

На рисунку видно як щільно розташовується обладнання при не великих розмірах самого автомобіля. Це досить суттєво може змінити як можливості так і характеристики оперативних автомобілів. Такий автомобіль матиме змогу проїхати в будь якому тісному просторі будь це затор або двір і завдяки такій конструкції: по перше можна встановити двигун там де він буде най менше заважати і по друге можна (необхідно) встановити двигун більш потужніший який дасть змогу автомобілю швидше прискорюватись.

Також важливо щоб оперативні автомобілі було видно в потоці коли вони їдуть на виклик. Стандартної люстри (спец. сигнал) з гучномовцем не завжди достатньо для того щоб водії побачили або почули оперативний автомобіль . Тому більш логічно буде використовувати в ролі стробоскопу штатні прилади освітлення і сигналізації для подання світлових сигналів а також спеціальну кольорову гаму яка надасть змогу водіям бачити оперативні автомобілі на досить великій відстані.

Отже, з викладених вище матеріалів робимо висновок, що існуючі автомобілі оперативних служб не відповідають вимогам, що забезпечують їх максимальну ефективність, тому виникає необхідність у розробці нових концепцій у створенні автомобілів оперативних служб.

Література

1. Яковенко Ю.Ф. Концептуальные подходы к созданию и технические решения зарубежных пожарных автомобилей нового поколения / Ю.Ф. Яковенко, К.Ю. Яковенко Пожаро-взрыво безопасность. - 2003. - № 2. - С. 58-63.
2. Яковенко Ю.Ф. Современные пожарные автомобили / Ю.Ф. Яковенко — М.: Стройиздат, 1988. - 352 с.
3. Лук'янченко Ю.О., Биченко С. М. Критерії формування вимог до автомобілів оперативно-рятувальних служб / Ю.О. Лук'янченко, С. М. Биченко 2013

Малащенко Володимир Олександрович., д.т.н., проф., Національний університет „Львівська політехніка”

Венцель Євген Сергійович., д.т.н., проф., Харківський національний автомобільно-дорожній університет.

Семенюк Володимир Федорович., д.т.н., проф. Одеський національний політехнічний університет

КОВЗАННЯ У ЗАЧЕПЛЕННІ ВЕЛИКОГАБАРИТНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧАХ

Відомо, що на термін роботи зубчастих передач загального машинобудування залежить у певній мірі впливають: матеріали та термообробка робочих поверхонь коліс; швидкостей їх обертання; температури навколишнього середовища; рівномірного розподілення навантаження; конструктивного виконання тощо [1-7]. Більше того, у великогабаритних зубчастих передачах (рис. 1,а) внаслідок великої висоти зубців виникають значні питомі ковзання

робочих профілів одного відносно іншого. Зона чистого перекочування профілів зубців одного по другому займає незначну частину робочої лінії зачеплення. У значній більшості точок, що знаходяться на лінії зачеплення, колові швидкості робочих профілів зубців є різними за значенням і напрямом [8]. Внаслідок цього у точках контакту виникає відносний рух, що приводить до появи швидкості ковзання, вектори яких направлені за спільною дотичною до спряжених евольвент, які проведені через точки доторкання профілів зубців (рис.1,б) .

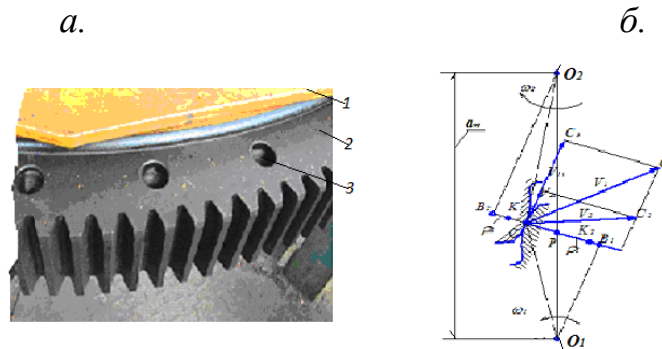


Рисунок. 1. Фрагмент составного великогабаритного колеса - *а*: 1 – маточина; 2 – сегмент составного зубчастого вінця колеса; 3 – отвори для з’єднувальних болтів, - *б* – схема швидкостей

Мета роботи полягає в проведенні аналізу процесу зачеплення великогабаритної зубчастої передачі з визначенням величини відносного ковзання робочих профілів зубців та розробки рекомендацій з його зменшення, що сприятиме збільшенню строку роботи великомасових механічних приводів.

Беручи до уваги [1] рисунок 1,б, можна описати питоме ковзання у довільній точці зачеплення у загальному вигляді так

$$\varepsilon_{it} = V_k / V_{it} ; i = 1, 2, \text{ або маємо } \varepsilon_{it} = 1 - V_{2t} / V_{1t} . \quad (1)$$

Виконуючи очевидне перетворювання, із загального рівняння (1) дістанемо значення питомого ковзання для:

$$\text{- шестерні} \quad \varepsilon_{it} = \frac{\rho_{2t} \omega_2}{\rho_{1t} \omega_1} - 1 = \frac{\rho_{2t}}{\rho_{1t} u} - 1 ; \quad (2)$$

$$\text{- колеса} \quad \varepsilon_{it} = \frac{\rho_{1t} \omega_1}{\rho_{2t} \omega_2} - 1 = \frac{\rho_{1t} u}{\rho_{2t}} - 1 , \quad (3)$$

де ε_{it} і ε_{it} - питоме ковзання у довільній точці зачеплення; ρ_{1t} і ρ_{2t} - біжучі радіуси кривини профілів зубців.

Адекватність одержаних рівнянь (2) і (3) підтверджується тим, що в полюсі зачеплення колові швидкості шестірни та колеса рівні між собою і питомі ковзання дорівнюють нулю.

Одержано також величини питомого ковзання у функції часток робочої лінії зачеплення шестірни та колеса:

$$\text{- на головках шестерні - } \varepsilon_{ii} = \frac{l_1(u+1)}{0,5d_1 \sin \alpha_t + l_1} \text{ і колеса - } \varepsilon_{ji} = \frac{l_2(u+1)}{0,5d_2 \sin \alpha_t + l_2}; \quad (4)$$

$$\text{- на ніжках шестерні - } \varepsilon_{ii} = \frac{l_1(u+1)}{0,5d_1 \sin \alpha_t - l_1} \text{ і колеса - } \varepsilon_{ji} = \frac{l_2(u+1)}{0,5d_2 \sin \alpha_t - l_2}, \quad (5)$$

де l_1 і l_2 – частки робочої лінії зачеплення шестірни та колеса; u – передаточне відношення при напрямку руху від шестірни до колеса; d_1 і d_2 – ділильні діаметри шестірни та колеса; α_t – кут зачеплення у торцевому перерізі коліс.

Частки загальної лінії зачеплення змінюються за залежностями:

$$\text{- шестірни } \quad l_1 = 0,5d_{o1}(tg\alpha_{t1} - tg\alpha_{t2}); \quad (6)$$

$$\text{- колеса } \quad l_2 = 0,5d_{o2}(tg\alpha_{t1} - tg\alpha_{t2}), \quad (7)$$

де d_{o1} і d_{o2} – діаметри основних кіл шестірни та колеса; α_{t1} і α_{t2} – кути тиску на колах вершин зубців шестірни та колеса:

$$\cos \alpha_{t1} = d_{o1} / d_{a1}; \quad \cos \alpha_{t2} = d_{o2} / d_{a2}. \quad (8)$$

Дослідження проведено для параметрів: міжосьова відстань – 2490 мм; ширина шестірни – 440 мм, колеса – 430 мм; кількість зубців шестірни – 29, колеса – 220; модуль зубців – 20 мм; ділильний діаметр шестірни – 580 мм, колеса – 4400 мм.

Для цього класу зубчастих передач важливим є знання величини питомого ковзання у точках переспряження робочих профілів зубців, нехай M_1 і M_2 , що для однопарного зачеплення знаходяться на робочій лінії зачеплення та описуються так:

$$\varepsilon_{M1} = \frac{(l_{os} - l_1)(u+1)}{u(0,5d_1 \sin \alpha_s - l_{os} + l_1)}. \quad (9)$$

$$\varepsilon_{M2} = \frac{(l_{os} - l_2)(u+1)}{u(0,5d_2 \sin \alpha_s - l_{os} + l_2)}, \quad (10)$$

де l_{os} - фіксована частка робочої лінії зачеплення.

Після використання вихідних параметрів рівняння (9) зводиться до вигляду:

$$\varepsilon_{M1}^{II} = 0,64 \frac{u+1}{u} \quad \text{і} \quad \varepsilon_{M1}^{III} = 3,62 \frac{u+1}{u}. \quad (11)$$

Одержані результати підрахунків за рівняннями (11) для зручності практичного використання зведено в табл. 1.

Таблиця 1 **Отримані величини питомого ковзання**

u	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\frac{u+1}{u}$	2,00	1,50	1,34	1,24	1,20	1,166	1,143	1,125	1,111	1,100
ε_{M1}^{II}	1,28	0,96	0,85	0,80	0,77	0,74	0,73	0,72	0,71	0,70
ε_{M1}^{III}	7,2	5,43	4,85	4,36	4,32	4,22	4,13	4,07	4,02	3,96

За результатами кількісного аналізу доведено, що питоме ковзання великогабаритних зубчастих передач можна зменшити за рахунок збільшення передаточного відношення, але це веде до збільшення їх габаритів. Тому на практиці потрібно орієнтуватись на середні габарити і кількісно визначати питоме ковзання в зачепленні.

Зменшення питоме ковзання великогабаритних зубчастих передач можна здійснювати за рахунок відповідного їх корегування та застосування надійних способів мащення робочої зони профілів зубців.

Література

1. *Добровольский В.А.* Детали машин. Теория, конструкция и расчеты / В.А. Добровольский//. – М.: ГНТИ машиностроительной литературы, 1945. – 815 с.
2. *Заблонский К.И.* Зубчатые передачи / К.И. Заблонский//. – Киев: Техника, 1977. – 208 с.
3. *Заблонский К.И.* Детали машин / К.И. Заблонский /. – К.: Вища школа, Главное изд. 1999. – 518 с.
4. *Кожевников С.Н.* Теория механизмов и машин / С.Н. Кожевников/. 4-е изд. – М.: Машиностроение, 1973. – 591 с.
5. *Кожевников С.Н.* Механизмы. Справочное пособие / С.Н. Кожевников, Я.И. Есипенко, Я.М. Раскин//.– М.: Машиностроение, 1976. –784с.
6. *Малащенко В.О.* Деталі машин. Підручник / В.О. Малащенко//. – Львів. Новий Світ – 2000, 2015. – 194 с.
7. *Малащенко В.О.* Навантажувальна здатність приводів великомасових систем, монографія/ В.О. Малащенко, Г.П. Куновський//. – Львів. Новий Світ – 2000, 2015. – 194 с.
8. *Малащенко В.О.* Графічні методи розрахунку деталей машин / В.О. Малащенко, В.М. Стрілець, О.Р. Стрілець // . – Рівне,. Видав. НУВГП, 2013. – 320 с.

Никонов Вадим Олегович, к.т.н., доцент ФГБОУ ВО ВГЛТУ имени Г. Ф. Морозова

Посметьев Валерий Иванович, д.т.н., профессор, профессор ФГБОУ ВО ВГЛТУ имени Г. Ф. Морозова

ПЕРСПЕКТИВНАЯ КОНСТРУКЦИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО КОЛЕСНОГО МОДУЛЯ С НЕЗАВИСИМОЙ ТОРСИОННОЙ ПОДВЕСКОЙ

Используемый в настоящее время парк грузовых автомобилей представлен достаточно широкой номенклатурой как отечественными, так и зарубежными образцами. В тоже время широко используемые традиционные конструкции зависимых подвесок неоправданно снижают эксплуатационные свойства таких грузовых автомобилей. К основным недостаткам зависимых подвесок относятся следующие: невозможность рационального использования межколесного подрамного пространства; выступающие детали и узлы ходовой части, снижающие проходимость грузовых автомобилей; повышенная металлоемкость автомобиля; сложность компонования в несущих системах грузовых