

ОСОБЛИВОСТІ НАВАНТАЖЕННЯ ВАЛЬНИЦЬ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ АВТОМОБІЛІВ

© Нємий С. В., 2009

На основі врахування статистичних закономірностей швидкісного і навантажувального режимів роботи агрегатів трансмісії автомобіля розроблено методику розрахунку навантаження вальниць коробок передач. Запропоновано формули для оцінювання ресурсу вальниць за пробігом автомобіля та визначення їхньої необхідної базової динамічної вантажності (за каталогом) під час проектування коробок передач автомобілів.

On the basis of account of statistical conformities to the law of the speed and loading modes of operations of aggregates of transmission of car the method of calculation of loading of bearings gear-boxes was developed. Formulas for the estimation of resource of bearings after the run of car and determination of them necessary base dynamic capacity (behind the catalogue) at planning of gear-boxes cars were offered.

Постановка проблеми. Важливим показником експлуатаційної ефективності автомобіля та його агрегатів є їхня надійність. Для формування заданого рівня надійності автомобіля чи його складових, насамперед, необхідно мати обґрунтовані методики розрахунку показників, що формують їхню надійність. Проблема полягає у тому, що агрегати постійно працюють у змінних швидкісному і навантажувальному режимах, залежно від передачі, на якій рухається автомобіль. Ця обставина утруднює сприйняття однозначних об'єктивних розрахункових даних, зокрема під час вибору вальниць валів коробок переміни передач (коробок передач), надійність яких є одним із факторів, що визначає їхню експлуатаційну ефективність.

Аналіз відомих досліджень та публікацій. Стосовно надійності, як одного із основних критеріїв експлуатаційної ефективності коробок передач, сьогодні немає теоретичних основ розрахунку еквівалентного навантаження вальниць коробок передач та визначення їх необхідної базової динамічної вантажності (за каталогом) під час проектування коробок передач автомобілів. Опубліковані методики вибору вальниць, наприклад, [2, 3], є загальними в машинобудуванні без врахування особливостей швидкісного і навантажувального режиму роботи агрегатів трансмісії автомобіля. Конкретні рекомендації стосовно розрахункових даних та обґрунтованої методики вибору вальниць агрегатів трансмісії автомобіля, зокрема коробок передач, сьогодні, в опублікованих результатах досліджень та публікаціях, наприклад [4, 5, 6], відсутні.

Постановка задачі. Метою роботи є розроблення, на основі статистичних закономірностей навантажувальних і швидкісних режимів роботи автомобілів, теоретичних основ методики розрахунку еквівалентного навантаження вальниць коробок передач та визначення їх необхідної базової динамічної вантажності під час проектування коробок передач автомобілів.

Основний матеріал. Стосовно агрегатів автомобіля, зокрема коробок передач, основними критеріями, що визначають їхню експлуатаційну ефективність є надійність, паливна ощадливість,

екологічність, технологічність в експлуатації. Вартість виготовлення коробок передач повинна бути результатом оптимального компромісу значень вимірників показників вказаних критеріїв.

На надійність, екологічність та паливну ощадливість істотно впливають міцнісні показники складових елементів коробок передач, зокрема вантажність вальниць, вибір оптимального значення яких є важливим завданням під час проектування.

У вальниць із недостатньою вантажністю швидше спрацьовуються робочі поверхні, що призводить до їх низького ресурсу, зниження ККД коробок передач та, відповідно, паливної ощадливості автомобіля, підвищення вібрації та шуму під час роботи, зниження точності у зубчатих зачепленнях коробок передач, що, своєю чергою, сприяє зносу та контактному руйнуванню зубців шестерень [7]. Всі названі негативні явища знижують експлуатаційну ефективність коробок передач.

З іншого боку, за необгрунтовано високої вантажності вальниць збільшуються габарити опорних вузлів валів і, відповідно, коробок передач та нерационально зростає їхня маса і вартість.

Під час подальшого викладення приймаємо такі припущення:

1. Механічними втратами в агрегатах трансмісії (ККД) нехтуємо, як такими, що порівняно незначно впливають на точність розрахунків.

2. Навантаженнями вальниць, створюваними вагою валів і шестерень, нехтуємо, як порівняно незначними;

3. Вали агрегатів вважаємо абсолютно жорсткими, тобто їхні деформації і прогини від навантаження приймаємо такими, що дорівнюють нулю.

Вали і вальниці агрегатів трансмісії автомобіля працюють у змінних навантажувальному та швидкісному режимах. З огляду на це, у роботі [1] обгрунтована загальна методика розрахунку навантаження вальниць агрегатів трансмісії автомобілів. Однак у тривальних коробок передач під час роботи на прямій передачі з'єднання між первинним і вторинним валами забезпечується синхронізатором, який здійснює зубчате зачеплення концентрично із рівномірною передачею колової сили всіма зубцями зачеплення. Через це під час роботи коробки на прямій передачі, радіальні і осьові навантаження вальниць всіх валів відсутні. Значення еквівалентного осьового чи радіального навантаження вальниць тривальних коробок передач, за умови наявності прямої передачі, на основі [1] можна визначити за формулою

$$F_e = \left(\frac{\sum_{i=1}^{p-1} \frac{F_i^b \Delta t'_i}{u_i}}{\sum_{i=1}^{p-1} \frac{\Delta t'_i}{u_i}} \right)^{\frac{1}{b}} \quad (1)$$

де $F_i = (F_{ri}, F_{oi})$ – відповідно, радіальне чи осьове навантаження вальниці під час роботи на кожній із передач; $\Delta t'_1, \Delta t'_2, \dots, \Delta t'_i, \dots, \Delta t'_{p-1}$ – відносний час роботи автомобіля на кожній із передач, без врахування часу роботи на прямій передачі; $u_1, u_2, \dots, u_i, \dots, u_p$ – передавальне відношення від двигуна до конкретного вала на кожній із передач; p – кількість передач у коробці; b – показник степеня, який дорівнює 3 для кулькових і 10/3 – роликівих вальниць.

У формулі (1) не враховуються складові радіального і осьового навантаження вальниць на прямій передачі, оскільки вони, як уже зазначалося, відсутні.

Відносний час роботи автомобіля на кожній із передач, без врахування часу роботи на прямій передачі, відповідає умові:

$$\sum_{i=1}^{p-1} \Delta t'_i = 1,0 \quad (2)$$

Відповідно, враховуючи цю умову, без врахування часу роботи на прямій передачі, відносний час роботи автомобіля на кожній із передач, необхідно розраховувати за формулою

$$\Delta t'_i = \frac{\Delta t_i}{1 - \Delta t_\gamma}, \quad (3)$$

де Δt_i – відносний час роботи автомобіля на кожній із передач, з врахуванням часу роботи на прямій передачі [4]; Δt_γ – відносний час роботи автомобіля на прямій передачі [4].

Під час експлуатації автомобілів прийнято нормувати та оцінювати ресурс агрегатів, вузлів та деталей у км пробігу. Ресурс (пробіг) вальниці, у км, можна визначити за формулою [1]

$$L_S = L_h V_T = \frac{10^6 a_1 a_{23}}{60 a n_T \sum_{i=1}^p \frac{\Delta t'_i}{u_i}} \left(\frac{C_r}{R} \right)^b V_T, \quad (4)$$

де L_h – розрахунковий ресурс вальниці, год; V_T – середня швидкість автомобіля, км/год, значення якої приймають за результатами статистичної оцінки швидкості руху автомобілів аналогічного типу у заданих умовах експлуатації; a_1, a_{23} – відповідно, коефіцієнти, що враховують ступінь надійності вальниці та якість її матеріалу і умови експлуатації [2]; C_r – базова динамічна вантажність вальниці (за довідником); $R = f(F_{ri}, F_{oi})$ – розрахункове еквівалентне навантаження вальниці [2, 3]; a – коефіцієнт, який враховує умови експлуатації і за результатами досліджень дорівнює: 0,82 – рух в місті; 0,93 – для умов приміського руху; 1,0 – для умов міжміського руху [1]; n_T – частота обертання колінчатого вала двигуна, $\delta \hat{a}^{-1}$, при максимальному крутному моменті двигуна.

Середню швидкість автомобіля визначаємо із залежності [4]

$$V_T = (0,5 \dots 0,75) V_{max}, \quad (5)$$

де V_{max} – максимальна швидкість руху автомобіля.

Оскільки ресурс вальниць коробки передач розрахований, за наведеними вище формулами, на роботу під навантаженням без врахування часу роботи (пробігу) на прямій передачі, то фактичний розрахунковий ресурс вальниці коробки передач, враховуючи залежності (2) і (3), становитиме

$$L'_S = \frac{L_S}{1 - \Delta t_\gamma}. \quad (6)$$

Під час розрахунку еквівалентного радіального F_{ri} і осьового F_{oi} навантаження задніх (по віддаленості від двигуна) вальниць проміжного і вторинного валів, за формулою (1) еквівалентне значення навантаження може бути у декілька разів меншим, ніж значення, що відповідає режиму роботи на нижчих передачах. Це ілюструється даними таблиці, у якій наведені результати розрахунку навантаження вальниць коробки передач міжміського автобуса

середнього класу з повною вагою $G_a = 109,2 \text{ кН}$ та максимальним крутним моментом двигуна $T_{e \text{ max}} = 402 \text{ Нм}$.

Приклад розрахункових значень навантаження вальниць коробки передач

Параметри		Навантаження на передачах, H				Еквівалентне навантаження, H
		I	II	III	IV	
Відносний час роботи автомобіля на передачах $\Delta t'_i$		0,04	0,12	0,2	0,64	
Вальниці вала						
Первинного	Передня, радіальне F_{r11i}	1048,0	1066,78	1002,19	1041,16	$F_{er11} = 1037,063$
	Задня, радіальне F_{r12i}	8563,42	8630,29	8701,42	8626,25	$F_{er12} = 8639,38$
	Задня, осьове F_{01}	4866,94	4866,94	4866,94	4866,94	$F_{e01} = 4866,94$
Проміжного	Передня, радіальне F_{r21i}	7213,94	7342,09	7557,52	7418,56	$F_{er21} = 7429,95$
	Задня, радіальне F_{r22i}	24364,77	13434,93	5486,61	3356,10	$F_{er22} = 9742,61$
	Задня, осьове F_{02i}	4866,94	2156,9	117,68	800,54	$F_{e02} = 1894,55$
Вторинного	Передня, радіальне F_{r31i}	8512,88	8201,11	9828,43	9096,12	$F_{er31} = 9174,28$
	Задня, радіальне F_{r32i}	24781,93	13662,27	5685,51	3559,35	$F_{er32} = 7011,86$
	Задня, осьове F_{03i}	0*	7023,84	4984,62	4066,4	$F_{e03} = 4499,48$

*Зачеплення на першій передачі – прямозубе.

Як зрозуміло з таблиці, причиною такого співвідношення еквівалентного навантаження і навантаження на нижчих передачах є, по-перше, порівняно велика тривалість роботи автомобіля на вищих передачах, зокрема на тій, що передує прямій (у цьому випадку на четвертій), на яких

навантаження значно менші, ніж на нижчих передачах. По-друге, шестерні першої і другої передач проміжного і вторинного валів, в зачепленнях яких виникають найбільші навантаження від колових і радіальних сил, розташовані найближче до задніх вальниць, відповідно, створюючи їхнє найбільше навантаження.

Із зазначеного очевидний важливий висновок: вибираючи вантажність вальниць коробок передач, потрібно забезпечити їхню роботу на тій передачі, якій відповідає найбільше розрахункове еквівалентне навантаження на вальницю протягом ресурсу (пробігу), який визначається, згідно з статистичним розподілом, відносним часом роботи автомобіля на вказаній передачі Δt_{mi} .

Ресурс вальниці, у год роботи, визначають [2, 3] за формулою

$$L_h = \frac{10^6 pL}{1800w} = \frac{10^6 L}{60n} \quad (7)$$

де W – кутова швидкість вала (кільця вальниці), рад/с; n – частота обертання вала (кільця вальниці), с^{-1} ; L – ресурс (довговічність) вальниць (у млн. обертів), що визначається за формулою [2]

$$L = a_1 a_{23} \left(\frac{C_r}{R} \right)^b, \quad (8)$$

З рівнянь (7) і (8), для періоду роботи на передачі, якій відповідає найбільше розрахункове еквівалентне навантаження вальниці, отримаємо:

$$L_{hi} = \frac{10^6 a_1 a_{23} u_i}{60 a n_T} \left(\frac{C_r}{R_i} \right)^b, \quad (9)$$

де $R_i = f(F_{ri}, F_{oi})$ – найбільше із значень розрахункового еквівалентного навантаження вальниці, залежно від передачі; u_i – передавальне відношення від двигуна до конкретного вала коробки передач, за найбільшого розрахункового еквівалентного навантаження вальниці.

Якщо на стадії проектування задатися плановим ресурсом (пробігом) вальниці коробки передач $[L'_S]$, то на основі формули (4) можна записати:

$$L_{hi} = \frac{[L'_S]}{V_T} \Delta t_{mi}. \quad (10)$$

Виконавши відповідні математичні перетворення за формулами (9) і (10), отримаємо формулу для розрахунку мінімального значення вантажності вальниць коробки передач за умовою забезпечення заданої надійності на передачі, якій відповідає найбільше розрахункове еквівалентне навантаження вальниці:

$$C_r \geq R_i \left(\frac{[L'_S] \Delta t_{mi}}{A V_T} \right)^{\frac{1}{b}}, \quad (11)$$

де $A = \frac{10^6 a_1 a_{23} u_i}{60 a n_T}$.

Із формули (11) очевидно, що плановий ресурс (у км пробігу) вальниці $[L'_S]$ доцільно встановлювати, враховуючи співвідношення

$$[L'_S] \geq \frac{A V_T}{\Delta t_{mi}}. \quad (12)$$

Остаточного значення вантажності вальниць коробок передач рекомендується приймати за результатами розрахунків за формулами (1), (4) і (6), враховуючи планований ресурс (пробіг) вальниці $[L'_S]$ та дотримання умов згідно з формулами (11) і (12).

Висновки. 1. З поміж факторів надійності, як одного із основних критеріїв експлуатаційної ефективності коробок передач, важливе значення має ресурс їх вальниць.

2. На основі врахування статистичних закономірностей формування навантажувального і швидкісного режимів роботи коробок передач автомобілів обґрунтовано теоретичні основи методики розрахунку еквівалентного навантаження вальниць та визначення їх необхідної базової динамічної вантажності під час проектування коробок передач автомобілів.

3. Вибираючи вантажність вальниць коробок передач, потрібно забезпечити їхню роботу на тій передачі, якій відповідає найбільше розрахункове еквівалентне навантаження вальниці протягом ресурсу (пробігу), який визначається, згідно з статистичним розподілом, відносним часом роботи автомобіля на вказаній передачі.

4. Виведено формулу для розрахунку мінімального значення планового ресурсу (у км пробігу) вальниць коробок передач автомобілів.

1. Немий С. В. Розрахунок навантаження підшипників агрегатів трансмісії автомобіля // Вісн. Нац. ун-ту "Львівська політехніка". – 2008.– № 614. – С. 112–115. 2. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник. – 2-ге вид., перероб. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с. 3. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения: Справочник. – 6-е изд., перераб и доп. – М.: Машиностроение, 1975. – 572 с. 4. Автомобили. Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия / А.И. Гришкевич, В.А. Вавуло, А.В. Карпов и др.; Под ред. А.И Гришкевича. – Минск: Вышэйш. шк., 1985. – 240 с. 5. Лукин П.П., Гаспарянц Г.А., Родионов В.Ф. Конструирование и расчет автомобиля. – М.: Машиностроение, 1984. – 376 с. 6. Бухарин Н.А., Прозоров В.С., Щукин М.М. Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, 1973. – 540 с. 7. Лукинский В.С., Зайцев Е.И. Прогнозирование надежности автомобилей. – Л.: Политехника, 1991. – 224 с.