

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

для виконання практичних робіт з дисципліни
«Автомобільні двигуни»
для студентів усіх форм навчання
напряму підготовки 6.070106 – Автомобільний транспорт

Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

для виконання практичних робіт з дисципліни
«Автомобільні двигуни»
для студентів усіх форм навчання
напряму підготовки 6.070106 – Автомобільний транспорт

Вінниця
ВНТУ
2014

Рекомендовано до друку Методичною радою Вінницького національного технічного університету (протокол № 2 від 24.09 2013 р.)

Рецензенти:

І. О. Сивак, доктор технічних наук, професор

О.Л. Добровольський, кандидат технічних наук, доцент

Методичні вказівки для виконання практичних робіт з дисципліни «Автомобільні двигуни» для студентів усіх форм навчання напряму підготовки 6.070106 – Автомобільний транспорт / Укладачі: А. П. Поляков, С. М. Севостьянов. – Вінниця : ВНТУ, 2014. – 25 с.

Методичні вказівки містять вимоги та завдання для виконання практичних робіт з дисципліни «Автомобільні двигуни» студентами усіх форм навчання, систематизовану методику проведення експериментальних досліджень та наведена техніка опанування методами вимірювань.

Методичні вказівки виконано згідно з програмою дисципліни «Автомобільні двигуни» ВНТУ.

ЗМІСТ

ВСТУП	4
РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА МІЦНІСТЬ	5
1. Загальні рекомендації	5
2 Розрахунок циліндра	8
3 Розрахунок поршня	10
4 Розрахунок поршневого пальця	11
5 Розрахунок поршневих кілець і компресійного кільця	13
6. Розрахунок шатуна	14
7 Розрахунок колінчастого валу	17
8 Розрахунок системи мащення	19
9 Розрахунок рідинної системи охолодження	21
ЛІТЕРАТУРА	24

ВСТУП

Розрахунок деталей з метою визначення напружень та деформацій, які виникають при роботі двигуна, виконується за формулами опору матеріалів і деталей машин.

Невідповідність розрахункових та фактичних даних пояснюється різними причинами, основні з яких є: відсутність дійсної картини розподілення напружень в матеріалі деталі, яка розраховується; використання наближених розрахункових схем дії сил та місця їх прикладення; наявність знакозмінних навантажень та неможливість визначення їх дійсних значень; важкість визначення умов роботи багатьох деталей двигуна і їх термічних навантажень; вплив пружних коливань, які не піддаються точному розрахунку; неможливість точного визначення впливу стану поверхні, якості обробки (механічної та термічної), розмірів деталі та іншого на величину напружень, які виникають.

В зв'язку з цим методи, які застосовуються при розрахунку, дозволяють отримати напруження та деформації, які є лише умовними величинами і які характеризують тільки порівняльну напруженість розрахованої деталі. Це положення стає все більш актуальніше в зв'язку з досягненнями в області створення нових конструкційних матеріалів особливо високої міцності. В двигунобудуванні вже використовуються композиційні матеріали, які створені на основі включення в основний матеріал деталей високоміцних полімерів, пластмас, кераміки та ін.

Основні навантаження, які діють на деталі двигуна, є сили тиску газів в циліндрі і сили інерції поступально та обертово рухомих мас, а також зусилля від пружних коливань та теплових навантажень.

РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА МІЦНІСТЬ

1 Загальні рекомендації

На практичних заняттях студенти виконують перевірочний розрахунок на міцність основних деталей кривошипно-шатунного механізму й систем газорозподілу, мащення та охолодження.

Перед розрахунком деталі варто встановити її матеріал і термообробку; з'ясувати, які сили й у яких перерізах створюють небезпечні напруження.

До розрахунку кожної деталі додають ескіз із вказівкою небезпечних перерізів і всіх розмірів, необхідних для розрахунку. Основні розміри поршня відповідно до рис. 1 і шатуна з рис. 2 визначаються за співвідношеннями, представленими в таблиці 1.

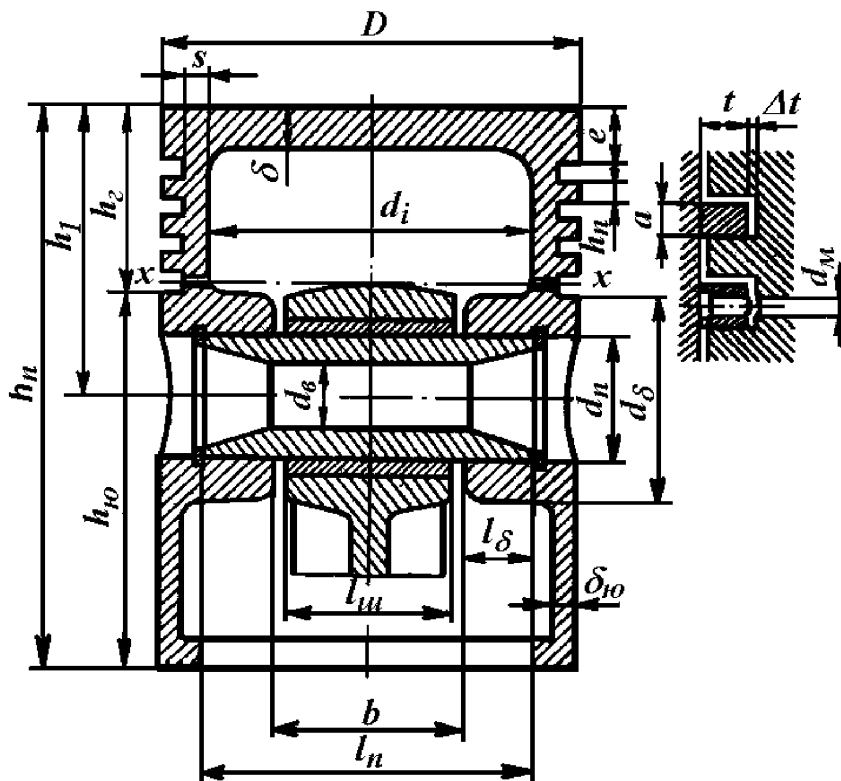


Рисунок 1 – Схема поршня

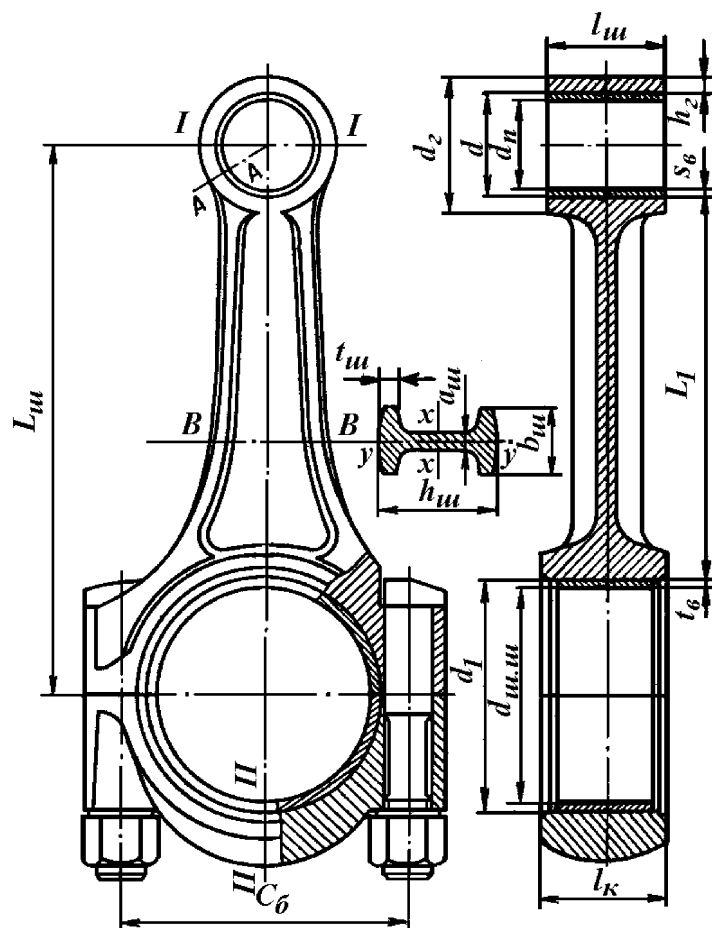


Рисунок 2 – Схема шатуна

Таблиця 1 – Розміри основних деталей кривошипно-шатунного механізму й циліндро-поршневої групи

Найменування параметра	Значення розмірів у мм	
	карбюраторні двигуни	дизельні двигуни
1	2	3
Висота поршня h_{II}	$(0,8...1,3)D$	$(1,0...1,7)D$
Відстань S_n між зазорами кільця у вільному й робочому положенні	$(2,5...4,0)t$	$(3,2...4,0)t$
Відстань від верхньої кромки поршня до осі пальця h_1	$(0,45...0,75)D$	$(0,6...1,0)D$
Число масляних отворів у поршні	6...12	
Товщина днища поршня δ	$(0,05...0,10)D$	$(0,12...0,20)D$
Товщина δ_u стінки циліндрів	4...10	8...15
Висота юбки поршня $h_{ю}$	$(0,6...0,8)D$	$(0,6...1,1)D$
Діаметр бобишки d_{δ}	$(0,3...0,5)D$	$(0,3...0,5)D$

Продовження таблиці 1

1	2	3
Відстань між торцями бобишок b	$(0,3...0,5)D$	
Товщина стінки юбки поршня $\delta_{ю}$	1,5...4,5	2,0...5,0
Товщина стінки головки поршня s	$(0,05...0,10)D$	
Відстань до першої поршневої канавки e	$(0,06...0,12)D$	$(0,11...0,20)D$
Товщина першої кільцевої перемички h_n	$(0,03...0,05)D$	$(0,04...0,07)D$
Радіальна товщина кільця t : компресійного маслознімного	$(0,04...0,05)D$ $(0,038...0,045)D$	$(0,04...0,05)D$ $(0,038...0,043)D$
Висота кільця a	2...4	3...5
Радіальний зазор Δt кільця в канавці поршня: компресійного маслознімного	0,70...0,95 0,9...1,1	
Внутрішній діаметр днища поршня d_i	$D - 2(s + t + \Delta t)$	
Діаметр масляного каналу d_m	$(0,3...0,5)a$	
Зовнішній діаметр пальця d_n	$(0,22...0,28)D$	$(0,30...0,38)D$
Внутрішній діаметр пальця d_e	$(0,65...0,75)d_n$	$(0,50...0,70)d_n$
Довжина пальця l_n : плаваючого закріпленого	$(0,78...0,88)D$ $(0,78...0,88)D$	$(0,80...0,90)D$ $(0,80...0,93)D$
Зовнішній діаметр d_{zn} верхньої головки шатуна	$(1,25...1,65)d_n$	$(1,3...1,7)d_n$
Внутрішній діаметр d_{ze} верхньої головки шатуна	d_n	
Відстань між торцями бобишек B	$(0,3...0,5)D$	
Довжина головки шатуна $l_{ш}$: плаваючого закріпленого	$(0,28...0,32)D$ $(0,33...0,45)D$	
Розміри перетину шатуна: $h_{ш\min}$ $h_{ш}$ $b_{ш}$ a	$(0,5...0,55)d_z$ $(1,2...1,4)h_{ш\min}$ $(0,5...0,6)l_{ш}$ $(2,5...4,0)$	$(0,5...0,55)d_z$ $(1,2...1,4)h_{ш\min}$ $(0,55...0,75)l_{ш}$ $(4,0...7,5)$

Продовження таблиці 1

1	2	3
Зовнішній діаметр головки шатуна d_z	$(1,25...1...1,65)d_n$	$(1,3...1...1,7)d_n$
Ширина кришки l_k	$(0,45...0...0,95)h_{u\min}$	
Товщина кришки h_k	$\approx 0,5l_k$	
Довжина шатунної шийки $l_{шии}$	l_k	
Діаметр шатунної шийки $d_{шии}$	$(0,56...0...0,76)D$	
Відстань l_g між шатунними болтами	$(0,45...0...0,95)d_{шии}$	
Діаметр корінної шийки: зовнішній $d_{ниш}$	$(0,6...0...0,8)D$ $(0,2...0...0,3)d_{ниш}$	$(0,7...0...0,9)D$ $(0,2...0...0,3)d_{ниш}$
Товщина вкладиша h_g	$(0,03...0...0,05)d_{шии}$	
Ширина вкладиша l_g	$l_k - (3...4...4)$	

2 Розрахунок циліндра

Розраховують напруження в стінці циліндра та напруження розтягу в небезпечному перерізі шпильки кріплення головки блоку.

Напруження в стінці циліндра визначають із урахуванням особливості конструкції циліндра.

2.1 Циліндри блочної конструкції розраховують на розтяг по твірній циліндра за формулою, MH/m^2 :

$$\sigma_p = \frac{P_{z\max} D}{2\delta_{ц}}, \quad (1)$$

де $P_{z\max}$ – максимальний розрахунковий тиск газів у циліндрі, MH/m^2 ,

D – діаметр циліндра, m ,

$\delta_{ц}$ – товщина стінці циліндра, m ,

Допускається $[\sigma_p]$:

для чавунних гільз – $40...60 MH/m^2$.

для сталевих гільз – $80...120 MH/m$;

для чавунних циліндрів без гільз – $20...40 MH/m$.

2.2 Для двигунів з повітряним охолодженням, у яких циліндри встановлені окремо, визначають сумарне напруження на розтяг по кільцевому перерізу й на згин під дією бічної сили N_{\max} :

а) напруження розтягу по кільцевому перерізу гільзи, MH/m^2 :

$$\sigma'_p = \frac{P_{z\max} D}{4\delta_u}, \quad (2)$$

б) згинальний момент від сили N_{\max} , прикладеної до середини поршневого пальця, $MH \cdot m$:

$$M_3 = N_{\max} \cdot F_n \cdot h, \quad (3)$$

де N_{\max} – максимальне значення бічного тиску, MH/m^2 ,

$F_n = \frac{\pi D^2}{4}$ – площа поршня,

h – відстань від осі циліндра до опорної площини циліндра, м.

в) напруження згину, MH/m^2 :

$$\sigma_3 = \frac{M_3}{W}, \quad (4)$$

де $W = 0,1 \frac{D_1^4 - D^4}{D_1}$ – момент опору поперечного перерізу циліндра, m^3 ;

D_1 – зовнішній діаметр циліндра, м;

D – внутрішній діаметр циліндра.

г) Сумарне напруження від розтягу і згину:

$$\sigma_\Sigma = \sigma_p + \sigma_3 \leq [\sigma_\Sigma], \quad (5)$$

де $\sigma_\Sigma \leq [\sigma_\Sigma] = 60 MH/m^2$ – для чавунних циліндрів;

$\sigma_\Sigma \leq [\sigma_\Sigma] = 110 MH/m^2$ – для сталевих циліндрів.

2.3 Шпильки кріплення головки блоку розраховують на розрив у небезпечному перерізі під дією сили, що виникає при затягуванні гайок.

Сила попереднього затягування шпильки:

$$P_3 = (1,25 \dots 1,3) P_{\Sigma\max} \cdot F_r, \quad (6)$$

де $P_{\Sigma\max}$ – максимальний тиск згорання, MH/m^2 ;

F_r – площа, обмежена краєм прокладки навколо камери згорання, m^2 .

При верхньому розташуванні клапанів $F_r = (1,1...1,3)F_n$, при нижньому розташуванні клапанів $F_r = (1,7...2,2)F_n$.

Сумарна розрахункова сила, що діє на шпильку, MH :

$$P_p = P_3 + P_{\Sigma \max} \cdot F_r, \quad (7)$$

Сумарна сила, яка приходиться на одну шпильку:

$$P'_p = \frac{P_p}{z}, \quad (8)$$

де z – число шпильок, що приходиться на один циліндр.

Напруження розтягу в шпильці:

$$\sigma_p = \frac{P'_p}{F_o} \leq [\sigma_p], \quad (9)$$

де $F_o = \frac{\pi d_u^2}{2}$ – площа мінімального поперечного перерізу стержня шпильки, взята по внутрішньому перерізу різьби, m^2 (d_u – діаметр поперечного перерізу стержня шпильки, взятий по внутрішньому перерізу різьби, m);

$[\sigma_p] = 100...150 \text{ } MH/m^2$ – для вуглецевих сталей;

$[\sigma_p] = 250...300 \text{ } MH/m^2$ – для легованих сталей.

3 Розрахунок поршня

Для розрахунку поршня беруть максимальне значення тиску $P_{\Sigma \max}$ в циліндрі двигуна й максимальне значення бічного тиску N_{\max} .

3.1 Напруження згину в днищі поршня визначають

$$\sigma_z = P_{\Sigma \max} \left(\frac{r_i}{\delta} \right)^2 \leq [\sigma_{z2}], \quad (10)$$

де r_i – внутрішній діаметр поршня, m ;

δ – мінімальна товщина днища, m .

Для сучасних автотракторних двигунів без ребер жорсткості:

$[\sigma_{z2}] = 20...25 \text{ } MH/m^2$ – для литих поршнів з алюмінієвих сплавів;

$[\sigma_{z2}] = 40...50 \text{ } MH/m^2$ – для чавунних поршнів.

При наявності ребер жорсткості:

$[\sigma_{32}] = 80 \dots 200 \text{ МН/м}^2$ – для чавунних поршнів з ребрами жорсткості.

$[\sigma_{32}] = 50 \dots 150 \text{ МН/м}^2$ – для алюмінієвих поршнів.

3.2 Напруження стиску в кільцевому перерізі визначають за формулою:

$$\sigma_{cm} = \frac{P_z}{F_{xx}} \leq [\sigma_{cm}], \quad (11)$$

де F_{xx} – площа небезпечного перерізу, м^2 ;

$P_z = P_{\Sigma \max} F_n$ – максимальна сила тиску газів на днище поршня, МН ;

$[\sigma_{cm}] = 30 \dots 40 \text{ МН/м}^2$ – для поршнів з алюмінієвих сплавів;

$[\sigma_{cm}] = 60 \dots 80 \text{ МН/м}^2$ – для чавунних поршнів.

3.3 Максимальний тиск на поверхнях, що труться, юбки поршня визначають за формулою:

$$q = \frac{N_{\max} F_n}{h_{ю} D} \leq [q], \quad (12)$$

де $h_{ю}$ – висота юбки поршня, м ;

$[q] = 0,33 \dots 0,96 \text{ МН/м}^2$.

4 Розрахунок поршневого пальця

4.1 Тиск на втулку верхньої головки шатуна визначають за формулою:

$$q_1 = \frac{P_{\max}}{d_n \cdot l_{ш}} \leq [q_1], \quad (13)$$

де $P_{\max} = (P_{z \max} + k P_{j \max}) F_n$;

$k = 0,6 \dots 0,7$ – коефіцієнт врахування маси поршневого пальця і верхньої головки шатуна;

$P_{j \max}$ – максимальний тиск від сил інерції зворотно-поступальних рухомих мас (з динамічного розрахунку), МН ;

d_n – зовнішній діаметр пальця, м ;

$l_{ш}$ – довжина верхньої головки шатуна, м .

4.2 Тиск на бобишки поршня визначають за формулою:

$$q_2 = \frac{P_{\max}}{d_n (l_n - B)} \leq [q_2], \quad (14)$$

де l_n – загальна довжина пальця, м;

B – відстань між торцями бобишек, м.

Для сучасних автомобільних і тракторних двигунів відповідно $[q_1] = 20 \dots 60 \text{ МН/м}^2$, $[q_2] = 15 \dots 50 \text{ МН/м}^2$.

4.3 Напруження згину в пальці визначають за формулою:

$$\sigma_{зг} = \frac{P_{\max} (l_n + 2B - 1,5l_{ш})}{1,2(1 - \alpha^4)d_n^3} \leq [\sigma_{зг}], \quad (15)$$

де $\alpha = \frac{d_e}{d_n}$ – відношення внутрішнього діаметра пальця до зовнішнього,

$$[\sigma_{зг}] = 100 \dots 250 \text{ МН/м}^2.$$

4.4 Напруження в пальці на зріз визначають за формулою:

$$\tau = \frac{0,85P_{\max} (1 + \alpha + \alpha^2)}{(1 - \alpha^4)d_n^2} \leq [\tau], \quad (16)$$

$$\text{де } [\tau] = 60 \dots 250 \text{ МН/м}^2.$$

4.5 Максимальну овалізацію пальця визначають за формулою:

$$d_{n\max} = \frac{1,35P_{\max}}{El_n} \left(\frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} \right)^3 [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \cdot 10^3 \leq [d_{n\max}], \quad (17)$$

де $E = (2,0 \dots 2,3) \cdot 10^5 \text{ МН/м}^2$ – модуль пружності матеріалу пальця,

Максимальна овалізація пальця має бути в межах допустимих значень $[d_{n\max}] = 0,02 \dots 0,05 \text{ мм}$.

5 Розрахунок поршневих кілець і компресійного кільця

5.1 Середній тиск кільця на стінку циліндра, MH/m^2 :

$$P_{cp} = \frac{0,425E \frac{S_o}{t}}{(3 - \mu) \left(\frac{D}{t} - 1 \right)^3 \frac{D}{t}}, \quad (18)$$

де E – модуль пружності матеріалу кільця: для сірого чавуну $E = 1 \cdot 10^5 MH/m^2$; для легovanого чавуну $E = 1,2 \cdot 10^5 MH/m^2$; для сталі $E = (2,0 \dots 2,3) \cdot 10^5 MH/m^2$;

S_o – різниця між зазорами в замку кільця у вільному й робочому стані, m ;

t – радіальна товщина кільця, m ;

$\mu = 0$ – для кільця рівномірного тиску; $\mu = 2$ – для кільця коригованого тиску;

D – діаметр циліндра, m .

Для бензинових двигунів $\frac{S_o}{t} = 2,5 \dots 4,0$;

для дизелів $\frac{S_o}{t} = 3,2 \dots 4,0$;

для компресійних кілець $P_{cp} = 0,11 \dots 0,37 MH/m^2$.

5.2 Напруження згину в кільці в робочому стані, MH/m^2 :

$$\sigma_{зз1} = 2,61 P_{cp} \left(\frac{D}{t} - 1 \right)^2. \quad (19)$$

5.3 Напруження згину в кільці при надяганні його на поршень, MH/m^2 :

$$\sigma_{зз2} = \frac{4E \left(1 - 0,114 \frac{S_o}{t} \right)}{m \left(\frac{D}{t} - 1,4 \right) \frac{D}{t}} \leq [\sigma_{зз}], \quad (20)$$

де $m = 1,57$ – коефіцієнт, що залежить від способу надягання кільця;

$[\sigma_{зз1}] = 220 \dots 450 MH/m^2$;

$\sigma_{зз1} = 220 \dots 450 MH / m^2$.

6 Розрахунок шатуна

6.1 Напруження на розрив у верхній головці шатуна

$$\sigma_{роз} = \frac{P_{jn \max}}{(d_{rn} - d_{rg})l_u} \leq [\sigma_{роз}], \quad (21)$$

де $P_{jn \max} = -m_n r \omega^2 (1 + \lambda) F_n \cdot 10^5$ – сила інерції поршневого комплексу, що діє на верхню головку шатуна, MH ;

m_n – маса поршневого комплексу, $кг$;

r – радіус кривошипа, $м$;

ω – кутова швидкість колінвала двигуна, $с^{-1}$;

F_n – площа поршня, $м^2$;

d_{rn} , d_{rg} – відповідно зовнішній і внутрішній діаметри верхньої головки шатуна, $м$;

l_u – довжина верхньої головки шатуна, $м$;

$[\sigma_{роз}] = 15 \dots 25 \text{ } MH/м^2$.

6.2 Запас міцності стержня шатуна

Запас міцності стержня шатуна розраховують по перерізу B у середині шатуна.

Розрахунок проводять на розтяг від сили $P_p = -P_{j \max} \cdot F_n$ і на стиск від сили $P_{cm} = P_{\Sigma \max} \cdot F_n$.

Значення тисків $P_{j \max}$ і $P_{\Sigma \max}$ беремо з графіків динамічного розрахунку двигуна.

Напруження стиску без врахування поздовжнього згину для звужуючогося стрижня шатуна визначають за формулою:

$$\sigma_{cm} = \frac{P_{cm}}{f}, \quad (22)$$

де f – площа поперечного перерізу стержня шатуна (по перерізу B), $м^2$.

Напруження розтягу визначають за формулою:

$$\sigma_p = \frac{P_p}{f}. \quad (23)$$

Середнє напруження за цикл визначають за формулою (з врахуванням знаків):

$$\sigma_{cp} = \frac{\sigma_{cm} + \sigma_p}{2}. \quad (24)$$

Амплітуду циклу визначають за формулою (з врахуванням знаків):

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{cm} - \sigma_p}{2}. \quad (25)$$

Запас міцності стержня шатуна визначають за формулою:

$$n_{cш} = \frac{\sigma_{-1Z}}{\frac{\sigma_a}{\varepsilon} + \alpha \cdot \sigma_{cp}}, \quad (26)$$

де $\sigma_{-1Z} = 180 \dots 250 \text{ МН/м}^2$ – границя втоми матеріалу при симетричному циклі на розтяг для вуглецевої сталі; для легованої сталі $\sigma_{-1Z} = 340 \dots 380 \text{ МН/м}^2$;

$\varepsilon = 0,8 \dots 0,9$ – коефіцієнт врахування впливу чистоти обробки;

$\alpha = 0,2$ – коефіцієнт матеріалу.

6.3 Напруження згину в нижній кришці головки шатуна, МН/м^2 :

$$\sigma_{зг} = P_{j\max} \left[\frac{0,023 \cdot l_{ш}}{\left(1 + \frac{I_{\varepsilon}}{I}\right) W_{зг}} + \frac{0,4}{F_{\kappa} + F_{\varepsilon}} \right] \leq [\sigma_{зг}], \quad (27)$$

де $l_{ш}$ – відстань між шатунними болтами, м ;

$W_{зг} = \frac{l_{\kappa} h_{\kappa}}{6}$ – момент опору розрахункового перерізу кришки без врахування ребер жорсткості, м^3 ;

l_{κ} , h_{κ} – відповідно ширина і товщина кришки, м ;

$I_{\varepsilon} = \frac{l_{\kappa} h_{\kappa}^3}{12}$ – момент інерції перерізу кришки, м^4 ;

$I = \frac{l_{\varepsilon} h_{\varepsilon}^3}{12}$ – момент інерції перерізу вкладиша, м^4 ;

l_{ε} , h_{ε} – відповідно ширина і товщина вкладиша, м ;

F_k, F_δ - площа поперечного перерізу відповідно кришки і вкладиша, m^2 ;

$P_{j\max} = -P_j(1,05\dots1,1)$ – розрахункова сила, MH ;

$[\sigma_{32}] = 120\dots300 MH/m^2$ – допустиме напруження.

6.4 Запас міцності шатунних болтів

Визначають силу, яка розтягує шатунні болти, MH :

$$P_\delta = P_{n3} + \frac{\alpha \cdot P_{j\max}}{i_\delta}, \quad (28)$$

де $P_{n3} = (2\dots3) \frac{P_{j\max}}{i_\delta}$ – сила попереднього затягування болтів, MH ,

$\alpha = 0,2\dots0,25$ – коефіцієнт основного навантаження різьбового з'єднання,

i_δ – кількість шатунних болтів.

Напруження в болті, MH/m^2 :

а) максимальне

$$\sigma_{\max} = \frac{P_\delta}{f_{\min}}; \quad (29)$$

б) мінімальне

$$\sigma_{\min} = \frac{P_{n3}}{f_{\min}}, \quad (30)$$

де $f_{\min} = \frac{\pi d_\delta^2}{4}$ – мінімальна площа перерізу болта, m^2 ;

d_δ – мінімальний діаметр болта в розрахунковому перерізі, m .

Середнє напруження за цикл, MH/m^2 :

$$\sigma_{cp} = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}. \quad (31)$$

Амплітуду циклу, MH/m^2 :

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}. \quad (32)$$

Запас міцності стержня шатуна

$$n = \frac{\sigma_{-1Z}}{k_{\sigma} \frac{\sigma_a}{\varepsilon} + \alpha \cdot \sigma_{cp}}, \quad (33)$$

де $k_{\sigma} = 3,0 \dots 4,5$ - коефіцієнт концентрації напружень у різьбі.
Значення σ_{-1Z} , α та ε наведені в пункті 6.2.

7 Розрахунок колінчастого валу

Корінна шийка колінчастого валу

Для розрахунку запасу міцності, корінні шийки колінчастого валу розраховують тільки на кручення.

Максимальне дотичне напруження, MH/m^2 :

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\kappa \max}}{W_{\kappa p}} = \frac{M_{\kappa \max}}{0,2d_{\kappa u}^3}, \quad (34)$$

де $d_{\kappa u}$ – діаметр корінної шийки, m ;

$M_{\kappa \max} = T_{\Sigma \max} \cdot R \cdot F_n$ – максимальний крутний момент, $MH \cdot m$;

R – радіус кривошипа, m .

Мінімальне дотичне напруження :

$$\tau_{\min} = \frac{M_{\kappa \min}}{W_{\kappa p}} = \frac{M_{\kappa \min}}{0,2d_{\kappa u}^3}, \quad (35)$$

де $M_{\kappa \min} = T_{\Sigma \min} \cdot R \cdot F_n$ – мінімальний крутний момент.

Максимальний $T_{\Sigma \max}$ і мінімальний $T_{\Sigma \min}$ сумарний тиск дотичної сили визначають з графіку динамічного розрахунку першого листа курсового проекту.

Середнє напруження циклу, MH/m^2 :

$$\tau_{cp} = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}. \quad (36)$$

Амплітуда напружень, MH/m^2 :

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2}. \quad (37)$$

Запас міцності корінної шийки :

$$n = \frac{\tau_{-1}}{2,5 \cdot \tau_a \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} + \alpha_\tau \cdot \tau_{cp}}, \quad (38)$$

де τ_{-1} – границя втоми матеріалу на кручення; $\tau_{-1} = 180 \dots 220 \text{ МН/м}^2$ – для вуглецевої сталі; $\tau_{-1} = 280 \dots 320 \text{ МН/м}^2$ – для легованих сталей;

$k_\tau = 1,8 \dots 2,0$ – коефіцієнт концентрації напружень;

$\varepsilon_\tau = 0,7 \dots 0,8$ – коефіцієнт врахування масштабних та технологічних факторів;

$\alpha_\tau = 0,1$ – коефіцієнт залежності втомної міцності матеріалу.

Середній тиск на шатунну шийку, МН/м^2 :

$$q_{cp} = \frac{P'_{шcp}}{d_{ши} \cdot l_{ши}} \leq [q_{cp}], \quad (39)$$

де $P_{шcp}$ – середнє значення сили, що діє на шатунну шийку, МН ;

$P'_{шcp} = P_{шcp} F_n$ – середнє значення тиску, що діє на шатунну шийку, МН/м^2 ;

$d_{ши}$, $l_{ши}$ – відповідно діаметр і ширина шатунної шийки, м .

Максимальний тиск на шатунну шийку, МН/м^2 :

$$q_{\max} = \frac{P'_{ш\max}}{d_{ши} \cdot l_{ши}} \leq [q_{\max}], \quad (40)$$

де $P_{ш\max}$ – максимальне значення сили, що діє на шатунну шийку, МН ;

$P'_{ш\max} = P_{ш\max} F_n$ – максимальне значення тиску, що діє на шатунну шийку, МН/м^2 .

Величини $P_{шcp}$, $P_{ш\max}$ визначають із графіка до динамічного розрахунку двигуна (з першого аркуша курсового проекту).

Значення максимального й середнього тиску на шатунну шийку, від яких залежить термін служби підшипників, наведені в таблиці 2.

Таблиця 2 – Значення максимального й середнього тиску на шатунну шийку

Тип двигуна	[q], МН/м ²	
	q _{ср}	q _{max}
бензиновий	4...12	7...20
дизельний	6...15	20...42

8 Розрахунок системи мащення

8.1 Кількість відведеної маслом теплоти, кДж/с:

$$Q_m = (0,015...0,030)Q_o, \quad (41)$$

де $Q_o = \frac{h_n G_T}{3600}$ – кількість теплоти, яка виділяється при згоранні палива за 1с, кДж/с;

h_n – нижча теплота згоряння палива, кДж/с;

G_T – годинна витрата палива, кг/год.

8.2 Кількість циркулюючого масла, м³/с:

$$V_m = \frac{Q_m}{\rho_m \cdot C_m \cdot \Delta t_m}, \quad (42)$$

де $\rho_m = 900$ кг/м³ – густина масла;

$C_m = 2,094$ кДж/(кг·К) – середня теплоємність масла;

$\Delta t_m = 10...15^\circ$ С – різниця температури масла на вході і виході з двигуна.

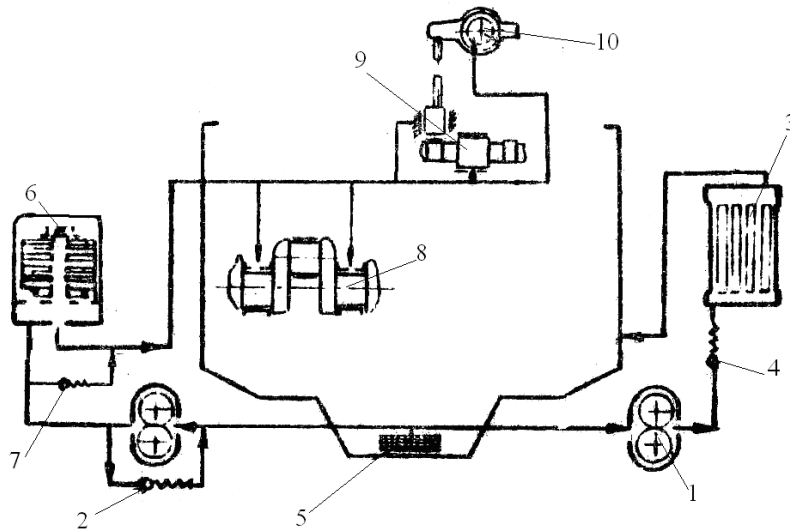
8.3 Розрахунок масляного насосу

При розрахунку масляного насосу циркуляційні витрати мастила збільшуємо вдвічі: $V'_p = 2V_m$.

З врахуванням витікання мастила через зазори в насосі розрахункові витрати, м³/с:

$$V_p = \frac{V'_p}{\eta_m}, \quad (43)$$

де $\eta_m = 0,8$ – об'ємний ККД подачі насосу.



1– шестеренний насос; 2 – редуційний клапан; 3 – радіатор; 4 – запобіжний клапан; 5 – маслоприймач; 6 – фільтруючий елемент; 7 – пропускний клапан; 8 – колінчастий вал; 9 – розподільний вал; 10 – вісь коромисла

Рисунок 3 – Схема системи мащення

Розміри шестерень насоса визначають з формули:

$$V_P = \frac{\pi D_o}{60} \cdot h \cdot b \cdot n_H, \quad (44)$$

де $D_o = z \cdot m$ – діаметр початкового кола шестерні, м;

$m = 0,003 \dots 0,006$ м – модуль зачеплення;

$z = 6 \dots 12$ – число зубців;

h, b – відповідно висота і ширина зуба, м;

n_H – частота обертання шестерні, об/хв.

Необхідно задатися числом зубців z , модулем m та частотою обертання n_H .

Висота зуба визначається як $h = 2m$, м.

Довжина зуба, м:

$$b = \frac{30V_P}{\pi \cdot z \cdot m^2 \cdot n_H}. \quad (45)$$

Потужність, витрачену на привід масляного насоса, кВт:

$$N_{MH} = \frac{V_P \cdot P_M \cdot 10^3}{\eta_M}, \quad (46)$$

де $P_m = 0,3 \text{ МН/м}^2$ – робочий тиск мастила в системі;
 $\eta_m = 0,85 \dots 0,9$ – механічний ККД насосу.
Звичайно $N_{mn} = 0,14 \dots 0,45 \text{ кВт}$.

9 Розрахунок рідинної системи охолодження

9.1 Кількість відведеного тепла в охолоджувальну рідину визначають за формулою:

а) для бензинових, кДж/с :

$$Q_{жс} = (0,20 \dots 0,30) \cdot Q_o; \quad (47)$$

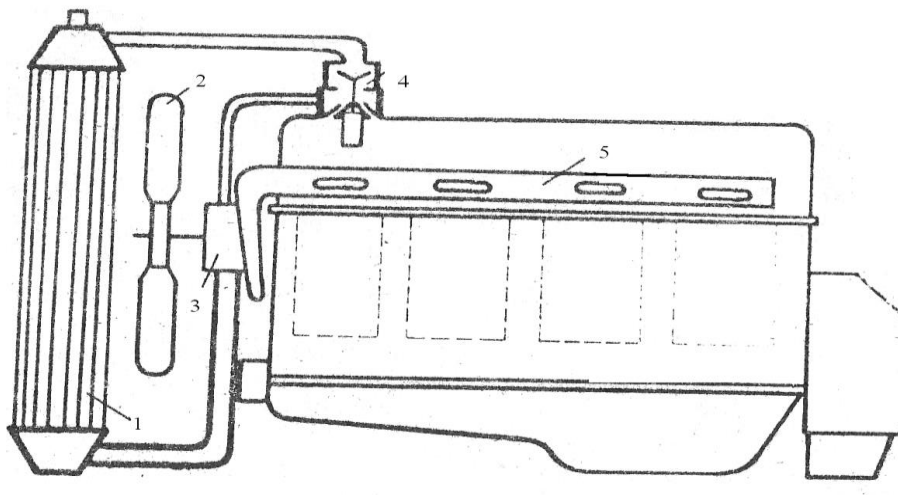
б) для дизелів, кДж/с :

$$Q_{жс} = (0,12 \dots 0,25) \cdot Q_o.$$

9.2 Кількість рідини, що циркулює в системі визначають за формулою, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$V_{жс} = \frac{Q_{жс}}{\rho_{жс} \cdot C_{жс} \cdot t_{жс}}, \quad (48)$$

де $\rho_{жс} = 1000 \text{ кг/м}^3$ – густина охолоджувальної рідини;
 $C_{жс} = 4,187 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ – теплоємність охолоджувальної рідини;
 $t_{жс} = 5 \dots 15 \text{ }^\circ\text{C}$ – різниця температур охолоджувальної рідини на вході і виході з двигуна.



1 - радіатор; 2 - вентилятор; 3 - насос; 4 - термостат; 5 - розподільна труба

Рисунок 4 – Схема системи охолодження

9.3 Розрахункову продуктивність водяного насосу визначають за формулою, m^3/c :

$$V_{ж.р} = \frac{V_{жс}}{\eta_H}, \quad (49)$$

де $\eta_H = 0,8...0,9$ – коефіцієнт подачі насосу.

9.4 Потужність, що витрачається на привід водяного насосу визначають за формулою, $кВт$:

$$N_{в.н} = \frac{V_{ж.р} P_{жс} \cdot 10^3}{\eta_M}, \quad (50)$$

де $P_{жс} = 0,035...0,15 \text{ МН/м}^2$ – напір, що створюється насосом;
 $\eta_M = 0,7...0,9$ – механічний ККД насоса.

Звичайно $N_{в.н} = (0,007...0,014) N_{е.ном}$, $кВт$.

9.5 Розрахунок вентилятора

Кількість повітря, що проходить через радіатор визначають за формулою, m^3/c :

$$V_в = \frac{Q_{жс}}{\rho_в \cdot C_в \cdot t_в}, \quad (50)$$

де $Q_{жс}$ – кількість теплоти, відведеної від охолоджувальної рідини, $кДж/с$;

$\rho_в = \frac{P_o}{R_в T_o}$ – густина повітря при його середній температурі, $кг/м^3$;

$P_o = 1,013 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ – тиск навколишнього середовища;

$R_в = 287 \text{ Дж}/(кг \cdot K)$ – газова постійна повітря;

$T_o = 273 + t_в$ – середня температура повітря в радіаторі;

$C_в = 1 \text{ кДж}/(кг \cdot K)$ – теплоємність повітря;

$t_в = 6...12 \text{ }^\circ\text{C}$ – різниця температур повітря на вході з радіатора.

Діаметр лопастей вентилятора визначають за формулою, $м$:

$$D_{\text{вент}} = 1,3 \sqrt{\frac{V_{\text{в}}}{W_{\text{в}}}}, \quad (51)$$

де $W_{\text{в}} = 13 \dots 30 \text{ м/с}$ – швидкість повітря у вентиляторі.

Звичайно $D_{\text{вент}} = 0,3 \dots 0,7 \text{ м}$.

Частоту обертання вала вентилятора визначають за формулою, об/хв.:

$$n = \frac{60 \cdot U}{\pi \cdot D_{\text{вент}}}, \quad (52)$$

де $U = 80 \dots 125 \text{ м/с}$ – колова швидкість кінця лопасті робочого колеса вентилятора.

Потужність, що витрачається на привід вентилятора визначають за формулою, кВт:

$$N_{\text{вент}} = \frac{V_{\text{в}} \cdot P_{\text{тр}}}{\eta_{\text{вент}} \cdot 10^3}, \quad (53)$$

де $P_{\text{тр}} = 800 \dots 1000 \text{ Н/м}^2$ – опір повітряного тракту;

$\eta_{\text{вент}}$ – ККД вентилятора з литими лопастями:

- для клапанних лопастей $\eta_{\text{вент}} = 0,3 \dots 0,4$;
- для литих $\eta_{\text{вент}} = 0,3 \dots 0,4$.

Звичайно $N_{\text{вент}} = (0,07 \dots 0,14) N_{\text{е ном}}, \text{ кВт}$.

ЛІТЕРАТУРА

1. Анісімов В.Ф., Дмитрієва А.В., Севостьянов С.М. Тепловий та динамічний розрахунок автомобільних двигунів. Навчальний посібник.- Вінниця, 2009 – 130с.
2. Навчальний посібник до виконання курсового проекту з дисципліни «Автомобільні двигуни» для студентів бакалаврату спеціальності 6.090258 «Автомобілі та автомобільне господарство»
3. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов./ А. И. Колчин, В. П. Демидов – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Высш. шк., – 496 с.: ил.
4. Сапон Н.С., Савчинский И.Г., Дупляк О.В. Методические указания к выполнению контрольной работы и курсового проекта по дисциплине «Автомобильные двигатели».- Винница: ВПИ, 1988. – 43с.
5. Сапон Н.С., Савчинский И.Г., Кожемяка Ю.В. Методические указания к расчету основных деталей, механизмов и систем двигателя в курсовом проекте по дисциплине «Автомобильные двигатели».- Винница: ВПИ, 1988.
6. Анісімов В. Ф. Конструкція і розрахунок автомобільних і тракторних двигунів: Навчальний посібник / В. Ф. Анісімов, І. Г. Савчинський. – Вінниця: ВДГУ, 2001. – 90 с.
7. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / Колчин А. И., Демидов В. П. – М.: Высш. шк., 2003. – 496 с.
8. Хачиян А. С. Двигатели внутреннего сгорания. / А. С. Хачиян, К. А. Морозов; под ред. В. Н. Луканина, в 3-х кн. – М.: Высш. шк., 2005.
9. Автотракторные двигатели: Учебник. Под ред. М.С.Ховаха – 2-е изд.: М. Машиностроение, 1977.
10. Двигатели внутреннего сгорания: Учебник. Под ред. В.Н.Луканина: - 4-е изд. М: Высшая школа, 1984.
11. Конструкция и расчет поршневых и комбинированных двигателей /Орлин А. С., Вырубов Д. Н., Круглов М. Г. и др. – М.: Машиностроение, 1992. – 464 с.
12. Николаенко А. В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей / А. В. Николаенко. – М.: Колос, 1984. – 336 с.

Інструктивно-методичне видання

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
для виконання практичних робіт з дисципліни
“АВТОМОБІЛЬНІ ДВИГУНИ”
для студентів усіх форм навчання
напряму підготовки 6.070106 – Автомобільний транспорт

Редактор В. Дружиніна
Коректор

Укладачі : Андрій Павлович Поляков
Сергій Миколайович Севостьянов

Оригінал-макет підготовлено С. М. Севостьяновим

Підписано до друку
Формат 29,7×42 ¼ . Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman
Друк різнографічний Ум. друк. арк.
Наклад прим. Зам. №

Вінницький національний технічний університет,
навчально-методичний відділ ВНТУ.
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95.
ВНТУ, к. 2201.
Тел. (0432) 59-87-36.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи,
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.

Віддруковано у Вінницькому національному технічному університеті
в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі.
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95.
ВНТУ, ГНК, к. 114.
Тел. (0432) 59-87-38.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи,
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.