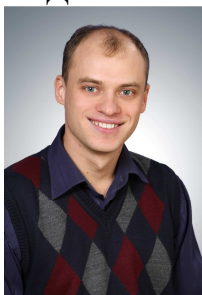
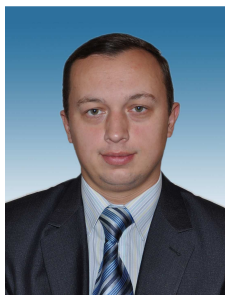


УДК 685.1



С.О. Якушенко
викладач Херсонського
політехнічного коледжу
Одеського
національного
політехнічного
університету
e-mail:
Yakushenkosa82@mail.ru



П.С. Носов
к.т.н, викладач
Херсонського
політехнічного коледжу,
Одеського національного
політехнічного
університету
e-mail: nopas@bk.ru

ПРОЕКТНІ РОЗРАХУНКИ ТА 3D МОДЕЛЮВАННЯ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ У САПР DELCAM POWERSHAPE

С.О. Якушенко, П.С. Носов. Прое-
ктні розрахунки та 3D моделювання
двигунів внутрішнього згоряння у САПР
Delcam PowerShape 2013. Розглянуто пи-
тання застосування систем автоматизовано-
го проектування Delcam PowerShape під час
створення моделі прототипу двигунів внут-
рішнього згоряння.

S.O. Yakushenko, P.S. Nosov. Design
calculations and 3D modeling of internal com-
bustion engines in CAD Delcam PowerShape
2013. Considered nuto question of the application
of automated design tyzovanoho Delcam Power-
Shape when creating a prototype model of internal
combustion engines.

Вступ. У наш час для проектування двигунів внутрішнього згоряння широко застосовують системи автоматизованого проектування (САПР), які розгалужено на модулі *CAD* (комп'ютерне конструювання й оформлення конструкторської документації) і *CAM* (автоматизована підготовка виробництва) [1 - 3]. Серед багатьох сучасних систем автоматизованого проектування можна виділити найбільш розповсюджені у автомобілебудуванні, такі як: Autodesk AutoCAD, Autodesk Inventor, SolidWorks, Ansys Workbench Cad і Компас АСКОН. Але головною проблемою є те, що представлені програмні продукти застосовують лише відокремлені модулі *CAD* або *CAM*, що значно звужує їх виробничу ефективність. На відміну від зазначених САПР, на ринку ІТ технологій з'являються продукти сімейства Delcam pls, що мають інтеграцію *CAD/CAM* у рамках власних програмних розробках, таких як: Delcam PowerSHAPE, Delcam CopyCAD, Delcam PowerMILL, Delcam PowerINSPECT та Delcam FeatureCAM.

У результаті такої інтеграції багато відомих автомобільних компаній впровадили використання програмних продуктів сімейства Delcam pls у виробництво складових автомобілів, а саме: BMW Rover Group, Ford, Hyundai, Lotus, Mercedes-Benz, Nissan, Toyota, Volkswagen та інші.

Значною перевагою системи PowerSHAPE є реалізація концепції Total Modeling, що дозволяє в єдиному середовищі комбінувати різні техніки моделювання: каркасне, суцільне, поверхнєве, тріангульоване і рельєфне. Це дає інженеру достатню свободу дій для конструювання. У свою чергу, САПР Delcam FeatureCAM і PowerMILL має високотехнологічний інструментарій для розробки керуючих програм для сучасних верстатів з ЧПК.

Виходячи із вищезазначеного можна дійти висновку, що велику увагу на застосування САПР систем заслуговує саме продукція компанії Delcam pl. Отже у статті буде розглянуто механізми 3D моделювання деталей конструкції прототипу двигуна за допомогою Delcam PowerShape.

Матеріал і результати дослідження.

Основною метою проектування прототипу двигуна є підвищення потужності не змінюючи габаритних розмірів корпусних конструкцій оригіналу. Проектування двигуна передбачається проводити на базі автомобіля Chrysler-Caravan, що має чотирициліндрову рядну конструкцію.

Для забезпечення поставлених вимог необхідно виконати відповідні конструкторські етапи проектування, що передбачають концепції системного підходу [4]. Так у ході проектування після виконання ескізного й технічного проектів було виконано розрахунки на міцність, у першу чергу тепло навантажених деталей. При оцінці надійності двигуна застосовувався метод визначення коефіцієнтів запасу міцності. Все це враховано при складанні технічного завдання на проектування прототипу двигуна.

Проектування 3D моделі починається з вивчення вимог споживачів автомобільного транспорту, а саме з позицій збільшення потужності двигуна зі збереженням витрати палива [5].

При цьому визначимо вимоги, пропоновані до автомобільного двигуна при його проектуванні:

1. Економічність на всіх режимах роботи (невелика питома витрата палива).
2. Крутний момент на валу двигуна або потужність, швидке підвищення частоти обертання, швидкий запуск.
3. Висока питома потужність і малі габарити.
4. Зручність експлуатації і простота технічного обслуговування.
5. Низька токсичність відроблених газів.

Отже основним завданням проектування є знаходження оптимального конструкторського рішення. Розрахункова частина проекту визначає параметри поршня, шатуна та колінчатого вала, тобто тих складових двигуна, які є найбільш навантаженими та сприймають найбільші теплові та динамічні

навантаження.

Розрахунок основних параметрів поршня (рис. 1).

Зі збільшенням діаметра поршня підвищується ефективний ККД, але підвищується навантаження на кривошипно-шатунний механізм і підшипники [6].

Товщина днища поршня:

$$\delta = (0,06...0,10) \cdot D, \delta = 0,08 \cdot 89 = 7,12 \text{ мм}$$

Висота поршня:

$$H = (0,8...1,3) \cdot D = 89 \text{ мм}$$

Висота верхньої частини:

$$h_1 = (0,45...0,75) \cdot D, h_1 = 0,6 \cdot 89 = 53,4 \text{ мм}$$

Висота спідниці поршня:

$$h_c = (0,6...0,8) \cdot D, h_c = 0,7 \cdot 89 = 62,3 \text{ мм}$$

Відстань між торцями бобишок:

$$B = (0,3...0,5) \cdot D, B = 0,4 \cdot 89 = 35,6 \text{ мм}$$

Товщина стінки головки:

$$S = (0,05...0,1) \cdot D, S = 0,075 \cdot 89 = 6,675 \text{ мм}$$

Відстань до першої поршневої канавки:

$$e = 0,09 \cdot 89 = 8,01$$

Радіальна товщина кільця:

$$t_k = (0,040...0,045) \cdot D, t_k = 0,042 \cdot 89 = 3,74 \text{ мм}$$

Мастилоз'ємного:

$$t_o = (0,038...0,043) \cdot D, t_o = 0,041 \cdot 89 = 3,65 \text{ мм}$$

Різниця між величинами зазорів замка компресійного кільця у вільному й робочому стані:

$$A_o = (3,2...4,0) \cdot t_k, A_o = 3,6 \cdot 3,74 = 13,5 \text{ мм}$$

Внутрішній діаметр:

$$d_i = D - 2 \cdot (S + t + \Delta t), d_i = 89 - 2 \cdot (6,675 + 3,74 + 0,9) = 66,75 \text{ мм}$$

Зовнішній діаметр пальця:

$$d_{\Pi} = (0,20...0,28) \cdot D, d_{\Pi} = 0,28 \cdot 89 = 24,92 \text{ мм}$$

Внутрішній діаметр пальця:

$$d_B = (0,65...0,75) \cdot d_{\Pi}, d_B = 0,75 \cdot 24,92 = 18,69 \text{ мм}$$

Діаметр масляного каналу:

$$d_M = (0,30 \dots 0,50) \cdot a, \quad d_M = 0,4 \cdot 3 = 1,2 \text{ мм}$$

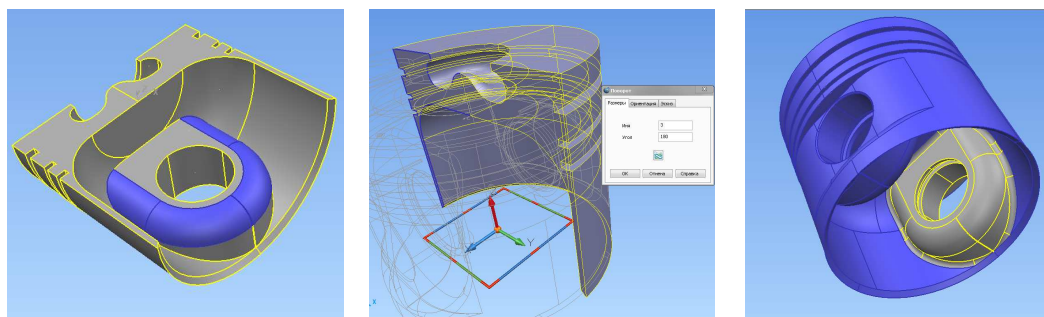


Рис. 1. Етапи моделювання геометрії поршня

Перевірочний розрахунок елементів поршня здійснюється без урахування змінних навантажень, величина яких враховується при встановленні відповідних допустимих напружень.

Напруження стиснення у перетині X – X поршня, МПа:

$$\sigma_{ст} = \frac{P_{zmax}}{F_{x-x}},$$

де P_{zmax} - максимальна стискаюча сила

F_{x-x} – напруження стиснення в перерізі x – x

$$P_{zmax} = P_z \cdot A_{\Pi} \cdot 10^{-4},$$

$$P_{zmax} = 5,628 \cdot 50,24 \cdot 10^{-4} = 0,035 \text{ МПа}$$

Для розрахунку напруження стиску ($\delta_{ст}$) у перетині X—X, ослаблені дренажними масляними канавками, визначаємо

Діаметр поршня по дну канавок під поршневі кільця, мм²:

$$d_K = D - 2 \cdot (t_K + \Delta t),$$

- компресійне

$$d_K = 80 - 2 \cdot (3,44 + 0,95) = 71,82 \text{ мм}^2$$

Площа повздовжнього діаметрального перерізу масляного каналу олив'язного кільця, мм²

$$A' = \left[\frac{d_K - d_i}{2} \right] \cdot d_M,$$

$$A' = \left[\frac{71,82 - 59,22}{2} \right] \cdot 1,25 = 7,9 \text{ мм}^2$$

Площа перерізу X—X, м²
 - оливоз'ємне

$$F_{x-x} = \left[\left(\frac{\pi}{4} \right) \cdot (d_k^2 - d_i^2) - n_M \cdot A' \right] \cdot 10^{-6},$$

$$F_{x-x} = \left[\left(\frac{3,14}{4} \right) \cdot (71,82^2 - 59,22^2) - 10 \cdot 7,9 \right] \cdot 10^{-6} = 0,0011 \text{ м}^2$$

$$\sigma_{ст} = \frac{0,035}{0,0011} = 31 \text{ МПа}$$

Для поршнів з алюмінієвих сплавів $\sigma_{ст} \leq [\sigma_{ст}] = 30 \dots 40 \text{ МПа}$.

Для визначення напруження розриву (δ_p) в перерізі X—X від дії сили інерції поступально рухомих мас в режимі максимальної частоти обертання холостого ходу $n_{x-x \text{ max.}} = 3465 \text{ хв}^{-1}$, масу головки поршня з кільцями, що розташовані вище перерізу X—X, приймаємо: $t_{x-x} = 0,5$, $T_n = 0,55 \text{ кг}$.

Максимальна кутова швидкість холостого ходу двигуна, рад/с:

$$\omega_{x-x \text{ max}} = \frac{\pi \cdot n_{x-x}}{30},$$

$$\omega_{x-x \text{ max}} = \frac{3,14 \cdot 3465}{30} = 363 \text{ рад/с}$$

тоді

Визначаємо силу інерції, МН:

$$P_j = m_{x-x} \cdot R \cdot \omega_{x-x \text{ max}}^2 \cdot (1 + \lambda) \cdot 10^{-6},$$

$$P_j = 0,55 \cdot 0,0435 \cdot 363^2 \cdot (1 + 0,24) \cdot 10^{-6} = 0,0039 \text{ МН}$$

Напруження розриву у перерізі X-X, Н/мм²:

$$\delta_p = \frac{P_j}{F_{x-x}},$$

$$\delta_p = \frac{0,0039}{0,0011} = 3,5 \text{ МПа}$$

Також при роботі двигуна температура потоку паливоповітряної суміші, що горить, охоплює днище поршня, та сильно змінюється від мінімальної під час пуску та прогрівання двигуна до максимальної на режимах найбільших навантажень. При цьому максимальну температуру має днище поршня, а мінімальну – юбка. Розподіл середньої температури під час роботи двигуна по висоті показано на рисунку 2а. З урахуванням такого розподілення температури на працюючому двигуні поршень по висоті виконується однією з наступних форм: ступінчастою (рис. 2б), конічною або

лекальною. Значна частина теплового потоку від днища та жарового поясу поршня відноситься у стінку циліндрів через поршневі кільця та тільки частина теплоти передається у бобишки, а потім і у юбку поршня. При цьому відвід теплоти від бобишок значно менше, чим від стінок юбки, які контактують зі стінками циліндра. У результаті по вісі бобишок поршень розширюється значно більше та стає овальним (рис. 2в).

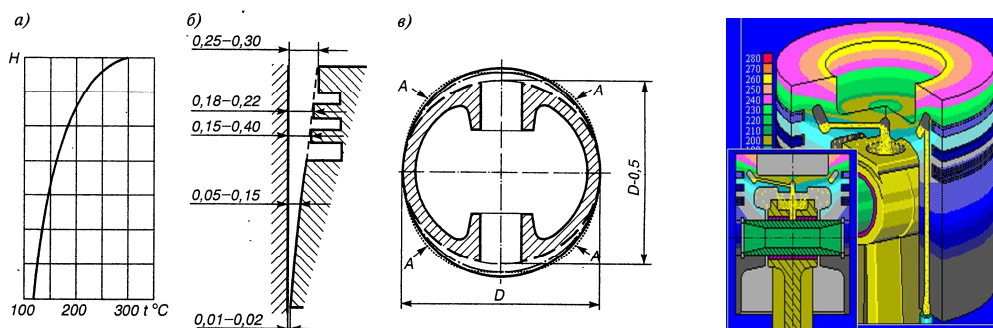


Рис. 2. Зміна температури по висоті поршня у зазорі між поршнем та дзеркалом циліндра у різних перерізах.

Основними тенденціями вдосконалення поршнів сучасних двигунів являється зниження їх масогабаритних параметрів, підвищення міцності та зносостійкості, а також зниження коефіцієнту лінійного розширення, що дуже важливо для отримання мінімального теплового зазору між поршнем та циліндром без заклинювання.

Поршні виготовляють в основному з алюмінієвих сплавів. В якості алюмінієвих сплавів використовувались евтектичні сплави алюмінію з кремнієм, вміст якого не перевищував 12 – 13%. Проте постійно зростаючий рівень форсування двигунів, особливо двигунів з турбонаддувом, потребував перехід на більш термоміцні матеріали для виготовлення поршнів. Зараз нові двигуни мають поршні, які виготовленні з заевтектичних сплавів алюмінію з кремнієм, вміст якого досягає 18 та більше відсотків. Для покращення фізико – механічних властивостей сплавів застосовуються їх легування нікелем, магнієм, міддю, хромом та спеціальні технології виливання та гарячої штамповки.

Найбільш загальними конструктивними та технологічними напрямками під час розробки поршнів сучасних двигунів являється [7]:

- зменшення відстані від днища поршня до вісі бобишок з метою зменшення висоти та маси двигуна;
- зменшення висоти юбки поршня та зниження маси за рахунок вирізів та мінімального навантаження місця (X – подібного поршня);
- нанесення на днище і верхню канавку поршня зносо- та термостійкого покриття, який перетворює поверхневий шар алюмінію на кераміку Al_2O_3 ;

- зниження теплового розширення поршня за рахунок заливки в його тіло сталених терморегулюючих вставок;
- покриття юбки поршня тонким (0,003...0,005 мм) шаром олова, свинцю або олов'яно – свинцевого сплаву з метою швидкого припрацювання, а також зменшенню тертя та зниження зношування;
- зменшення внутрішнього та зовнішнього діаметрів пальців;
- перехід на плаваючі пальці малою довжини з фіксацією шатуна від осевого переміщення в бобишках поршня;
- зниження висоти кілець;
- застосування спеціальних конструктивних та технологічних елементів, які покращують мащення та зменшують знос пари: поршень – циліндр.

Розрахунок основних параметрів шатуна.

При роботі двигуна шатун здійснює складний рух і зазнає дію перемінних газових та інерційних сил. У зв'язку з цим матеріал шатуна повинен мати високий опор усталеності, мінімальну масу при максимальній жорсткості і міцності.

Як матеріали для виготовлення шатунів бензинових двигунів використовують сталі 40Г,45Г2, 40Х, 40ХН, для шатунів дизельних двигунів леговані сталі 18ХНВА, 18ХНМА, 40ХНМА, для шатунів форсованих двигунів леговані сталі 18Х2Н4МА, 40ХН2МА та ін. Вихідна форма шатунам надається за допомогою гарячого штампування, що забезпечує напрям волокнам металу, який відповідає його зовнішньому контуру.

Проектування шатуна передбачає етапи побудови стрижня, поршневої й кривошипної голівок, шатунних болтів, кришки та ін. (Рис. 2.).

Довжина втулки шатуна:

$$l_{\text{вт}} = (0,28 \dots 0,32) \cdot D, l_{\text{вт}} = 0,28 \cdot 89 = 24,9 \text{ мм}$$

Внутрішній діаметр верхньої голівки шатуна:

$$d_{\text{г.в}} = (1,1 \dots 1,25) \cdot d_{\text{п}} = 28,9 \text{ мм}$$

Зовнішній діаметр верхньої голівки шатуна:

$$d_{\text{г.з}} = (1,25 \dots 1,65) \cdot d_{\text{п}} = 34,9 \text{ мм}$$

Розрахунок мінімальної висоти шатуна:

$$h_{\text{ш.мін}} = (0,5 \dots 0,55) \cdot d_{\text{г.з}} = 18,32 \text{ мм}$$

Розрахунок висоти шатуна:

$$h_{\text{ш}} = (1,2 \dots 1,4) \cdot h_{\text{ш.мін}} = 23,8 \text{ мм}$$

Розрахунок ширини стрижня шатуна:

$$b_{ш} = (0,5...0,6) \cdot l_{ш} = 15,7 \text{ мм}$$

Вибір ширини шатуна. Приймаємо $a_{ш} = t_{ш} = 3,2 \text{ мм}$

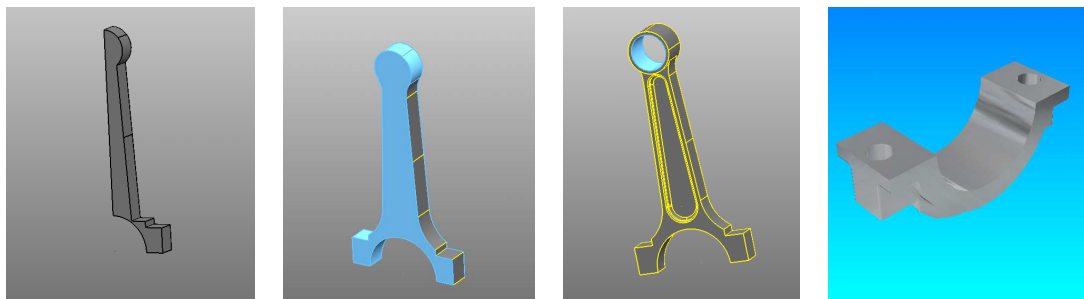


Рисунок 2. Створення моделі поршня

Розрахунок шатуна на міцність (рис. 3).

Напруга на розрив у верхній головці шатуна, МПа:

$$P_{j\max} = m_{п} \cdot \omega^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) \cdot A_{п} \cdot 10^{-7} = 0,056$$

$$\sigma_p = \frac{0,056}{(0,0349 - 0,0289) \cdot 0,0249} = 37 \text{ МПа}$$

Запас міцності стрижня шатуна визначаємо по розрізі в середині шатуна на розтягання від сили, МН:

$$P_p = 0,056 \cdot 6218 \cdot 10^{-6} = 0,00035 \text{ МН}$$

Сила стиску, МН:

$$P_{ст} = P_{z\max} \cdot A_{п} \cdot 10^{-6} = 0,00024 \text{ МН}$$

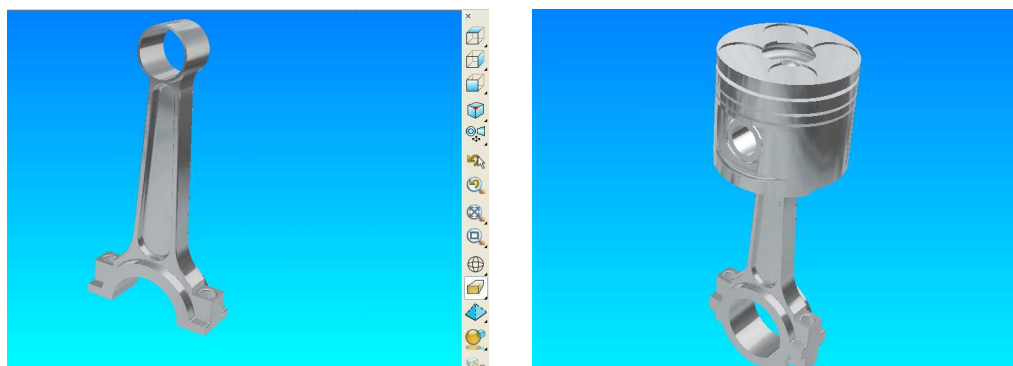


Рис. 3. Процес складання поршня та шатуна

В останній час з'явилися титанові сплави з підвищеним вмістом алюмінію (7,5 – 14%). При збільшенні вмісту алюмінію з 7,5 до 14% масових часток, модуль пружності збільшується $E = 120 - 150$ МПа. Враховуючі, що стискаючі навантаження, значно перевищують навантаження на розрив тому використання титанових сплавів являється одним з його переваг. До недоліків титанових сплавів потрібно віднести невелику зносостійкість та схильність до “ползучести” при нормальних температурах. Також до перспективних матеріалів можуть бути віднесені композиційні матеріали: полімерні волокнисті та металоматричні дисперсно – зміцнюючі частки кераміки (Si_3N_4 , Al_2O_3 , B_4C розміром 5 – 20 мкм, кількість яких може коливатися в межах від 5 до 30 % об'єму матеріалу).

Таблиця 1. Показники матеріалів для виготовлення шатунів двигунів внутрішнього згорання

| Найменування | Сталь 40XH | Сталь 40XH2MA (SAE-4349) | Сталь 18X2H4MA | Титановий сплав Ti-6Al-4V (США) | Алюмінієвий сплав Д16Т | Композитний Д16Т + 16% SiC |
|---|------------|--------------------------|----------------|---------------------------------|------------------------|----------------------------|
| Щільність ρ , г/см ³ | 7,85 | 7,85 | 7,95 | 4,43 | 2,8 | 2,9 |
| Твердість, НВ | 200-320 | 217-333 | 262-400 | 255-340 | 105 | - |
| Межа міцності при розтягуванні, σ_b , МПа | 910 | 1000 | 940-1470 | >930 | 460 | 460 |
| Межа текучості при розтягуванні, $\sigma_{0,2}$, МПа | 710 | 850 | 710-1170 | >862 | 300 | 465 |
| Межа текучості при стисканні, $\sigma_{0,2}$, МПа | 710 | 850 | 710-1170 | 917 | 285 | - |
| Модуль нормальної пружності при розтягуванні $E \cdot 10^{-3}$, МПа | 204 | 204 | 150 | 105-115 | 71 | 110 |
| Межа витривалості, σ_{-1} , МПа | 392-490 | 447 | 475-774 | 560 | 135 | - |
| Питома міцність при розтягуванні, $\sigma_{0,2}/\gamma^* \cdot 10^{-3}$, м | 87,3 | 10,8 | 8,8-14,7 | 19,46 | 10,7 | 16 |
| Питома міцність при стисненні, $\sigma_{0,2}/\gamma^* \cdot 10^{-3}$, м | 87,3 | 10,8 | 8,8-14,7 | 20,7 | 10,18 | - |
| Питома жорсткість, $E/\gamma^* \cdot 10^{-3}$, м | 2600 | 2600 | 1890 | 2370-2600 | 2530 | 3800 |
| Питома витривалість, $\sigma_{-1}/\gamma^* \cdot 10^{-3}$, м | 5-6,24 | 5,7 | 6-9,7 | 12,64 | 4,8 | - |
| * $\gamma = \rho g$, де ρ - щільність; $g = 9,81$ м/с ² | | | | | | |

Розрахунок основних параметрів колінчатого вала.

Колінчастий вал – це одна з найбільш відповідальних деталей двигуна, трудомісткість виготовлення якого складає 15...20% від загальної трудомісткості. Міцність колінчастого вала визначає його придатність до ремонту, а також навантаження на блок циліндрів, зноси підшипників тощо.

Колінчастий вал навантажується періодичними силами тиску газів і мас, що рухаються поступально. Крім того, через нерівномірність крутного моменту в ньому з'являються пружні коливання (згинальні та скручувальні) (рис. 4), які при наявності резонансу можуть бути причиною руйнування колінчастого вала.

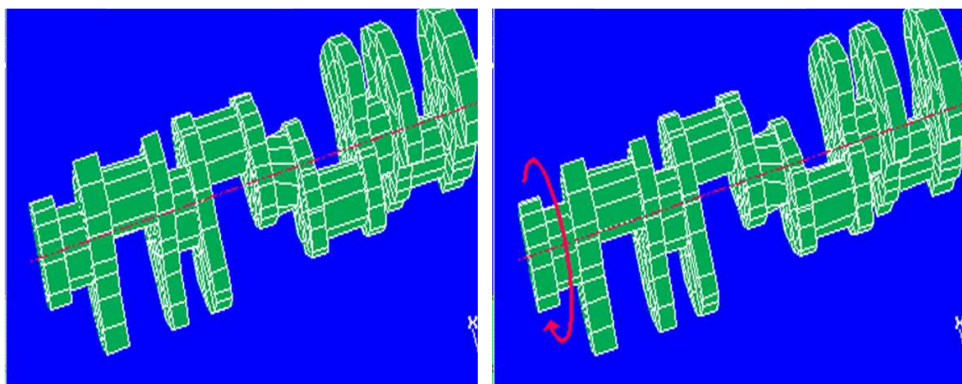


Рис 4. Деформація колінчастого вала

При проектуванні колінчатого вала провести вибір конформувальної схеми та розрахувати основні конструктивні розміри елементів кривошипу (таблиця 2) [8] (Рис. 5,6).

Таблиця 2. Конструктивні розміри елементів кривошипу

| Параметри | Двигун з іскровими запалюванням | | Дизель | |
|------------------------|---------------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|
| | лінійний | V-подібний | лінійний | V-подібний |
| $d_{к.ш}/D$ | 0,65...0,80 | 0,63...0,75 | 0,72...0,90 | 0,70...0,75 |
| $d_{ш.ш}/D$ | 0,65...0,80 | 0,63...0,75 | 0,72...0,90 | 0,70...0,75 |
| $l_{ш.ш}/d_{к.ш}$ | 0,50...0,60/ 0,74...0,84 | 0,40...0,70/ 0,70...0,88 | 0,45...0,60/ 0,70...0,85 | 0,40...0,55/ 0,65...0,86 |
| $l_{к.ш}/d_{ш.ш}$ | 0,45...0,65 | 0,80...1,00 | 0,50...0,65 | 0,80...1,00 |
| $b_{ш}/D$ | 1,00...1,25 | | 1,05...1,30 | |
| $h_{ш}/D$ | 0,20...0,22 | | 0,24...0,27 | |
| $\Delta/d_{ш.ш}$ | - | | 0,30...0,40 | |
| $\rho/h_{ш}$ | 0,15...0,20 | | 0,15...0,23 | |
| $\delta_{ш.ш}/d_{ш.ш}$ | - | | 0...0,05 | |

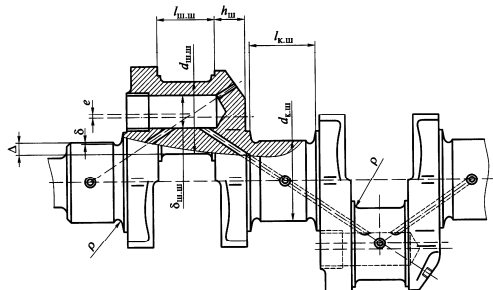


Рис. 5. Приклад ескізу кривошипа

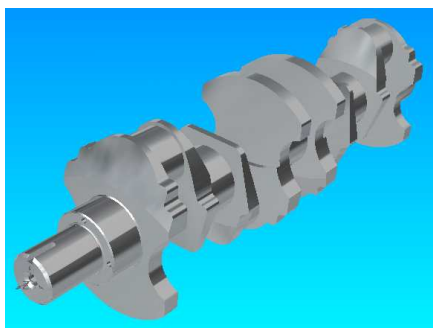


Рис. 6. Етапи проектування колінчатого вала

Міцність від утоми елементів колінчастого вала підвищують конструктивними й технологічними заходами.

До найбільш ефективних конструктивних заходів слід віднести:

- збільшення радіуса галтелі сполучення щока – шийки, що сприяє зменшенню концентрації напруг; однак при цьому скорочується робоча довжина шийки, що збільшує питомий тиск на вкладиш. Тому доцільно галтель формувати кількома радіусами: більший з них треба робити біля щоки, де діють максимальні напруги;

- збільшення перекриття шийок; з підвищенням перекриття зростає жорсткість усього колінчастого вала й знижуються в ньому напруги: при відносному перекритті $\Delta/d_{\text{шп}} = 0,1$ ці напруги у порівнянні з нульовим перекриттям зменшуються на 3,5 %, при $\Delta/d_{\text{шп}} = 0,2$ – на 30 %, а при $\Delta/d_{\text{шп}} = 0,3$ навіть на 70 %;

- ексцентричне розташування полегшувального отвору в шатунній шийці, що додатково збільшує площу перерізу у місці переходу шийки у щоку і тому підвищує міцність від утоми;

- використання бочкоподібної форми полегшувального отвору в шатунній шийці, що додатково розширює площу перерізу в місці переходу шийки у щоку та збільшує міцність від утоми до 30 %;

- збільшення радіуса переходу у місці виходу отвору для підведення масла до шийки.

В єдиному комплексі разом з конструктивними заходами повинні реалізовуватися й технологічні заходи, що визначають як рівень, так і стабільність показників надійності. До важливих технологічних заходів підвищення міцності від утоми треба віднести:

- вибір матеріалу колінчастого вала; мова йде про використання сталей електрошлакового переплаву, що мають мінімальну забрудненість неметалевими включеннями;

– спосіб одержання заготовки; колінчасті вали високофорсованих двигунів виготовляються штампуванням з мінімальними припусками під механічну обробку з напрямом волокон, що відповідає зовнішньому контуру коліна; для зняття внутрішніх напруг колінчастий вал неодноразово відпускають;

– забезпечення потрібної чистоти оброблених поверхонь; як правило, колінчасті вали проходять остаточну обробку з наступним поліруванням; при цьому чистота поверхонь тертя й галтелей повинна бути не нижчою, ніж $0,32\sqrt{}$; інших – не менше $2,5\sqrt{}$;

– створення стискувальних напружень у місцях найбільшої концентрації напруг шляхом хіміко-термічної обробки (азотування, цементация), наклепу поверхні (обробка роликом, обдування дробом);

– хіміко-термічні методи обробки повинні бути заключними, оскільки при шліфовці, наприклад азотованої чи цементованої поверхонь можуть виникати припінання, що призводять до появи мікроскопічних тріщин; у цьому випадку міцність від втоми вала різко знижується.

Проектування корпусних елементів прототипу двигуна.

Остов – основна несуча деталь, яка сприймає сили тиску газів, інерційні сили, а також вібрації.

Конструкція остову представляє собою силову схему блок – картер з несучим блоком циліндрів (рис. 7а) у якого сили тиску газів передаються через головку блоку циліндрам та сорочки охолодження.

Головка блоку циліндрів кріпиться до блок – картеру за допомогою шпильок або болтів. На остов кріпляться вузли, що забезпечують роботу двигуна – водяний, масляний та паливний насоси, регулятор, фільтри, електрообладнання та ін.

Остов двигуна повинен мати достатню міцність і жорсткість для забезпечення стабільності геометрії дзеркала гільзи, отворів під корінні підшипники та їх співвісність, достатню герметичність водяних та масляних порожнин та об'єм картера, достатній для швидкої й стабільної відкачки масла. Остов двигуна, таким чином, визначає його життєвий шлях, оскільки двигун залишається функціональною одиницею саме при збереженні блока циліндрів як основного елемента остова.

У зв'язку з викладеним вище остов повинен мати:

– високий строк служби, що допускає проведення не менш трьох капітальних ремонтів без заміни деталей;

– стабільність геометрії основних деталей двигуна при малій власній вазі;

– високу кавітаційну стійкість, сумісність роботи з різними металами;

– технологічні властивості – добре відливатися й очищуватися від

стрижневого матеріалу, легко пропитуватися герметизувальними складами й підлягати виправленням;

– надійні бази, що зберігаються при ремонті, легкість обробки і доступність вимірювання всіх поверхонь.

Конструкція блока визначається призначенням двигуна, специфікою його установки в моторний відсік наземних транспортних механізмів.

Головка разом (рис. 7б) із поршнем створює КЗ, на неї діють газові сили попередній стиск і термічні навантаження.

Конструкції головок залежать від типу КЗ, схеми механізму газорозподілу, кількості і розташування клапанів, типу паливної апаратури, способу пуску та ін.

Головка циліндрів являє собою найскладнішу відливку, в якій КЗ, впускні та випускні канали, водяні порожнини розділені тонкими стінками.

Головка витримує великі термічні навантаження через нерівномірне підведення теплоти; тому організація охолодження головки має велике значення для раціонального розподілу напруг і забезпечення її працездатності.

Умови роботи головки блоку циліндрів:

– вона навантажується під час монтажу силами попередньої затяжки, сприймає та передає значні газові сили;

– у ній виникають значні напруження та деформації від теплового навантаження, особливо через нерівномірність нагрівання її окремих елементів;

– при недостатньому охолодженні у перемичках між клапанами можуть виникати тріщини (рис. 7в).

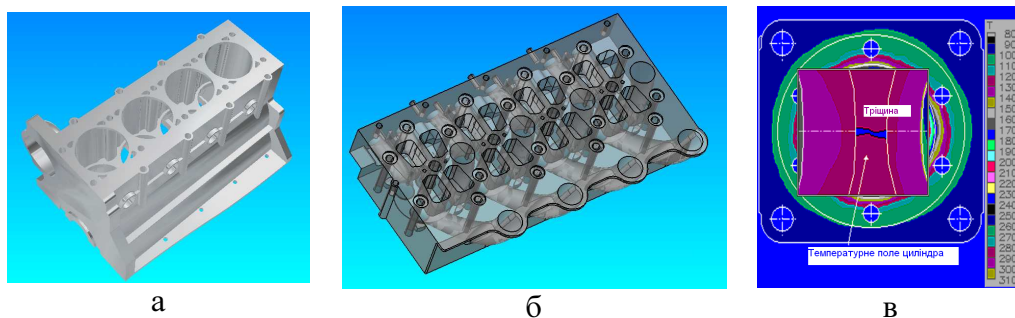


Рис. 7. Моделювання корпусних деталей двигуна

Висновки.

Розробка системи автоматизованого проектування ДВЗ (САПР ДВЗ) є найактуальнішим завданням галузі, бо воно дозволить істотно підвищити темпи науково-технічного прогресу, зберегти висококваліфікованих спеціалістів, створити у короткі строки нові конструкції ДВЗ із високими техніко-економічними та екологічними показниками, а також сприятиме уніфікації як двигунів, так і їх елементів.

У наш час обов'язковою умовою ефективною виробничо-економічної діяльності в західних машинобудівних фірмах є використання інтегрованих систем автоматизації проектування і технології підготовки виробництва. Без цього фірми не здатні витримати конкуренцію.

Ще більш актуальна розробка і впровадження цих систем у нашій країні, у тому числі для такої науково-, матеріале-, та енергоємкої галузі, як двигунобудування.

Процес проектування ДВЗ за допомогою САПР характеризується такими особливостями: на основі розробки досить складних математичних моделей і алгоритмів з тією чи іншою наближеністю їх до реальних процесів та автоматизацією їх рішень за допомогою швидкодіючих ЕОМ відкривається можливість значно підвищити ефективність аналітичного проектування. Реалізація на ЕОМ оптимізаційних моделей і методів дозволяє у великих масштабах оперативно проводити численні експерименти і з достатньою вірогідністю прогнозувати параметричні і конструктивні рішення, що дозволяє істотно зменшити об'єм доказових експериментальних робіт з натурними зразками на стендах та в експлуатації, що особливо важливо для таких складних об'єктів, як ДВЗ, а також зменшити графічні роботи, пов'язані з коректуванням технічної документації за результатами доказових експериментальних досліджень.

Можливості інтеграції *CAD/CAM* систем дадуть змогу виготовити елементи кривошипно-шатунного механізму прототипу на верстатах з ЧПК. Конструкція прототипу двигуна має експериментальний характер й у ході випробувань може бути виконана доводка конструкції.

Подальші дослідження будуть спрямовані на створенні керуючих програм для виготовлення деталей двигуна за допомогою *Delcam FeatureCAM*.

Література

1. Носов, П.С. Побудова складальних вузлів двигунів внутрішнього згоряння засобами САПР у 3D [Текст] / П.С. Носов. Збірник наукових праць за матеріалами Всеукраїнської науково-практичної конференції „Інновації у підготовці фахівців технологічної, професійної освіти та готельно-ресторанного бізнесу”. – Херсон: Видавництво ХДУ, 2012. – С. 88-93.
2. Яковенко О.Є. Принципи застосування САПР у розрізі курсового та дипломного проектування майбутніх фахівців автотранспортного профілю [Текст] / О.Є. Яковенко, П.С. Носов. Науково-методичний семінар «Шляхи реалізації кредитно-модульної системи організації навчального процесу і тестових форм контролю знань студентів» Одеса, ОНПУ. 2013 р. С. 93-100.
3. Тонконогий В.М. Управление объединенными технологическими процессами [Текст] / В.М. Тонконогий Тр. Одес. политехн. ун-та. – 2004. – Вып. 1(21). – С. 113 – 115.
4. Тесленко П.А. Эволюционная парадигма проектного управления / П.А. Тесленко, В.Д. Гогунский // Управління проектами: Стан та перспективи: Матеріали VI міжнародної науково-практичної конференції / Відповідальний за випуск К.В. Кошкін. – Миколаїв: НУК, 2010. – С. 114-117.

5. Абрамчук Ф. І, Гутаревич Ю. Ф., Долганов К. Є., Тимченко І. І. Автомобільні двигуни [Текст]: Підручник. – К.: Арістей, 2004. – 476с.

6. Автомобильные двигатели [Текст]: учебник для студ. высш. учеб. заведений / [М. Г. Шатров, К. А. Морозов, И. В. Алексеев и др.]; под ред. М. Г. Шатрова. – 2-е изд., испр. – М.: Издательский центр «Академия», 2011. – 464 с.

7. Двигуни внутрішнього згоряння [Електронний ресурс]: Серія підручників у 6 томах. Т.1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. /За редакцією проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України, проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 492 с.

8. Шатров М.Г. Автомобильные двигатели: Курсовое проектирование [Текст]: учеб. пособие/ М. Г. Шатров, И. В. Алексеев, С. Н. Богданов и др.; под ред. М. Г. Шатрова. – М.: Издательский центр “Академия”, 2011. – 256 с.