

## АНАЛІЗ НАВАНТАЖЕНОСТІ ОПОРНИХ ШИЙОК КОЛІНЧАСТИХ ВАЛІВ АВТОМОБІЛЬНИХ ДВИГУНІВ ТА МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ ЕКСТРЕМАЛЬНИХ ОБЕРТОВИХ МОМЕНТІВ, ЩО ДІЮТЬ НА НИХ

© Нікіпчук С.В., Коцюмбас О.Й., 2007

**Розглянуто питання пошуку спрощеного способу розрахунку екстремальних моментів, що діють на опорні шийки хитневого механізму автомобільного двигуна. Запропоновані варіанти розрахункових формул для найпоширеніших автомобільних двигунів**

**Questions of searching of the simplified expedient of calculation of the extreme moments effecting radical pins of the connecting rod gear of an automobile engine are considered. Alternatives of design formulas for most often used automobile engines are offered.**

**Постановка проблеми.** Під час класичного розрахунку деталей автомобільних двигунів на міцність потрібно здійснити громіздкі та трудомісткі попередні розрахунки. А це не завжди доречно для виконання перевірних, наближених, попередніх, оцінних тощо подібних розрахунків.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Класичний розрахунок поршневих автомобільних двигунів внутрішнього згорання, як описано у фаховій літературі [1–4], складається з трьох основних частин: теплового, динамічного розрахунків та конструювання і розрахунку механізмів та систем двигуна. Результати перших двох етапів використовують як вихідні дані для розрахунку на міцність деталей механізмів двигунів. Зокрема, для розрахунку опорних шийок колінчастого вала необхідні значення максимального та мінімального обертового моментів, що діють на найбільше навантажену опорну шийку. Далі застосовують розрахунок на втомну міцність [1, 2].

**Мета досліджень.** З метою уникнення громіздких теплового та динамічного розрахунків двигуна автори поставили за мету за допомогою аналізу сучасних методик розрахунку двигунів виробити альтернативний метод пошуку екстремальних моментів найбільше навантаженої опорної шийки для отримання вихідних даних розрахунку опорних шийок колінчастих валів автомобільних двигунів на втомну міцність.

**Основний матеріал.** Для викладення основного матеріалу статті застосуємо такі позначення [1]:  $A_{\text{п}}$  – робоча площа поршня;  $\varepsilon$  – ступінь стиску двигуна;  $R = OA$  – радіус коліна (рис. 1);  $L$  – довжина хитня;  $\lambda_x = R/L$  – кінематичний параметр хитневого механізму;  $p$  – тиск газів у циліндрі;  $p_0 \approx 0,1$  МПа – тиск у доквіллі;  $F_{\text{Г}} = (p - p_0)A_{\text{п}}$  – сила тиску газів у циліндрі;  $m_J = m_{\text{п}} + m_x l_{\text{хц}} / L$  – маса рухомих частин хитневого механізму, що рухаються зворотно-поступально;  $m_{\text{п}}$  – маса поршня;  $m_x$  – маса хитня;  $l_{\text{хц}} = AC$  – відстань від центра мас хитневої шийки до центра мас хитня  $C$ ,  $l_{\text{хц}} = (0,18 \dots 0,32)L$ ;  $\varphi$  – поточний кут повороту коліна вала;  $\omega$  – кутова швидкість коліна (в динамічному розрахунку для спрощення приймають  $\omega = \text{const}$ );  $\overline{F_J}$  – сила інерції мас, що рухаються зворотно-поступально;

$$F_J = -m_J \omega^2 R (\cos \varphi + \lambda_x \cos 2\varphi). \quad (1)$$

Тоді сумарна сила, що діє на поршневу групу

$$\overline{F} = \overline{F}_r + \overline{F}_j . \quad (2)$$

Тангенційну силу, що продукує індикаторний обертовий момент  $T_i$  на одному коліні, знайдемо із співвідношення

$$F_T = F \sin \varphi \left( 1 + \frac{\lambda_x \cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda_x^2 \sin^2 \varphi}} \right), \quad (3)$$

а

$$T_i = F_T R . \quad (4)$$

Внаслідок теплового розрахунку отримують значення площі поршня, радіуса коліна (ступінь стиску  $\varepsilon$  та параметр  $\lambda_x$  зазвичай задають у завданні), а також залежність величини тиску газів від кута повороту колінчастого вала  $p_r(\varphi)$  у вигляді індикаторної діаграми. У динамічному розрахунку отримують індикаторний обертовий момент одного циліндра  $T_i(\varphi)$ .

Для визначення екстремальних значень обертового моменту на найбільше навантаженій опорній шийці зазвичай застосовують методу додавання (аналітичним чи графічним способом) індикаторних моментів всіх циліндрів з урахуванням порядку їхньої роботи, тобто з урахуванням фазових кутів зміщення робочих процесів у циліндрах.

Значення моменту на кожній наступній опорній шийці обчислюють із виразу для рядних двигунів

$$T_{\text{ош}(i+1)} = T_{\text{ош}i} + T_{\text{ц}i}, \quad (5)$$

для У-подібних двигунів

$$T_{\text{ош}(i+1)} = T_{\text{ош}i} + T_{\text{цЛ}i} + T_{\text{цП}i}, \quad (6)$$

де  $T_{\text{ош}i}$  – значення індикаторного моменту, що навантажує  $i$ -ту опорну шийку;  $T_{\text{ц}i}$  – значення індикаторного моменту від  $i$ -го циліндра; індексами Л і П позначено циліндри лівого та правого рядів циліндрів у У-подібних двигунах.

На рис.2 показано схему визначення індикаторного моменту на опорних шийках колінчастого вала У-подібного двигуна. У рядного двигуна на хитневій шийці знаходиться лише один хитень, тому значення моменту на одному коліні визначається лише моментом  $T_{\text{ц}i}$ . За даними отриманих розрахунків визначають найбільше навантажену опорну шийку, враховуючи міркування

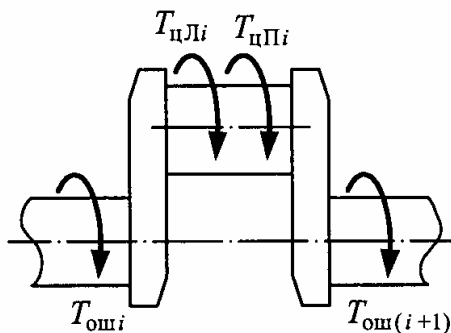


Рис. 2. Схема визначення індикаторних моментів на опорних шийках колінчастого вала двигуна

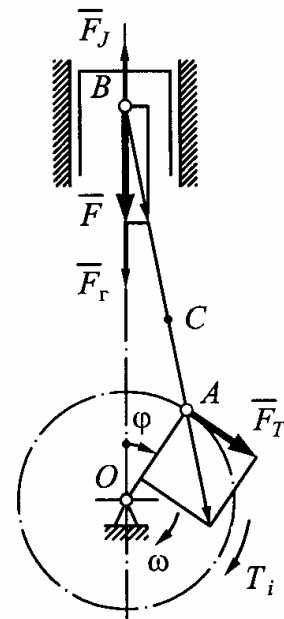


Рис. 1. Схема сил, що діють у хитневому механізмі двигуна

знаходження найбільшої різниці між максимальним і мінімальним значеннями моментів.

Для аналізу використовували теплові і динамічні розрахунки одного циліндра двигуна внутрішнього згорання при різних ступенях стиску з кроком  $\Delta\varepsilon=0,5$  для двигунів Отто та  $\Delta\varepsilon=1$  для дизелів. Окремо потрібно зазначити, що розрахунки, проведені для двигунів без наддування з усередненими значеннями коефіцієнта надлишку повітря  $\alpha=0,94\dots0,96$  для двигунів Отто та  $\alpha=1,4\dots1,45$  для дизелів. Решта параметрів змінювались у всьому можливому діапазоні для сучасних автомобільних двигунів, а саме: ступінь стиску  $\varepsilon=7\dots10,5$  (двигуни Отто),  $\varepsilon=14\dots21$  (двигуни Дизеля); номінальна

частота обертання колінчастого вала  $n=3500...6000 \text{ хв}^{-1}$  (двигуни Отто) та  $n=1200...4000 \text{ хв}^{-1}$  (двигуни Дизеля); параметр  $\lambda_x=0,24...0,31$ . Відносні зведені маси поршня  $m'_\Pi = m_\Pi / A_\Pi$  і хитня  $m'_x = m_x / A_\Pi$  змінювалися в межах, наведених в [2].

Потім розглядали таблиці індикаторних моментів на опорних шийках колінчастого вала двигуна для кожної досліджуваної схеми багатоциліндрових двигунів при зміні частоти обертання вала з кроком  $\Delta n=250 \text{ хв}^{-1}$ , параметра хитневого механізму з кроком  $\Delta \lambda_x=0,01$  і відносних зведених мас з кроком  $\Delta m'_\Pi = \Delta m'_x=50 \text{ кг/м}^2$ . Значення набігаючих моментів обчислювали через кожні  $15^\circ$  кута повороту  $\varphi_1$  коліна першого (для У-подібних двигунів –  $\varphi_{1Л}$  першого лівого) циліндра. Зменшувати крок зміни кута  $\Delta \varphi_1$  не доцільно. Вибірковий розрахунок кожної схеми при  $\Delta \varphi_1=1^\circ$  показав, що похибка не перевищує вказаних меж (2–3 %), а тригонометричні вирази для кутів, що не кратні  $15^\circ$ , надмірно ускладнюють виведення кінцевих розрахункових залежностей.

**Кути повороту коліна першого циліндра, що відповідають екстремуму набігаючих моментів на можливих найбільше навантажених опорних шийках**

Кількість циліндрів	Рядність	Тип двигуна	Номери шийок	$\varphi_1^\circ (\varphi_{1Л}^\circ)$ при $T_{\text{ош max}}$	$\varphi_1^\circ (\varphi_{1Л}^\circ)$ при $T_{\text{ош min}}$	Кут розвалу блока, град	Порядок роботи двигуна [1]
4	Р	Отто	4	675	45	—	1-2-4-3 або 1-3-4-2
			5	135	45		
		Дизель	2 <i>при <math>n \leq 2000 \text{ хв}^{-1}</math></i>	375	345		
			4	375 або 675	45		
			5 <i>при <math>n &gt; 2000 \text{ хв}^{-1}</math></i>	135	415		
6	Р	Отто	5	615 або 435	30	—	1-4-2-6-3-5 або 1-5-3-6-2-4 або 1-3-5-6-4-2
			6	210	30 або 150		
		Дизель	5	615 або 435	30 або 345		
			6	210	30 або 150		
6	У	Отто	3	135 або 675	270	120	1Л-3Л-2Л- -2П-1П-3П
		Дизель		135 або 675	270 або 585		
8	У	Отто, Дизель	3	465	615	90	1Л-1П-4Л- -2Л-2П- -3Л-3П-4П
12	У	Отто, Дизель	3	135	45	60, 120	1Л-6П-5Л-2П- -3Л-4П-6Л-1П- -2Л-5П-4Л-3П

Для дослідних схем колінчастого вала номери можливих найбільше навантажених опорних шийок і кути повороту  $\varphi_1$  ( $\varphi_{1Л}$  для У-подібних двигунів), що відповідають екстремальним значенням обертового моменту на цих шийках наведені в таблиці.

Зазначимо, що зміна порядку роботи 6, 8 і 12 циліндрових двигунів на іншій можливий змінює кути  $\varphi_1$ , але не змінює остаточний результат, оскільки в циліндрах, що розташовані від першої до найбільше навантаженої опорної шийки, відбуваються ті самі процеси, але в іншій послідовності. Виняток становлять 6- і 12-циліндрові У-подібні двигуни. Для шестициліндрових У-подібних двигунів з кутом розвалу 60 градусів (спалахи чергуються рівномірно через 120 град.) і 90 град. (спалахи чергуються нерівномірно – через 90 і 150 град.) і порядком роботи для обох випадків 1Л-1П-2Л-2П-3Л-3П спостерігаються дещо більші екстремальні значення набігаючих моментів, але не більше ніж на 10 %, тобто з певним наближенням для них можна використати виведені залежності. Те саме стосується 12-циліндрових двигунів з кутом розвалу 90 град.

Нехай  $n$  – номер ймовірно можливої найбільше навантаженої опорної шийки згідно з таблицею;  $\varphi_k$  – кут повороту коліна  $k$ -го циліндра при повороті першого циліндра на кут  $\varphi_1$  ( $\varphi_{1Л}$ ) відповідно до схеми колінчастого вала і порядку роботи циліндрів двигуна. Куту  $\varphi_k$  відповідає значення тиску в циліндрі  $p_{\varphi_k}$ . Максимальний набігаючий момент на зазначеній вище шийці позначимо як  $T_{u \max}$ , а мінімальний –  $T_{u \min}$ . У разі, коли в таблиці наведено значення двох можливих кутів максимуму (мінімуму), то можливі значення позначатимемо  $T_{u \max 1}$  та  $T_{u \max 2}$  ( $T_{u \min 1}$  та  $T_{u \min 2}$ ).

Для обчислення  $T_{u \max}$  ( $T_{u \min}$ ) для рядних двигунів необхідно додати індикаторні обертові моменти згідно з виразом (5), що розміщені між першою та  $n$ -ю опорною шийкою, а саме першою, другою, ...,  $(u-1)$ -ю. Для У-подібного двигуна додаються моменти всіх циліндрів лівого та правого рядів згідно з (6).

На основі даних таблиці, індикаторних діаграм при різних ступенях стиску і залежностей (1)–(4) отримані вирази екстремальних значень набігаючих моментів можна записати так:

$$T_{u \max(\min)} = \sum_{k=1}^{u-1} T_{ik} = \left[ A_{\Pi} \sum_{k=1}^{u-1} (p_{\varphi_k} - p_0) \sin \varphi_k \left( 1 + \frac{\lambda_x \cos \varphi_k}{\sqrt{1 - \lambda_x^2 \sin^2 \varphi_k}} \right) - m_J R \omega^2 \sum_{k=1}^{u-1} (\cos \varphi_k + \lambda_x \cos 2\varphi_k) \sin \varphi_k \left( 1 + \frac{\lambda_x \cos \varphi_k}{\sqrt{1 - \lambda_x^2 \sin^2 \varphi_k}} \right) \right] R.$$

Перший доданок в дужках є сумою проекцій сили тиску газів  $k$ -го циліндра на лінію дії сили  $F_{Tk}$  (див. рис. 1)  $k$ -го коліна, а другий – сумою проекцій сили інерції в  $k$ -му циліндрі на цю саму лінію.

При прийнятих значеннях коефіцієнтів надлишку повітря перший доданок для кожної схеми колінвала залежить від ступеня стиску  $\varepsilon$  і параметра  $\lambda_x$ , а другий – лише від  $\lambda_x$ .

Позначимо

$$\sum_{k=1}^{u-1} (p_{\varphi_k} - p_0) \sin \varphi_k \left( 1 + \frac{\lambda_x \cos \varphi_k}{\sqrt{1 - \lambda_x^2 \sin^2 \varphi_k}} \right) = p_{\Sigma}(\varepsilon; \lambda_x);$$

$$- \sum_{k=1}^{u-1} (\cos \varphi_k + \lambda_x \cos 2\varphi_k) \sin \varphi_k \left( 1 + \frac{\lambda_x \cos \varphi_k}{\sqrt{1 - \lambda_x^2 \sin^2 \varphi_k}} \right) = f_{\Sigma}(\lambda_x).$$

Тоді всі залежності екстремумів набігаючих моментів матимуть вигляд

$$T_{u \max(\min)} = \left[ p_{\Sigma}(\varepsilon; \lambda_x) A_{\Pi} + f_{\Sigma}(\lambda_x) m_J R \omega^2 \right] R. \quad (7)$$

При обчисленні  $p_{\Sigma}$  прийняті згідно з методикою [2, 3] усереднені значення: для процесу впуску

$$0 \leq \varphi_k \leq 180^\circ; \quad p_{\varphi_k} = \text{const};$$

$$p_{\varphi k} = 0,082 \text{ МПа (двигуни Отто),}$$

$$p_{\varphi k} = 0,093 \text{ МПа (двигуни Дизеля),}$$

для процесу випуску

$$540^\circ \leq \varphi_k \leq 720^\circ; p_{\varphi k} = \text{const};$$

$$p_{\varphi k} = 0,115 \text{ МПа (двигуни Отто),}$$

$$p_{\varphi k} = 0,117 \text{ МПа (двигуни Дизеля).}$$

Для прийняття величин  $p_{\varphi k}$  на лініях стиску ( $180^\circ \leq \varphi_k \leq 360^\circ$ ) та розширення ( $360^\circ \leq \varphi_k \leq 540^\circ$ ) розглядали значення тиску в необхідних точках при вказаних значеннях  $\varepsilon$  і  $\lambda_x$ . Якщо тиск  $p_{\varphi k}$  змінювався в невеликих межах (до 3%), то приймалося середнє значення. Наприклад, для чотирициліндрового двигуна Отто при знаходженні  $T_{4 \max}$   $\varphi_1 = 675$  град. (випуск),  $\varphi_2 = 495$  град. (розширення),  $\varphi_3 = 135$  град. (впуск). Тоді  $p_{675^\circ} = 0,115$  МПа,  $p_{135^\circ} = 0,082$  МПа. Найбільше значення  $p_{495^\circ} = 0,481$  МПа, спостерігається при  $\varepsilon = 7$  і  $\lambda_x = 0,24$ , найменше  $p_{495^\circ} = 0,471$  МПа – при  $\varepsilon = 10,5$  і  $\lambda_x = 0,31$  (згідно з тепловими розрахунками).

Зрозуміло, що з похибкою 1% можна прийняти середнє значення  $p_{495^\circ} = 0,476$  МПа.

В іншому випадку виводились лінійні залежності  $p_{\varphi k}(\varepsilon)$ ,  $p_{\varphi k}(\lambda_x)$  або їх добуток, які забезпечували потрібну точність.

Окремо потрібно розглянути значення  $p_{375^\circ}$ . Для двигунів Отто вважалось, що при  $\varphi_k = 375^\circ$  в  $k$ -му циліндрі досягається максимальний дійсний тиск згоряння

$$p_{375^\circ} = p_{zd} = 0,85 p_z,$$

де  $p_z$  – максимальний теоретичний тиск згоряння, який при вказаних значеннях коефіцієнта надлишку повітря можна прийняти

$$p_{zd} = 0,9\varepsilon - 1,5 \text{ [МПа]}.$$

Для дизелів при  $\varphi_k = 375^\circ$  і ступенях стиску  $\varepsilon < 16,4$  відбувається процес попереднього розширення при сталому тиску

$$p_{375^\circ} = p_{zd} = 0,5\varepsilon \text{ [МПа]},$$

а при  $\varepsilon \geq 16,4$  – процес подальшого розширення вздовж лінії політропного розширення, з достатньою точністю можна прийняти залежність

$$p_{375^\circ} = 0,35\varepsilon + 2,45 \text{ [МПа]}.$$

Зрештою, відповідно до кількості циліндрів, рядності і типу робочого процесу двигуна наводяться формули для всіх опорних шийок двигуна, що можуть бути найбільше навантаженими. Позначення  $T_{u \max}$  ( $T_{u \min}$ ) свідчить про те, що на  $u$ -й опорній шийці максимальний (мінімальний) набігаючий момент визначається однозначно. У випадку двох формул для максимуму (мінімуму) набігаючого моменту  $T_{u \max 1}$ ,  $T_{u \max 2}$  ( $T_{u \min 1}$ ,  $T_{u \min 2}$ ) вибирається більше значення  $T_{u \max} = \max(T_{u \max 1}; T_{u \max 2})$  (менше  $T_{u \min} = \min(T_{u \min 1}; T_{u \min 2})$  для мінімуму). Якщо наведені вирази для двох опорних шийок з номерами  $u$  та  $v$ , то для кожної з них обчислюється різниця  $\Delta T_u = T_{u \max} - T_{u \min}$ ,  $\Delta T_v = T_{v \max} - T_{v \min}$ . Найбільше навантаженою вважається шийка з найбільшою різницею  $\Delta T$ , значення найбільшого і найменшого набігаючих моментів на цій шийці приймаються як  $T_{\text{ош max}}$  і  $T_{\text{ош min}}$  для розрахунку опорної шийки на втомну міцність.

Для 12-циліндрових У-подібних двигунів Отто

$$T_{\text{ош max}} = T_{3\text{max}} = \left( (0,33 p_{\text{зд}} + 0,87) A_{\text{п}} + 0,585 m_J \omega^2 R \right) R,$$

$$T_{\text{ош min}} = T_{3\text{min}} = - \left( (0,05 \varepsilon + 0,11) A_{\text{п}} + 0,585 m_J \omega^2 R \right) R,$$

для двигунів Дизеля

$$T_{\text{ош max}} = T_{3\text{max}} = \left( (0,33 p_{375^\circ} + 0,745) A_{\text{п}} + 0,585 m_J \omega^2 R \right) R;$$

$$T_{\text{ош min}} = T_{3\text{min}} = - \left( (0,058 \varepsilon + 0,155) A_{\text{п}} + 0,585 m_J \omega^2 R \right) R.$$

Для 8-циліндрових У-подібних двигунів Отто

$$T_{\text{ош max}} = T_{3\text{max}} = \left( (0,33 p_{\text{зд}} + 0,414) A_{\text{п}} + (\lambda_x + 0,081) m_J \omega^2 R \right) R;$$

$$T_{\text{ош min}} = T_{3\text{min}} = - \left( 0,05 \varepsilon A_{\text{п}} + (\lambda_x + 0,081) m_J \omega^2 R \right) R,$$

для дизеля

$$T_{\text{ош max}} = T_{3\text{max}} = \left( (0,33 p_{375^\circ} + 0,324) A_{\text{п}} + (\lambda_x + 0,081) m_J \omega^2 R \right) R;$$

$$T_{\text{ош min}} = T_{3\text{min}} = - \left( 0,058 \varepsilon A_{\text{п}} + (\lambda_x + 0,081) m_J \omega^2 R \right) R.$$

Для 6-циліндрових У-подібних двигунів на третій шийці максимум (для дизелів і максимум, і мінімум див. табл. 1) вибирають з двох значень, для двигунів Отто

$$T_{3\text{max}1} = \left( (0,33 p_{\text{зд}} + 0,156) A_{\text{п}} + (0,5055 - 1,975 \lambda_x) m_J \omega^2 R \right) R; \quad (8)$$

$$T_{3\text{max}2} = \left( 0,64 A_{\text{п}} + (0,4915 + 1,99 \lambda_x) m_J \omega^2 R \right) R; \quad (9)$$

$$T_{3\text{min}} = \left( 0,045 A_{\text{п}} - 3,258 \lambda_x m_J \omega^2 R \right) R, \quad (10)$$

для двигунів дизеля

$$T_{3\text{max}1} = \left( (0,33 p_{375^\circ} + 0,104) A_{\text{п}} + (0,5055 - 1,975 \lambda_x) m_J \omega^2 R \right) R; \quad (11)$$

$$T_{3\text{max}2} = \left( 0,3 A_{\text{п}} + (0,4915 + 1,99 \lambda_x) m_J \omega^2 R \right) R; \quad (12)$$

$$T_{3\text{min}1} = - \left( 0,02 A_{\text{п}} + 3,258 \lambda_x m_J \omega^2 R \right) R; \quad (13)$$

$$T_{3\text{min}2} = - \left( 0,058 \varepsilon A_{\text{п}} + (0,5055 - 1,975 \lambda_x) m_J \omega^2 R \right) R. \quad (14)$$

Для 6-циліндрових рядних двигунів найбільше навантаженою може бути п'ята або шоста опорна шийка (див. таблицю). Для п'ятої шийки використовуються відповідні формули (8)–(14) для третьої шийки шестициліндрового У-подібного двигуна із зміною індексу  $u$  з 3 на 5. Максимальні і мінімальні набігаючі моменти шостої шийки

для двигунів Отто

$$T_{6\text{max}} = \left( 0,2 A_{\text{п}} + (0,433 + 3,95 \lambda_x) m_J \omega^2 R \right) R;$$

$$T_{6\text{min}1} = \left( 0,038 A_{\text{п}} + (0,433 - 3,825 \lambda_x) m_J \omega^2 R \right) R;$$

$$T_{6\text{min}2} = \left( ((0,485 + 0,13 \varepsilon)(1 + 0,875 \lambda_x) - 0,09) A_{\text{п}} - (0,433 + 3,95 \lambda_x) m_J \omega^2 R \right) R,$$

для двигунів дизеля

$$T_{6\text{max}} = \left( -0,31 A_{\text{п}} + (0,433 + 3,95 \lambda_x) m_J \omega^2 R \right) R;$$

$$T_{6\text{min}1} = \left( -0,021 A_{\text{п}} + (0,433 - 3,825 \lambda_x) m_J \omega^2 R \right) R;$$

$$T_{6\text{min}2} = \left( ((1,15 + 0,05 \varepsilon)(1 + 0,875 \lambda_x) - 0,114) A_{\text{п}} - (0,433 + 3,95 \lambda_x) m_J \omega^2 R \right) R.$$

Для чотирициліндрових рядних двигунів Отто (четверта і п'ята опорні шийки)

$$T_{4\text{max}} = \left( 0,195 A_{\text{п}} + 1,41 m_J \omega^2 R \right) R;$$

$$T_{4\text{min}} = - \left( 0,021 A_{\text{п}} + 1,41 m_J \omega^2 R \right) R;$$

$$T_{5\max} = (-0,13 A_{\Pi} + 2 m_J \omega^2 R)R ;$$

$$T_{5\min} = ((0,915 + 0,085\varepsilon)A_{\Pi} - 2 m_J \omega^2 R)R .$$

Для чотирициліндрових рядних двигунів Дизеля при  $n < 2200 \text{ хв}^{-1}$  розглядаються друга і четверта опорні шийки, а при  $n > 2200 \text{ хв}^{-1}$  - четверта і п'ята опорні шийки, причому на четвертій шийці максимум вибирається з двох значень

$$T_{2\max} = ((0,33 p_{375^\circ} - 0,033) A_{\Pi} - (0,2325 + 0,59 \lambda_x) m_J \omega^2 R)R ; \quad (15)$$

$$T_{2\min} = ((-0,058\varepsilon + 0,033) A_{\Pi} + (0,2325 + 0,59 \lambda_x) m_J \omega^2 R)R ; \quad (16)$$

$$T_{4\max 1} = ((0,33 p_{375^\circ} - 0,033) A_{\Pi} - 0,67 m_J \omega^2 R)R ;$$

$$T_{4\max 2} = (0,138 A_{\Pi} + 1,41 m_J \omega^2 R)R ;$$

$$T_{4\min} = -(0,02 A_{\Pi} + 1,41 m_J \omega^2 R)R ;$$

$$T_{5\max} = (-0,376 A_{\Pi} + 2 m_J \omega^2 R)R ;$$

$$T_{5\min} = (1,728 A_{\Pi} - 2 m_J \omega^2 R)R .$$

Для дво- і трициліндрових рядних двигунів кути  $\varphi_1$  поки що не знайдені. Для трициліндрових двигунів встановлено, що з точністю до 5 % можна застосовувати формули (8)–(14) екстремальних значень набігаючих моментів шестициліндрового У-подібного двигуна.

Формули для двоциліндрових двигунів виведені з міркувань, що вони мають вигляд (7).

Очевидно, що вирази (15), (16) екстремумів набігаючих моментів на другій опорній шийці дизелів чинні.

Оскільки шийки колінчастого вала двоциліндрового двигуна лежать в одній площині (як і у чотирициліндрового двигуна), то екстремуми на третій шийці порівнювались з екстремумами на четвертій шийці чотирициліндрового двигуна. Значення  $f_{\Sigma}(\lambda_x)$  знайдене за допомогою аналізу впливу зміни частоти  $n$  обертання на екстремуми набігаючих моментів третьої шийки, а значення  $p_{\Sigma}$  – в припущенні, що  $m_J = 0$ .

Отже, для двоциліндрових рядних двигунів Отто

$$T_{\text{ош max}} = T_{3\max} = (0,41 A_{\Pi} + 0,96 m_J \omega^2 R)R ;$$

$$T_{\text{ош min}} = T_{3\min} = -(0,013 A_{\Pi} + 0,96 m_J \omega^2 R)R ,$$

Для двоциліндрових рядних двигунів Дизеля використовуються формули (15), (16), а також

$$T_{3\max 1} = ((0,33 p_{375^\circ} - 0,033) A_{\Pi} - (0,465 + 1,18 \lambda_x) m_J \omega^2 R)R ;$$

$$T_{3\max 2} = (0,3 A_{\Pi} + 0,96 m_J \omega^2 R)R ;$$

$$T_{3\min} = -(0,013 A_{\Pi} + 0,96 m_J \omega^2 R)R .$$

**Висновки.** Запропонована авторами методика знаходження екстремальних значень моментів, що навантажують опорні шийки колінчастого вала двигунів, дає можливість уникнути громіздких та тривалих розрахунків, а, отже, швидко та просто здійснювати попередні та перевірні розрахунки, а також розрахунки колінчастого вала автомобільного двигуна у разі відсутності теплового і динамічного розрахунку. Дані з таблиці придатні для продовження досліджень з метою отримання залежностей з урахуванням розширення діапазону зміни коефіцієнта надлишку повітря  $\alpha$  і з застосуванням наддування.

Принадібно зауважимо, що у формулах для визначення  $T_{u(v) \max(\min)}$  множники  $f_{\Sigma}$  вже знайдені, потрібне уточнення множників  $p_{\Sigma}$ . Заслужує уваги розгляд колінчастих валів п'яти- і десятициліндрових двигунів. Для багатоциліндрових двигунів ( $i > 6$ ) переваги методики очевидні: замість громіздкої таблиці набігаючих моментів, навіть отриманої завдяки машинним засобам,

краще застосовувати лише дві розрахункові залежності. Окрім того, значення  $T_{u \max}$  і  $T_{u \min}$  використовуються для обчислення екстремальних значень обертових моментів, що навантажують хитневі шийки.

1. Гацук П.М., Миськів Т.Г., Нікіпчук С.В. *Автомобільні двигуни. Тепловий та динамічний розрахунок: Навч. посібник*. – Львів: Українські технології, 2006. – 144 с. 2. Колчин А.И., Демидов В.П. *Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие*. – 3-е изд. – М.: Высш. шк., 2002. – 496 с. 3. *Автомобильные двигатели* / Под. ред. М.С. Ховаха. – 2-е изд. – М.: Машиностроение, 1977. – 591 с. 4. Абрамчук С.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І. *Автомобільні двигуни: Підручник*. – К.: Арістей, 2005. – 476 с.

УДК 622.242:534-16

Є.В. Харченко, А.В. Гутий

Національний університет “Львівська політехніка”,  
кафедра опору матеріалів

## **ОБГРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРОЦЕСУ ВИВІЛЬНЕННЯ ПРИХОПЛЕНОЇ КОЛОНИ ТРУБ ЗА ДОПОМОГОЮ ГІДРАВЛІЧНОГО УДАРНОГО МЕХАНІЗМУ**

© Харченко Є. В., Гутий А. В., 2007

**Обгрунтовані раціональні параметри процесу вивільнення прихопленої колони бурильних труб за допомогою підйимальної системи та гідравлічного ударного механізму. Побудовані часові залежності сили у поперечному перерізі колони в місці її з'єднання з бойком гідравлічного ударного механізму, а також залежності максимальної сили взаємодії бойка з корпусом гідравлічного ударного механізму на початковій стадії удару та на першому періоді коливань цієї сили від ходу бойка.**

**In article are motivated rational parameters of process of freeing of the grabbed column of boring pipes by the cargo handling system and hydraulic shock mechanism. Built sentinel dependences of force in the transversal cut of column in the place of connection of column with the firing-pin of hydraulic shock mechanism, dependences of force of co-operation of firing-pin with the corps of hydraulic shock mechanism on the initial stage of blow and on the first period of vibrations of this force from motion of firing-pin for a boring column with the different transversal cuts of pipes.**

**Аналіз відомих досліджень і постановка задачі.** Прихоплення колони бурильних труб є найпоширенішими і найскладнішими аваріями, що виникають під час буріння нафтогазових свердловин. Для вивільнення прихопленої колони труб широко застосовують гідравлічні ударні механізми [1, 5]. Їх встановлюють над зоною прихоплення, після чого, використовуючи енергію приводу або потоку промивальної рідини, наносять удари по нижній частині колони з прихопленою ділянкою.

Ефективність роботи гідравлічного ударного механізму істотно залежить від таких чинників, як маса і хід бойка, сила і умови спрацювання механізму, довжина і площа поперечного перерізу колони, режим роботи приводу або циркуляційної системи бурової установки тощо. Раціональний добір конструктивних і експлуатаційних параметрів гідравлічних ударних механізмів можна здійснювати лише на основі детального аналізу динамічних процесів, що виникають під час їхньої роботи.