пары сил инерции возникает при ...
- 12 Если у выходного звена задан момент полезного сопротивления, то заменяем его ...
- 13 Момент пары сил инерции направлен противоположно ...
- 14 Момент пары сил инерции находят по формуле:
- 15 Во вращательной кинематической паре V класса результирующая сила реакции F_R проходит ...
- 16 В поступательной паре V класса сила реакции перпендикулярна ...
- 17 Силовой анализ начинают с
- 18 Векторное уравнение сил решается ...
- 19 Использование рычага Жуковского при силовом анализе механизма предусматривает перенесение всех известных сил в одноименные точки повернутого плана скоростей ...
- 20 Рычаг Жуковского используется для:...

Список использованных источников

- 1 Ефанов, А.М. Теория механизмов и машин : учебное пособие / А.И. Ефанов, В.П. Ковалевский. – ИПК ГОУ ОГУ, 2006. – 267 с.
- 2 Артоболевский, И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. – М. : Наука, 1988. – 638 с.
- 3 Левитский, Н.И. Теория механизмов и машин / Н.И. Левитский. – М. : Наука, 1979. – 576 с.
- 4 Фролов, К.В. Теория механизмов и машин / К.В. Фролов. – М. : Высшая школа, 1999. – 496 с.
- 5 Попов, С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / С.А. Попов. – М. : Высшая школа, 1986. – 250 с.
- 6 Клещарева, Г.А. Структурный анализ рычажных механизмов : методические указания / Г.А. Клещарева. – Оренбург : ОГУ, 2018. – 29 с.
- 7 Клещарева, Г.А. Кинематический анализ рычажных механизмов. Метод кинематических диаграмм : методические указания / Г.А. Клещарева. – Оренбург : ОГУ, 2019. – 30 с.
- 8 Клещарева, Г.А. Кинематический анализ рычажных механизмов. Метод планов : методические указания / Г.А. Клещарева. – Оренбург : ОГУ, 2019. – 23 с.
- 9 Клещарева, Г.А. Кинематический анализ рычажных механизмов. Построение планов скоростей : методические указания / Г.А. Клещарева. – Оренбург : ОГУ, 2019. – 24 с.
- 10 Клещарева, Г.А. Кинематический анализ рычажных механизмов. Построение планов ускорений : методические указания / Г.А. Клещарева. – Оренбург : ОГУ, 2019. – 28 с.