

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

ПРО МОЖЛИВОСТІ І МЕТОДИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПЛАВНОСТІ ЗАЧЕПЛЕННЯ ПРИВОДНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

В работе рассмотрены вопросы о выборе параметров цилиндрической зубчатой передачи коробки передач на этапе ее модернизации, которые бы обеспечивали постоянство суммарной длины контактных линий передачи, и, соответственно, , повышали плавность хода, уменьшали внутренние динамические усилия, которые связаны с пересопряжением зубьев.

Questions are considered In work about choice parameter cylindrical toothed issue gearbox in step of her modernizations, which provided the constancy of the total length contact line issues, and, accordingly, reduced the internal dynamic efforts, which are connected with пересопряжением teeth.

Постановка проблеми. Питання підвищення плавності ходу приводних зубчастих передач, а відповідно, зниження динамічних явищ у зубчастих передачах, завжди були актуальними. У роботі розглядається питання про можливі шляхи модернізації евольвентних циліндричних зубчастих передач коробок передач автомобіля з метою мінімізації внутрішніх динамічних зусиль у передачах, які пов'язані з пересполученням зубців.

Аналіз літератури. До зубчастих передач поряд з умовами працездатності (міцності, жорсткості, зносостійкості) ставлять також умови плавності і безшумності роботи. Останні відносять до умов комфортності, а також надійності і довговічності роботи, бо динамічні явища, що супроводжують процес пересполучення зубців, безумовно впливають на термін безвітказної роботи зубчастих передач.

Проблема багатопарності та плавності роботи зубчастих передач пов'язана з сутністю евольвентного зачеплення.

Відомо, що внаслідок зміни сумарної довжини l_{Σ} контактних ліній у циліндричних зубчастих передачах змінюється жорсткість зачеплення й, відповідно, виникають динамічні явища в зубчастих передачах [1]. Відповідно до цього "найвигіднішим для роботи зубчастої передачі є випадок $l_{\Sigma} = const$ " [2].

Однією з умов забезпечення сталості сумарної довжини l_{Σ} контактних ліній зубців, що перебувають у зачепленні, є виконання умови [2]

$$\varepsilon_{\beta} = \Pi, \quad (1)$$

де Π – ціле число, а ε_{β} – коефіцієнт осьового перекриття.

Для реалізації умови (1) розроблені наближені методики вибору параметрів циліндричної зубчастої передачі, наприклад, [4,5]. Однак представлені в [4] методики вибору параметрів циліндричних передач орієнтовані на процес проектування нових циліндричних передач. Питання модернізації існуючих циліндричних зубчастих передач у коробках передач автомобілів з метою забезпечення виконання умови (1) у роботі [4] не розглядалися.

Ціль статті – розглянути можливі шляхи модернізації існуючих евольвентних циліндричних зубчастих передач коробок передач (КП) автомобілів для забезпечення виконання умови (1).

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

Наприклад, для тривальних КП головний розмірний параметр – міжосьову відстань a_w (мм) – наближено визначають за умовою, що побудована на підставі статистичних даних існуючих КП

$$a_w = k_a \sqrt[3]{T_{\text{вих}}}, \quad (2)$$

де $T_{\text{вих}}$ – 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. Міжосьова відстань у КП легкових автомобілів звичайно перебуває в межах 65...80мм, а для КП вантажних автомобілів рекомендований раціональний ряд міжосьових відстаней (мм): 85, 105, 125, 140, 160.

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

Наприклад, робочу ширину b_w зубчастих вінців визначають за умовою

$$b_w \approx (0,19...0,23)a_w. \quad (3)$$

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

Бажання підвищити плавність роботи зубчастих передач КП, а відповідно, забезпечити ціле значення ε_β більше одиниці у КП з вузькими зубчастими колесами не можна реалізувати, і, відповідно, є прагнення наблизитися до значення $\varepsilon_\beta=1$. У такому разі кут нахилу β_ε , що задовольняє умові $\varepsilon_\beta=1$, треба визначати з рівності,

$$\beta_\varepsilon = \arcsin(\pi m_n / b_W), \quad (4)$$

а це може привести до зміни значення міжосьової відстані a_W КП (див. (6)).

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

Визначимо можливості забезпечення виконання умови (1) при модернізації зубчастих пар коробок передач.

Враховуючи, що

$$\varepsilon_\beta = b_W \sin \beta / (\pi m_n), \quad (5)$$

то можливими шляхами забезпечення умови (1) є, по-перше, зміна кута β нахилу зубців або зміна ширини b_W зубчастих вінців, бо модуль m_n пов'язаний з міцністю зубчастих коліс.

Приймаючи до уваги, що для зубчастих передач коробок передач

$$a = 0,5 m_n z_\Sigma / \cos \beta = 0,5 m_n z_1 (1 + u) / \cos \beta = const, \quad (6)$$

зміна кута β пов'язана із зміною числа зубців z_Σ і, відповідно, z_1 .

Враховуючи, що напруження у зубцях зубчастих передач пов'язані із шириною b_W , умови працездатності зубчастих коліс

$$\sigma'_H = \sigma_H \sqrt{b_W / b'_W} \leq \sigma_{HP}, \quad (7)$$

$$\sigma'_F = \sigma_H b_W / b'_W \leq \sigma_{FP}, \quad (8)$$

накладають обмеження на зміну ширини вінців від b_W до b'_W .

Таким чином, можливими шляхами забезпечення умови (1) може бути пошук комплексного співвідношення між m_n , z_1 , β та b_W .

Вибір того чи іншого методу вирішення поставленої задачі залежить, по-перше, від умов проектування:

А – Проектування нової зубчастої передачі;

Б – Модернізація зубчастої передачі в умовах заданих обмежень (обмеження на зміну a_W ; обмеження на зміну габаритів вузла, де використовується зубчаста передача).

Для задач модернізації (Б), вибір метода залежить від початкових умов:

Б1 – зубчаста передача напружена (напруження у зубцях близькі до допустимих);

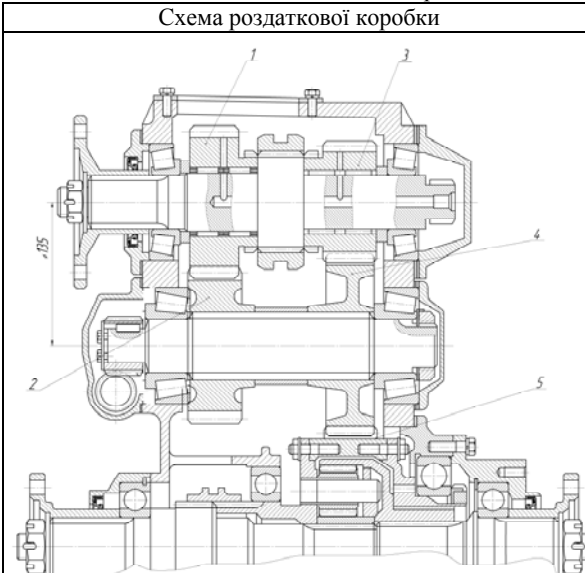
Б2 – зубчаста передача не напружена, напруження у зубцях незначні (передача недовантажена).

Реалізація запропонованих підходів. Розглянемо означені підходи до забезпечення виконання умови (1) на прикладах зубчастих передач роздавальної коробки та коробки передач автомобіля.

1. Модернізація зубчастих пар роздаткової коробки автомобіля

У таблиці 1 наведена конструкція роздаткової коробки (РК) передач автомобіля УРАЛ-4320 та деякі характеристики її зубчастих передач.

Таблиця 1 – Роздаткова коробка автомобіля типу "УРАЛ"

Схема роздаткової коробки		Параметри коробки			
	Параметри	РК-В		РК-Н	
		Зубчасті передачі			
		1	2	3	4
	a_W	135	195	135	195
	d_1	135	170	98	170
d_2	135	220	172	220	
m_n	4,5	4,5	4,5	4,5	
b_W	46	46	45	46	
u	1	1,3	1,75	1,3	

РК працює у двох режимах: на нижчій (РК-Н) та вищій (РК-В) передачах. Робота РК коробки на нижчій передачі забезпечується роботою двох зубчастих пар: 1-а пара включає колеса 3 та 4; 2-а пара включає колесо 4 та водило 5 диференціала. Робота РК на вищій передачі забезпечується роботою також двох зубчастих пар: 1-а пара включає колеса 1 та 2; 2-а пара включає колесо 4 та зубчасте водило 5 диференціала.

Проаналізуємо напружений стан означених зубчастих пар на двох режимах роботи, враховуючи при цьому, що РК працює у режимі РК-Н близько (5...10)% часу, а у режимі РК-В близько (90...95)% часу.

Проведений аналіз працездатності зубчастих передач РК в цілому показав, що зубчасті пари і у режимі РК-В і у режимі РК-Н є працездатними (таблиця 2). Крім того для усіх зубчастих передач коефіцієнт осевого перекриття $\varepsilon_\beta \neq 1$.

Враховуючи, що усі зубчасті передачі РК недовантажені, а їх коефіцієнти осевого перекриття $\varepsilon_\beta > 1$, то можливим варіантом підвищення плавності ходу зубчастих пар зменшення ширини b_W вінців зубчастих коліс.

Таблиця 2 – Характеристики ЗП роздаткової коробки (вихідний варіант)

ЗП	z_1	m_n	b_W	β	σ_H	σ_{HP}	σ_{F1}	σ_{FP1}	ε_γ	ε_α	ε_β
1	28	4.5	46	21.04	1147,6	1211	278,4	516	2.92	1.54	1.168
2	35	4.5	46	22.62	771,2	1290,2	174,3	645	2.99	1.59	1.251
3	20	4.5	46	23.56	1394,3	1686	405,8	525	3.02	1.49	1.300
4	35	4.5	46	22.62	1065,3	1947,6	352,3	575	2.99	1.595	1.251

У таблиці 3 наведені результати модернізації циліндричних зубчастих передач РК та очікувані результати у зміні їх напруженого стану.

Таблиця 3 – Характеристики модифікованих ЗП

ЗП	z_1	m_n	b_W	β	σ_H	σ_{HP}	σ_{F1}	σ_{FP1}	Δ_H	Δ_F	ε_β
1	28	4.5	39,4	21.04	1240	1211	325	516	+2.4%	-37.0%	1.0
2	35	4.5	36,8	22.62	863	1290	218	645	-33.1%	-66.2%	1.0
3	20	4.5	35,4	23.56	1590	1686	528	525	-5.7%	+0.6%	1.0
4	35	4.5	36,8	22.62	1192	1948	441	575	-38.8%	-23.3%	1.0

Відзначимо, що зубчаста пара 1 за контактними напруженнями є переваженою, проте таке переваження є допустимим ($\Delta_H = 2,4\% < 5\%$), а зубчаста пара 3 є переваженою за напруженнями згину, проте також у допустимих межах. Зубчаста пара, до складу якої входять колеса 4 та 5 у разі модернізації залишається недовантаженою.

Можливі і інші варіанти модернізації зубчастих пар РК, наприклад шляхом заміни сумарного числа z_Σ зубців зубчастої передачі.

У таблиці 4 наведені результати аналізу працездатності зубчастої пари 1 при заміні чисел зубців зубчастих коліс.

Таблиця 4 – Характеристики модифікованої ЗП-1

№	z_Σ	z_1	z_2	u	m_n	b_W	β	σ_H	σ_{HP}	σ_{F1}	σ_{FP1}	ε_β
2	55	27	28	1,037	4,5	46	23,56	1149	1210	278	516	1,300
3	56	28	28	1	4,5	46	21,04	1147	1211	278	516	1,168
4	57	28	29	1,036	4,5	46	18,19	1167	1210	292	516	1,016
5	58	29	29	1	4,5	46	14,83	1165	1211	294	516	0,833

Аналіз результатів показує, що варіант №4 зміни числа зубців передачі дозволяє збільшити плавність її ходу бо $\varepsilon_\beta \approx 1$. Проте при цьому змінюється передаточне число передачі – зростає на 3,7%. Інші варіанти зміни чисел зубців зубчастої передачі потребують подальшої модернізації шляхом, наприклад, зміни ширини зубчастих вінців.

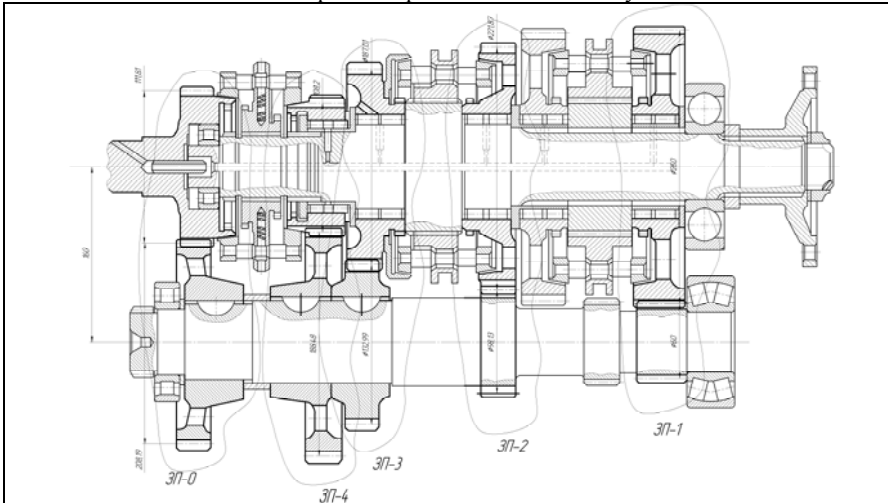
У результаті модернізації циліндричних зубчастих передач РК вдалося забезпечити ціле значення коефіцієнту ε_β осевого перекриття і, тим самим, збільшити плавність роботи та знизити динамічні навантаження у зубчастих передачах РК

2. Модернізація зубчастих передач коробки передач автомобіля

Розглянемо можливість підвищення плавності ходу зубчастих передач коробки передач (КП) автомобіля КАМАЗ-5320.

У таблиці 5 наведена схема роботи КП та деякі параметри її зубчастих пар. Зубчаста пара ЗП-0 передає крутний момент з первинного валу на проміжний вал. Для роботи КП на 1, 2, 3 та 4 передачах послідовно до пари ЗП-0 включаються зубчасті пари ЗП-1, ЗП-2, ЗП-3, ЗП-4, відповідно.

Таблиця 5 – Коробка передач автомобіля типу "КАМАЗ"



Параметр	Зубчасті пари				
	ЗП-0	ЗП-1	ЗП-2	ЗП-3	ЗП-4
d_1 , мм	111,81	60,0	98,13	132,99	147,69
d_2 , мм	208,19	260,0	221,87	187,01	172,31
b_W , мм	40	56	40	36	36
m , мм	3,5	5	4	4	4

Вибору методу модернізації зубчастих передач КП передую дослідження працездатності усіх зубчастих пар КП (таблиця 6).

У таблиці 6 наведені деякі характеристики зубчастих пар КП, які показують що усі зубчасті пари є працездатними (стовбці 6 і 7) і усі зубчасті пари недовантажені (стовбці 8, 9). Найбільш напруженими є пари ЗП-0 і ЗП-1.

Таблиця 6 – Характеристики ЗП коробки передач

ЗП	z_1	m_n , мм	b_w , мм	β , град	σ_H , МПа	σ_{F1} , МПа	Δ_H , %	Δ_F , %	ε_β	b'_w , мм	σ'_H , МПа	Δ'_H , %	Δ_b , мм
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
ЗП-0	29	3.5	40	24.80	758	186	-13	-49	1.526	26	936	+7,1	-14
ЗП-1	12	5.0	56	0	1699	551	-14	-7	0				
ЗП-2	23	4.0	45	20.36	1148	376	-41	-26	0.997				
ЗП-3	32	4.0	36	15.74	935	280	-42	-39	0.777	47			+11
ЗП-4	36	4.0	45	12.84	887	257	-21	-44	0.637	57			+21

Аналіз значень коефіцієнтів ε_β показує, що умова (1) практично виконується тільки для пари ЗП-2. Для інших зубчастих пар $\varepsilon_\beta \neq 1$.

Для варіантів ЗП-3 та ЗП-4 враховуючи їх недовантаження можна рекомендувати збільшити ширину b_w вінців в $\gamma = 1/\varepsilon_\beta$ разів. Нова ширина вінців зубчастих пар ЗП-3 і ЗП-4 складатиме, відповідно, $b'_{w3} = b_{w3}/\varepsilon_\beta = 36/0,777 \approx 47$ мм та $b'_{w4} = b_{w4}/\varepsilon_\beta = 36/0,637 \approx 57$ мм, а зростання ширини складатиме – 11мм та 21мм (стовбець 14). Враховуючи конструкцію КП автомобіля таке збільшення ширини b_w вінців коліс передач ЗП-3 і особливо ЗП-4 є проблематичним.

Розглянемо питання можливості збільшення плавності ходу для ЗП-0. Для зменшення коефіцієнта осьового перекриття від $\varepsilon_\beta = 1.526$ до $\varepsilon_\beta = 1.0$ можна запропонувати зменшити ширину вінців у 1,526 разів, але при цьому очікуємо зростання контактних напружень та напруження згину:

$$\sigma'_H \approx \sigma_H \cdot \sqrt{\gamma} = 758 \cdot \sqrt{1,526} = 936 \text{ МПа},$$

$$\sigma'_{F1} \approx \sigma_{F1} \cdot \gamma = 185,5 \cdot 1,526 = 283,1 \text{ МПа}.$$

Аналіз працездатності модернізованої зубчастої пари ЗП-0 показує, що умова міцності від згину виконується ($\sigma'_{F1} \approx 283,1 \text{ МПа} < \sigma_{FP1} = 365,7 \text{ МПа}$), а контактної міцності не виконується – перевантаження складає $\Delta'_H = 7,1\%$. Таким чином пропозиція по зменшенню ширини вінців коліс ЗП-0 відпадає.

Розглянемо другий шлях модернізації зубчастої передачі ЗП-0 – зміна числа зубців шестерні z_1 .

У таблиці 7 наведені результати розрахунку зубчастої пари ЗП-0 при зміні числа z_1 у інтервалі [18...30] при постійній ширині вінців $b_w = 40$ мм.

Таблиця 7 – Характеристики модифікованих ЗП-0

№ варіанту	z_1	m_n , мм	β , град	σ_H , МПа	σ_{F1} , МПа	Δ_H , %	Δ_F , %	ε_β
4	21	5.0	20.36	784.3	143.2	-10.3	-60.9	8861
5	22	5.0	10.14	802.7	158.6	-8.2	-56.7	4484
6	23	4.5	23.93	762.2	148.7	-12.8	-59.3	1.148
7	24	4.5	17.01	779.3	160.2	-10.8	-56.2	8277
8	25	4.5	3.203	796.0	181.3	-8.9	-50.4	1581
9	26	4.0	22.33	765.9	168.6	-12.4	-53.9	1.209
10	27	4.0	15.74	781.1	180.4	-10.6	-50.7	8635
11	28	4.0	0	890.3	232.2	1.9	-36.5	0
12	29	3.5	24.80	758.3	185.5	-13.2	-49.3	1.526

Аналізуючи отримані результати виділяємо два варіанти №6 та №9, для яких можна виконати умову (1) шляхом зменшення ширини вінців зубчастих коліс, відповідно, у $\gamma_6 = \varepsilon_\beta = 1,148$ та $\gamma_9 = \varepsilon_\beta = 1,209$ разів.

При цьому очікуємо зростання контактних напружень:

$$\sigma'_{H6} \approx \sigma_{H6} \cdot \sqrt{\gamma_6} = 762,2 \cdot \sqrt{1,148} = 816,7 \text{ МПа},$$

$$\sigma'_{H9} \approx \sigma_{H9} \cdot \sqrt{\gamma_9} = 765,9 \cdot \sqrt{1,209} = 842,1 \text{ МПа}.$$

Враховуючи, що допустимі контактні напруження для ЗП-0 складають $\sigma_{HP} = 874 \text{ МПа}$, робимо висновок про доцільність такої модернізації.

Кращим вважаємо варіант №6 заміни у зубчастій парі ЗП-0 числа зубців шестерні з $z_1 = 29$ до $z_1 = 23$ і, відповідно, зменшення ширини вінців зубчастих коліс пари з $b_w = 40$ мм до $b'_w = 35$ мм.

Заключення. У роботі розглянуті підходи до модернізації зубчастих передач коробок передач автомобілів шляхом зміни b_w , z_1 , β та m_n з метою підвищення плавності ходу передач та наведені результати модернізації таких зубчастих передач.

Список літератури. 1. *Іванов М.Н.* Детали машин. – М.: Высшая школа, 2007. – 408с. 2. *Курмаз Л.В., Курмаз О.Л., Калинин П.Н.* Коэффициенты осевого и торцевого перекрытия зубьев и динамика зубчатых передач // Вісник НТУ "ХПІ" ХПІ": Зб. наук. праць. – Харьков, 2007. – Вып.21. – С.197–202. 3. *Курмаз Л.В., Курмаз О.Л.* Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Высшая школа, 2007. – 455с. 4. *Калинин П.Н., Курмаз Л.В., Жережон-Зайченко Ю.В.* К вопросу обеспечения постоянства суммарной длины контактных линий зубчатой передачи // Вісник НТУ "ХПІ" ХПІ": Зб. наук. праць. – Харьков, 2008. – Вып.29. – С.35–39. 5. *Павлице В.Т.* Основы конструирования та розрахунок деталей машин. – Львів: Афіша. 2003. – 560с.

Надійшла до редколегії 10.06.10