6. Tarandushka L.A., Tarandushka I.P. Tekhnologiia monitoringu pokaznikiv iakosti tekhnichnogo obslugovuvannia ta remontu avtomobiliv [Technology of monitoring the indicators of quality of maintenance and repair of cars]. *Visnik Chernigivs'kogo derzhavnogo tekhnologichnogo universitetu. Seriia: Tekhnichni nauki – Bulletin of Chernihiv State Technological University. Series: Technical Sciences*, 2014, no. 1, pp. 116-122. (Ukr.)
7. Tarandushka L.A. Morfologichnii opis verkhn'ogo rivnia modeli funktsionuvannia avtoservisnikh pidpriємstv [Morphological description of the upper level of the model of functioning of car service enterprises]. *Visnik Vinnits'kogo politekhnichnogo institutu – Visnyk of Vinnytsia Politechnical Institute*, 2020, no. 1, pp. 84-89. **doi: 10.31649/1997-9266-2020-148-1-84-89**. (Ukr.)
8. Tarandushka L., Mateichyk V., Kostian N., Rud M. Assessing the quality level of technological processes at car service enterprises. *Eastern-European journal of enterprise technologies*, 2020, vol. 2/3 (104), pp. 58-75. **doi: 10.15587/1729-4061.2020.200332**.

Рецензент: А.П. Солтус
д-р техн. наук, проф., ЧДТУ

Стаття надійшла 20.02.2020

УДК 621.43 **doi: 10.31498/2225-6733.40.2020.216246**

© Стефановський О.Б.[*]

РОЗРАХУНОК РОЗМІРІВ ШЕСТЕРЕНЬ МАСЛЯНОГО НАСОСА ЗА ДОПОМОГОЮ ЇХ РЕГРЕСІЙНИХ ЗАЛЕЖНОСТЕЙ ВІД РОБОЧОГО ОБ'ЄМУ АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА

Шляхом обробки методом найменших квадратів отримані регресійні залежності опублікованих основних розмірів (ширини або осьової довжини і зовнішнього діаметру) шестерень масляних насосів із зовнішнім зачепленням, що застосовувалися і застосовуються у вітчизняних автомобільних двигунах з іскровим запаленням (як карбюраторних, так і з уприскуванням палива), а також функцій цих розмірів від робочого об'єму двигунів. На базі трьох пар таких регресійних залежностей запропоновані способи обчислення ширини шестерні масляного насоса, у тому числі за допомогою рішення біквадратного і квадратного рівнянь, з подальшим коригуванням результату. Отримане значення цієї ширини використовується для обчислення зовнішнього діаметру шестерні. Для сукупності близько 20 відомих конструкцій масляних насосів, що встановлювалися на 35 двигунах, оцінена точність розрахунку ширини і зовнішнього діаметру шестерні цими способами. Середньоквадратичне відхилення від фактичних значень розмірів для сукупностей результатів цього розрахунку при згладжуванні абсолютних погрішностей допоміжними функціями робочого об'єму склало: для ширини шестерні – близько 1,9 мм при використанні біквадратного і близько 1,6 мм – квадратного рівняння; для зовнішнього діаметру шестерні 0,75 мм – при використанні біквадратного і 0,84 мм – квадратного рівняння. Середня за абсолютною величиною відносна погрішність обчислення цими способами ширини шестерні склала близько 0,03…0,04, а зовнішнього діаметру – близько 0,02. Запропонована регресійна залежність, що дозволяє вичислити модуль зубчастого зачеплення шестерень масляного насоса з середньоквадратичним відхиленням близько 0,1 мм. Наведено приклади використання викладеного методу для автомобільних двигунів з робочим об'ємом 1,5; 3,0; 4,5 і 6,0 л.

Ключові слова: *автомобільний двигун, масляний насос, ширина шестерні, зовнішній діаметр шестерні, залежність.*

[*] *канд. техн. наук, доцент, Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного, м. Мелітополь, a19xt9@gmail.com*

p-ISSN: 2225-6733; e-ISSN: 2519-271X

Стефановский А.Б. Расчёт размеров шестерён масляного насоса с помощью их регрессионных зависимостей от рабочего объёма автомобильного двигателя. *Путем обработки методом наименьших квадратов получены регрессионные зависимости опубликованных основных размеров (ширины или осевой длины и внешнего диаметра) шестерён масляных насосов с внешним зацеплением, которые применялись и применяются в отечественных автомобильных двигателях с искровым зажиганием (как карбюраторных, так и с впрыскиванием топлива), а также функций этих размеров от рабочего объёма этих двигателей. Отмеченные функции отличаются общностью и симметричностью вхождения этих размеров, возведённых в первую и вторую степень. На базе трёх пар таких регрессионных зависимостей предложены способы вычисления ширины шестерни масляного насоса, в том числе с помощью решения биквадратного и квадратного уравнений, с дальнейшей корректировкой результата. Полученное значение этой ширины используется для вычисления внешнего диаметра шестерни. Для совокупности около 20 известных конструкций масляных насосов, устанавливавшихся на 35 двигателях, оценена точность расчёта ширины и внешнего диаметра шестерни этими способами. Среднеквадратичное отклонение для совокупностей результатов этого расчёта при сглаживании абсолютных погрешностей вспомогательными функциями рабочего объёма равно: для ширины шестерни – около 1,9 мм при использовании биквадратного и около 1,6 мм – квадратного уравнения; для внешнего диаметра шестерни 0,75 мм – при использовании биквадратного и 0,84 мм – квадратного уравнения. Средняя по абсолютной величине относительная погрешность вычисления этими способами ширины шестерни составляет около 0,03...0,04, а внешнего диаметра – около 0,02. Непосредственное вычисление размеров шестерни насоса с помощью их индивидуальных регрессионных зависимостей от рабочего объёма двигателя даёт более высокие погрешности даже после корректировки результатов. Предложена регрессионная зависимость, позволяющая вычислить модуль зубчатого зацепления шестерён масляного насоса со среднеквадратичным отклонением около 0,1 мм. Приведены примеры использования изложенного метода для автомобильных двигателей с рабочим объемом 1,5; 3,0; 4,5 и 6,0 л.*
Ключевые слова: *автомобильный двигатель, масляный насос, ширина шестерни, внешний диаметр шестерни, зависимость.*

O.B. Stefanovsky. Calculation of the oil pump gears dimensions using their regressive dependence on the automotive engine displacement. *By means of processing by the least squares method, regressions of the published main dimensions (width or axial length and outer diameter) of oil pumps gears with external gearing that have always been used and are used in domestic automobile engines with spark ignition (both carburetor and fuel injection kinds) as well as the functions of these dimensions of the displacement of these engines have been obtained. These functions are distinguished by the compatibility and symmetry of occurrence of these dimensions raised to the first and second power. Based on three pairs of these regressions, methods of calculating the gear width of an oil pump including the solution of biquadratic and quadratic equations with subsequent correction of the result have been proposed. The obtained value of this width is used to calculate the gear outer diameter. The accuracy of calculating the width and outer diameter of the gear by these methods has been estimated for a set of about 20 known designs of oil pumps mounted on 35 engines. The standard deviation from the actual size values for the results of this calculation, when smoothing the absolute errors with the auxiliary functions of the displacement, is the following: for the calculation of the gear width the standard deviation is about 1.9 mm if the biquadratic equation is used and it is about 1.6 mm when using the quadratic equation; for the calculation of the gear outer diameter the standard deviation is 0.75 mm when using the biquadratic equation and the standard deviation is 0.84 mm when using the quadratic equation. The average absolute value of the relative error if calculating the gear width by these methods is about 0.03...0.04, and that for the outer diameter is about 0.02. Direct calculation of the pump gear dimensions using their individual regressions of the*

p-ISSN: 2225-6733; e-ISSN: 2519-271X

engine displacement results in higher errors even after correcting the results. A regression has been proposed to calculate the oil pump gear teeth module with the standard deviation of about 0.1 mm. The examples of using the proposed method for automotive engines with the displacement of 1.5; 3.0; 4.5 and 6.0 liters have been given.
Keywords: *automotive engine, oil pump, gear width, gear outer diameter, regression.*

Перелік абревіатур: АД – автомобільний двигун, АП – абсолютна погрішність, МН – масляний насос, ВП – відносна погрішність, РЗ – регресійна залежність, СКВ – середньоквадратичне відхилення.

Постановка проблеми. Відомий метод розрахунку розмірів шестерень МН системи змащення поршневого АД, пропонований для використання у вітчизняних вищих навчальних закладах [1-3], дозволяє вичислити ці розміри залежно від необхідної номінальної подачі масла і частоти обертання шестерень $n_{нас}$. Але величина цієї подачі може широко змінюватися залежно від витрати палива двигуном, коефіцієнта запасу подачі і прийнятого приросту температури масла. Також широко змінюються і інші чинники і параметри розрахунку [1-3]: коефіцієнт подачі насоса, модуль зачеплення та ін. Наприклад, коефіцієнт запасу дійсної подачі масла знаходиться в межах 2...3,5; коефіцієнт перевищення розрахункової подачі масла над дійсною – в межах 1,25...1,67; відношення частот обертання шестерень МН і колінчастого вала АД – в межах 0,5…0,67; модуль зачеплення – в межах 3…6 мм; кількість зубів шестерень – в межах 7...12 [2], внаслідок чого навіть при однаковому відношенні необхідної подачі масла до частоти обертання колінчастого вала розрахункова ширина шестерні МН може варіюватися більш ніж в 20 разів, а розрахунковий діаметр кола виступів – більш ніж в 3 рази! Тому навіть для одного двигуна можуть бути отримані сполучення величин розмірів шестерень МН, що істотно відрізняються від прийнятих в прототипі. Неврахування можливого їх впливу на коефіцієнт подачі може привести до недосягнення на практиці необхідної величини номінальної подачі масла насосом.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Опубліковані набори значень номінальної подачі масла, частоти обертання $n_{нас}$ і розмірів шестерень МН [4, 5] можуть відповідати занадто низьким (по відношенню до рекомендованих) значенням коефіцієнта подачі, обчисленого звичайним способом. Наприклад, це виходить для МН карбюраторних АД МеМЗ-965, МЗМА-407, ЗИЛ-120, М-20, М-21 і дизелів, що випускалися Ярославським моторним заводом [4]. Тому бажано створити метод попереднього розрахунку цих розмірів, не залежний від припущень про величини номінальної подачі масла і коефіцієнта подачі. Передумовою до його створення служить знайдена РЗ «середнього геометричного» величин ширини і зовнішнього діаметру шестерні МН із зовнішнім зачепленням від робочого об'єму АД [6], до якої треба додати аналогічні залежності для інших функцій цих же розмірів. Після визначення цих розмірів номінальна теоретична подача масла насосом легко обчислюється загальноприйнятим способом [5].

Мета дослідження – розробити метод розрахунку ширини і зовнішнього діаметру, а також модуля зачеплення робочих шестерень масляного насоса із зовнішнім зачепленням, встановленого в системі змащення АД з іскровим запалюванням, що не використовує припущень про значення номінальних параметрів потоку масла і коефіцієнта подачі.

Виклад основного матеріалу. Об'єкт дослідження – шестеренчасті МН із зовнішнім зачепленням, встановлені у вітчизняних АД з іскровим запалюванням (для двосекційних насосів – їх основні, продуктивніші секції). Предмет дослідження – взаємозв'язок основних розмірів шестерень цих насосів з робочим об'ємом АД.

З усіх можливих форм математичного опису РЗ, отримуваних за допомогою методу найменших квадратів на персональному комп'ютері, вибиралися найбільш прості. Отримані числові коефіцієнти цих залежностей округлялися так, щоб зблизити величини нижнього (з мінусом) і верхнього (з плюсом) меж ВП розрахунку залежної змінної. Сукупність точок (для якої відшукувалася РЗ) ділилася на підгрупи, що відрізняються діапазонами робочого об'єму, якщо це дозволяло поліпшити точність розрахунку розмірів шестерень МН насоса АД. Щоб ця сукупність була представницькою, виконаний ретроспективний пошук інформації про розміри шестерень МН вітчизняних бензинових АД, таких, що серійно випускалися впродовж ряду років в період приблизно з 1940 по 2016 р. Незважаючи на значне зростання рівня форсування цих АД, конструкції їх МН змінювалися еволюційно. Всього досліджені 18 конструкцій МН, встановлених на вітчизняних АД з робочим об'ємом приблизно від 0,75 до 7,0 л (карбюраторних і з упри-

p-ISSN: 2225-6733; e-ISSN: 2519-271X

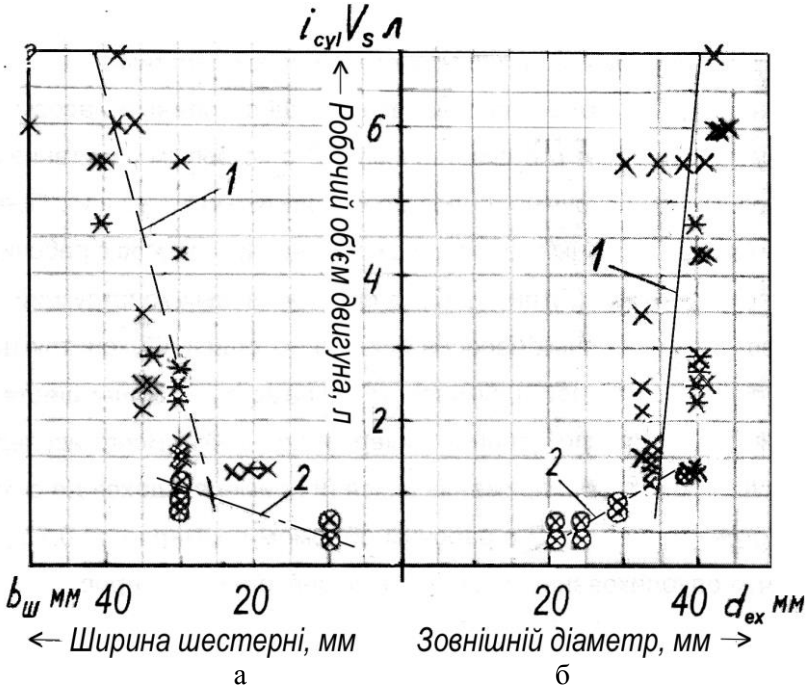
скуванням бензину), що випускалися 9 заводами (у тому числі двома – до останнього часу) і створених вітчизняними інженерами, ймовірно, у рамках загальної конструкторської традиції.

Окрім довідника [4], для новіших конструкцій АД відомості про розміри шестерень МН бралися з описів цих конструкцій, а також каталогів їх деталей і керівних документів з ремонту. Ряд значень цих розмірів, приведених в [4], був скоректований за допомогою інших джерел. Так, ширина шестерні МН АД ЗИЛ-111 узята за даними [7]. У АД ЗИЛ-114 застосовувався МН, розміри шестерень якого не опубліковані [8]; по аналогії з МН АД ЗИЛ-130 і ЗИЛ-375 передбачалося, що вони такі ж, як і в МН ЗИЛ-111 (на графіках точки, що характеризують насос АД ЗИЛ-114, позначені знаком питання). Зовнішній діаметр шестерень МН АД ЗИЛ-120 і -164А узятий з робочих креслень, опублікованих Оргавтотрансом.

Перш ніж розглядати РЗ функцій ширини b і зовнішнього діаметру d_{ex} шестерні насоса від робочого об'єму $i_{cyl}V_s$ двигуна, доцільно досліджувати такі РЗ для самих цих розмірів, оскільки, у разі прийнятної точності передбачення величин b і d_{ex} за допомогою індивідуальних РЗ, поставлена мета була б відразу досягнута. Можна вважати прийнятним в учбовій і пошуково-конструкторській практиці, якщо результати розрахунку розмірів шестерень МН відрізняються від цих розмірів МН двигуна-прототипу в межах 10% фактичного розміру. На рис. 1 показані ці залежності для ширини і зовнішнього діаметру шестерень МН, що відрізняються помітним розсіюванням точок відносно ліній регресії у формі лінійних двочленів виду

$$\hat{Y} = a_0 + a_1 X\,, \qquad (1)$$

де $\hat{Y}$ – шуканий (розрахунковий) розмір, мм; X – робочий об'єм двигуна, л (тут і далі); a_0 і a_1 – коефіцієнти, приведені в п. 1 і 2 таблиці 1 разом з узагальненими показниками точності розрахунку b і d_{ex}. Для зручності посилань на зображені криві прийнята їх нумерація у виді «номер рисунка – номер кривої». Як видно з таблиці 1, для залежності типу (1) точність розрахунку в середньому близька до прийнятної для d_{ex}, але занадто низька для b; в той же час, коефіцієнт кореляції для залежності 1б-1 найнижчий. Дещо більш чотки РЗ 1а-2 і 1б-2 для розмірів шестерень насосів двигунів з повітряним охолодженням – автомобільних, що випускалися Мелітопольським моторним заводом, і стаціонарних типу УД.



а б

Рис. 1 – Залежності ширини (а) і зовнішнього діаметру (б) шестерні МН від робочого об'єму двигуна з іскровим запалюванням: 1 – основна; 2 – для двигунів з повітряним охолодженням. Віднесення точок тут і далі: х – карбюраторний двигун; ~~х~~ – двигун з уприскуванням палива (обоє з рідинним охолодженням); ⊗ – карбюраторний двигун з повітряним охолодженням

p-ISSN: 2225-6733; e-ISSN: 2519-271X

Таблиця 1

Параметри і показники точності РЗ ширини і зовнішнього діаметру (мм) шестерні МН, а також їх функцій від робочого об'єму АД (X, л)

Залежна змінна та залежність (номер лінії)	r_{cor}	σ	σ/Y_m	Межи ВП від … до	Середні	
					ВП	Y_m
1) $\hat{Y} = b$						
(1а-1) 24 +2,5X	0,74	4,6	0,14	–0,22 … +0,46	0,12	33,2
(1а-2) 27X	0,82	6,2	0,33	–0,33 … +0,65	0,32	18,6
2) $\hat{Y} = d_{ex}$						
(1б-1) 33,5 +X	0,51	3,5	0,095	–0,12 … +0,28	0,085	37,0
(1б-2) 15 +17X	0,89	2,8	0,11	–0,16 … +0,21	0,089	26,6
3) $\hat{Y} = b + d_{ex}$						
57 +4,0X	0,86	4,24	0,060	–0,13 … +0,12	0,0425	70,3
4) $\hat{Y} = bd_{ex}$						
(2а-7) 760 +138X	0,84	173	0,14	–0,26 … +0,30	0,094	1237
5) $\hat{Y} = \dfrac{b}{d_{ex}}$						
1,02 +0,026$X \geq 1$	0,58	0,079	0,072	–0,14 … +0,14	0,043	1,10
$0,7 \leq 0,84 - 0,006X \leq 0,93$	0,16	0,066	0,080	–0,115 … +0,11	0,073	0,829
6) $\hat{Y} = \sqrt{bd_{ex}}$						
(2б-1) 29,5$X^{0,16}$	0,85	2,34	0,067	–0,15 … +0,15	0,046	34,9
(2б-3) 30,88$X^{0,11}$ (без корекції результату)		2,71	0,078	–0,19 … +0,18	0,051	
7) $\hat{Y} = \sqrt{b^2 + d_{ex}^2}$						
(2б-2) 43$X^{0,16}$	0,86	3,0	0,060	–0,13 … +0,115	0,0415	50,1
(2б-4) 46$X^{0,55}$	0,984	2,05	0,053	–0,061 … +0,039	0,041	38,9
8) $\hat{Y} = \sqrt{b^2 + bd_{ex} + d_{ex}^2}$						
53$X^{0,16}$	0,85	3,9	0,064	–0,12 … +0,13	0,0475	61,0
9) $\hat{Y} = \sqrt{b^2 - bd_{ex} + d_{ex}^2}$						
31$X^{0,16}$	0,84	2,2	0,061	–0,12 … +0,12	0,047	35,9

Позначення: r_{cor} – коефіцієнт кореляції розрахункових і фактичних значень розміру; σ – СКВ для дослідженої сукупності точок; Y_m – середнє значення фактичного розміру або функції розмірів для цієї сукупності; ВП – відносна погрішність розрахункового значення змінної для точки, позначеної на графіці (по відношенню до фактичного значення).

Примітки: залежності 1а-2, 1б-2, 2б-4 – тільки для МН двигунів з повітряним охолодженням (2б-4 – окрім стаціонарного двигуна УД2); інші РЗ – для насосів усіх розглянутих АД; середня ВП тут і далі вичислена для сукупності результатів розрахунку по модулю (без урахування знаку).

Далі були досліджені РЗ від робочого об'єму АД функцій розмірів b і d_{ex}: суми, добутку, відношення, «середнього геометричного» $\sqrt{bd_{ex}}$, кореня з суми квадратів $\sqrt{b^2 + d_{ex}^2}$ та ін. Виявилось, що застосування операцій складання і множення до цих розмірів може істотно поліпшити силу або тісноту залежності, що виражається величиною r_{cor} (див. табл. 1). РЗ для суми і твору b і d_{ex} мають вигляд (1), причому друга з них, 2а-7 (рис. 2), відрізняється підвищеним розсіюванням точок біля лінії регресії, незважаючи на досить високий r_{cor}. На рис. 2 лінії 2б-1…2б-4 відповідають РЗ у вигляді степеневої функції

$$\hat{Y} = a_X X^{b_X}, \qquad (2)$$

де $\hat{Y}$ – функція двох розмірів шестерні, мм; a_X і b_X – округлений коефіцієнт і показник

p-ISSN: 2225-6733; e-ISSN: 2519-271X

ступеня. Для загальних залежностей 2б-1 і 2б-2: b_X = 0,16; для функції «середнє геометричне» $\sqrt{bd_{ex}}$: a_X = 29,5 мм, а для $\sqrt{b^2+d_{ex}^2}$: a_X = 43 мм. Як видно в таблиці 1, цей показник ступеня властивий РЗ багатьох функцій розмірів шестерень МН від робочого об'єму АД. Лінія 2б-3 відповідає спочатку знайденій залежності $\sqrt{bd_{ex}}$ від робочого об'єму АД, точність якої була поліпшена за допомогою поправочної функції ширини шестерні b [6], не використовуваної в роботі, що викладається. Приватні залежності 2б-5 і 2б-6 – квадратичні:

$$\hat{Y} = a_0 + a_1 X + a_2 X^2, \quad (3)$$

де для залежності 2б-5: a_0 = 35,2; a_1 = 8,6; a_2 = −1,15; X = 1,2...4,5 л; для 2б-6: a_0 = 95; a_1 = −17; a_2 = 1,8; X = 4,6…7,0 л. Хоча схожі приватні залежності були отримані і для змінної $\sqrt{bd_{ex}}$, вони майже без втрати точності були замінені однією РЗ 2б-1. Але для змінної $\sqrt{b^2+d_{ex}^2}$ точність залежності 2б-2 (див. табл. 1) помітно гірше, ніж для набору приватних залежностей 2б-4…2б-6, для якого сумарне СКВ близько 2,7 мм і середня ВП 0,036.

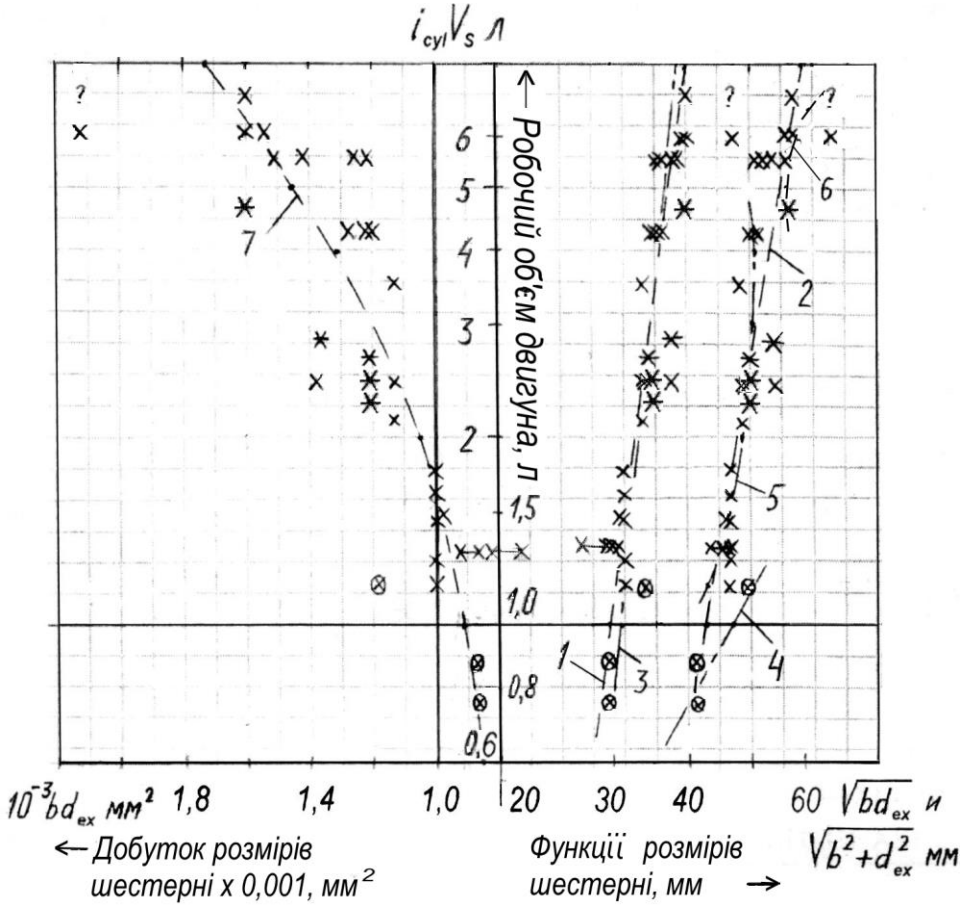


Рис. 2 – Залежності добутку (а) і інших функцій (б) ширини і зовнішнього діаметру шестерні МН від робочого об'єму двигуна з іскровим запалюванням: 1 і 2 – основні степінні виду (2); 3 – запропонована спочатку [6]; 4, 5 і 6 – приватні (для кореня з суми квадратів розмірів); 7 – двочленна виду (1)

Перевірка впливу введення доданку $\pm bd_{ex}$ під знак кореня на точність РЗ виду (2) показала, що додання bd_{ex} дещо погіршує цю точність в порівнянні з відніманням bd_{ex}: відповідно, σ = 4,0 і 2,24 мм; межа ВП 0,13 і 0,12. Проте таке ускладнення функції розмірів b і d_{ex} не привело до збільшення r_{cor} і тому надалі не використовувалося. Для відшукування цих розмірів використовувалися три пари отриманих РЗ, приведених в таблиці 1, що описують функції $\sqrt{bd_{ex}}$ і

p-ISSN: 2225-6733; e-ISSN: 2519-271X

$\sqrt{b^2+d_{ex}^2}$ (2б-1 і 2б-4…2б-6), bd_{ex} і $b+d_{ex}$ (2а-7 і п. 3 табл. 1) і розміри шестерень МН b і d_{ex} (1а-1 і 1б-1), за наступною методикою. Початкова система двох рівнянь, що відповідає першій або другій парі РЗ:

$$\begin{cases} f_I(b,d_{ex}) = \hat{Y}_I(X) - k_{\sigma I}\sigma_I = R_{ptI} \\ f_{II}(b,d_{ex}) = \hat{Y}_{II}(X) - k_{\sigma II}\sigma_{II} = R_{ptII} \end{cases}, \quad (4)$$

де I і II – номери використовуваних РЗ цієї пари (1 і 2, 3 і 4, 5 і 6 (для 3-ї пари), відповідно); σ_I і σ_{II} – відповідні позитивні значення СКВ; $k_{\sigma I}$ і $k_{\sigma II}$ – коефіцієнти СКВ, що показують віддаленість точок від ліній РЗ, виражену в одиницях σ; R_{ptI} і R_{ptII} – скорочені позначення правих частин цих рівнянь (для 1-ї пари РЗ вони позначалися $\sqrt{R_{pt1}}$ і $\sqrt{R_{pt2}}$ заради зручності, причому $\sqrt{R_{pt2}}$ визначається за допомогою трьох приватних РЗ). Для 3-ї пари РЗ в лівих частинах рівнянь (4) мають бути: замість f_I – ширина b, а замість f_{II} – зовнішній діаметр d_{ex} шестерні, що обчислюються безпосередньо; вигляд правих частин рівнянь (4) не змінюється.

Масиви значень коефіцієнтів СКВ $k_{\sigma I}$ і $k_{\sigma II}$ для трьох досліджених пар РЗ замінювалися згладжуючи функціями робочого об'єму АД, що є РЗ з невисокою точністю (див. табл. 2): лінійними (1), квадратичними (3), квадратично-логарифмічними (5) і іншими.

$$\hat{Y} = a_0 + a_1 \ln X + a_2 \ln^2 X \ . \quad (5)$$

Таблиця 2

Параметри і показники допоміжних РЗ

Пара РЗ у (4)	РЗ для згладжування k_σ				РЗ для згладжування АП розмірів				
	Вид	Параметри			Вид	Параметри			Відомості про використання РЗ і формул (8)
		a_0	a_1	a_2		a_0	a_1	a_2	
$f_1 = \sqrt{bd_{ex}}$ $f_2 = (b^2 + d_{ex}^2)^{0,5}$	(1) (r_{cor} < 0,5; σ≈0,7)	Для $k_{\sigma 1}$: −0,50 Для $k_{\sigma 2}$: 0,04	0,16 0,08	- -	(3)	Для $\Delta\hat{b}$: 4,0	−2,5	0,35	Крім АД ЗИЛ-111 (плюс в (8↑)), МеМЗ-965 (півсума для (8↑))
					(1)	Для $\Delta\hat{d}_{ex}$: −4,7	1,3	-	X = 0,75…6,0 л: АД сімейств 2б, 3а, 4а, 5 (крім МеМЗ-966А), 6, 7, 8а
					$\Delta\hat{d}_{ex} = 3X^{-0,4} - 2$				X = 0,75…7,0 л: АД сімейств 1, 2а (крім ГАЗ-51), 3б, 4б, 5 (крім МеМЗ-968), 8б і моделі 412
$f_3 = bd_{ex}$ $f_4 = b + d_{ex}$	(5) (r_{cor} = = 0,7 …0,8; σ ≈ ≈ 0,8 …1)	Для $k_{\sigma 3}$: 0,25 Для $k_{\sigma 4}$: 0,80	−1,73 −3,1	1,06 1,8	(5)	Для $\Delta\hat{b}$: 1,4 -159,5	−4,0 190	2,9 −56	X = 0,75…4,7 л: крім АД МеМЗ-966А (півсума для (8↓)) X = 4,25…7,0 л: крім АД ГАЗ-14 (півсума), ЗИС-110 (мінус в (8↓))
					(1) або (2)	Для $\Delta\hat{b}$: 15 174	−2,4 −54	- 4,15	Обидва варіанти для X = = 5,5…7,0 л; будь-який для АД моделі ЗИС-110; (1) для АД сімейств 4б, 8б і моделі Урал-5М; (2) для АД сімейства 4а і моделей ГАЗ-13, -14
					(1)	Для $\Delta\hat{b}$: −3,9	0,9	-	X = 1,2…6,0 л: АД сімейств 2а (крім ГАЗ-66), 3а (крім ЗМЗ- 5231), 4а, 6, 7, 8 (крім Урал-5М, ЗИЛ-120) і моделей М-21 (плюс в (8↓)), МеМЗ-968 (мінус в (8↓))

p-ISSN: 2225-6733; e-ISSN: 2519-271X

Продовження таблиці 2

<table>
<tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td>(2)</td><td>2,5</td><td>−1,4</td><td>0,11</td><td>X = 0,85…7,0 л: АД сімейств 1, 2а (крім ГАЗ-14, -51), 3, 4 (крім ЗИЛ-111), 6 і моделей 412, МеМЗ-966А, УМЗ-451М (півсума для (8↓)), ЗИЛ-120</td></tr>
<tr><td rowspan="5">$f_5 = b$
$f_6 = d_{ex}$</td><td rowspan="2">(2)</td><td>Для $k_{\sigma 5}$:
−1,3</td><td>0,4</td><td>−0,005</td><td rowspan="4">(2)</td><td>Для $\Delta\hat{b}$:
0
−22</td><td>
1,3
9,7</td><td>
−0,7
−1,0</td><td>
X = 0,75…2,9 л
X = 2,9…7,0 л (крім АД ГАЗ-13, ЗИЛ-111)</td></tr>
<tr><td colspan="3">при X = 0,75… 7,0 л (крім АД сімейств 6, 8 (виключення ЗИС-110) і моделей ГАЗ-14, ЗМЗ-5231, ЗИЛ-111, -114)</td><td>Для $\Delta\hat{b}$:
−3,5
−4,9</td><td>5,2
2,0</td><td>−1,6
−0,19</td><td>X = 0,75…2,9 л
X = 2,9…7,0 л (крім АД ГАЗ-14, Урал-5М)
Для АД УМЗ-4218 і уніфікованих з ним можна використовувати обидва варіанти</td></tr>
<tr><td colspan="4">$\hat{k}_{\sigma 5} = -4{,}8 + 9{,}5/\sqrt{X} - 2{,}8/X$ при X = 1,3…7,0 л (АД сімейств 6, 8 (виключення ЗИС-110) і моделей ГАЗ-14, ЗМЗ-5231, ЗИЛ-111, -114)</td><td colspan="4"></td></tr>
<tr><td rowspan="3">(5)</td><td>Для $k_{\sigma 6}$:
0,9</td><td>−2,2</td><td>0,7</td><td rowspan="3"></td><td rowspan="3"></td><td rowspan="3"></td><td rowspan="3"></td><td rowspan="3"></td></tr>
<tr><td colspan="3">при X = 0,75…7,0 л (АД сімейств 1, 2а (крім ГАЗ-14, -51), 3 (крім ЗМЗ-24Д), 4, 5 (крім МеМЗ-968), 7 (крім УМЗ-451М) і моделей ЗИС-110, ЗИЛ-164)</td></tr>
<tr><td>−2,4</td><td>5,5</td><td>−2,0</td></tr>
<tr><td></td><td colspan="3">при X = 1,2…5,6 л (АД моделей ВАЗ-2106, -21213 і ті, які не підходять для верхньої РЗ)</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr>
</table>

Позначення сімейств АД: 1 – ВАЗ, 2 – ГАЗ (2а – моделі 13, 14, 66, 51; 2б – М-20, -21), 3 – ЗМЗ (3а – моделі 24Д, 406, 4052, 409, 5231; 3б – 53, 511.10), 4 – ЗИЛ (4а – моделі 111, 130; 4б – 114, 375), 5 – МеМЗ, 6 – МЗМА, 7 – УМЗ, 8 – більш старі ЗИС, ЗИЛ и УралЗИС (8а – моделі ЗИС-110 і Урал-5М, 8б – ЗИЛ-120 і -164). АД моделі 412 не включений у ці сімейства.

Залежно від форми даних функцій розмірів шестерні f_I і f_{II}, система (4) наводиться до біквадратного або квадратного рівняння відносно ширини шестерні b:

$$b^4 - R_{pt2}b^2 + R_{pt1}^2 = 0 \text{ для 1-ї пари РЗ;} \quad (6)$$

$$b^2 - R_{pt4}b + R_{pt3} = 0 \text{ для 2-ї пари РЗ.} \quad (7)$$

Ці рівняння мають по два рішення, що відповідають нижче знакам «мінус» і «плюс»:

$$\hat{b} = \begin{cases} \sqrt{0{,}5R_{pt2}\left|1 \pm \sqrt{\left|1-(2R_{pt1}/R_{pt2})^2\right|}\right|} \; для 1-ї пари РЗ & (8\uparrow) \\ 0{,}5R_{pt4}\left(1 \pm \sqrt{\left|1-4R_{pt3}/R_{pt4}^2\right|}\right) для 2-ї пари РЗ & (8\downarrow) \end{cases},$$

p-ISSN: 2225-6733; e-ISSN: 2519-271X

де, щоб виключити втрату рішень через появу негативних величин під коренями, застосовані операції модуля (що дозволяє отримувати уявні рішення цих рівнянь в таких випадках і аналізувати їх погрішності, як і в інших випадках). Яке з двох рішень (8) слід було вважати за «правильне», додатково перевірялося для кожного дослідженого МН; також перевірялася прийнятність використання напівсуми і напіврізниці цих двох рішень. Значення зовнішнього діаметру шестерні d_{ex} потім знаходилося або за допомогою ділення R_{pt1}/b або R_{pt3}/b, або безпосередньо ($\hat{d}_{ex} = R_{pt6}$).

Для кожної з досліджених пар РЗ по масивах вичислених (усіма варіантами) розмірів шестерень МН розраховувалися відповідні масиви значень АП і ВП (де для 1-ї і 2-ї пар РЗ вибиралися мінімально можливі погрішності обчислення розмірів шестерень), а також сумарні показники точності (r_{cor}, σ, граничні і середні ВП), що характеризують увесь масив розрахованих значень розмиру шестерні.

Щоб додатково поліпшити точність розрахунку цих розмірів, проводилося згладжування залежностей їх АП від робочого об'єму АД різними РЗ (див. табл. 2). Потім знаходилися скоректовані розрахункові розміри шестерень шляхом віднімання згладжених таким чином величин АП з початкових значень розмірів і знову визначалися перелічені вище показники точності розрахунку b і d_{ex}. Показники точності розрахунку розмірів шестерень МН АД за допомогою системи (4) для трьох досліджених пар РЗ (як до коригування шляхом віднімання згладженої АП, так і після неї) приведені в таблиці 3. З цих даних видно, що застосування такого коригування, як правило, виправдане, незважаючи на ускладнення розрахунку. Серед трьох пар досліджених РЗ найбільш вдалою є друга – така, що дає найкращу точність розрахунку b (σ ≈ 1,6 мм; середня ВП 0,032) і приблизно таку ж точність розрахунку d_{ex} (σ = 0,84 мм; середня ВП 0,017), як і перша, але при простіших обчисленнях. Третя ж пара РЗ, що забезпечує найбільш простий розрахунок розмірів шестерні, дає (в середньому) його найгіршу точність.

Таблиця 3

Сумарні показники точності розрахунку розмірів шестерень МН АД

Пара РЗ у (4)	Розмір, мм	Коректування; х множник	r_{cor}	σ мм	σ/Y_m	Межи ВП від … до	Середня ВП
$f_1 = \sqrt{bd_{ex}}$ $f_2 = (b^2 +$ $+ d_{ex}^2)^{0,5}$	$\hat{b}$	Нема; 0,99 Є; 1,01	0,95 0,95	2,0 1,9	0,060 0,056	–0,12 … +0,11 –0,18 … +0,11	0,045 0,039
	$\hat{d}_{ex}$	Нема; 1,01 Є; 1,01	0,92 0,99	1,8 0,75	0,048 0,020	–0,11 … +0,11 –0,036 … +0,056	0,040 0,018
$f_3 = bd_{ex}$ $f_4 = b + d_{ex}$	$\hat{b}$	Нема Є; 1,01	0,96 0,97	1,85 1,65; 1,55	0,056 0,049; 0,046	–0,10 … +0,13 –0,13 … +0,12	0,040 0,032
	$\hat{d}_{ex}$	Нема; 1,01 Є	0,925 0,98	1,7 0,84	0,046 0,023	–0,087 … +0,15 –0,051 … +0,10	0,039 0,017
$f_5 = b$ $f_6 = d_{ex}$	$\hat{b}$	Нема Є	0,93 0,95	2,3 1,9	0,070 0,056	–0,10 … +0,14 –0,14 … +0,11	0,058 0,044
	$\hat{d}_{ex}$	Нема Є	0,93 0,94	1,6 1,5	0,043 0,041	–0,083 … +0,14 –0,092 … +0,13	0,033 0,031

У вигляді прикладу, запропонований метод розрахунку основних розмірів шестерні МН за допомогою 2-ї пари РЗ, застосований до чотирьох умовних двигунів з робочим об'ємом від 1,5 до 6,0 л; результати приведені в таблиці 4. При цьому в двох випадках ширина шестерні вичислена по (8↓) з використанням напівсуми можливих результатів, а в двох інших в (8↓) використані знаки «мінус» і «плюс». Операція «напіврізниця результатів» застосовна, коли відомий фактичний розмір шестерні, тут не могла використовуватися. Показані закруглені значення розмірів, знайдені до і після їх коригування.

p-ISSN: 2225-6733; e-ISSN: 2519-271X

Таблиця 4

До розрахунку розмірів шестерень МН чотирьох умовних АД

Робочий об'єм, л	Прототипи	Праві частини		Знак в (8↓), операція	Значення (мм):	
		R_{pt3}, мм^2	R_{pt4}, мм		до корект.	після корект.
1,5	ВАЗ-2103; 412	1015	63,68	мінус	b = 30,8; d_{ex} = 33,0	b = 30,6; d_{ex} = 32,3
3,0	УМЗ-4218; ГАЗ-12/51	1238	70,84	півсуми для b і d_{ex}	$b = d_{ex}$ = 35,4	b = 34,9; d_{ex} = 36,1
4,5	ЗМЗ-5231	1373	74,11	плюс	b = 37,4; d_{ex} = 36,7	b = 37,8; d_{ex} = 38,3
6,0	ЗИЛ-130	1492	76,66	півсуми для b і d_{ex}	b = 38,3; d_{ex} = 39,6	b = 37,2; d_{ex} = 40,2

Видно, що коригування значень ширини шестерні приводить до немонотонної залежності її від робочого об'єму АД. Значення b для умовних АД з робочим об'ємом 4,5 і 6,0 л розрізняються менше, ніж на величину СКВ, і до, і після коригування (σ ≈ 1,9 і 1,6 мм, відповідно). Значення d_{ex} для умовних АД з робочим об'ємом 3,0 і 4,5 л до коригування розрізняються менше, ніж на величину СКВ (σ ≈ 1,7 мм), а після коригування в усіх випадках розрізняються більше, ніж на цю величину (σ ≈ 0,84 мм). Тому відмінності значень ширини шестерень МН АД гірше «пояснюються» зміною робочого об'єму розглянутих двигунів, чим відмінності величин d_{ex}.

Після обчислення розмірів шестерні b і d_{ex} викладеним методом може знадобитися вибір кількості зубів z_t шестерень насоса, а також інших їх розмірів – модуля m_z і діаметра кола западин d_{cav}. Для дослідженої сукупності насосів АД виявлена слабка мінливість відношення $\sqrt{b^2 + d_{ex}^2} / z_t$, яке для їх більшості ($z_t$ = 7) в середньому близько до 7,1 мм (при СКВ 0,82 мм і найбільшій ВП дещо вищої 0,2), а для шести інших насосів АД з z_t = 8...15 – до 5,4 мм (при СКВ близько 1,0 мм і середній ВП близько 0,15). Модуль зубчастого зачеплення m_z, знайдений як відношення середнього діаметру 0,5(d_{ex} + d_{cav}) до z_t, знижується при збільшенні z_t до 12 і стабілізується близько 2,5 мм у МН АД (рис. 3, а). РЗ 3а-1 має вигляд (1) з a_0 = 7,8; a_1 = −0,53 і показники точності r_{cor} ≈ 0,87; σ = 0,39 мм; середня ВП близько 0,088 для сукупності МН з z_t = 7…12. У цю залежність включені (точки позначені стрілками) передбачувані значення m_z для МН АД «Урал-5М» (z_t = 10 і 9) і «УралЗИС-353А» (z_t = 8), в яких розміри b і d_{ex} шестерень не змінювалися [9].

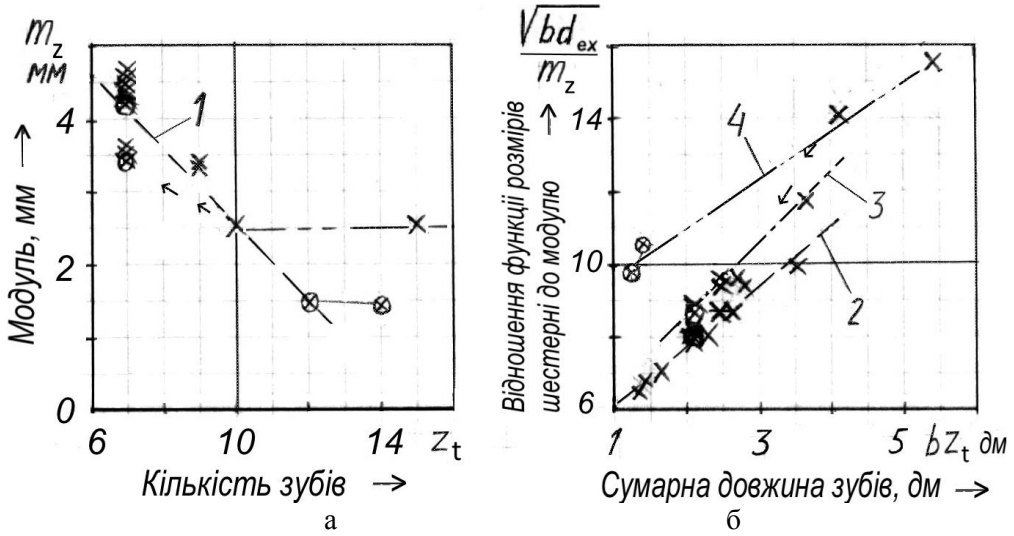


Рис. 3 – Регресійні залежності: а – модуля зубчастого зачеплення шестерень МН від кількості зубів шестерні; б – відношення $\sqrt{bd_{ex}} / m_z$ від сумарної довжини зубів шестерні

p-ISSN: 2225-6733; e-ISSN: 2519-271X

Більше чотки приватні РЗ відношення $\sqrt{bd_{ex}}\,/\,m_z$ від проекції сумарної довжини зубів bz_t шестерні (мм) МН на вісь обертання (рис. 3, б), що мають вигляд (1) з параметрами: a_0 = 4,4; a_1 = 0,0165 при модулі m_z = 4,2...4,7 мм (3б-2); a_0 = 4,8; a_1 = 0,019 при m_z = 3,0...3,7 мм (3б-3); a_0 = 8,4; a_1 = 0,013 при m_z = 1,5...2,8 мм (3б-4). Тут коефіцієнт кореляції $r_{cor} \geq 0{,}96$, середня ВП результату близько 0,020 (3б-2); 0,023 (3б-3) і 0,025 (3б-4), а найбільша ВП не перевищує 0,04; 0,05 і 0,033, відповідно. Для більшості насосів АД з z_t = 7, а також МН АД ВАЗ це відношення, що є критерієм подібності «симплекс», знаходиться в межах 7,8...9,8. Показники точності обчислення модуля m_z за допомогою цієї РЗ прийнятні: СКВ близько 0,10 мм; межі ВП від −0,04 до +0,07; середня ВП близько 0,022. Після вибору «стандартного» значення модуля $m_{z,std}$, найближчого до обчисленого, визначається і діаметр $d_{cav} = m_{z,std}(z_t - 2)$. Відповідне значення діаметра $d_{ex}^{*} = m_{z,std}(z_t + 2)$ при цьому може дещо відрізнятися від вихідного d_{ex}, за яким було підраховано відношення $\sqrt{bd_{ex}}\,/\,m_z$, але в навчальному проектуванні цим можна знехтувати.

Висновки

1. Запропоновано метод обчислення ширини і зовнішнього діаметру шестерень МН із зовнішнім зачепленням на базі рішення системи двох рівнянь, що описують РЗ різних функцій цих розмірів від робочого об'єму двигуна. Ці РЗ отримані для сукупності близько 20 конструкцій таких МН вітчизняних АД з іскровим запалюванням, які мають робочий об'єм приблизно 0,75…1,2 л (при повітряному охолодженні) і 1,2…7,0 л (при рідинному охолодженні).

2. Розрахунок ширини шестерні b дещо точніше можна виконати шляхом рішення квадратного рівняння (СКВ близько 1,6 мм), чим іншими розглянутими способами. Розрахунок зовнішнього діаметру шестерні d_{ex} приблизно однаково точний, якщо визначати її ширину за допомогою біквадратного або квадратного рівняння (СКВ близько 0,8 мм). Якщо не коригувати результати цих розрахунків за допомогою допоміжних РЗ, то для b СКВ підвищується до 1,9...2,0 мм, а для d_{ex} – до 1,7...1,8 мм.

3. Для більшості МН з дослідженої сукупності, що мають шестерні з 7 зубами, відношення $\sqrt{b^2 + d_{ex}^2}\,/\,z_t$ в середньому близько до 7,1 мм при СКВ 0,82 мм.

4. Модуль зубчастого зачеплення m_z шестерень МН можна визначити з допомогою РЗ відношення $\sqrt{bd_{ex}}\,/\,m_z$ від сумарної довжини зубів шестерні bz_t (СКВ близько 0,1 мм).

Перелік використаних джерел:

1. Калимуллин Р.Ф. Расчет автомобильных двигателей. Методические указания к курсовому проектированию. Ч. 2. Расчеты основных деталей и систем двигателя. Конструирование двигателя / Р.Ф. Калимуллин, С.В. Горбачев, С.В. Баловнев. – Оренбург, 2004. – 95 с.
2. Зейнетдинов Р.А. Проектирование автотракторных двигателей : учебное пособие / Р.А. Зейнетдинов, И.Ф. Дьяков, С.В. Ярыгин. – Ульяновск, 2004. – 168 с.
3. Тимченко І.І. Системи ДВЗ : навчальний посібник / І.І. Тимченко, П.В. Жадан, С.С. Жилін; за заг. ред. І.І. Тимченка. – Харків : ХНАДУ, 2007. – 204 с.
4. Гугин А.М. Быстроходные поршневые двигатели : справочник / А.М. Гугин. – Л. : Судостроение, 1967. – 260 с.
5. Тракторные дизели : справочник / Под общ. ред. Б.А. Взорова. – М. : Машиностроение, 1981. – 536 с.
6. Стефановский А.Б. Расчёт номинальных показателей систем смазки автомобильных двигателей с помощью зависимостей между гидродинамическими критериями подобия / А.Б. Стефановский, О.В. Болтянский // Праці ТДАТУ ім. Д. Моторного. – Мелітополь, 2019. – Вип. 19, т. 4. – С. 149-176.
7. Конструкция и расчет автотракторных двигателей / М.М. Вихерт [и др.]; под ред. Ю.А. Степанова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1964. – 552 с.
8. Автомобили ЗИЛ-117 и ЗИЛ-114. Инструкция по эксплуатации. Часть I / Моск. автомоб. з-д им. И.А. Лихачева. – М., 1971. – 288 с.
9. Фишбейн П.А. Конструктивные изменения и взаимозаменяемость узлов и деталей автомобилей ЗИС-5, УралЗИС-355, УралЗИС-355В и УралЗИС-355М / П.А. Фишбейн, Д.С. Бляхман / Оргавтотранс. – М. : Автотрансиздат, 1961. – 58 с.

p-ISSN: 2225-6733; e-ISSN: 2519-271X

References:

1. Kalimullin R.F., Gorbachev S.V., Balovnev S.V. *Raschet avtomobilnyh dvigatelej. Metodicheskie ukazaniya k kursovomu proektirovaniyu. Ch.2. Raschety osnovnyh detalej i sistem dvigatelya. Konstruirovanie dvigatelya* [The calculation of automotive engines. Instructing notes to the course design work. Part 2. Calculations of basic parts and systems of the engine]. Orenburg, 2004. 95 p. (Rus.)
2. Zeynetdinov R.A., Dyakov I.F., Yarygin S.V. *Proektirovanie avtotraktornyh dvigatelej: uch. posobie* [Projecting automotive engines: textbook]. Ulyanovsk, 2004. 168 p. (Rus.)
3. Timchenko I.I., Zhadan P.V., Zhilin S.S. *Sistemi DVZ: navchalnyi posibnik* [The ICE systems: textbook]. Harkiv, HNADU Publ., 2007. 204 p. (Ukr.)
4. Gughin A.M. *Bystrohodnye porshnevye dvigateli. Spravochnik* [High-speed piston engines. Handbook]. Leningrad, Sudostroenie Publ., 1967. 260 p. (Rus.)
5. Vzorov B.A. *Traktornye dizeli. Spravochnik* [Tractor diesel engines. Handbook]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1981. 536 p. (Rus.)
6. Stefanovskiy A.B., Boltyanskiy O.V. Raschyot nominalnyh pokazatelej sistem smazki avtomobilnyh dvigatelej s pomoschyu zavisimostej mezhdu ghidrodinamicheskimi kriteriyami podobiya [Calculation of the rated parameters of automotive engine lubrication systems with use of correlations between hydrodynamical similarity criteria]. *Pratsi Tavriys'kogo derzhavnogo agrotekhnologhicheskogo universiteta imeni D. Motornogo – Transactions of D. Motornyi Tavriya State Agritechnical University*, Melitopol, 2019, iss. 19, vol. 4, pp. 149-176. (Rus.)
7. Vihert M.M., Dobrogaev R.P., Lyahov M.I. *Konstruktsiya i raschet avtotraktornyh dvigatelej* [Design and calculation of the automotive engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1964. 552 p. (Rus.)
8. *Avtomobili ZIL-117 i ZIL-114. Instruktsiya po ekspluatatsii. Ch.1* [ZIL-117 and ZIL-114 cars. User's manual. Part I]. Moscow, 1971. 288 p. (Rus.)
9. Fishbein P.A., Blyahman D.S. *Konstruktivnye izmeneniya i vzaimozamenyaemost' uzlov i detalei avtomobilei ZIS-5, UralZIS-355, UralZIS-355V i UralZIS-355M* [Design changes and interchangeability of components and parts of ZIS-5, UralZIS-355, UralZIS-355V and UralZIS-355M trucks]. Moscow, Avtotransizdat Publ., 1961. 58 p. (Rus.)

Рецензент: А.А. Волошина
д-р техн. наук, проф., ТДАТУ імені Д. Моторного

Стаття надійшла 15.03.2020