

#### 4. Динамічний синтез механізму за коефіцієнтом нерівномірності руху. Розрахунок маховика.

- Дано: - Кутова швидкість колінчастого валу  $\omega_1 = 145 \text{с}^{-1}$ ;  
 - Маса шатуна та поршня  $m_{III} = 4,2 \text{кг}, m_{II} = 3,2 \text{кг}$ ;  
 $I_{S2,4,6} = 0,02$ .  
 - Моменти інерції ланок 2, 4, 6, 1  $I_{S1} = 0,04 \text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;  
 - Коефіцієнт нерівномірності руху двигуна  $\delta = 0,01$ .

##### 4.1. Побудова діаграми зведених моментів рушійних сил.

Зведеним моментом сил називають такий момент пари сил, умовно прикладений до валу. миттєва потужність якого в даному положенні механізму дорівнює сумі миттєвих потужностей усіх сил, діючих на ланках механізму в даному положенні.

$$M_{зв} = \sum_{i=1}^n (P_i \frac{V_i}{\omega_{зв}} \cos(\bar{P}_i \cdot V_i) + M_i \frac{\omega_i}{\omega_{зв}}), (H \cdot м)$$

Отримуємо формулу для подальшого розрахунку моменту двигуна

$$M_{зв.дв.} = \frac{1}{\omega_1} (P_D \cdot V_D \cdot \cos(P_D \cdot V_D) + P_E \cdot V_E \cdot \cos(P_E \cdot V_E) + P_F \cdot V_F \cdot \cos(P_F \cdot V_F)).;$$

Наприклад, для положення 1

$$M_{зв.1} = (80,3 * 4,0 * (-1) + 307,9 * 6,28 * (-1) + 1339,1 * 2,1 * 1) / 125,6 = 4,4 \text{Нм}.$$

Розрахунки наводимо у вигляді таблиці 4.1

Виберемо масштабні коефіцієнти.

$$\mu_\varphi = \frac{2 \cdot \pi}{0 - 12} = \frac{2 \cdot 3,14}{240} = 0,026 \text{ рад/мм};$$

$$\mu_\varphi^0 = \frac{360}{0 - 12} = \frac{360}{240} = 1,5 \frac{\text{град}}{\text{мм}}$$

$$\mu_t = \frac{2 \cdot \pi}{\omega_1 \cdot 0 - 12} = \frac{2 \cdot 3,14}{125,6 \cdot 240} = 0,0002 \frac{\text{с}}{\text{мм}}$$

$$\mu_{MЗВ.} = \frac{M_{ЗВ.МАХ}}{M_{ЗВ.МАХ}} = \frac{155,6}{155,6} = 1,0 \frac{\text{Нм}}{\text{мм}}$$

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблица 4.1. Значення зведених моментів сил двигуна

$\varphi$	Од. ВИМ	0,12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$P_D$	Н	0	80,3	133,9	227,6	455,3	1057,9	1339,1	1071,3	736,5	307,9	174,1	107,1
$P_E$	Н	736,5	307,9	174,1	107,1	0	80,3	133,9	227,6	455,3	1057,9	1339,1	1071,3
$P_F$	Н	1057,9	1339,1	1071,3	736,5	307,9	174,1	107,1	0	80,3	133,9	227,6	455,3
$\text{Cos}(D)$	-	0	-1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1
$\text{Cos}(E)$	-	-1	-1	1	1	1	1	1	0	-1	-1	-1	-1
$\text{Cos}(F)$	-	1	1	1	1	0	-1	-1	-1	-1	-1	-1	1
$V_D$	м/с	0	4,0	6,28	6,28	4,7	2,2	0	2,2	0	6,28	6,28	4,3
$V_E$	м/с	4,5	6,28	6,28	3,9	0	3,9	6,28	6,28	0	2,4	0	2,3
$V_F$	м/с	4,5	2,1	0	2,2	4,7	6,28	6,28	3,7	6,2	3,9	6,28	6,28
$M_{3B}$	НМ	<b>11,5</b>	<b>4,4</b>	<b>155,6</b>	<b>4,8</b>	<b>-17,1</b>	<b>-24,7</b>	<b>11,5</b>	<b>150,9</b>	<b>24,5</b>	<b>-25,4</b>	<b>27,3</b>	<b>148,7</b>
$M_{3B}$	ММ	<b>11,5</b>	<b>4,4</b>	<b>155,6</b>	<b>4,8</b>	<b>-17,1</b>	<b>-24,7</b>	<b>11,5</b>	<b>150,9</b>	<b>24,5</b>	<b>-25,4</b>	<b>27,3</b>	<b>148,7</b>

## 4.2. Побудова діаграм робіт.

Діаграму робіт сил рушійних будуємо методом графічного інтегрування діаграми моментів сил. Приймаючи полюсну відстань  $H = 60$  мм.

Вважаючи моменти сил опору за період константа і робота сил опору рушійних сил дорівнюють одна одній. Діаграму робіт сил опору будуємо з'єднуючи початкову та кінцеву діаграму робіт рушійних сил.

Масштабний коефіцієнт робіт.

$$\mu_A = \mu_{мзв} \cdot \mu_\phi \cdot H = 1,0 \cdot 0,026 \cdot 50 = 1,3 \frac{\text{Дж}}{\text{мм}}$$

Виконавши диференціювання графіка  $A_{зв.р}$ , одержимо на діаграмі  $M_{зв.р}$  пряму, рівнобіжну осі абсцис, що представляє величину постійного зведеного моменту рушійних сил

$$M_{сопр.} = h_1 \cdot \mu_{мзв} = 38 \cdot 1,0 = 38,0 \text{ Нм}$$

## 4.3. Побудова діаграми збільшення кінетичної енергії механізму

Побудову виконуємо графічним методом за формулою

$$\delta \bar{T}_i = A_{зв.р} - A_{зв.о}, \text{ мм}$$

Масштабний коефіцієнт  $\mu_{\delta T} = \mu_A = 1,3 \frac{\text{Дж}}{\text{мм}}$

## 4.4. Зведений момент інерції механізму.

### Визначення моменту інерції маховика методом Ф.Віттенбауера.

Зведеним моментом інерції механізму називається такий умовний момент інерції обертової ланки зведення. кінетична енергія якої у кожному положенні механізму дорівнює сумі кінетичних енергій усіх його ланок

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$I_{3B,i} = \sum_{i=1}^n \left( m_i \cdot \frac{V_{Si}^2}{\omega_{3B}^2} + I_i \frac{\omega_i^2}{\omega_{3B}^2} \right)$$

Для двигуна внутрішнього згорання формула має вигляд

$$I_{3B} = \frac{1}{\omega_1^2} \cdot (m_D \cdot V_D^2 + m_2 \cdot V_{S2}^2 + m_E \cdot V_E^2 + m_4 \cdot V_{S4}^2 + m_F \cdot V_F^2 + m_6 \cdot V_{S6}^2 + I_2 \cdot \omega_2^2 + I_4 \cdot \omega_4^2 + I_6 \cdot \omega_6^2) + I_1.$$

Результати розрахунків зводимо в таблицю 4.2.

Будуємо діаграму зведених моментів інерції прийнявши масштабний коефіцієнт

$$\mu_{I_{3B}} = \frac{I_{3B.MAX}}{I_{3B.MAX}} = \frac{0,081}{197} = 0,00041 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{мм}}$$

Діаграму енерго-мас Ф.Віттенбауера будуємо методом виключення параметру  $\varphi$  з діаграм надлишкової роботи та зведених моментів інерції.

Проводимо дотичні до діаграми енергомас під кутами  $\psi_{\min}$  та  $\psi_{\max}$ .

$$\text{tg} \psi_{\min} = \frac{\mu_{I_{3B}}}{2\mu_A} \cdot \omega_1^2 (1 - \delta) = \frac{0,00041}{2 \cdot 1,3} \cdot 125,6^2 (1 - 0,01) = 2,46$$

$$\psi_{\min} = 67,9^\circ$$

$$\text{tg} \psi_{\max} = \frac{\mu_{I_{3B}}}{2\mu_A} \cdot \omega_1^2 (1 + \delta) = \frac{0,00041}{2 \cdot 1,3} \cdot 125,6^2 (1 + 0,01) = 2,51$$

$$\psi_{\max} = 68,3^\circ$$

Відрізок АВ = 55 мм ( з креслення ).

Момент інерції маховика

$$I_{\max} = \frac{\overline{AB} \cdot \mu_A}{\omega_1^2 \cdot \delta} = \frac{55 \cdot 1,3}{125,6^2 \cdot 0,01} = 0,453 \text{кг} \cdot \text{м}^2$$

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Н  
Иε  
жд  
лх  
оо

вN

эл  
иоИ  
е  
ш  
е

Г

Таблица 4.2. Значення зведених моментів інерції ланок двигуна

$\varphi$	Од. вим	0,12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$m_D=m_E=m_F$	КГ	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2
$I_2=I_4=I_6$	КГМ <sup>2</sup>	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
$m_2=m_4=m_6$	КГ	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2
$V_{s2}$	м/с	2,5	4,7	6,28	6,28	5,5	4,2	2,5	4,2	2,5	6,28	5,9	4,7
$V_{s4}$	м/с	5,4	6,28	6,28	4,6	2,5	4,7	6,28	6,28	5,4	4,7	2,5	4,3
$V_{s6}$	м/с	5,3	4,2	2,5	4,2	5,5	6,28	6,28	4,6	2,5	4,6	5,9	6,28
$V_D$	м/с	0	4,0	6,28	6,28	4,7	2,2	0	2,2	0	6,28	6,28	4,3
$V_E$	м/с	4,5	6,28	6,28	3,9	0	3,9	6,28	6,28	0	2,4	0	2,3
$V_F$	м/с	4,5	2,1	0	2,2	4,7	6,28	6,28	3,7	6,2	3,9	6,28	6,28
$\omega_2$	с <sup>-1</sup>	0	31,4	18,3	0	18,3	31,4	0	31,4	18,3	0	18,3	31,4
$\omega_4$	с <sup>-1</sup>	17,7	31,4	0	31,4	18,3	0	18,3	31,4	0	31,4	18,3	0
$\omega_6$	с <sup>-1</sup>	17,7	0	17,7	31,4	0	31,4	18,3	0	18,3	31,4	0	31,4
$I_{ЗВ}$	КГМ <sup>2</sup>	<b>0,06</b>	<b>0,064</b>	<b>0,081</b>	<b>0,08</b>	<b>0,06</b>	<b>0,064</b>	<b>0,081</b>	<b>0,08</b>	<b>0,06</b>	<b>0,064</b>	<b>0,081</b>	<b>0,08</b>
$I_{ЗВ}$	ММ	<b>146</b>	<b>156</b>	<b>197</b>	<b>194</b>	<b>146</b>	<b>156</b>	<b>197</b>	<b>194</b>	<b>146</b>	<b>156</b>	<b>197</b>	<b>194</b>

жд

А



$$\mu_{\omega} = \frac{\omega_{i.\max}}{\omega_{i.\min}} = \frac{129,4}{64,7} = 2,0 \frac{с^{-1}}{мм}$$

Визначаємо величину коефіцієнта нерівномірності руху механізму без маховика і з маховиком.

$$\delta_p = \frac{2(\omega_{i.\max} - \omega_{i.\min})}{\omega_{i.\max} + \omega_{i.\min}} = \frac{2(129,4 - 98,2)}{129,4 + 98,2} = 0,274;$$

$$\delta_{p.M} = \frac{2(\omega_{i.M \max} - \omega_{i.M \min})}{\omega_{i.M \max} + \omega_{i.M \min}} = \frac{2(128,1 - 123,1)}{128,1 + 123,1} = 0,02.$$

$$\delta_p > [\delta = 0,01]$$

$$\delta_{p.M} < [\delta = 0,01]$$

#### 4.6. Розрахунок розмірів маховика

Більшість сучасних важільних механізмів забезпечується або дисковим маховиком, або маховиком у вигляді обода зі спицями. На підставі аналізу конструкцій маховиків встановлено наступні геометричні співвідношення між його розмірами.

$$H / B = (1,2 \dots 2,0);$$

$$D / B = (6 \dots 10);$$

де D – середній діаметр обода маховика;

H – висота обода маховика;

B – ширина обода маховика.

Приймаючи, що вся маса маховика m зосереджена у об'ємі обода, одержуємо формулу

$$m = H \cdot B \cdot \pi \cdot D \cdot \gamma \text{ кг.}$$

де  $\gamma = 7000 \text{ кг/м}^3$  щільність матеріалу маховика.

					Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Момент інерції обода маховика дорівнює  $I_M = 0,25 \cdot m \cdot D^2$ , відкіля середній діаметр обода дорівнює

$$D = (0,37 \dots 0,39) \cdot \sqrt[5]{I_M} = 0,375 \cdot \sqrt[5]{0,453} = 0,358 \text{ м.}$$

Приймаємо  $D = 382 \text{ мм}$ , співвідношення  $H/B = 1,2$ ,  $D/B = 7$  і визначаємо ширину та висоту обода маховика

$$B = D / 7 = 358 / 7 = 51,1 \text{ мм}$$

$$H = 1,2 \cdot B = 1,2 \cdot 51,1 = 61,4 \text{ мм}$$

Зовнішній  $D_H$  і внутрішній  $D_B$  діаметри обода дорівнюють

$$D_H = D + H = 358 + 51 = 409 \text{ мм}$$

$$D_B = D - H = 358 - 51 = 307 \text{ мм}$$

Посадковий діаметр валу під маховик визначаємо з розрахунку на крутіння по зниженій допущеній напрузі

$$d_n = \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot M_{зв. \max}}{0,2 \cdot [\tau_{кр}]}} = \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot 155,6}{0,2 \cdot 15}} = 37,3 \text{ мм}$$

де  $[\tau_{кр}] = 15 \dots 20 \text{ Мпа}$  – знижена напруга, що допускається, на крутіння.

Розрахунок  $d_n$  округляємо до цілого числа.

Діаметр  $d_c$  і довжина  $l_c$  маточини маховика знаходимо за співвідношеннями

$$d_c = 2 \cdot d_n = 2 \cdot 37,3 = 74,6 \text{ мм}$$

$$l_c = 1,05 \cdot B = 1,05 \cdot 51,1 = 53,6 \text{ мм}$$

Для вибору конструкції маховика (дисковий чи зі спицями) визначаємо кількість спиць за формулою:

$$n_c = (0,143 \dots 0,125) \cdot \sqrt{D} = (0,143 \dots 0,125) \sqrt{358} = (2,7 \dots 2,3)$$



Якщо  $n_c \succ 3$ , то маховик рекомендують конструювати зі спицями, при  $n_c \prec 3$  використовують дискові маховики.

Маховик креслимо у стандартному масштабі 4:1.

При проектуванні конструкції дискового маховика, треба визначити такі розміри.

Діаметр центрального кола отворів

$$D_o = 0,5 \cdot (D_B + d_C) = 0,5 \cdot (307 + 74,6) = 190,8 \text{ мм.}$$

Діаметр допоміжних отворів

$$d = 0,25 \cdot (D_B - d_C) = 0,25 \cdot (307 - 74,6) = 58,1 \text{ мм.}$$

Товщина диска, що з'єднує обід і маточину

$$S = 0,2 \cdot B = 0,2 \cdot 51,1 = 10,2 \text{ мм.}$$

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		