Расчетно-пояснительная записка к домашним заданиям по курсу Прикладная механика (часть 2, ТММ и ДМ) содержит 18 страниц машинописного текста, 11 рисунков, 2 таблицы.

В расчетно-пояснительной записке приведено: по разделу ТММ - структурный анализ рычажного механизма ДВС, кинематический анализ механизма в заданном положении методом планов, кинето-статический силовой расчет рычажного механизма по разделу ДМ – решение задач на расчет сварных и резьбовых соединений, расчет силовых винтовых передач.

Содержание

Аннотация……2
Содержание……...3
Проектирование и исследование механизмов 2-х цилиндрового V-4 образного ДВС……4
1 Техническое задание на проектирование…….....4
1.1 Описание механизма ДВС…….....4
1.2 Исходные данные. Вариант 20……5
2 Структурный анализ механизма……6
2.1 Описание механизма……...6
2.2 Степень подвижности механизма……...7
2.3 Структурные группы механизма……7
2.3.1 Диада 4 – 5……..……...7
2.3.2 Диада 2 – 3…….....……...8
2.3.3 Первичный механизм…….……..8
3 Проектирование рычажного механизма……...……9
3.1. Определение размеров кривошипа и шатунов……...9
3.2. Построение кинематической схемы механизма……9
4 Построение планов скоростей и ускорений……...10
4.1. Построение плана скоростей…….....10
4.2. Построение плана ускорений…….....…11
5 Силовой расчет…….....……13
5.1. Определение внешних сил, масс и моментов инерции звеньев механизма……...13
5.2. Определение сил инерции и главных моментов сил инерции звеньев……...14
5.3. Кинетостатический силовой расчет механизма…….....14
5.3.1 Группа звеньев 2 - 3…….....……14
5.3.2 Группа звеньев 4 – 5…….....……15
5.3.3 Звено 1……...16
Список литературы…….....28

Проектирование и исследование механизмов 2-х цилиндрового V- 4 образного ДВС.

1 Техническое задание на проектирование.

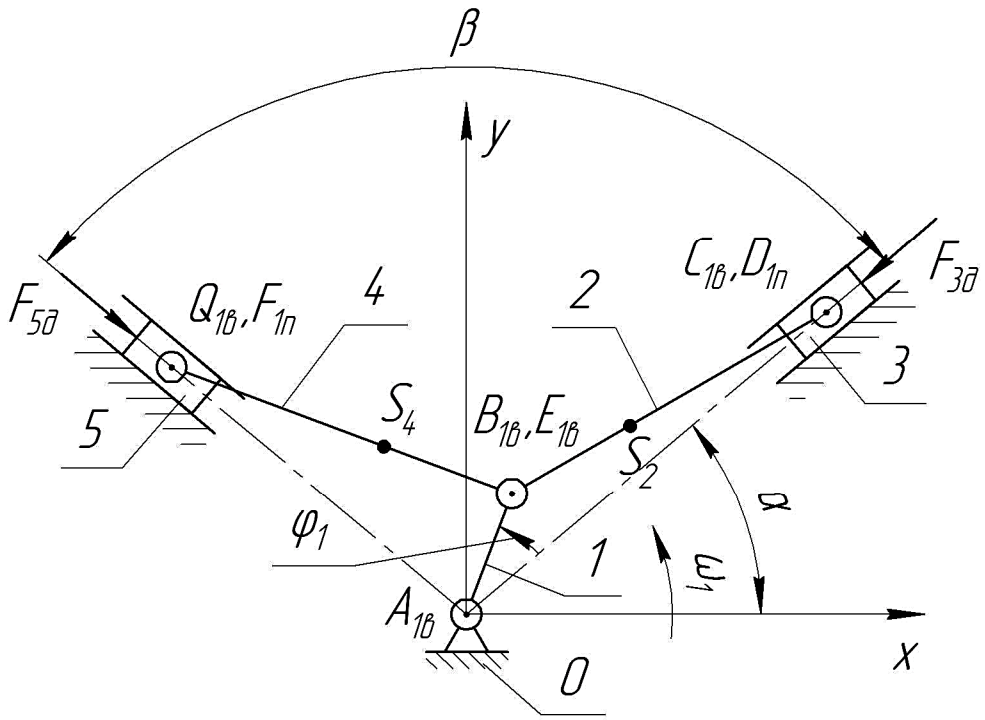


Рис. 1. Кинематическая схема механизма ДВС.

Примечание. При изображении кинематической схемы используется такой вид на механизм, при котором направление вращения кривошипа будет положительным (против часовой стрелки)

1.1 Описание механизма ДВС.

Кинематическая схема механизма ДВС представлена на Рис.1. На схеме обозначено: 1 – кривошип (коленчатый вал); 2, 4 – шатуны; 3, 5 – поршни (3 – поршень первого цилиндра, 5 – поршень второго цилиндра); 0 – неподвижное звено механизма (стойка). Стрелкой показано направление угловой скорости ω_1.

Точки S_2, S_4 – центры масс шатунов. Длины шатунов одинаковы, т.е. $l_{AB} = l_{AC}$. В первом цилиндре – рабочий ход, в втором цилиндре – выпуск, $P_5 = 0$. При силовом расчете вес звеньев $G_2 = G_4 = G_3 = G_5 = 0$ (не учитывать).

1.2 Исходные данные. Вариант 20.

Таблица исходных данных Таблица 1.

№ п/п	ПАРАМЕТР	Обозна-чения	Числовое значение	Размерность
1	Углы поворота кривошипа, отсчитываемые от линии ОВ в сторону вращения кривошипа (рис.1)	φ_1	30	угл. градус
2	Частота вращения коленчатого вала (кривошипа)	n_1	2500	об/мин
3	Угол развала цилиндров (рис.1)	β	60	угл. градус
4	Диаметр поршня	D_n	78	мм
5	Полный ход поршня	H	52	мм
6	Параметр $\lambda = \frac{r}{l}$	λ	0,30	–
7	Отношения, определяющие положения центров масс S_2, S_4	$L = \frac{l_{AS_2}}{l_{AB}}$	0,3	–
8	Максимальное давление в цилиндре (расчетное давление в первом цилиндре)	$p_{max} = p_3$	4.0	МПа
В виду малости можно принять $p_5 \approx 0$				

2 Структурный анализ механизма.

2.1 Описание механизма.

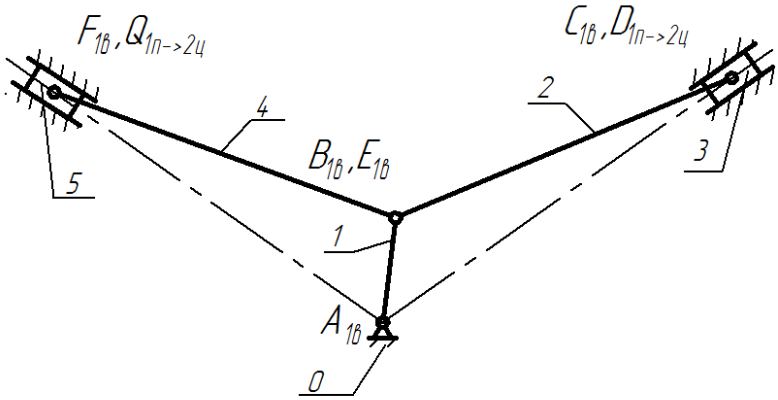


Рис. 2. Структурная схема механизма ДВС.

Механизм представляет собой 6-тизвенный плоский рычажный механизм.

Кинематическая схема механизма показана на рис.1:

звено 1 – ведомое – кривошип равномерно вращается вокруг неподвижной оси Oz (рис. 1);

звено 2 – шатун совершает плоскопараллельное движение;

звено 3 – ползун (поршень) движется поступательно вдоль наклонной прямой OB;

звено 4 – шатун совершает плоскопараллельное движение;

звено 5 – ползун (поршень) движется поступательно вдоль наклонной прямой OC;

звено 0 – стойка неподвижна (неподвижный шарнир O; неподвижные направляющие ползуна 3; неподвижные направляющие ползуна 5).

Кинематические пары – подвижные соединения двух звеньев, обозначены на схеме (рис.2) заглавными латинскими буквами с индексами, в которых цифра указывает подвижность КП, буква (русская) – вид относительного движения (в - вращательное, п - поступательное). Описание пар механизма дано в таблице 2.

Анализ кинематических пар Таблица 2.

№ п/п	Звенья КП	Вид КП	Подвижность КП		Класс КП	Расположение в группе
			плоскость	простр.		
1	1 – 6	В	1	1	V	внешняя
2	1 – 2	В	1	1	V	внутренняя
3	1 – 4	В	1	1	V	внутренняя
4	2 – 3	В	1	1	V	внутренняя
5	3 – 6	П	1	2	IV	внешняя
6	4 – 5	В	1	1	V	внутренняя
7	5 – 6	П	1	2	IV	внешняя

Все семь пар обеспечивают контакт по поверхности и поэтому относятся к низшим парам.

По числу связей в КП кинематических пар V класса $p_5 = 5$; кинематических пар IV класса $p_4 = 2$.

2.2 Степень подвижности механизма.

Степень подвижности механизма W определяется по формуле Чебышева

$$W^{пл} = 3 \cdot n - 2 \cdot (p_5 - p_4), \qquad (1)$$

где n – число подвижных звеньев, p_5 – число кинематических пар V класса, p_4 – число кинематических пар IV класса.

В данном механизме в результате проведенного выше исследования получено

$$n = 5;\ p_5 = 5;\ p_4 = 2.$$

Степень подвижности данного механизма по формуле (1)

$$W^{пл} = 3 \cdot 5 - 2 \cdot (5 + 2) = 1,$$

т.е. механизм имеет одно начальное звено.

Ведущими звеньями в ДВС поочередно будут поршни (звенья 3 и 5), а ведомым звеном является кривошип ОА.

2.3 Структурные группы механизма.

Рычажный механизм состоит из первичного механизма 1-го класса и двух двухповодковых групп (диад или групп 2-го класса).
Структурный анализ начинают с групп наиболее удаленных от первичного механизма.

2.3.1 Диада 4 – 5.

Диада 4 – 5 (рис.3) – шатун АС с ползуном 5 – представляет собой двухповодковую группу или диаду второго вида, с двумя вращательными парами $E_{1в}$ и $Q_{1в}$ и одной поступательной $F_{1п}$.
Число подвижных звеньев в группе n = 2. Число кинематических пар в группе $p_5 = 2$;. $p_4 = 1$.

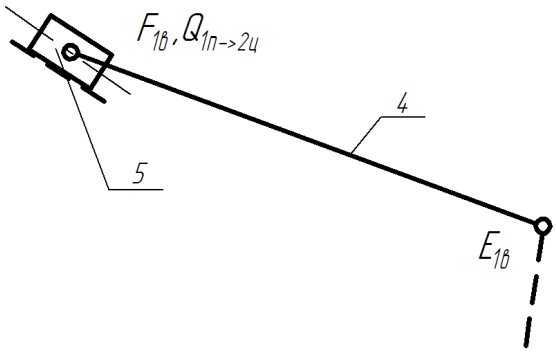


Рис. 3. Схема структурной группы ВВП. (Диада 4-5)

Степень подвижности диады $W^{пл}_{45} = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 - 0 \Rightarrow W^{пл}_{45} = 0$.

2.3.2 Диада 2–3.

Диада 2–3 (рис.4) – шатун BC с ползуном 3 – представляет собой двухповодковую группу или диаду второго вида, с двумя вращательными парами $B_{1в}$ и $C_{1в}$ и одной поступательной $D_{1п}$.

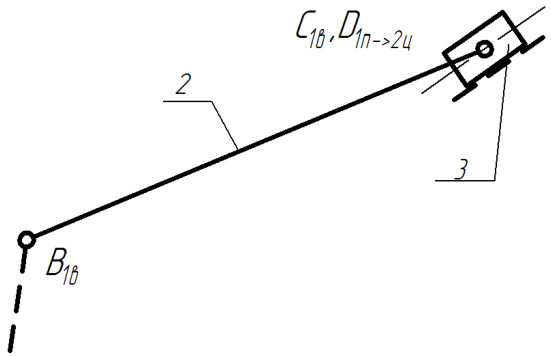


Рис. 4. Схема структурной группы ВВП. (Диада 2-3)

Число подвижных звеньев в группе n = 2. Число кинематических пар в группе $p_5 = 2$; $p_4 = 1$.

Степень подвижности диады $W^{пл}_{23} = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 - 0 \Rightarrow W^{пл}_{23} = 0$.

2.3.3 Первичный механизм.

Первичный механизм (рис.5) – звено 1 (кривошип OA), соединенное шарниром $A_{1в}$ со стойкой 0.

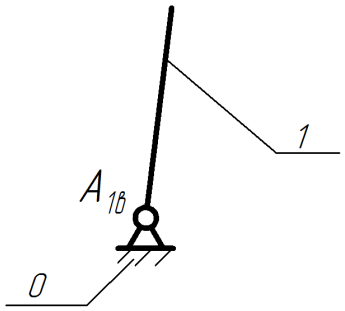


Рис. 5. Первичный механизм 1-0

Число подвижных звеньев n = 1.

Число кинематических пар $p_5 = 1$; $p_4 = 0$.

Степень подвижности механизма 1-го класса $W^{пл}_1 = 3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 - 0 \Rightarrow W^{пл}_1 = 1$.

3 Проектирование рычажного механизма.

3.1 Определение размеров кривошипа и шатунов.

Радиус кривошипа $l_{AB} = r$ определяется через ход поршня $H_C = H_Q$ по формуле

$$r = \frac{K \cdot H}{2} \qquad (2)$$

Длины шатунов $l_{AB} = l_{AC} = l_1$ определяются через радиус кривошипа и относительную длину шатуна λ:

$$\lambda = \frac{r}{l_{BC}} \qquad (3)$$

Из формул (2) и (3) определяем

Длина кривошипа: $r = \frac{K \cdot H}{2} = 0.0312$ м .

Длина шатунов: $l_{BC} = l_{EQ} = l_2 = l_4 = \frac{r}{\lambda} = 0.104$ м .

3.2 Построение кинематической схемы механизма.

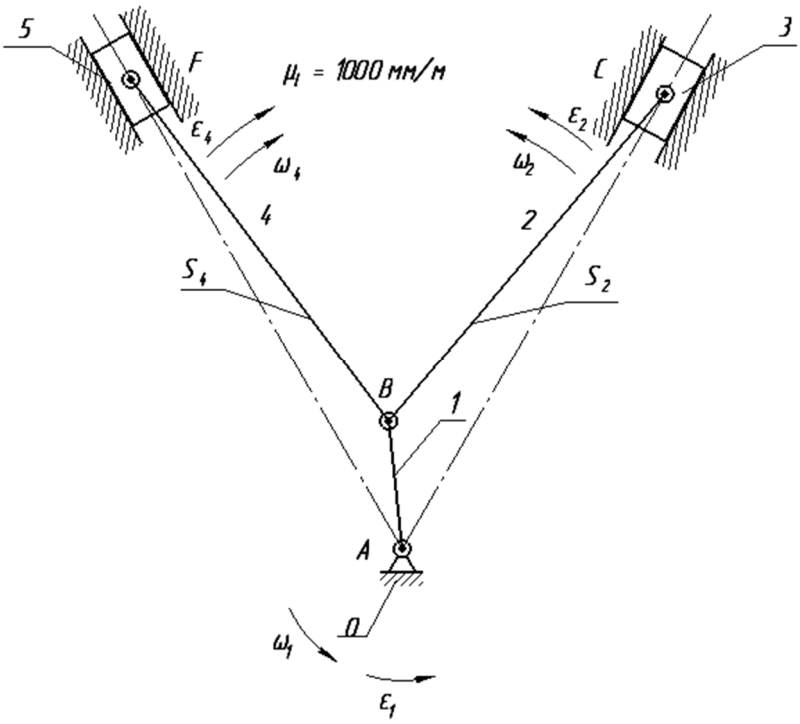


Рис. 6. Кинематическая схема при заданном положении ведущего звена $\varphi_1 = K \cdot \varphi_1 = 36°$

Выбираем масштаб длин μ_i. Пусть радиусу кривошипа $l_{AB} = 0.0312$ м соответствует на чертеже отрезок AB = 31.2 мм. Тогда масштаб построения будет равен

$$\mu_1 = \frac{AB}{l_{AB}} = \frac{31.2}{0.0312} = 1000 \text{ мм/м}$$

Вычисляем чертежные размеры.

Чертежные размеры шатунов равны

$$BC = BQ = l_{BC} \cdot \mu_1 = 0.104 \cdot 1000 = 104 \text{ мм}$$

Чертежные размеры отрезков, определяющих положения центров масс, равны

$$BS_2 = BS_4 = L \cdot BC = 0{,}3 \cdot 104 = 31.2 \text{ мм}$$

4 Построение планов скоростей и ускорений.

Планы скоростей и ускорений одинаковы для кривошипно-ползунных механизмов I и IV и механизмов II и III. Для данного положения механизма достаточно построить планы скоростей и ускорений для первого механизма. Остальные планы либо совпадают с ним, либо симметричны ему.

4.1 Построение плана скоростей.

Линейную скорость точки B звена 1 определяем по формулам для вращательного движения

$$V_B = \omega_1 \cdot l_{BA} = 261.666 \cdot 0.0312 = 8.164,$$

где $\omega_1 = \pi \cdot n_1 / 30 = 3.14 \cdot 2500 / 30 = 261.666$ рад/с.

На плане скорость V_B изображается отрезком $p_v b$. Зададимся величиной этого отрезка

$$p_v b = 81.64 \text{ мм},$$

и определим масштаб плана скоростей

$$\mu_v = p_v b / V_B = 81.64 / 8.164 = 10 \text{ мм/(м} \cdot \text{с}^{-1}).$$

Для определения скорости точки C звена 2 составим векторное уравнение плоского движения

$$\mathbf{V}_C = \mathbf{V}_B + \mathbf{V}_{CB},$$

из графического решения этого уравнения определим величины скоростей

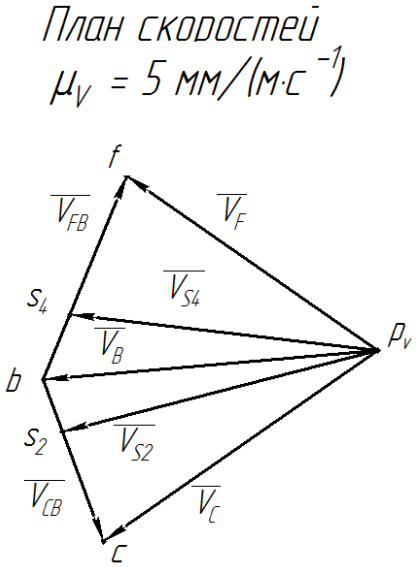


Рис.7. План скоростей

$V_C = p_v c / \mu_v = 59.818833 / 10 = 5.9818833$ м/с,

$V_{CB} = bc / \mu_v = 67.099591/10 = 6.709959$ м/с.

Скорость центра масс звена 2 определяем пропорциональным делением отрезков плана скоростей

$cb / bs_2 = CB / BS_2$, $bs_2 = (BS_2 / CB) \cdot cb = 20.129877$ мм,

$V_{S_2} = p_v s_2 / \mu_v = 20.129877 / 10 = 2.0129877$ м/с.

Угловую скорость звена 2 определяем по следующей формуле

$$\omega_2 = V_{CB} / l_{CB} = 6.709959 / 0.104 = 64.5188375 \text{ рад/с}.$$

Для определения скорости точки F звена 4 составим векторное уравнение плоского движения

$$\mathbf{V}_F = \mathbf{V}_B + \mathbf{V}_{FB},$$

из графического решения этого уравнения определим величины скоростей

$$V_F = p_v f / \mu_v = 42.375047/10 = 4.2375047 \text{м/с},$$

$$V_{FB} = fb / \mu_v = 75.143358 / 10 = 7.5143358 \text{ м/с}.$$

Скорость центра масс звена 2 определяем пропорциональным делением отрезков плана скоростей

$$fb / bs_4 = FB / BS_4, \quad bs_4 = (BS_4 / BF) \cdot bf = 20.543007 \text{ мм},$$

$$V_{S_4} = p_v s_4 / \mu_v = 64.901501/ 10 = 6.4901501 \text{ м/с}.$$

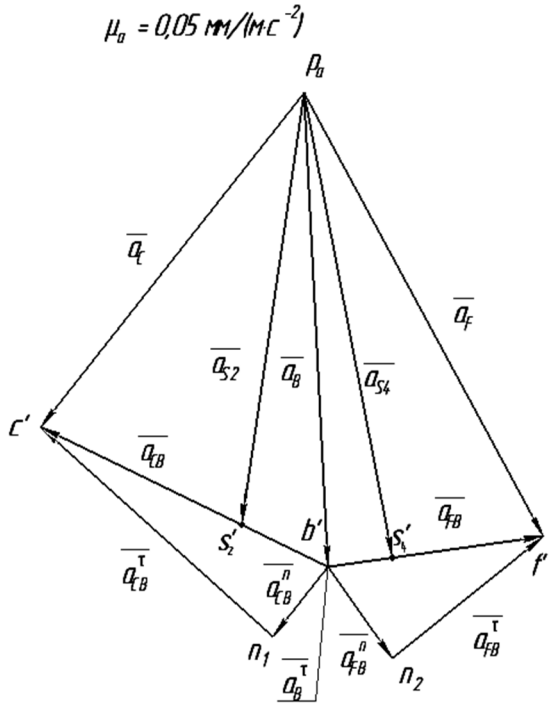
Угловую скорость звена 2 определяем по следующей формуле

$$\omega_4 = V_{FB} / l_{FB} = 7.5143358 / 0.104 = 72{,}253228 \text{ рад/с}.$$

4.2 Построение плана ускорений.

Ускорение точки B звена 1 определяем по формулам вращательного движения

$$\mathbf{a}_B = a_B^{\mathbf{n}} + a_B^{\mathbf{t}},$$



где

$a_B^{\mathbf{n}}$ - нормальная составляющая ускорения,

$$a_B^{\mathbf{n}} = \omega_1^2 \cdot l_{AB} = 2136.25 \text{ м/с}^2,$$

$a_B^{\mathbf{t}}$ - тангенциальная составляющая,

$$a_B^{\mathbf{t}} = \varepsilon_1 \cdot l_{AB} = 0 \text{ м/с}^2.$$

Задаемся величиной отрезка $p_a n_b'$ изображающего на плане ускорений нормальную составляющую

$p_a n_b' = 106.81233$ мм,

и определяем масштаб плана ускорений

$\mu_a = p_a n_b' / a_B^{\mathbf{n}} = 106.81233 / 2136.25 = 0.05$ мм/(м·с$^{-2}$).

Рис. 8. План ускорений

Ускорение точки C звена 2 определяется решением векторного уравнения

$$\mathbf{a}_C = \mathbf{a}_B + a_{CB}^{\mathbf{n}} + a_{CB}^{\mathbf{t}},$$

$a_{CB}^{\mathbf{n}}$ - нормальное ускорение точки C в относительном вращении вокруг точки B

$$a_{CB}^{\mathbf{n}} = \omega_2^2 \cdot l_{CB} = 432.91876 \text{ м/с}^2,$$

Тангенциальную составляющую и полное ускорение определим из плана ускорений

$$a_{CB}^{\mathbf{t}} = \frac{n'c'}{\mu_a} = 1540{,}73 \text{ м/с}^2,$$

$$a_c = \frac{p_a c'}{\mu_a} = 1912{,}68 \text{ м/с}^2.$$

Ускорение центра масс звена 2 определим методом пропорционального деления отрезков плана ускорений

$$b's_2'/b'c' = BS_2/BC, \quad b's_2' = (BS_2/BC) \cdot b'c' = 24.00597 \text{ мм},$$

$$a_{S2} = \frac{p_a s_2'}{\mu_a} = 1937.5555 \text{ м/с}^2 .$$

По величине тангенциальной составляющей находим угловое ускорение звена 2

$$\varepsilon_2 = a_{CB}^{t}/l_{CB} = 14814{,}73 \text{ рад/с}^2.$$

Ускорение точки F звена 2 определяется решением векторного уравнения

$$\mathbf{a}_F = \mathbf{a}_B + a_{FB}^{\mathbf{n}} + a_{FB}^{\mathbf{t}},$$

$a_{FB}^{\mathbf{n}}$ - нормальное ускорение точки C в относительном вращении вокруг точки B

$$a_{FB}^{\mathbf{n}} = \omega_4^2 \cdot l_{FB} = 542{,}935 \text{ м/с}^2,$$

Тангенциальную составляющую и полное ускорение определим из плана ускорений

$$a_{FB}^{\mathbf{t}} = \frac{n'f'}{\mu_a} = 808{,}68 \text{ м/с}^2,$$

$$a_f = \frac{p_a f'}{\mu_a} = 2391{,}76 \text{ м/с}^2.$$

Ускорение центра масс звена 2 определим методом пропорционального деления отрезков плана ускорений

$$b's_4'/b'f' = BS_4/BF, \quad b's_4' = \left(\frac{BS_4}{BF}\right) \cdot b'f' = 14{,}61 \text{ мм},$$

$$a_{S4} = p_a s_4'/\mu_a = 2170{,}57 \text{ м/с}^2 .$$

По величине тангенциальной составляющей находим угловое ускорение звена 2

$$\varepsilon_4 = a_{FB}^{t}/l_{FB} = 7775{,}76 \text{ рад/с}^2.$$

5 Силовой расчет.

Цель: Определение реакций в кинематических парах и момента сопротивления на коленчатом валу (звене 1).

Постановка задачи:
Дано: Кинематическая схема механизма, $p_{3д}$, $p_{5д}$, D_n, φ_1 , ω_1, ε_1.

Определить: F_{ij}, M_{ij} $\Rightarrow$?

5.1 Определение внешних сил, масс и моментов инерции звеньев механизма.

По рекомендациям автомобильной промышленности. Внешние силы, действующие на механизм.
Силы давления в цилиндрах ДВС.

Площадь поршня $S_п = \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} = 0.004778$ м^2;

Сила давления в первом цилиндре $F_{3д} = p_{3д} \cdot S_п = 1911.2$ Н;

Сила давления во втором цилиндре $F_{5д} = p_{5д} \cdot S_п \approx 0$ Н;

Определение весов поршней и шатунов

Масса поршней $m_3 = m_5 = 10 \cdot S_п \cdot 10 = 0.621$ кг

Масса шатунов $m_2 = m_4 = 12 \cdot S_п \cdot 10 = 0.764$ кг

Определение моментов инерции шатунов

$$I_{S_2} = I_{S_4} = m_2 \cdot l_2^2 \cdot \left[\frac{1}{3} - \left(\frac{l_{BS_2}}{l_{AB}}\right)\right]^2 = 0.0016 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Силы тяжести звеньев

$$G_2 = G_4 = m_2 \cdot g = 6.0858 \text{ Н};$$

$$G_3 = G_5 = m_3 \cdot g = 7.4872 \text{ Н};$$

$$G_1 = m_1 \cdot g = 0 \text{ Н}.$$

5.2 Определение сил инерции и главных моментов сил инерции звеньев.

Инерционные силы и моменты Таблица 3.

Расчетные формулы	Расчет
Звено 1 - невесомое, вращается вокруг центра А	
$\Phi_1 = m_1 \cdot a_{S_1}$	$\Phi_1 = 0$
$M_{\Phi_1} = I_{S_1} \cdot \varepsilon_1$	$M_{\Phi_1} = 0$
Звено 2 - плоскопараллельное движение; центр масс – S_2	
$\Phi_2 = m_2 \cdot a_{S_2}$	$\Phi_2 = 1480$ Н
$M_{\Phi_2} = I_{S_2} \cdot \varepsilon_2$	$M_{\Phi_2} = 23.7$ Н · м
Звено 3 - поступательное движение	
$\Phi_3 = m_3 \cdot a_{S_3}$	$\Phi_3 = 1188$ Н
$M_{\Phi_3} = I_{S_3} \cdot \varepsilon_3$	$M_{\Phi_3} = 0$ Н · м
Звено 4 - плоскопараллельное движение; центр масс – S_4	
$\Phi_4 = m_4 \cdot a_{S_4}$	$\Phi_4 = 1658$ Н
$M_{\Phi_4} = I_{S_4} \cdot \varepsilon_4$	$M_{\Phi_4} = 12.44$ Н · м
Звено 5 - поступательное движение	
$\Phi_5 = m_5 \cdot a_{S_5}$	$\Phi_5 = 1485$ Н
$M_{\Phi_5} = I_{S_5} \cdot \varepsilon_5$	$M_{\Phi_5} = 0$ Н · м

5.3 Кинетостатический силовой расчет механизма.

5.3.1 Группа звеньев 2 - 3.

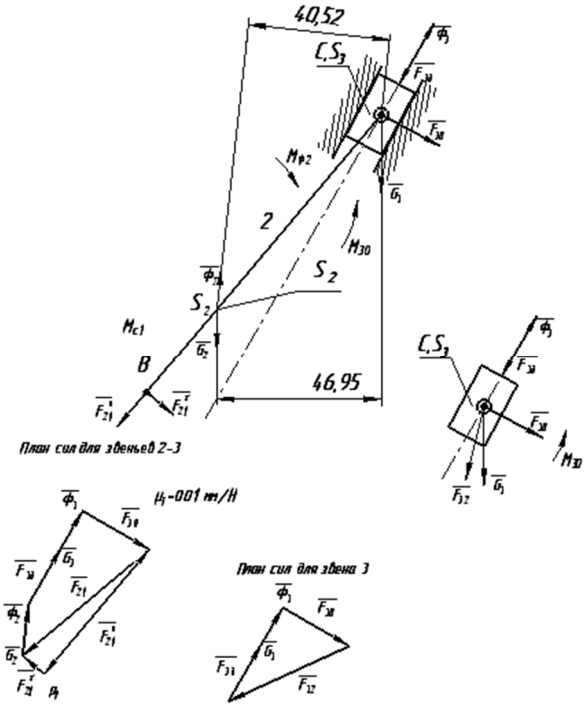


Рис. 9. Расчет группы 2-3

Звено 3

Сумма моментов относительно точки С

$$\sum M_c^{(3)} = 0,\ M_{30} = 0\ Н\cdot м.$$

Звено 2

Сумма моментов относительно точки С

$$\sum M_c^{(2)} = 0,\quad F^t{}_{21}\cdot h_{CFt21} - M_{\Phi 2} + G_2\cdot h_{CG2} - \Phi_2\cdot h_{C\Phi 2} = 0,$$

где $h_{CG2} = 0.04695$ м, $h_{C\Phi 2} = 0.04052$ м, $l_{CB} = 0.104$ м.

$F^t{}_{21} = 802$ Н.

Векторное уравнение сил

$$\sum \bar{F}^{(2-3)} = 0,\quad \bar{F}^t_{21} + \bar{G}_3 + \bar{\Phi}_3 + \bar{F}_{3д} + \bar{F}_{30} + \bar{G}_2 + \bar{\Phi}_2 + \bar{F}_{30} + \bar{F}^n_{21} = 0.$$

Из графического решения векторного уравнения при масштабе $\mu_F = 0.025$ мм/Н получим

$F_{30} = 21.989277/0.01 = 2198.92$ Н,

$F_{21} = 47.271324/0.01 = 4727.13$ Н.

Звено 3

Векторное уравнение сил

$$\sum \bar{F}^{(3)} = 0,\quad \bar{G}_3 + \bar{\Phi}_3 + \bar{F}_{3д} + \bar{F}_{30} + \bar{F}_{32} = 0.$$

Из графического решения векторного уравнения при масштабе $\mu_F = 0.01$ мм/Н получим

$$F_{32} = 37.975/0.01 = 3797{,}5\ Н.$$

5.3.2 Группа звеньев 4 – 5.

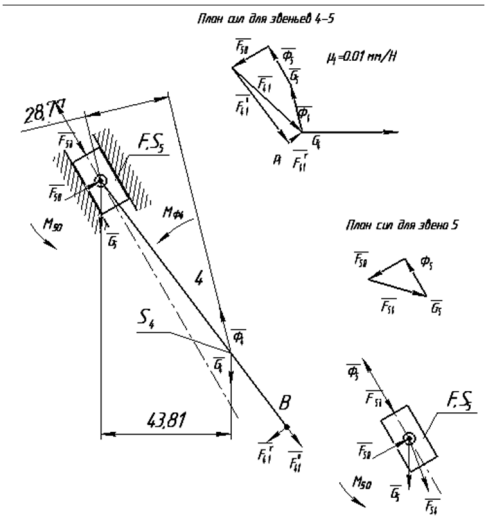


Рис.10. Расчет группы 4-5

Звено 5

Сумма моментов относительно точки F

$$\sum M_F^{(5)} = 0,\ M_{50} = 0\ Н\cdot м.$$

Звено 4

Сумма моментов относительно точки F

$$\sum M_F^{(4)} = 0, \quad F^t_{41} \cdot h_{FFt21} - M_{\Phi 4} + G_4 \cdot h_{FG4} - \Phi_4 \cdot h_{F\Phi 4} = 0,$$

где $h_{FG4} = 0.04381$ м, $h_{F\Phi 4} = 0.02877$ м, $l_{FB} = 0.104$ м.

$F^t_{41} = 575.75$ Н.

Векторное уравнение сил

$$\sum \bar{F}^{(4\text{-}5)} = 0, \quad \underset{?}{\bar{F}^n_{41}} + \underset{?}{\bar{F}_{50}} + \bar{G}_5 + \bar{\Phi}_5 + \bar{F}_{5д} + \bar{F}_{50} + \bar{G}_4 + \bar{\Phi}_4 + \bar{F}^t_{41} = 0\ .$$

Из графического решения векторного уравнения при масштабе $\mu_F = 0.01$ мм/Н получим

$$F_{50} = 14.22/0.01 = 1422\ Н,$$
$$F_{41} = 3221/0.01 = 3221\ Н.$$

Звено 5

Векторное уравнение сил

$$\sum \bar{F}^{(5)} = 0, \quad \bar{G}_5 + \bar{\Phi}_5 + \bar{F}_{5д} + \bar{F}_{50} + \underset{??}{\bar{F}_{52}} = 0\ .$$

Из графического решения векторного уравнения при масштабе $\mu_F = 0.01$мм/Н получим

$$F_{54} = 20.55/0.01 = 2055\ Н.$$

5.3.3 Звено 1.

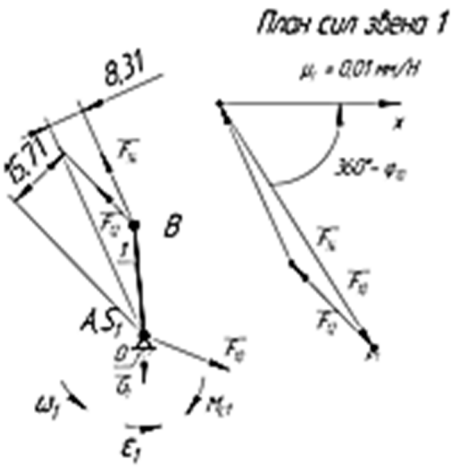


Рис.11. Расчет звена 1

Векторное уравнение сил

$$\sum \bar{F}^{(1)} = 0, \quad \bar{G}_1 + \bar{F}_{10} + \bar{F}_{12} + \bar{F}_{14} + \bar{F}_{10} = 0\ .$$

Из графического решения векторного уравнения при масштабе $\mu_F = 0.01$ мм/Н получим

$$F_{10} = 60.45/0.01 = 6045 \text{ Н}.$$

Сумма моментов относительно точки А

$$\sum M_A^{(1)} = 0,$$
$$- F_{12} \cdot h_{AF12} + F_{14} \cdot h_{AF14} + M_{Ф1} + M_C = 0,$$

где

$$h_{AF12} = 0.02584 \text{ м}, \; h_{AF14} = 0.02059 \text{ м},$$

$$M_C = F_{12} \cdot h_{AF12} - F_{14} \cdot h_{AF14} - M_{Ф1} = 55.828 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Список литературы

1. Теория механизмов и машин: Учеб. для втузов/К.В.Фролов, С.А.Попов, А.К. Мусатов и др.; Под ред. К.В. Фролова.- М.: Высш. шк., 1987. - 496 с.; ил.

2. Попов С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин: Учеб. пособие для машиностроит. спец. вузов/Под ред. К.В. Фролова.-М.: Высш. шк., 1986. - 295 с.; ил.

3. Силовой расчет, уравновешивание, проектирование механизмов и механика манипуляторов: Учебное пособие / И.Н.Чернышева, А.К.Мусатов, Н.А.Глухов и др.; Под ред. А.К. Мусатова. -М.: Изд-во МГТУ, 1990. - 80 с., ил.

4. Сафронов А.А., Сильвестров В.М., Воронина А.Л., Воронина Н.Н. Теория механизмов и машин. Структурный анализ, проектирование, кинематический и силовой расчет кровошипно-ползунного механизма ДВС с V- образным расположением цилиндров. ТММ-11. МГИУ-ИДО, 2001 - 59с.

5. Сафронов А.А., Сильвестров В.М. Кинематический и силовой расчет некоторых видов зубчатых механизмов Методические указания для курсового проекта по «Теории механизмов и машин». ТММ-13. МГИУ-ИДО, 2003 - 28с.

6. Сафронов А.А., Сильвестров В.М. Многозвенные зубчатые механизмы. Методические рекомендации и комплект заданий для курсового проектирования по Теории механизмов и машин с пояснениями к выполнению. Под редакцией Сильвестрова В.М. ТММ-22. МГИУ-ИДО, 2003 - 11с.

7. Сафронов А.А., Сильвестров В.М., Хайруллин Р.Г. Многозвенные зубчатые механизмы с неподвижными осями колес. Кинематический и силовой расчет. Методические указания к выполнению курсовых и практических работ по курсу «Теория механизмов и машин», «Основы машиностроения». МГИУ- ИДО, 2004 - 28с.