

**П.М. КАЛІНІН**, к.т.н., доц., професор каф. ІМ Акад. ВВ МВС України, Харків;  
**Л.В. КУРМАЗ**, к.т.н., доц., професор каф. ДМ та ПМ НТУ "ХПІ", Харків;  
**Ю.В. ЖЕРЕЖОН-ЗАЙЧЕНКО**, ст.викл. каф. ІМ Акад. ВВ МВС України

## ОЦІНКА ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ЗУБЧАСТИХ ПАР КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ АВТОМОБІЛЯ

У роботі наведені результати аналізу напруженого стану зубчастих пар коробки передач автомобіля і розглянуті питання оптимізації параметрів зубчастих пар коробки передач на етапі її модернізації з метою поліпшення експлуатаційних характеристик.

В работе приведены результаты анализа напряженного состояния зубчатых пар коробки передач автомобиля и рассмотрены вопросы оптимизации параметров зубчатых пар коробки передач на этапе ее модернизации с целью улучшения эксплуатационных характеристик.

Results over of analysis of the tense state of toothed pairs of gear-box of car are in-process brought and the questions of optimization of parameters of toothed pairs of gear-box of car are considered on the stage of her modernization with the purpose of improvement of it operating descriptions.

**Постановка проблеми.** Питання покращення експлуатаційних характеристик приводних зубчастих передач, зокрема, зубчастих передач коробок передач (КП) автомобіля, а відповідно, покращення якісних характеристик усього автомобіля завжди були актуальними. У роботі ці питання розглядаються на прикладі модернізації циліндричних зубчастих передач КП автомобіля з метою мінімізації їх масово-габаритних характеристик та підвищення навантажувальної здатності.

Безумовно задачу покращення експлуатаційних характеристик приводних зубчастих передач слід вирішувати на етапі проектування, де можливо всебічно розглянути конструкцію і врахувати велику кількість суперечливих вимог. Проте актуальними стають і задачі часткової оптимізації зубчастих передач на етапі модернізації існуючих конструкцій.

**Аналіз літератури.** До основних критеріїв працездатності циліндричних евольвентних зубчастих передач відносять контактну втомну міцність, втомну міцність при згині, статичну контактну міцність і статичну міцність від згину [1-3]. Безумовно питання оптимізації параметрів зубчастих передач при забезпеченні усіх умов міцності є актуальними. Важливим етапом при оптимізації є вибір критеріїв оптимізації, який впливає і на вибір методів оптимізації [3-5]. Суттєво на вибір методів оптимізації впливає і сам об'єкт оптимізації, а точніше його математична модель. Зрозуміло, що зубчаста передача може бути описана тільки у вигляді проектно-математичної моделі, що включає різноманітний таблично-графічний довідковий матеріал, проектні рекомендації і стандартизовані (ГОСТ 21354-87) умови працездатності.

Особливістю проектування приводних циліндричних передач КП є те, що вони проєктують не на основі критеріїв працездатності, а на основі методу аналогії й використання статистичних даних, що відбивають тривалу практику автобудування.

Наприклад, для трьохвальних КП головний розмірний параметр – міжосьову відстань  $a_w$  (мм) – наближено визначають за умовою, що побудована на підставі статистичних даних існуючих КП [6,7]:

$$a_w = k_a \sqrt[3]{T_{\hat{a}\hat{e}\hat{o}}}, \quad (1)$$

де  $T_{\hat{a}\hat{e}\hat{o}}$  – максимальний крутний момент на вторинному валу, Н·м, який узгоджений з максимальним крутним моментом двигуна й передаточним числом першої передачі, а коефіцієнт  $k_a$  перебуває в межах: 8,9...9,3 для коробок легкових і 8,6...9,6 – вантажних автомобілів.

Практично для існуючих конструкцій КП ряд значень  $a_w$  обмежений. Наприклад, для КП вантажних автомобілів рекомендований раціональний ряд міжосьових відстаней (мм): 85, 105, 125, 140, 160.

Після вибору міжосьової відстані  $a_w$  призначається ширина  $b_w$  зубчастих вінців, модуль  $m_n$  та кут  $\beta$  нахилу зубців. Необхідна жорсткість конструкції, задовільна збалансованість термінів служби зубчастих коліс і підшипників і помірна металоемність забезпечують практично встановленими співвідношеннями основних елементів КП. Тому ширину зубчастих вінців, а також довжину коробки по картеру й габаритні розміри валів і підшипників, визначають в частках міжосьової відстані, чим зберігають для існуючих конструкцій з типовим компонуванням високий ступінь сталості.

Наприклад, робочу ширину  $b_w$  зубчастих вінців визначають за умовою

$$b_w \approx (0,19...0,23)a_w. \quad (2)$$

Відзначимо, що такі зубчасті колеса КП відносять до вузьких зубчастих коліс.

За таких умов проектування зубчастих передач, як показує аналіз існуючих КП, зубчасті передачі, як правило, є недовантаженими.

**Ціль статті** – оцінити рівень працездатності існуючих евольвентних циліндричних зубчастих передач коробок передач автомобіля та запропонувати можливі шляхи їх модернізації.

**Методи вирішення поставленої задачі.** У якості приклада розглянемо задачу аналізу рівня звантаженості зубчастих пар п'ятиступінчастої коробки передач автомобіля ЗИЛ-4327 (див. рисунок).

При роботі КП на першій передачі працюють зубчаста пара постійного зачеплення (ЗП-0) та зубчаста пара (ЗП-1). При роботі КП на другій передачі замість пари ЗП-1, в зачеплення входить пара ЗП-2, на третій передачі – ЗП-3, на четвертій – ЗП-4. П'ята передача КП є прямою, у якій зубчасті пари не приймають участі. Деякі параметри зубчастих пар досліджуваної КП наведені у таблиці 1.

Згідно до зовнішньої швидкісної характеристики двигуна Д-245.9Е2 максимальному крутному моменту  $T_{\max} = 456 \text{ Н}\cdot\text{м}$  відповідає швидкість колінчастого валу двигуна  $n_{\hat{a}\hat{a}} = 1600 \text{ хв}^{-1}$ . Виходячи з ресурсу  $S$  автомобіля до капітального ремонту, визначаємо відстані, що проходить автомобіль на різних передачах  $S_i = S \cdot \gamma_i$ , швидкості  $V_i$  руху автомобіля ( $V_i = \pi \cdot r_k \cdot n_{\hat{a}\hat{a}} \cdot u_{k\hat{i}} \cdot u_{\hat{a}\hat{i}} / 3000$ ) та час  $t_i$  руху на різних передачах (таблиця 2).

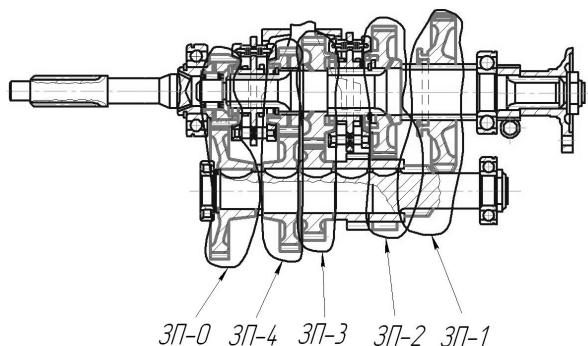


Рисунок – Коробка передач автомобіля ЗИЛ-4327

Таблиця 1 – Основні параметри зубчастих пар коробки передач

Параметр		Зубчасті пари				
		ЗП-1	ЗП-2	ЗП-3	ЗП-4	ЗП-0
Передав. число	$u_i$	3,46	1,91	1,06	0,68	1,86
Числа зубців	$z_{i1} / z_{i2}$	13/45	22/42	31/33	38/26	22/41
Модуль, мм	$m$	4,25	3,75	3,75	3,75	3,75
Ширина, мм	$b$	45	36	36	36	36
Відносний пробіг	$\gamma_i$	0,7	2,0	8,3	24	65

Таблиця 2 – Характеристики роботи автомобіля на різних передачах

	Передача коробки передач				
	1	2	3	4	5
$S_i$ , км	2100	6000	24900	72000	195000
$V_p$ , км/год	9,72	17,62	31,68	49,2	62,74
$t_i$ , год	216	341	786	1463	3108

Таблиця 3 – Результати аналізу напруженого стану зубчастих пар КП

Параметр	ЗП-0	ЗП-1	ЗП-2	ЗП-3	ЗП-4
$\sigma_H$ , МПа	938,6	1914,4	1260,9	1000,8	923,55
$\sigma_{HP}$ , МПа	1207	1851,9	1663,4	1493,2	1239,9
$\Delta_H$ , % <sup>3)</sup>	-22,3	3,37	-24,2	-33,0	-25,5
$\sigma_F$ , МПа	126,46	460	231,38	150,55	121,57
$\sigma_{FP}$ , МПа	457,14	457,14	457,14	457,14	457,14
$\Delta_F$ , %	-72,3	0,7	-50,4	-67,1	-43,4

усі зубчасті передачі КП за виключенням ЗП-1 за контактними напруженнями та напруженнями згину мають недовантаження більше 10%, а тому додаткових розрахунків ресурсів не потребують [6].

Великий рівень недовантаженості зубчастих пар досліджуваної коробки передач дозволяє поставити питання про удосконалення зубчастих пар, зок-

Для виготовлення зубчастих коліс КП використовують сталь 25 ХГМ, а зубці зубчастих коліс цементують до твердості  $HRC = 60 \dots 65$ .

Результати аналізу напруженого стану зубчастих пар коробки передач автомобіля ЗИЛ-4327, який проводимо за ГОСТ 21354-87 з використанням навчально-дистанційного комплексу НДК-ДМ Академії ВВ МВС України [8], наведені у таблиці 3.

Тут у якості експлуатаційних характеристик зубчастих пар КП прийняті їх рівні завантаженості:  $\Delta_{H(F)} = (\sigma_{H(F)} - \sigma_{H(F)P}) / \sigma_{H(F)P} \cdot 100\%$ .

Аналіз отриманих результатів показує, що умови міцності для усіх зубчастих пар коробки передач виконуються. При цьому

рема, зміни, наприклад, робочої ширини зубчастих коліс.

У таблиці 4 наведені результати, які характеризують напружений стан модифікованих зубчастих пар.

У результаті запропонованої оптимізації зубчастих пар коробки передач за рахунок зміни рівня напруженого стану роботи вдається зменшити їх об'єм і, відповідно, їх вагу (таблиця 4).

Зниження ваги зубчастих коліс коробки передач автомобіля ЗИЛ-4327 при оптимізації робочої ширини зубчастих зачеплень складає біля 140Н або більше 30% (таблиця 5).

Якщо у якості критерію оптимізації вибрати допустимий крутний момент, що може передавати коробка передач, то встановлено, що можливо збільшити момент на 23%. При цьому результати, які характеризують напружений стан модифікованих зубчастих пар представлені у таблиці 5, а зниження ваги зубчастих коліс (проти базового варіанту) складає 84Н.

Проте треба відзначити, що у останньому випадку була досліджена тільки працездатність зубчастих пар коробки передач, а можливість працездатності інших елементів коробки передач автомобіля ЗИЛ-4327, зокрема, валів і підшипників, потребує додаткових перевірок розрахунків.

**Заключення.** У роботі розглянута задача аналізу напруженого стану зубчастих пар коробки передач автомобіля ЗИЛ-4327 та оптимізації їх робочої ширини з метою покращення масо-габаритних характеристик.

**Список літератури:** 1. *Іванов М.Н.* Детали машин. – М.: Высш. шк., 2007. – 408с. 2. *Курмаз Л.В., Курмаз О.Л.* Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Высш. шк., 2007. – 455с. 3. *Павлице В.Т.* Основи конструювання та розрахунок деталей машин. – Львів: Афіша. 2003. – 560с. 4. *Калінін П.М., Курмаз Л.В., Жережон-Зайченко Ю.В.* Про можливості і методи забезпечення плавності зачеплення приводних зубчастих передач // Вісник НТУ "ХПІ": Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харьков, 2010. – Вып.27. – С.81-88. 5. *Калінін П.М., Курмаз Л.В., Жережон-Зайченко Ю.В.* До питання оптимального синтезу планетарної зубчастої передачі // Вісник НТУ "ХПІ": Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харьков, 2007. – Вып.21. – С.221-229. 6. *Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия / Под ред. А.И. Гришкевича.* – Минск: Выс. шк., 1985. – 240с. 7. *Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости: Расчет агрегатов и систем / Под общ. ред. Н.Ф. Бочарова, А.Ф. Желова.* – Л., Машиностроение, 1994. – 404с. 8. *Калінін П.М., Курмаз Л.В., Жережон-Зайченко Ю.В.* Система експрес діагностування працездатності елементів головної передачі автомобіля // Вісник НТУ "ХПІ": Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харьков, 2008. – Вып.28. – С.116-120.

Таблиця 4 – Характеристики модифікованих зубчастих пар КП

Параметр	ЗП-0	ЗП-1	ЗП-2	ЗП-3	ЗП-4
$b_W$ , мм	20	45	19	15	18
$\sigma_H$ , МПа	1237	1914	1703	1527	1293
$\Delta_H$ , %	2,47	3,37	2,38	2,27	4,2
$\sigma_F$ , МПа	220,8	460,6	423,9	353,4	239,7
$\Delta_F$ , %	-51,7	0,8	-7,2	-22,7	-47,5

Таблиця 5 – Результати оптимізації зубчастих передач КП

Критерій оптимізації	Варіант зубчастих передач		
	Базовий	Оптимізований	
Об'єм зубчастих коліс	см <sup>3</sup>	5194,7	3392,5
Вага зубчастих коліс	Н	405	264

Таблиця 6 – Характеристики модифікованих зубчастих передач при 1, 23T<sub>aa</sub>

Параметр	ЗП-0	ЗП-1	ЗП-2	ЗП-3	ЗП-4
$b_W$ , мм	24	56	23	18	22
$\Delta_H$ , %	4,2	4,95	3,65	3,7	4,8