

УДК 621.43.044; 621.852.13

Немий С.В. к.т.н.

Національний університет "Львівська політехніка"

## НАДІЙНІСТЬ ПАСОВИХ ПЕРЕДАЧ АВТОМОБІЛІВ

**Анотація.** Розглянуто основні фактори, що впливають на надійність пасових передач транспортних засобів. Висвітлена проблема контролю натягу пасів у експлуатації. Наведено приклад конструкції натяжного пристрою пасових передач, який забезпечує задане значення натягу паса і теоретичні залежності, що характеризують його роботу.

**Ключові слова:** пасова передача, натяг паса, довговічність паса, контроль натягу паса, модуль пружності паса, привод агрегатів, довговічність підшипників.

**Анотация.** Рассмотрены основные факторы, влияющие на надежность ременных передач транспортных средств. Раскрыта проблема контроля натяжения ремней в эксплуатации. Наведено пример конструкции натяжного устройства ременных передач, обеспечивающего заданное значение натяжения ремня и теоретические зависимости, отображающие его работу.

**Ключевые слова:** ременная передача, натяжение ремня, долговечность ремня, контроль натяжения ремня, модуль упругости ремня, привод агрегатов, долговечность подшипников.

**Постановка проблеми.** Ефективність експлуатації автомобільних транспортних засобів (АТЗ) залежить від надійності елементів пасових приводів (клинові паси, підшипники і шків) допоміжних агрегатів. Вихід з ладу клинових пасів і підшипників приводимих агрегатів призводить до збільшення простоїв АТЗ і витрат на їх технічне обслуговування (ТО). Довговічність клинових пасів залежить, у першу чергу, від значення їх початкового натягу, яке забезпечується у процесі експлуатації. Однак, норми початкового натягу пасів, які наводяться у керівництвах з експлуатації заводів-виготовлювачів АТЗ у деяких випадках не обґрунтовані і не відповідають об'єктивному взаємозв'язку потужності приводимих агрегатів, геометрії передач і механічних властивостей пасів.

**Аналіз відомих досліджень та публікацій.** У роботах [1, 2, 3, 6] наведено основи теорії пасових передач. Розглянута будова приводних пасів та характеристики їх матеріалів. У вказаних публікаціях акцентується на важливість дотримання у експлуатації заданого натягу пасів, який є основним чинником їх довговічності.

**Постановка задачі.** Метою даної статті є аналіз деяких факторів, що впливають на надійність пасових передач, врахування яких при ТО

АТЗ буде сприяти підвищенню довговічності клинових пасів, підшипників і шківів приводимих агрегатів.

**Основний матеріал.** Довговічність клинових пасів залежить від наступних параметрів: натягу, діаметру меншого шківа, навантаження, передавального відношення, міжцентрової відстані, лінійної швидкості паса, кількості пасів у передачі, числа шківів [2]. Вплив натягу паса на його довговічність (кількість циклів навантаження до руйнування  $Z$ ) наведено на рис. 1 [2].

Кількість циклів навантаження (згинів)  $Z$  до руйнування паса залежить від ефективної частоти циклу, яка визначається числом пробігів паса за секунду:

$$u_{ef} = \frac{v z_{ш}}{L \xi_i}, \quad (1)$$

де  $v$  – лінійна швидкість паса;  $z_{ш}$  – число шківів;  $L$  – довжина паса;  $\xi_i$  – коефіцієнт зниження впливу згину на великих шківах.

Як бачимо на рис.1, при збільшенні кількості пасів у передачі і ефективної частоти циклу загальна кількість циклів згину паса  $Z$  зменшується.

Загальна кількість циклів  $Z$ , які витримує клиновий пас до руйнування, обернено пропорційний значенню  $\sigma_o^q$ , де показник степеня змінюється в межах  $q= 4,0 - 6,8$  (середнє значення приймають  $q = 5,0$ ) [2]. Аналогічно, довговічність підшипників приводимих агрегатів обернено пропорційна величині напруження розтягу паса  $\sigma_o$  приблизно у третьому степені [6].

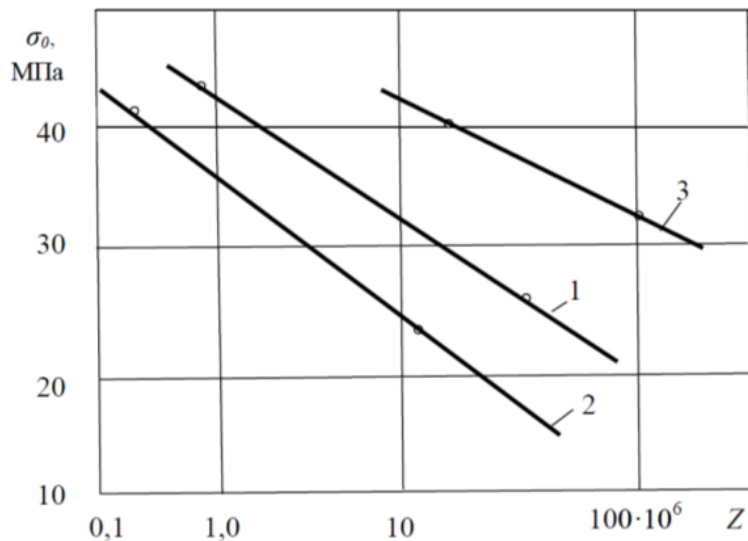


Рис. 1. Залежність числа згинів  $Z$  пасів від напруження  $\sigma_o$ :  
 1 – передача з одним пасом при  $u_{ef} = 21,2$ ; 2 – передача з трьома пасами при  $u_{ef} = 21,2$ ; 3 – так само при  $u_{ef} = 5$

Виходячи із сказаного, на рис. 2 наведено залежність довговічності  $t$  пасів і підшипників від напруження розтягу паса  $\sigma_0$ . Для універсальності, вказані залежності наведені у відносних величинах, де за одиницю прийнята довговічність  $t_1$ , при напруженні розтягу паса  $\sigma_{01}$ , що відповідає його розрахунковому натягу. Інші можливі значення відносної довговічності  $t$  відповідають напруження розтягу паса  $\sigma_0$ .

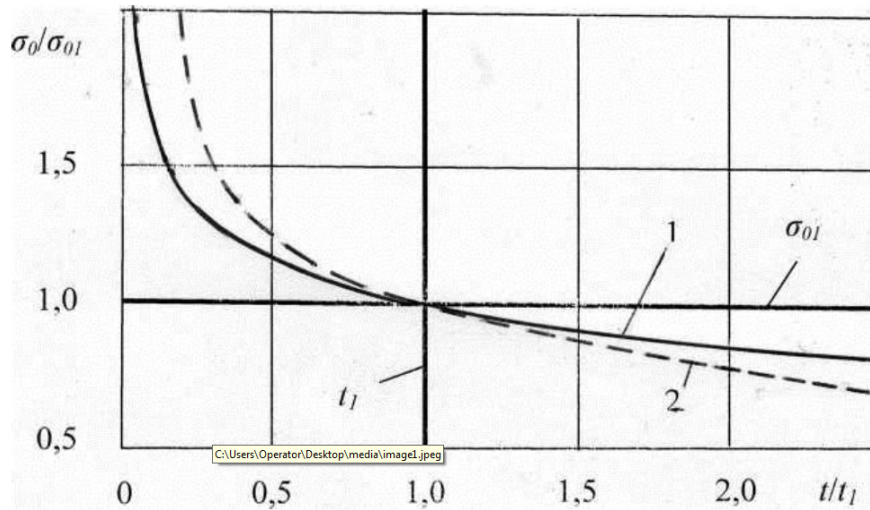


Рис. 2 Залежність довговічності пасів і підшипників від напруження розтягу паса: 1 – паси; 2 – підшипники

Як видно на графіках, навіть невелике збільшення напруження розтягу паса призводить до різкого зниження довговічності пасів і підшипників приводимих агрегатів. Наприклад, збільшення натягу паса на 20 % призводить до зниження його довговічності у 2,4 рази, а підшипника – в 1,7 раз. Це підтверджує важливість правильного розрахунку, контролю і підтримування у процесі експлуатації величини попереднього натягу паса.

У роботі [1] запропонована формула для визначення взаємозв'язку стріли прогину вітки паса від його попереднього натягу:

$$S_o = \frac{GA_m}{4f} - EF \left( \frac{f}{A_m} \right)^2, \quad (2)$$

де  $S_o$  – величина попереднього натягу паса;  $G$  – контрольне зусилля, прикладене посередині вітки паса;  $A_m$  – відстань між осями шківів;  $f$  – контрольна стріла прогину вітки паса;  $E$  – модуль пружності паса;  $F$  – площа поперечного перерізу паса.

На основі вказаної залежності (2) у роботі [5] запропонована формула для розрахунку контрольної стріли прогину вітки паса  $f$  при зусиллі, прикладеному посередині його вітки  $G = 40$  Н:

$$f = \frac{A_m}{\sqrt[3]{EF}} \left( \sqrt[3]{5 + \sqrt{\frac{S_o^3}{27EF} + 25}} + \sqrt[3]{5 - \sqrt{\frac{S_o^3}{27EF} + 25}} \right). \quad (3)$$

Як бачимо у формулах (2 і 3), точність визначення контрольної стріли прогину вітки паса, за умови правильного визначення величини його попереднього натягу, залежить від модуля пружності паса. Однак, пружні властивості пасів коливаються у широких межах. Навіть у пасів однієї конструкції і виготовлених із одних і тих же матеріалів пружні властивості можуть значно змінюватися у залежності від умов виготовлення. Наприклад, для автомобільних вузьких клинових пасів  $E = 370 - 420$  МПа [5].

Як впливає із вищенаведеного, через широкий діапазон значення модуля пружності клинових пасів, контроль їх натягу в експлуатації за стрілою прогину вітки паса є не достовірний. Альтернативою цього недоліку можуть бути натяжні пристрої, які забезпечують точне значення попереднього натягу паса без його контролю за стрілою прогину вітки.

Конструкція натяжного пристрою, на прикладі відповідного технічного рішення [7], показана на рис. 3.

Агрегат транспортного засобу (наприклад, генератор) 2 шарнірно закріплений на транспортному засобі з допомогою осей 5 і 6 (рис.3). Привод агрегату 2 здійснюється пасом 3 від ведучого шківа 1. Натяжний стержень 4 проходить через отвір в упорі 10, яким він шарнірно з'єднаний із агрегатом 2. На натяжному стержні розміщується рухома втулка 7, впираючись торцем в упор 10, шарнірно зв'язаний із натяжною провудиною агрегату. На протилежному торці рухомої втулки 7 розташована ведуча шайба із фігурним отвором 11, конфігурація якого відповідає зовнішній конфігурації гайки 8, а розміри дещо більші, що дозволяє охоплювати гайку по зовнішньому контуру. Всередині рухомої втулки 7, на натяжному стержні 4 розташована натяжна пружина 8, яка одним кінцем впирається в торець рухомої втулки 7, який взаємодіє із упором 10. В протилежний кінець пружини 8 впирається гайка 8. Характеристика жорсткості натяжної пружини 9 при заданій деформації відповідає розрахунковому значенню натягу паса 3.

Натяжний пристрій працює наступним чином. У зібраному стані пристрою натяг паса відсутній. Натяжну втулку 7 переміщують так, щоб гайка 8 увійшла у фігурний отвір ведучої шайби 11. Після цього

обертаючи натягну втулку 7 разом із гайкою 8 здійснюють натяг паса. Натягну втулку 7 обертають до тих пір, поки гайка 8, стискаючи пружину 9, не переміститься по натяжному стержні 4 так, що вийде із фігурного отвору шайби 11 у її порожнину (дане положення зображено на виносному елементі А рис. 3,б). Величина деформації пружини 9 у цьому положенні відповідає заданій величині натягу паса 3. При подальшому прокручуванні натяжної втулки 7 гайка 8 залишається нерухомою, оскільки вона вийшла із зачеплення із фігурного отвору шайби 11 і подальша деформація пружини 9 відсутня, тобто натяг паса відповідає заданому значенню.

При розтягу паса в процесі експлуатації його натяг зменшується. При цьому пружина 9, розпрямляючись переміщає натягну втулку 7 відносно гайки 8, так що вона входить у фігурний отвір шайби 11 і необхідний натяг паса можливо знову здійснити описаним вище способом.

Математичне моделювання роботи пристрою наведемо на основі нижченаведених теоретичних викладок. У робочому стані між гайкою 8 і ведучою шайбою 11 тертя практично відсутнє. Фрикційний зв'язок між вказаною гайкою і втулкою 7, яку обертають при натягуванні паса, здійснюється через протилежний торець натяжної пружини 9 з моментом тертя, що визначається за формулою

$$T_{\tau} = F_n f r_n, \quad (4)$$

де  $F_n$  – зусилля пружини;  $f$  – коефіцієнт тертя;  $r_n$  – середній радіус пружини.

Зусилля натяжної пружини  $F_n$  визначаємо згідно розрахункової схеми на рис.4 із рівняння моментів:

$$F_n = \frac{Qr \cos \beta}{R\eta \cos \gamma} \quad (5)$$

де  $Q$  – рівнодійна сил натягу віток паса  $S_1$  і  $S_2$ ;  $\beta$  – кут між напрямом дії сили  $Q$  і прямою  $OO_1$ ;  $\eta < 1$  – коефіцієнт, що враховує сили тертя в рухомих з'єднаннях;  $\gamma$  – кут між напрямом дії сили  $F_n$  і прямою  $O_1O_2$ .

Значення  $R$  і  $r$  задаються габаритними розмірами агрегату, а кути  $\alpha$  і  $\beta$  визначаються при компонованні передачі.

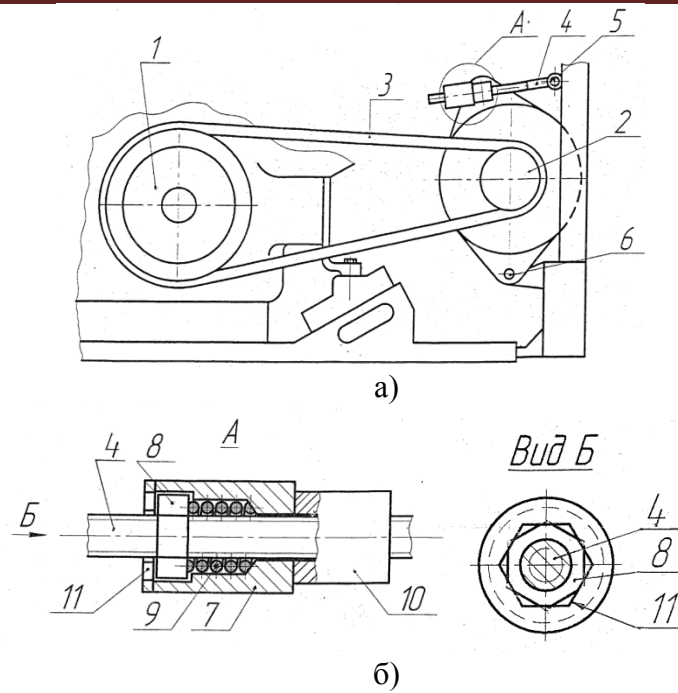


Рис. 3. Пасова передача привода автомобільного генератора:  
а) – загальний вид передачі; б) – конструкція натяжного пристрою;

1 – ведучий шків двигуна; 2 – шків генератора; 3 – приводний пас;  
4 – натяжний стержень із різьбою; 5 – вісь шарнірного кріплення  
натяжного стержня; 6 – вісь шарнірного кріплення генератора; 7 –  
рухома натяжна втулка; 8 – гайка; 9 – натяжна пружина; 10 – упор;  
11 – ведуча шайба із фігурним отвором

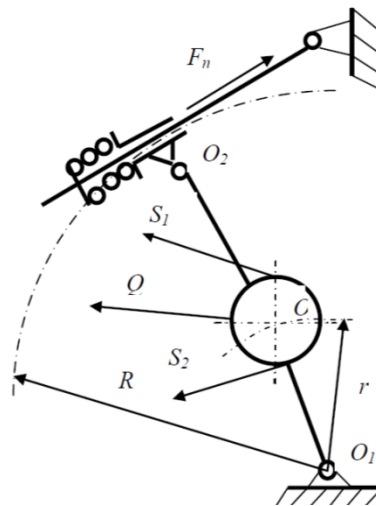


Рис. 4. Розрахункова схема для визначення необхідного зусилля пружини

При обертанні гайки на неї діє момент опору підйому по витку різьби та тертя у ній, що визначається за формулою [3]

$$T_{\alpha} = F_n r_p \operatorname{tg}(\alpha + \rho), \quad (6)$$

де  $r_p$  – середній радіус різьби;  $\alpha$  – кут підйому витка різьби;  $\rho$  – кут тертя ковзання.

Тангенс кута підйому різьби визначається із співвідношення [3]:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{t}{\pi d_2}, \quad (7)$$

де  $t$  – крок різьби;  $d_2$  – середній діаметр різьби.

Для метричної різьби

$$d_2 = d - 0,65t, \quad (8)$$

де  $d$  – номінальний діаметр різьби.

Значення кута тертя ковзання визначають із залежності [4]

$$\operatorname{tg} \rho = f. \quad (9)$$

Звідки, у формулі (6), згідно відомої тригонометричної залежності:

$$\operatorname{tg}(\alpha + \rho) = \frac{\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \rho}{1 - \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \rho} = \frac{\operatorname{tg} \alpha + f}{1 - f \operatorname{tg} \alpha}. \quad (10)$$

При досягненні початкового натягу паса заданої величини, гайка 8, переміщаючись по натяжному стержню 4, виходить із зачеплення з профільованим отвором ведучої шайби 11 і, при подальшому провертанні втулки 7, стає нерухомою. Досягнення вказаного стану (нерухомість гайки) забезпечується перевищенням сумарного моменту опору над привідним моментом від сили тертя, тобто:

$$T_{\alpha} > T_{\tau}. \quad (11)$$

Підставивши у нерівність (11) значення моментів із формул (4, 6) та виконавши відповідні перетворення на основі формул (9 і 10), отримуємо математичну модель, що визначає умови працездатності пристрою:

$$r_p (\operatorname{tg} \alpha + f) > r_n f (1 - f \operatorname{tg} \alpha) \quad (12)$$

Для прикладу, пасова передача привода агрегату транспортного засобу:  $d = 12$  мм;  $t = 1,75$  мм;  $r_n = 7,25$  мм. Тоді за формулою (8):

$$d_2 = 12 - 0,65 \cdot 1,75 = 10,8625 \text{ мм, і формулою (7):}$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{1,75}{3,14 \cdot 10,8625} = 0,0513.$$

Коефіцієнт тертя для сталі  $f = 0,1$  – без мащення і  $f = 0,05$  – із мащенням [3].

Як бачимо у нерівності (12) значення її правої частини можна зменшити шляхом зменшення діаметра пружини, граничне значення якого, однак, обмежується діаметром різьбової частини натяжного стержня. Але у будь-якому випадку, мінімальна величина середнього радіуса пружини перевищує значення середнього радіуса різьби. Для стандартної різьби значення  $\operatorname{tg} \alpha$  набагато менше ніж величина коефіцієнта тертя  $f$  при роботі без мащення. Через це, для гарантування надійної роботи пристрою необхідно зменшувати значення  $f$  мащенням тертьових поверхонь пристрою – торців гайки і натяжної пружини, оскільки при наявності мастила величина коефіцієнта тертя  $f$  значно зменшується.

Підставивши відповідні числові значення у нерівність (12) отримаємо:  $0,822 > 0,722$  – при роботі без мащення і  $0,55 > 0,36$  – із мащенням всіх тертьових поверхонь. Забезпечивши мащення тільки у контакті торців пружини із втулкою і гайкою, тобто у формулі (12) у лівій частині  $f = 0,1$ , а у правій  $f = 0,05$  отримаємо:  $0,822 > 0,36$ . Із цього випливає, що пристрій працездатний навіть при терті без мащення, а наявність мастила на торцевих поверхнях пружини гарантує його надійну роботу із значним запасом.

**Висновки:** 1. Навіть порівняно невелике збільшення попереднього натягу призводить до різкого зниження довговічності пасів і підшипників приводимих агрегатів.

2. Для збільшення довговічності пасів у передачі повинно бути мінімум шківів. З цієї причини не доцільно використовувати окремі натяжні ролики, а здійснювати натяг пасів переміщенням приводимих агрегатів. Крім цього, для збільшення довговічності пасів, необхідно компонувати пасові передачі із мінімальною кількістю пасів – бажано не більше двох.

3. Через широкий діапазон значення модуля пружності клинових пасів, контроль їх натягу в експлуатації за стрілою прогину вітки паса може бути не достовірний.

4. Наведено приклад конструкції натяжного пристрою пасової передачі, що забезпечує точне значення попереднього натягу паса без



його контролю за стрілою прогину вітки. Виведено математичну модель, на основі якої доведено працездатність вказаного пристрою.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Воробьев И. И. Ременные передачи. – М.: Машиностроение, 1979.– 210 с.
2. Пронин Б. А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы) /Б. А. Пронин, Г. А. Ревков – изд. 3-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 320 с.
3. Детали машин. Учебник для машиностроительных вузов. Изд. 7-е. /В. А. Добровольский, К. И. Заблонский, С. Л. Мак и др. – М.: Машиностроение, 1972. – 503 с.
4. Кореняко О. С. Теорія механізмів і машин./ За ред. М. К. Афанасьєва. – К.: Вища шк. Головне вид-во, 1987. – 206 с.
5. Немый С. В. Особенности расчета привода автомобильных генераторов /С. В. Немый, Я. Н. Каминский // В сб. Труды ВКЭИАвтобуспрома « Исследование конструкций и эксплуатационной надежности автобусов. – Львов: 1981. – с. 148 – 160.
6. Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунку деталей машин: Підручн. – 2-е вид. перероб. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.
7. Немий С. В. Патент на корисну модель № 95220. Натяжний пристрій пасової передачі. Бюл. № 23 від 10.12.2014