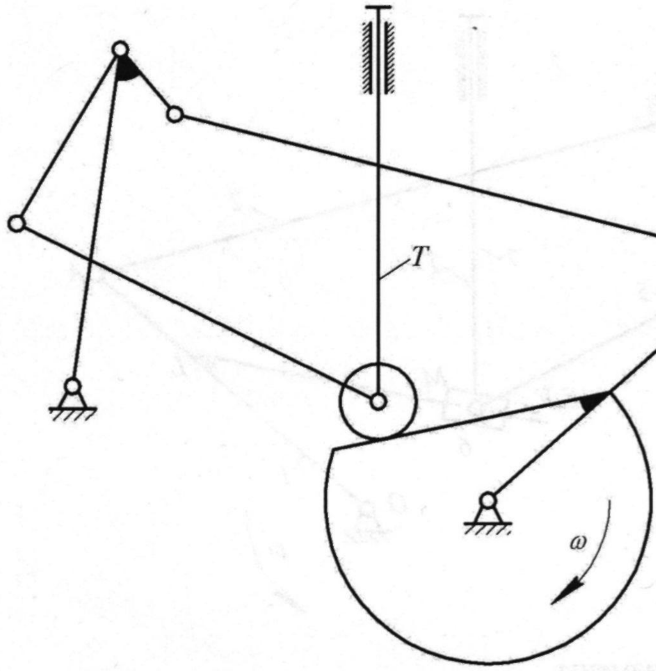
Задача 2013 – 1 (3 балла)



На рисунке изображена структурная схема механизма перемещения крышки вулканизатора.

1. Произвести замену высшей кинематической пары на низшие.
2. Определить число степеней свободы механизма до и после замены.
3. Определить положение звеньев механизма, когда скорость толкателя T равна нулю.

Решение задачи 2013 – 1

1. Схема механизма до замены

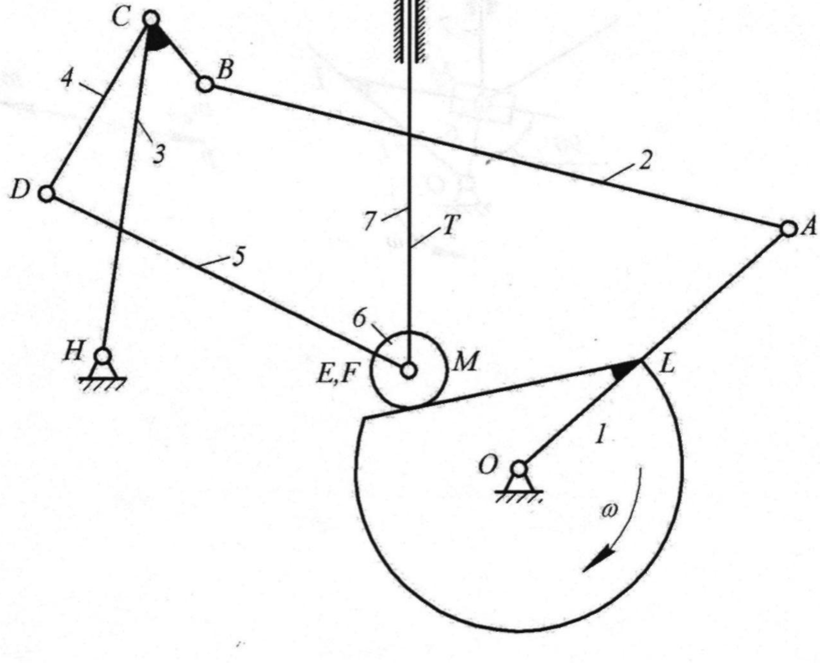
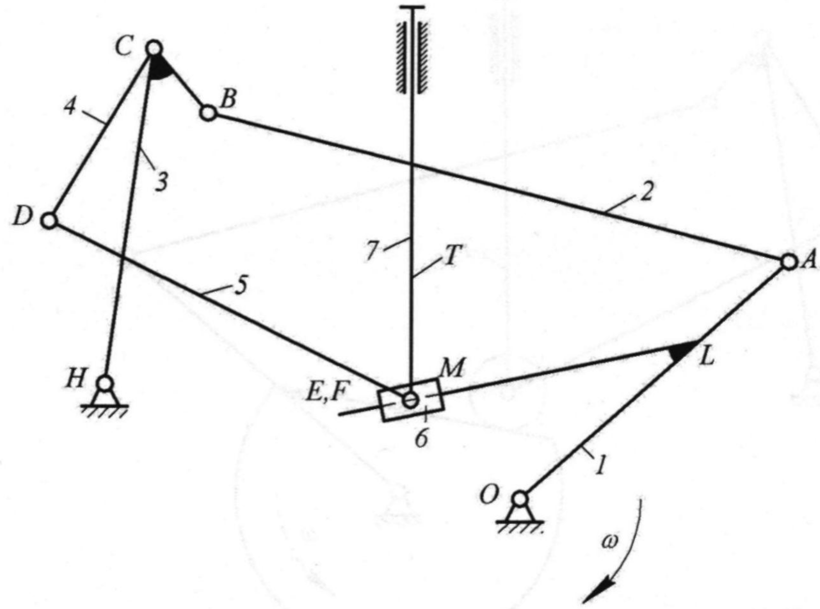


Схема механизма после замены высшей пары на низшую



2. Число степеней свободы до замены

$$W = 3 \cdot 7 - 2 \cdot 9 - 1 = 2;$$

после замены

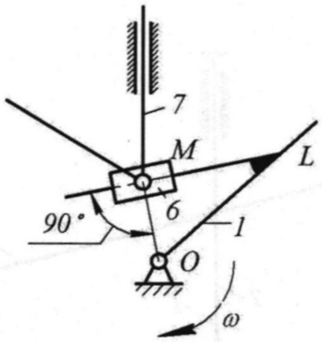
$$W = 3 \cdot 7 - 2 \cdot 10 = 1.$$

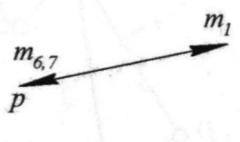
3. Скорость толкателя

$$\vec{V}_T = \vec{V}_{M_7} = \vec{V}_{M_6} = \vec{V}_{M_1} + \vec{V}_{M_6 M_1}.$$

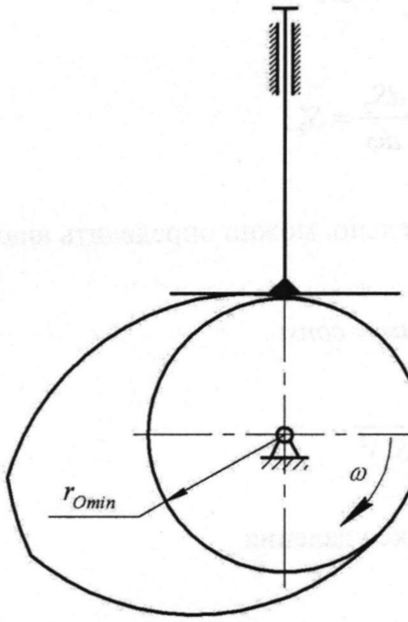
Скорость толкателя будет равна нулю, когда $\vec{V}_{M_1} = -\vec{V}_{M_6 M_1}$, $\left|V_{M_1}\right| = \left|V_{M_6 M_1}\right|$.

Это произойдет тогда, когда отрезок ML будет перпендикулярен MO, $ML \perp MO$.





Задача 2013 – 2 (8 баллов)



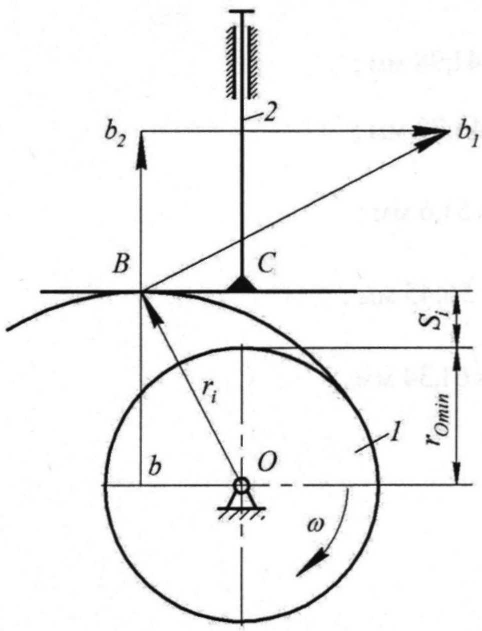
Ход толкателя кулачкового механизма на угле удаления $\varphi_y = 180°$ составляет $H = 40$ мм. Минимальный радиус кулачка $r_{O\min} = 40$ мм. Закон движения толкателя $S = a\varphi$. Угловая скорость кулачка $\omega = const$.

Построить профиль кулачка на первой половине фазы удаления.

Решение задачи 2013 – 2

1. Нарисуем схему механизма в произвольном положении и построим для этого положения план скоростей – Bb_1b_2.

Построим подобный треугольник ΔOBb.



Из соотношения сторон подобных треугольников получаем:

$$\frac{b_2 b_1}{Bb} = \frac{Bb_2}{Ob} = \frac{Bb_1}{OB} = \frac{V_{B_1}}{r} = \omega \, .$$

Тогда

$$BC = Ob = \frac{Bb_2}{\omega} = \frac{V_{B_2}}{\omega} = \frac{dS_2}{d\varphi} = S_2' \, ;$$

где S_2' -- аналог скорости.

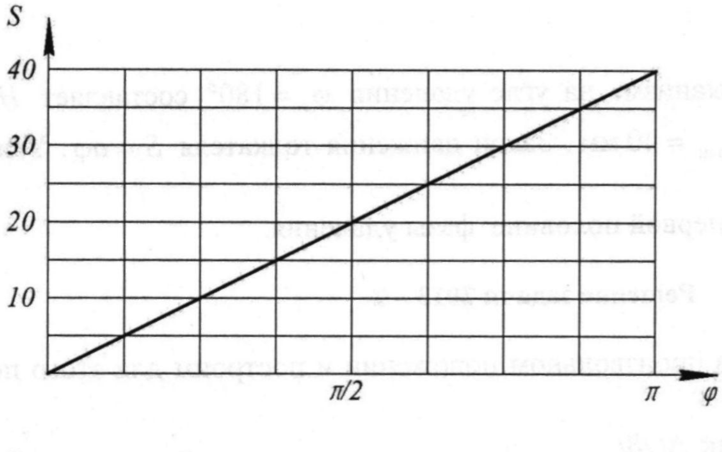
Закон движения толкателя известен $S = a\varphi$, следовательно, можно определить аналог скорости

$$S_2' = a = \frac{H}{\varphi_у} = \frac{40}{\pi} = 12{,}73 \text{ мм} = const \, .$$

2. Радиус-вектор в произвольном положении

$$r_i = \sqrt{(S_i + r_{O\min})^2 + (S_2')^2} \, .$$

Построим график закона движения толкателя на участке удаления.



Сделаем необходимые вычисления:

при $\varphi_0 = 0$ $\qquad r_0 = \sqrt{(0+40)^2 + 12{,}73^2} = 41{,}98$ мм;

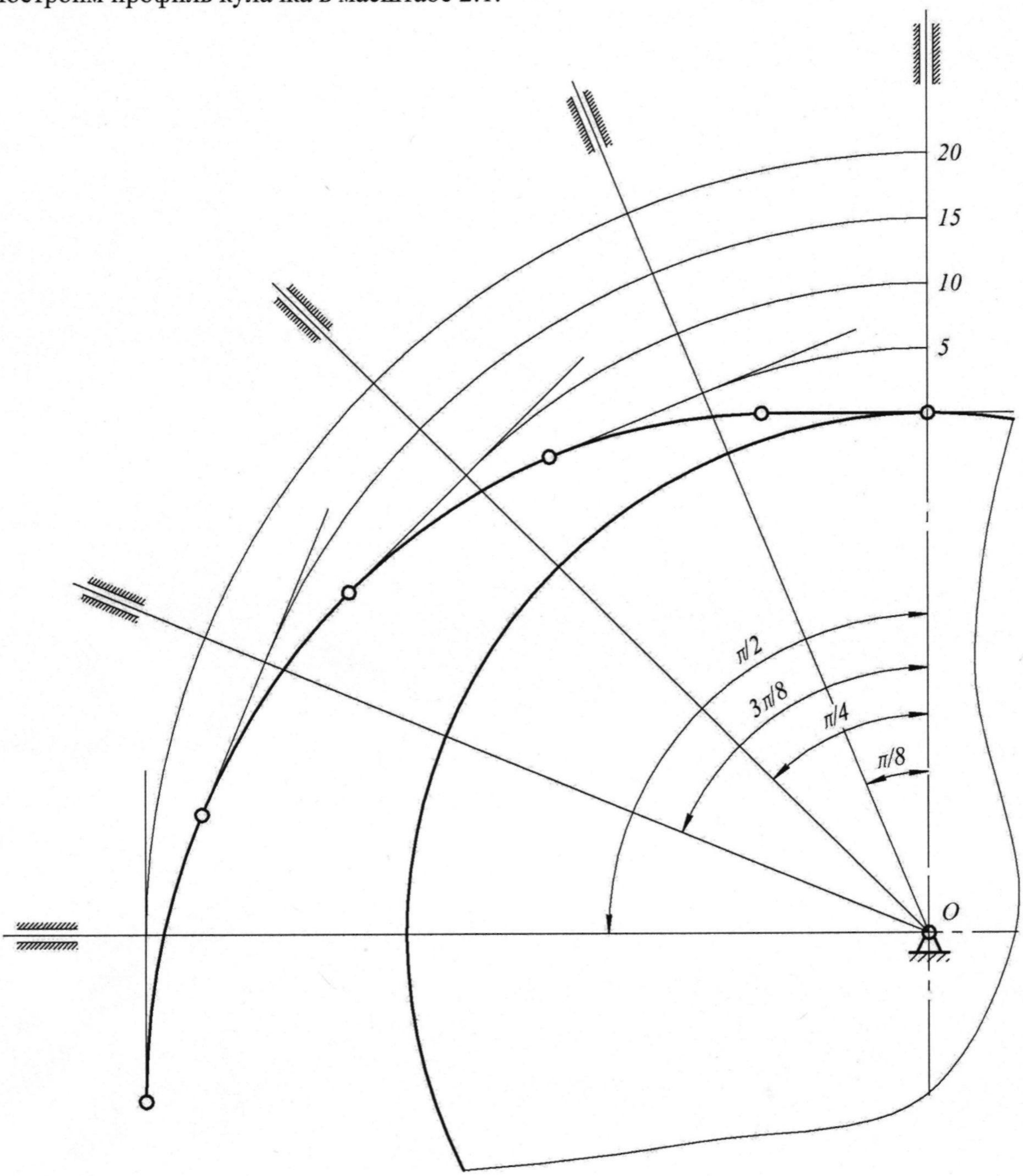
при $\varphi_1 = \frac{\pi}{8}$ $\qquad r_1 = \sqrt{(5+40)^2 + 12{,}73^2} = 46{,}77$ мм;

при $\varphi_2 = \frac{\pi}{4}$ $\qquad r_2 = \sqrt{(10+40)^2 + 12{,}73^2} = 51{,}6$ мм;

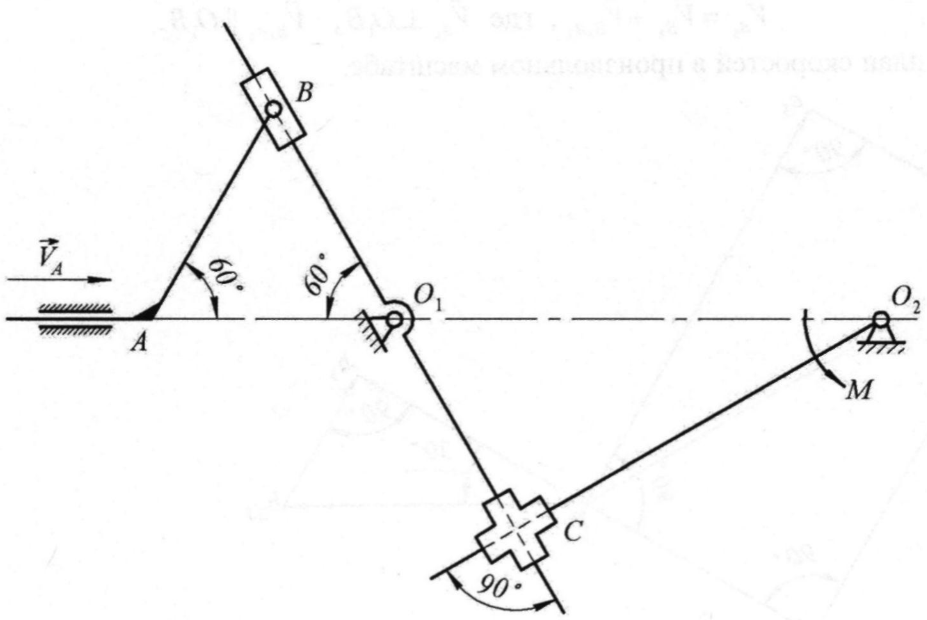
при $\varphi_3 = \frac{3\pi}{8}$ $\qquad r_3 = \sqrt{(15+40)^2 + 12{,}73^2} = 56{,}45$ мм;

при $\varphi_4 = \frac{\pi}{2}$ $\qquad r_4 = \sqrt{(20+40)^2 + 12{,}73^2} = 61{,}34$ мм.

3. Построим профиль кулачка в масштабе 2:1.



Задача 2013 – 3 (6 баллов)



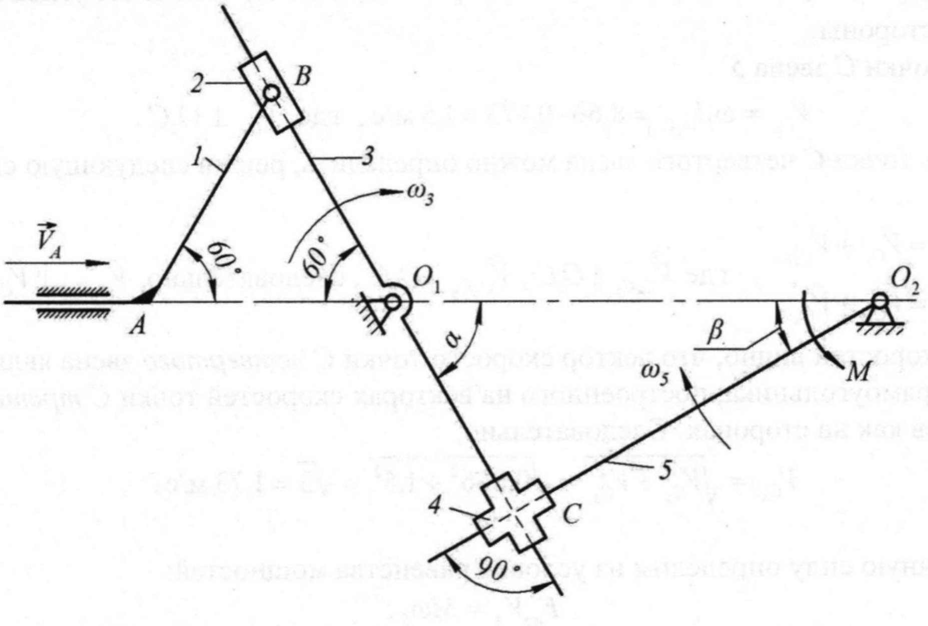
О механизме с крестовиной известно следующее: скорость точки A $v_A = 1$ м/с, длина звена AB $l_{AB} = 0{,}1$ м, расстояние между опорами $l_{O_1O_2} = 0{,}2$ м, крутящий момент на валу O_2 $M = 10$ Н·м.

Определить:

1. Скорость точки C крестовины.
2. Приведенную к звену AB силу от момента M.

Решение задачи 2013 – 3

Нарисуем схему механизма, обозначим звенья номерами и определим углы и длины отрезков.



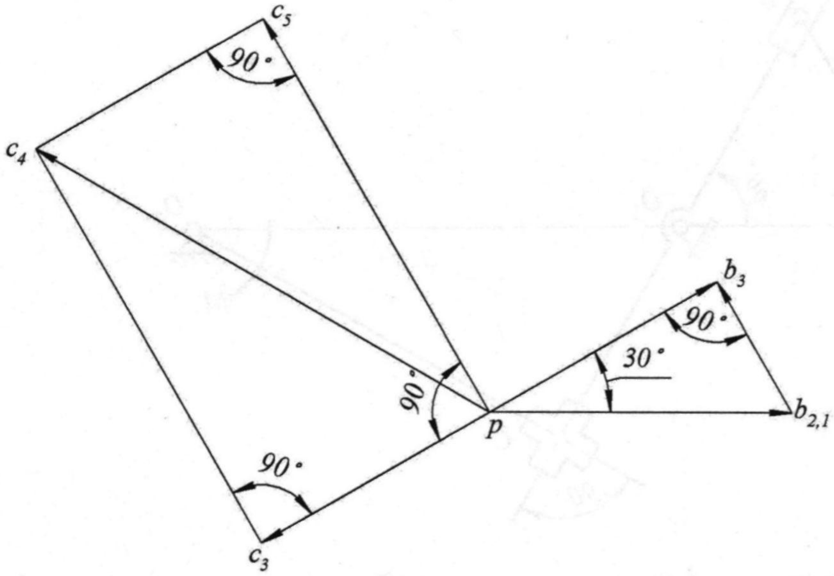
1. Из геометрических построений, очевидно, что угол $\alpha = 60°$, угол $\beta = 90 - 60 = 30°$, $l_{O_1B} = l_{AB} = 0{,}1$ м, $l_{O_1C} = l_{O_1O_2}\sin 30° = 0{,}1$ м, $l_{O_2C} = l_{O_1O_2}\cos 30° = 0{,}173$ м.

Звено *1* движется поступательно, следовательно, $\vec{V}_{A_1} = \vec{V}_{B_1} = \vec{V}_{B_2}$.

Скорость точки *B* третьего звена

$$\vec{V}_{B_3} = \vec{V}_{B_2} + \vec{V}_{B_3B_2}, \text{ где } \vec{V}_{B_3} \perp O_1B, \quad \vec{V}_{B_3B_2} \parallel O_1B.$$

Построим план скоростей в произвольном масштабе.



Определим:

$$V_{B_3} = V_{B_2}\cos 30° = 0{,}866 \text{ м/с}, \quad V_{B_3B_2} = V_{B_2}\sin 30° = 0{,}5 \text{ м/с}.$$

Угловая скорость звена *3*

$$\omega_3 = \frac{V_{B_3}}{l_{O_1B}} = 8{,}66 \text{ рад/с}.$$

2. Длина отрезка $l_{O_1C} = l_{O_1B} = 0{,}1$ м, следовательно, скорость точки *C* звена *3* $V_{C_3} = V_{B_3}$, но вектор скорости направлен в противоположную сторону, $\vec{V}_{C_3} = -\vec{V}_{B_3}$.

Определим угловую скорость звена *5*. Угол $\alpha = 90° - \beta$, производная $\dot{\alpha} = -\dot{\beta}$, следовательно, $\omega_5 = \omega_3 = 8{,}66$ рад/с. Знак «минус» говорит лишь о том, что отсчет углов происходит в разные стороны.

Скорость точки *C* звена *5*

$$V_{C_5} = \omega_5 l_{O_2C} = 8{,}66 \cdot 0{,}173 = 1{,}5 \text{ м/с}, \text{ где } \vec{V}_{C_5} \perp O_2C.$$

3. Скорость точки *C* четвертого звена можно определить, решив следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} \vec{V}_{C_4} = \vec{V}_{C_3} + \vec{V}_{C_4C_3} \\ \vec{V}_{C_4} = \vec{V}_{C_5} + \vec{V}_{C_4C_5} \end{cases}, \text{ где } \vec{V}_{C_4C_3} \parallel O_1C, \ \vec{V}_{C_4C_5} \parallel O_2C, \text{ следовательно, } \vec{V}_{C_4C_3} \perp \vec{V}_{C_4C_5}.$$

Из плана скоростей видно, что вектор скорости точки *C четвертого* звена является диагональю прямоугольника, построенного на векторах скоростей точки *C третьего* и *пятого* звеньев как на сторонах. Следовательно,

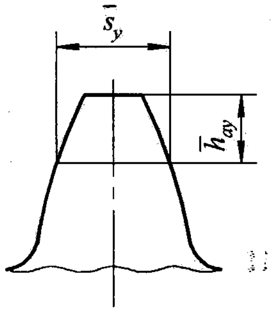
$$V_{C_4} = \sqrt{V_{C_3}^2 + V_{C_5}^2} = \sqrt{0{,}866^2 + 1{,}5^2} = \sqrt{3} = 1{,}73 \text{ м/с}.$$

4. Приведенную силу определим из условия равенства мощностей:

$$F_{\text{пр}} V_A = M\omega_5.$$

$$F_{\text{пр}} = M\omega_5 / V_A = 10 \cdot 8{,}66 / 1 = 86{,}6 \text{ Н}.$$

Задача 2013 – 4 (4 балла)

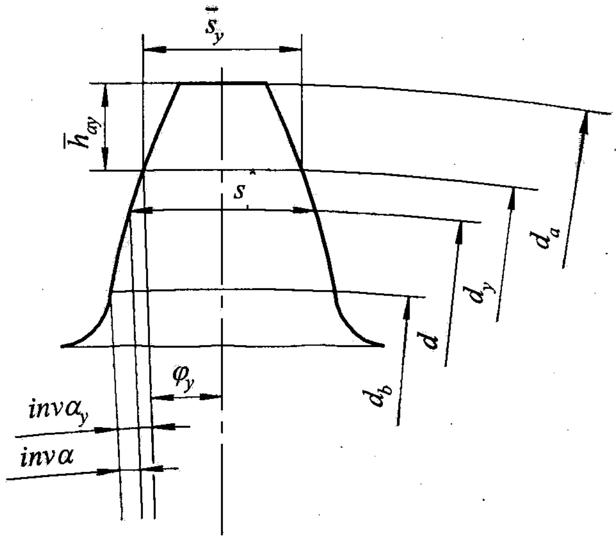


Эвольвентное зубчатое колесо нарезается стандартным инструментом со следующими параметрами: модуль $m = 10$ мм, угол профиля исходного производящего контура $\alpha = 20°$, число зубьев $z = 40$, диаметр окружности вершин $d_a = 420$ мм.

После изготовления колеса измерения штангензубомером показали: толщина по хорде зуба $\bar{s}_y = 18{,}1$ мм, высота до хорды зуба $\bar{h}_{ay} = 9{,}1$ мм.

Определить у колеса коэффициент смещения x и делительную окружную толщину зуба s.

Решение задачи 2013 – 4



1. Диаметр делительной окружности

$$d = mz = 10 \cdot 40 = 400 \text{ мм}.$$

Диаметр основной окружности

$$d_b = d\cos\alpha = 400 \cdot \cos 20° = 375{,}88 \text{ мм}.$$

Определим половину угловой толщины зуба:

$$\mathrm{tg}\varphi_y = \frac{\bar{s}_y / 2}{\dfrac{d_a - 2\bar{h}_{ay}}{2}} = \frac{18{,}1}{420 - 2 \cdot 9{,}1} = 0{,}04505; \qquad \varphi_y = 2{,}579° = 0{,}04502 \text{ рад}.$$

Диаметр

$$d_y = \frac{\bar{s}_y}{\sin\varphi_y} = \frac{18{,}1}{\sin 2{,}579°} = 402{,}25 \text{ мм}.$$

2. Из формулы

$$s_y = d_y\left(s / d + inv\alpha - inv\alpha_y\right)$$

выразим делительную окружную толщину зуба

$$s = d(\varphi_y + inv\alpha_y - inv\alpha);$$

где

$$\cos\alpha_y = \frac{d_b}{d_y} = \frac{375{,}88}{402{,}25} = 0{,}9344; \quad \alpha_y = 20{,}86° = 0{,}3641 \text{ рад}.$$

$$inv\alpha_y = \mathrm{tg}\alpha_y - \alpha_y = 0{,}38106 - 0{,}3641 = 0{,}01696.$$

Тогда

$$s = 400(0{,}04502 + 0{,}01696 - 0{,}01490) = 18{,}83 \text{ мм}.$$

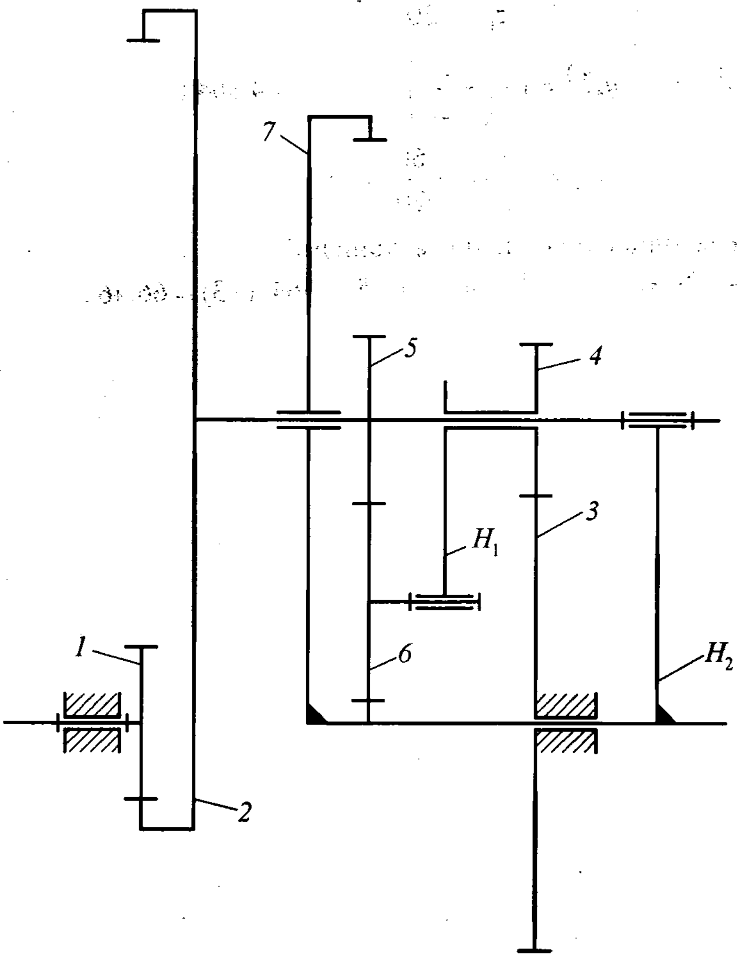
3. Из формулы

$$s = \pi m/2 + 2xm\mathrm{tg}\alpha$$

выразим коэффициент смещения

$$x = \frac{s - \pi m/2}{2m\mathrm{tg}\alpha} = \frac{18{,}83 - 10\pi/2}{2 \cdot 10 \cdot \mathrm{tg}20°} = 0{,}43.$$

Задача 2013 – 5 (7 баллов)



Определить передаточное отношение механизма u_{1H_2}, если известны числа зубьев $z_1 = 20$, $z_2 = 100$, $z_3 = 60$, $z_5 = 22$, $z_6 = 26$.

Решение задачи 2013 – 5

1. Степень подвижности (свободы) механизма W определим по формуле Чебышёва П.Л.

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3\cdot 5 - 2\cdot 5 - 4 = 1 .$$

Сообщим механизму угловую скорость, равную и противоположно направленную угловой скорости водила H_2. По формуле Виллиса получим

$$u_{1H_2}^{(3)} = 1 - u_{13}^{(H_2)} .$$

При неподвижном водиле H_2 зубчатый механизм имеет три ступени и его передаточное число равно произведению передаточных отношений отдельных ступеней,

$$u_{13}^{(H_2)} = u_{12} \cdot u_{5H_1}^{(7)} \cdot u_{43} .$$

2. Для определения этих передаточных отношений необходимо знать числа зубьев *4* и *7* колес, которые найдём из условия соосности:

$$z_1 - z_2 = z_4 + z_3 ; \quad 100 - 20 = z_4 + 60 ; \quad z_4 = 20 .$$

$$z_7 - z_6 = z_5 + z_6 ; \quad z_7 - 26 = 22 + 26 ; \quad z_7 = 74 .$$

3. Передаточные отношения отдельных ступеней:

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{100}{20} = 5\,;$$

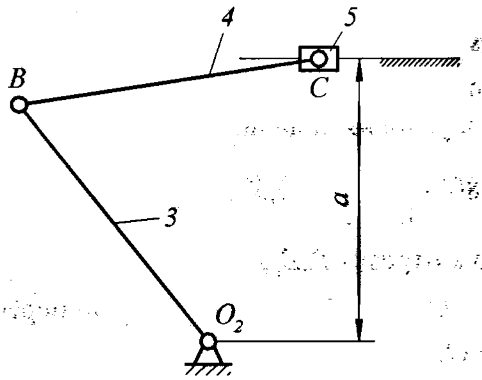
$$u_{5H_1}^{(7)} = 1 - u_{57}^{(H_1)} = 1 - \left(-\frac{z_7}{z_5}\right) = 1 + \frac{74}{22} = 4{,}364\,;$$

$$u_{43} = -\frac{z_3}{z_4} = -\frac{60}{20} = -3\,.$$

Определим искомое передаточное отношение механизма

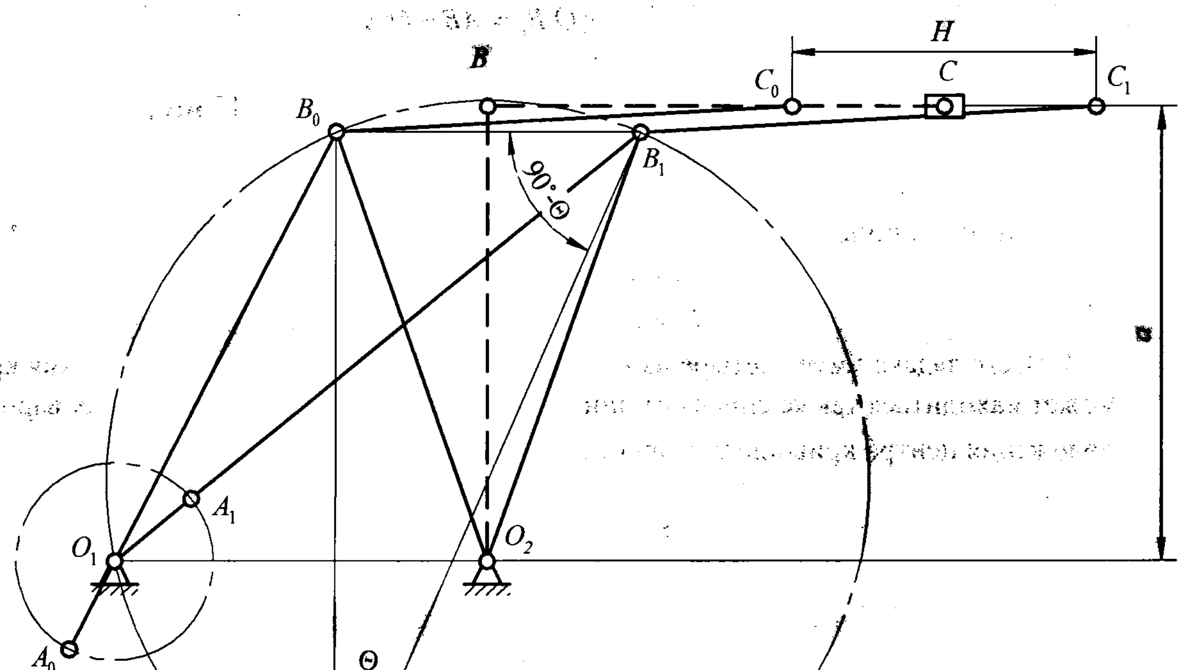
$$u_{1H_2}^{(3)} = 1 - u_{13}^{(H_2)} = 1 - u_{12} \cdot u_{5H_1}^{(7)} \cdot u_{43} = 1 - 5 \cdot 4{,}364 \cdot (-3) = 66{,}46\,.$$

Задача 2013 – 6 (6 баллов)



Произвести графически синтез шарнирного шестизвенника (определить длины кривошипа O_1A – l_1 и шатуна AB – l_2), если известно, что ход ползуна *5* составляет $H = 0{,}2$ м, коэффициент изменения средней скорости выходного звена $K = 1{,}3$, длины звеньев *3* и *4* – $l_3 = l_4 = a = 0{,}3$ м. Известно, что звено *3* занимает вертикальное положение в тот момент, когда ползун находится в середине своего хода. При синтезе требуется обеспечить выполнение условия, что центр вращения O_1 кривошипа *1* находится на расстоянии a от траектории движения ползуна.

Решение задачи 2013 – 6



1. Произведём графически синтез механизма, изобразив его с масштабным коэффициентом $k_l = \dfrac{0{,}2}{40} = 0{,}005\,\dfrac{\text{м}}{\text{мм}}$:

– построим механизм в среднем положении O_2BC и двух крайних положениях – $O_2B_0C_0$ и $O_2B_1C_1$;

– соединим полученные точки B_0 и B_1 прямой линией;

– определим угол Θ между крайними положениями звена *2* по коэффициенту изменения средней скорости $K = 1{,}3$, который задан в условии задачи:

$$\Theta = 180° \cdot \frac{K-1}{K+1} = 180° \cdot \frac{1{,}3-1}{1{,}3+1} = 23{,}5°;$$

2. – восстановим в точке B_0 перпендикуляр к отрезку B_0B_1;

– из точки B_1 проведём луч под углом $90° - \Theta = 66{,}5°$ к отрезку B_0B_1 до пересечения с проведённым ранее перпендикуляром в точке *O*;

– через точки *O*, B_0 и B_1 проведём окружность, считая отрезок OB_1 диаметром (отрезок OB_1 расположен напротив вписанного угла $\angle OB_0B_1 = 90°$);

– любой вписанный угол, опирающийся на хорду B_0B_1, равен Θ;

3. – по условию задачи центр вращения кривошипа должен находиться на расстоянии *a* от траектории движения ползуна, поэтому проведем луч из точки O_2 параллельно траектории движения ползуна до пересечения с окружностью и получим центр вращения кривошипа;

– измерим длину отрезков $O_1B_1 = 89{,}5$ мм, $O_1B_0 = 63{,}5$ мм;

– определим длины кривошипа *1* и шатуна *2*:

$$\begin{cases} O_1B_0 = AB - O_1A; \\ O_1B_1 = AB + O_1A; \end{cases}$$

отсюда

$$O_1A = (O_1B_1 - O_1B_0)/2 = (89{,}5 - 63{,}5)/2 = 13 \text{ мм},$$

$$AB = OB_1 - O_1A = 89{,}5 - 13 = 76{,}5 \text{ мм}.$$

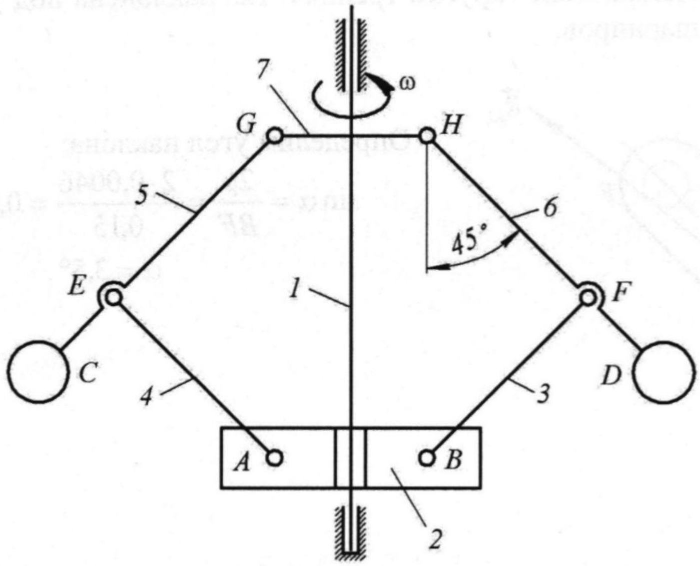
– искомые длины звеньев:

$$l_1 = O_1A \cdot k_l = 13 \cdot 0{,}005 = 0{,}065 \text{ м},$$

$$l_2 = AB \cdot k_l = 76{,}5 \cdot 0{,}005 = 0{,}383 \text{ м}.$$

4. Всего задача имеет четыре варианта решения: во-первых, центр вращения кривошипа может находиться также справа от линии O_2B; во-вторых, два аналогичных варианта расположения центра кривошипа могут находиться выше линии B_0B_1.

Задача 2013 – 7 (11 баллов)



Центробежный регулятор разгоняется медленно из состояния покоя.

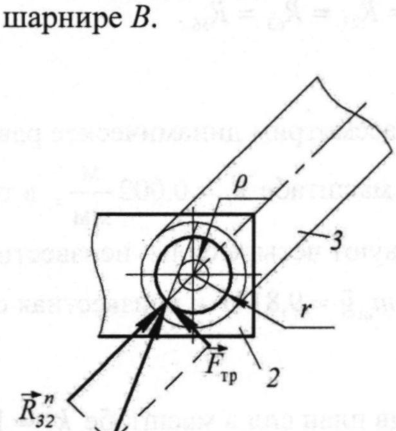
Масса тела *2* равна 10 кг, шары C и D одинаковы, и имеют массу 1 кг каждый. Массами остальных звеньев пренебречь. Коэффициент трения во всех шести шарнирах (*A, B, E, F, G, H*) $f = 0{,}3$. Диаметр каждого шарнира $d = 0{,}032$ м. Размеры звеньев: $AB = GH = 0{,}1$ м; $EG = FH = 0{,}15$ м; $CG = DH = 0{,}22$ м; $AE = BF = 0{,}15$ м.

Определить угловую скорость вала ω в показанном положении.

Решение задачи 2013 – 7

1. Рассмотрим правую половину механизма и определим направления относительных вращений звеньев. При увеличении угловой скорости вращения $\angle ABF$ и $\angle GHF$ увеличиваются, а $\angle BFH$ уменьшается.

Рассмотрим направление реакции, возникающей во вращательной кинематической паре – шарнире *B*.



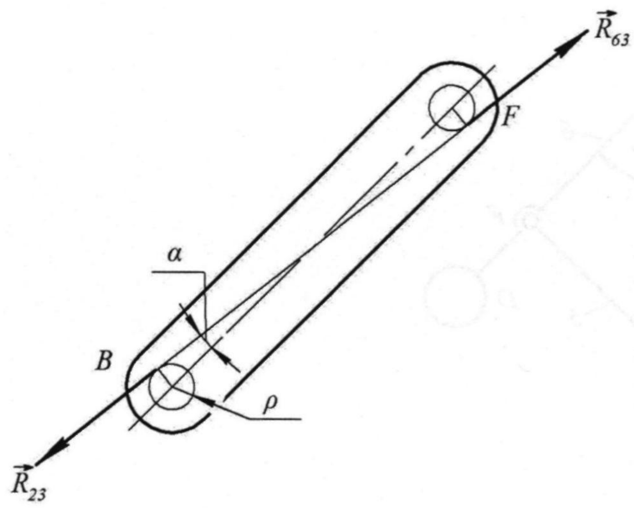
Из рисунка видно, что реакция $\vec{R}_{32}$ на тело *2* со стороны звена *3* направлена по касательной к «кругу трения», радиус которого вычисляется по формуле:

$$\rho = r\sin\varphi,$$

где r – радиус шарнира; φ – угол трения.

$$\varphi = \operatorname{arctg} f = \operatorname{arctg} 0{,}3 = 16{,}7^\circ. \qquad \rho = 0{,}5d\sin\varphi = 0{,}5\cdot 0{,}032\cdot\sin 16{,}7^\circ = 0{,}0046\ \text{м}.$$

Определим линию действия реакций в звене *3* – невесомом шарнирном стержне. Она проходит касательно к двум одинаковым «кругам трения», т.е. наклонена под углом α к линии, соединяющей центры шарниров.

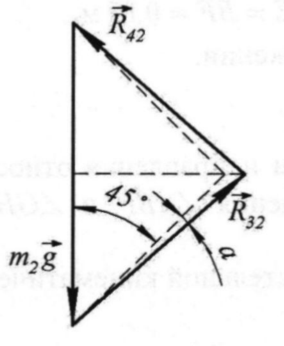


Определим угол наклона:

$$\sin\alpha = \frac{2\rho}{BF} = \frac{2\cdot 0{,}0046}{0{,}15} = 0{,}06133;$$

$$\alpha = 3{,}5°.$$

2. Рассмотрим динамическое равновесие тела *2* под действие трех сходящихся сил: силы веса тела *2* и двух симметричных реакций со стороны тел *3* и *4*. Построим замкнутый силовой равнобедренный треугольник, из рассмотрения которого следует, что



$$\frac{m_2 g}{2} = R_{32}\cos(45° + \alpha).$$

$$R_{32} = \frac{m_2 g}{2\cos(45° + \alpha)} = \frac{10\cdot 9{,}81}{2\cos 48{,}5°} = 74\,\text{Н}.$$

$$R_{32} = R_{23} = R_{63} = R_{36}.$$

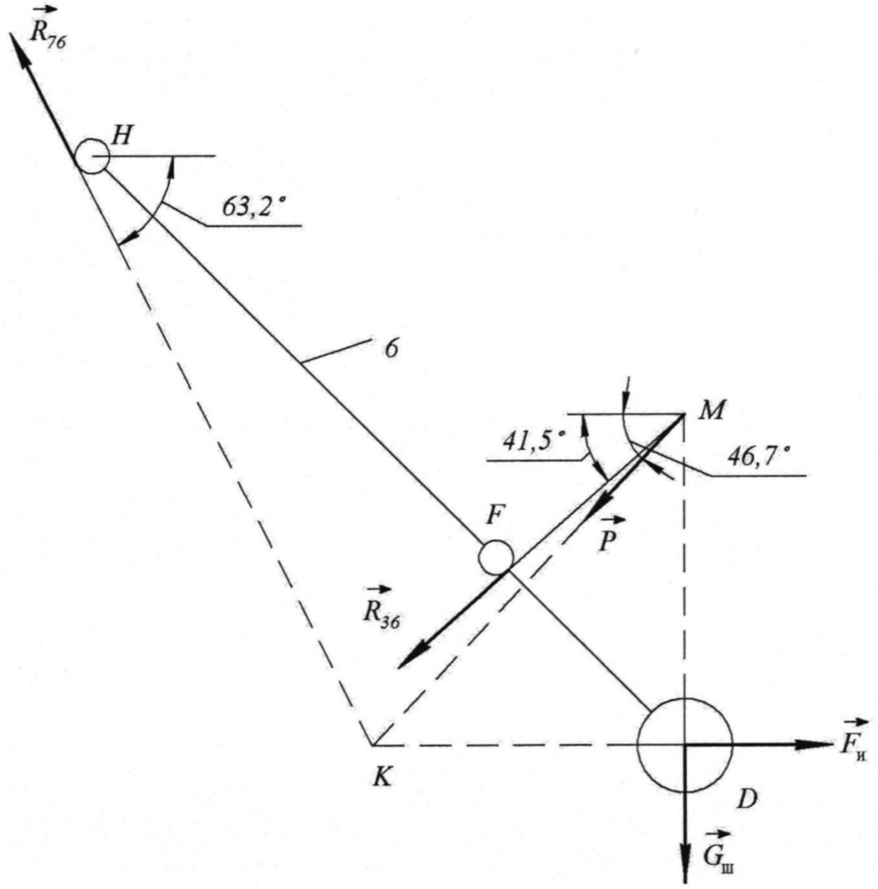
3. Дальнейшее решение произведем графически. Рассмотрим динамическое равновесие звена *6* (по принципу Даламбера). Изобразим звено в масштабе $k_l = 0{,}002\frac{\text{м}}{\text{мм}}$, в точках *H* и *F* вычертим окружности радиуса ρ. На звено действуют четыре силы: неизвестная реакция $\vec{R}_{76}$, известная реакция $\vec{R}_{36}$, сила веса шара $\vec{G}_{ш} = m_{ш}\vec{g} = 9{,}81$ Н и неизвестная сила инерции $F_{и} = m_{ш}(l_{GH}/2 + l_{DH}\sin 45°)\omega^2 = 0{,}206\omega^2$.

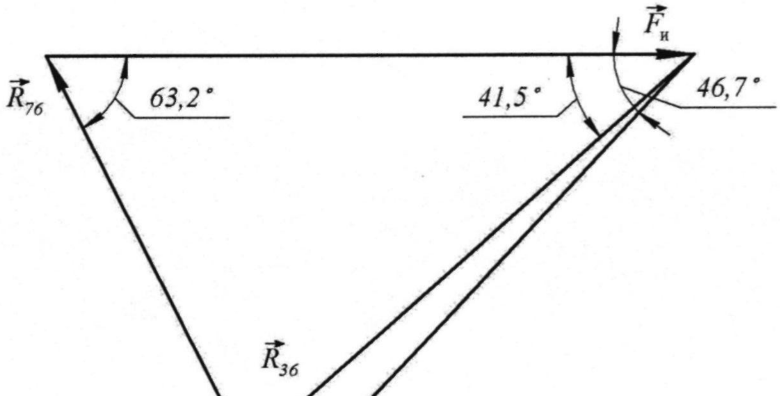
Сложим две известные силы $\vec{G}_{ш} + \vec{R}_{36} = \vec{P}$, построив план сил в масштабе $k_F = 1\frac{\text{Н}}{\text{мм}}$.

Сила $\vec{P} = 80{,}8$ Н.

К оставшимся трем силам применим теорему о трех силах. Реакция $\vec{R}_{76}$ должна пройти через точку *K*, т.е. наклонена к горизонту под углом 63,2°. По плану сил находим $F_{и} = 85{,}1$ Н.

Тогда $\omega = \sqrt{\frac{F_{и}}{0{,}206}} = \sqrt{\frac{85{,}1}{0{,}206}} = 20{,}3$ рад/с.


$\vec{R}_{76}$
H
63,2°
6
41,5°
M
46,7°
F
$\vec{P}$
$\vec{R}_{36}$
$\vec{F}_{и}$
K
D
$\vec{G}_{ш}$


$\vec{F}_{и}$
$\vec{R}_{76}$
63,2°
41,5°
46,7°
$\vec{R}_{36}$
$\vec{P}$
$\vec{G}_{ш}$

Задача 2013 – 8 (5 баллов)

Пресс используется для пробивки отверстий диаметром 50 мм в стальной плите толщиной 30 мм. Допустимое напряжение сдвига для стали 60 МПа. Номинальная частота вращения вала двигателя 1500 об/мин, неравномерность угловой скорости двигателя составляет 10%.

Определить необходимую мощность двигателя и момент инерции маховика, если требуется пробивать одно отверстие в секунду. Принять линейный закон изменения силы по мере внедрения инструмента в материал.

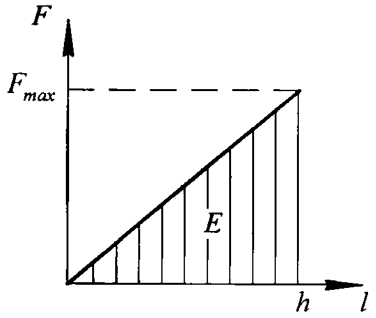
Решение задачи 2013 – 8

1. Максимальная сила, возникающая при пробивании отверстия,

$$F_{\max} = S\tau = \pi dh\tau = \pi \cdot 0{,}05 \cdot 0{,}03 \cdot 60 \cdot 10^6 = 282{,}7 \text{ kH};$$

где S – площадь среза; τ – допускаемое напряжение.

Энергия, затрачиваемая на одну операцию при линейном увеличении силы,



$$E = \frac{1}{2}F_{\max}h = \frac{1}{2} \cdot 282{,}7 \cdot 10^3 \cdot 0{,}03 = 4241 \text{ Дж}.$$

Средняя мощность при пробивании одного отверстия в секунду

$$N = \frac{E}{t} = 4241 \text{ Вт}.$$

2. Угловая скорость, соответствующая номинальной частоте вращения двигателя,

$$\omega_{\max} = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi \cdot 1500}{30} = 157 \text{ рад/с}.$$

Средняя угловая скорость

$$\omega_{\text{ср}} = (\omega_{\max} + \omega_{\min})/2 .$$

Вариация угловой скорости

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{ср}}} = \frac{2(\omega_{\max} - \omega_{\min})}{\omega_{\max} + \omega_{\min}}.$$

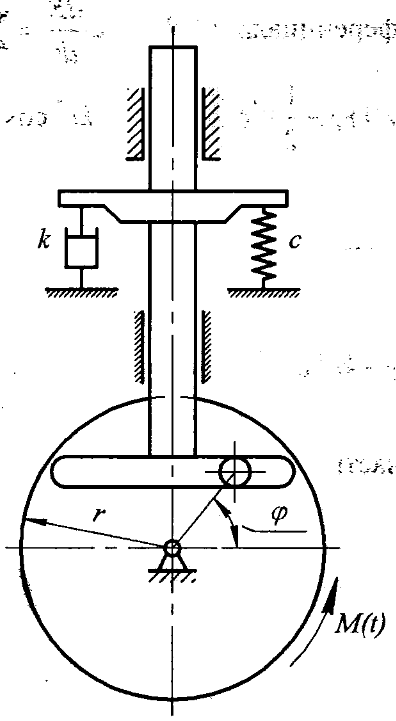
Если неравномерность угловой скорости составляет 10% ($\delta = 0{,}1$), то

$$\omega_{\min} = \frac{19}{21}\omega_{\max} = \frac{19}{21} \cdot 157 = 142 \text{ рад/с}.$$

3. Из теоремы об изменении кинетической энергии за один цикл установившегося движения $\frac{J\omega_{\max}^2}{2} - \frac{J\omega_{\min}^2}{2} = E$, определим момент инерции маховика

$$J = \frac{2E}{\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2} = \frac{2 \cdot 4241}{157^2 - 142^2} = 1{,}89 \; кг \cdot м^2 .$$

Задача 2013 – 9 (8 баллов)



В механизме клапана масса штока с направляющей равна m. Шток связан с пружиной жесткостью c и демпфером, имеющим постоянную демпфирования k. Пружина не напряжена при угле $\varphi = 0$, а сила сопротивления демпфера зависит от скорости. В направляющую, связанную со штоком, вставлен палец, приваренный к круглому диску с моментом инерции J. К диску приложен вращающий момент $M(t)$. Механизм находится в **горизонтальной плоскости.**

1. Составить дифференциальное уравнение движения механизма.
2. Найти приведенный момент инерции к диску.
3. Найти приведенный момент нагрузки.
4. В произвольном положении разделить механизм на части (шток и диск) и показать все силы и моменты, включая инерционную нагрузку.

Решение задачи 2013 – 9

1. Поступательное движение штока определяется выражением

$$x = r\sin\varphi .$$

Кинетическая энергия механизма

$$E = \frac{J\dot\varphi^2}{2} + \frac{m\dot x^2}{2} = \frac{J\dot\varphi^2}{2} + \frac{mr^2\cos^2\varphi\cdot\dot\varphi^2}{2} = \left(J + mr^2\cos^2\varphi\right)\frac{\dot\varphi^2}{2}.$$

Приведенный момент инерции

$$J_{\text{пр}} = J + mr^2\cos^2\varphi .$$

2. Мощность сил и моментов:

$$N(M) = M(t)\dot\varphi ;$$

$$N(F_{\text{упр}}) = -cx\dot x = -cr\sin\varphi\cdot r\cos\varphi\dot\varphi = -\frac{1}{2}r^2c\sin 2\varphi\cdot\dot\varphi ;$$

$$N(F_{\text{сопр}}) = -k\dot x^2 = -kr^2\cos^2\varphi\cdot\dot\varphi^2 .$$

3. Для составления дифференциального уравнения движения механизма используем теорему об изменении кинетической энергии в дифференциальной форме $\frac{dE}{dt} = \sum N$:

$$J\dot{\varphi}\ddot{\varphi} - mr^2\cos\varphi\sin\varphi\dot{\varphi}\frac{\dot{\varphi}^2}{2} + mr^2\cos^2\varphi\cdot\dot{\varphi}\cdot\ddot{\varphi} = M(t)\dot{\varphi} - \frac{1}{2}r^2c\sin 2\varphi\cdot\dot{\varphi} - kr^2\cos^2\varphi\cdot\dot{\varphi}^2.$$

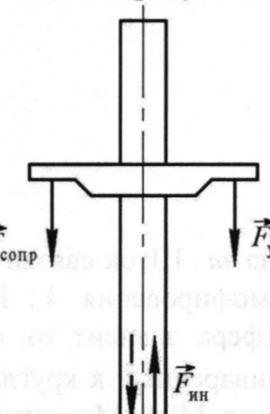
После сокращения на $\dot{\varphi}$ получим:

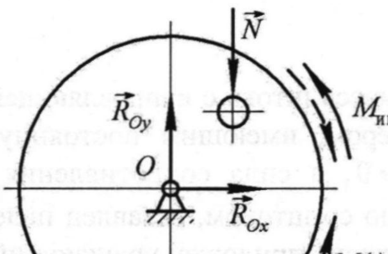
$$J\ddot{\varphi} - mr^2\frac{1}{2}\sin 2\varphi\frac{\dot{\varphi}^2}{2} + mr^2\cos^2\varphi\cdot\ddot{\varphi} = M(t) - \frac{1}{2}r^2c\sin 2\varphi - kr^2\cos^2\varphi\cdot\dot{\varphi}.$$

Приведённый момент от действия нагрузки

$$M_{\text{прив}} = M(t) - \frac{1}{2}r^2c\sin 2\varphi - kr^2\cos^2\varphi\cdot\dot{\varphi}.$$

4. Силы и моменты, действующие на составные части механизма, показаны на нижеприведённых рисунках.





Направления силы и момента инерции зависят от знака приведённого момента от действия нагрузки $M_{\text{прив}}$.