

УДК 621.81/.85

П. І. Літовченко

ДО ПИТАННЯ ЩОДО РОЗРАХУНКУ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ТРИШКІВНОЇ ПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ З НАТЯЖНИМ РОЛИКОМ

Наведено комплекс математичних залежностей та алгоритм розрахунку геометричних параметрів типової тришківної пасової передачі з натяжним роликом. Запропоновано комп'ютерну програму для реалізації розробленої методики й алгоритму розрахунку.

Постановка проблеми. Багатошківні клинопасові передачі (з трьома і більше шківками) широко використовуються у приводах агрегатів автомобільних двигунів та в інших машинах і механізмах. У таких передачах застосовуються різні механізми натягу пасу – від натягу шляхом переміщення одного з ведених шківків до застосування різноманітних натяжних і відтяжних роликів. Принцип дії натяжного пристрою, його розташування, траєкторія руху центра натяжного ролика (шківка) значно впливають на тягову здатність і довговічність пасу, оскільки при натягу пасу змінюється його конфігурація, а відповідно й геометричні параметри передачі: кути нахилу гілок пасу, кути обхвату шківків, довжина.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У працях, присвячених геометричним розрахункам пасових передач [1 – 4], розглядаються питання щодо розрахунку довжини пасу і кутів обхвату шківків. Розрахункові залежності, наведені у статті [1], мають частинний характер і можуть бути застосовані, в основному, для двошківної передачі. У статті [2] пропонується підхід до розрахунку кутів обхвату з урахуванням згинальної жорсткості пасу і впливу сили, що розтягує. Методика орієнтована на застосування сталевих стрічок, поліклінових пасів великих перерізів, пасів круглих перерізів.

Автором цієї статті також розглядалися подібні питання для більш простого випадку – клинопасової передачі з трьома шківками без натяжного ролика [3, 4]. У всіх зазначених працях розглядаються питання щодо визначення окремих геометричних параметрів пасових передач.

Мета статті – створення геометричного образу клинопасової передачі з трьома шківками і натяжним роликом, під яким розуміється її математична модель, що включає залежності для визначення геометричних розмірів елементів передачі, координат їх взаємного розташування у системі координат, зв'язаній з одним з елементів передачі, а також обмеження, які накладаються на параметри передачі.

Виклад основного матеріалу. Однією з найбільш поширених є конфігурація пасової передачі (схема якої зображена на рис. 1), що моделює компонування клинопасової передачі приводу агрегатів більшості двигунів внутрішнього згоряння. Наприклад, таку конфігурацію має клинопасова передача двигунів ЗМЗ-4061, ЗМЗ-4063, якими можуть комплектуватись автомобілі родини ГАЗЕЛЬ.

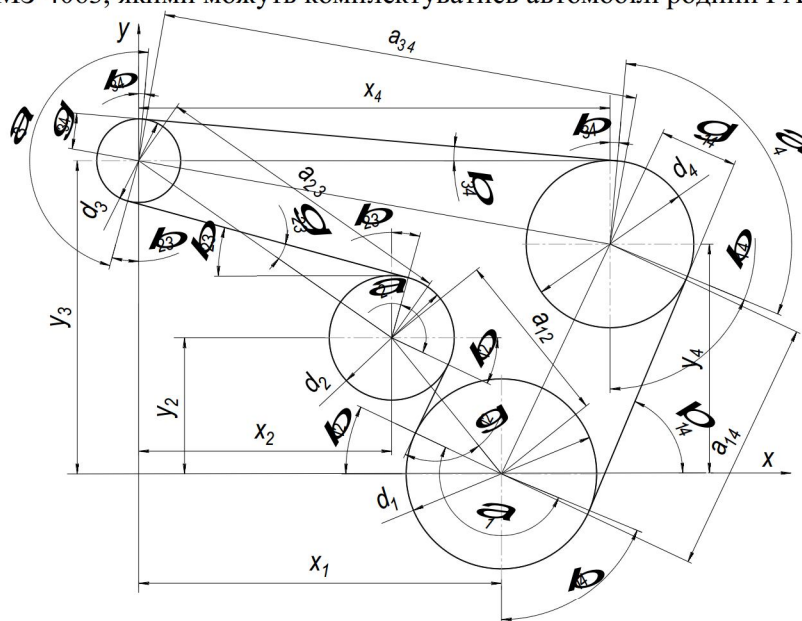


Рис. 1. До визначення вихідних геометричних розмірів передачі

З цієї причини саме наведену схему взято як узагальнюючу для розроблення геометричного образу клинопасової передачі з трьома шківками і натяжним роликком.

На основі аналізу розрахункової схеми запропонуємо залежності для розрахунку міжцентрових відстаней та кутів обхвату пасом усіх шківків.

Міжцентрові відстані визначаються за допомогою таких залежностей:

$$a_{12} = \sqrt{y_2^2 + (x_1 - x_2)^2}; a_{23} = \sqrt{(y_3 - y_2)^2 + x_2^2}; a_{34} = \sqrt{x_4^2 + (y_3 - y_4)^2}; a_{14} = \sqrt{(x_4 - x_1)^2 + y_4^2}. \quad (1)$$

Кути нахилу гілок пасу до ліній, які з'єднують центри шківків:

$$\gamma_{12} = \arcsin \frac{d_1 + d_2}{2a_{12}}; \gamma_{23} = \arcsin \frac{d_2 + d_3}{2a_{23}}; \gamma_{34} = \arcsin \frac{d_4 - d_3}{2a_{34}}; \gamma_{14} = \arcsin \frac{d_1 - d_4}{2a_{14}}. \quad (2)$$

Кути нахилу гілок пасу до осі x :

$$\beta_{12} = \arctg \frac{y_2}{x_1 - x_2} + \gamma_{12} - 90^\circ; \beta_{23} = 90^\circ - \arctg \frac{x_2}{y_3 - y_2} - \gamma_{23};$$

$$\beta_{34} = 90^\circ - \arctg \frac{x_4}{y_3 - y_4} - \gamma_{34}; \beta_{14} = \arctg \frac{y_4}{x_4 - x_1} + \gamma_{14}. \quad (3)$$

Кути обхвату шківків:

$$\alpha_1 = 90^\circ + \beta_{12} + \beta_{14}; \alpha_2 = 90^\circ + \beta_{12} - \beta_{23};$$

$$\alpha_3 = 180^\circ - \beta_{23} + \beta_{34}; \alpha_4 = 180^\circ - \beta_{34} - \beta_{14}. \quad (4)$$

Розрахункова довжина пасу:

$$L_P = a_{12} \cos \gamma_{12} + a_{23} \cos \gamma_{23} + a_{34} \cos \gamma_{34} + a_{14} \cos \gamma_{14} + \frac{d_1}{2} \alpha_1 + \frac{d_2}{2} \alpha_2 + \frac{d_3}{2} \alpha_3 + \frac{d_4}{2} \alpha_4. \quad (5)$$

У наведених вище формулах параметри мають такий смисл: $x_1 \dots x_4, y_1 \dots y_4$ – координати центрів шківків у системі координат xu (див. рис. 1); $d_1 \dots d_4$ – діаметри шківків передачі; $a_{12}, a_{23}, a_{34}, a_{14}$ – міжцентрові відстані; $\gamma_{12}, \gamma_{23}, \gamma_{34}, \gamma_{14}$ – кути нахилу гілок пасу до ліній, що з'єднують центри шківків; $\beta_{12}, \beta_{23}, \beta_{34}, \beta_{14}$ – кути нахилу гілок пасу до осі x ; $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$ – кути обхвату пасом шківків; L_P – розрахункова довжина пасу.

Визначимо діапазони параметрів передачі, при яких одержані залежності дають коректні результати. Спочатку розглянемо область можливих значень координат розташування шківків. Головною вимогою є збереження конфігурації вказаної схеми, яка задовольняється такими обмеженнями координат розташування шківків:

$$x_3 = 0; 0 < x_2 < x_1 < x_4; \quad (6)$$

$$y_1 = 0; 0 < y_2 < y_3; y_2 < y_4. \quad (7)$$

Обмеження, які накладаються на діаметри шківків, повинні забезпечувати відсутність нерегламентованого контакту рухомих елементів передачі між собою. Задача створення таких обмежень і отримання області існування передачі є темою окремого аналітичного дослідження.

Зауважимо, що нерівності (6) і (7) накладають лише загальні обмеження на розташування елементів передачі. Встановлення більш точних обмежень також є темою окремої роботи.

Оцінімо зміну довжини пасу від її вихідного значення до довжини у максимально витягнутому стані. Для цього визначимо параметри траєкторії руху натяжного ролика при натягу пасу.

У переважній більшості випадків натяжні пристрої мають прямолінійні напрямні для переміщення натяжного ролика, тобто останній при натягу пасу переміщується по прямолінійній траєкторії. Для пасової передачі, схема якої наведена на рис. 1, цією траєкторією є пряма $O_{02}O_{12}$ (рис. 2).

Рівняння вказаної прямої можна записати у вигляді рівняння прямої з кутовим коефіцієнтом:

$$y = x \operatorname{tg} \varphi + b_0, \quad (8)$$

де φ – кут нахилу напрямних натяжного пристрою до осі x .

Як видно з рис. 2, значення кута φ можна знайти за допомогою залежності

$$\varphi = \frac{\pi}{2} - \arctg \frac{y_3}{x_1} - \arctg \frac{d_1 - d_3}{2\sqrt{x_1^2 + y_3^2}}, \quad (9)$$

а значення вільного члена b_0 – за формулою

$$b_0 = -\left(x_1 - \frac{d_1 + d_2 + 2S_{12\min}}{2\sin\varphi}\right)\operatorname{tg}\varphi, \quad (10)$$

де $S_{12\min}$ – мінімальна відстань між ведучим шківом 1 і натяжним роликком 2 передачі; d_1, d_2 – діаметри шківів 1 і натяжного ролика 2 відповідно.

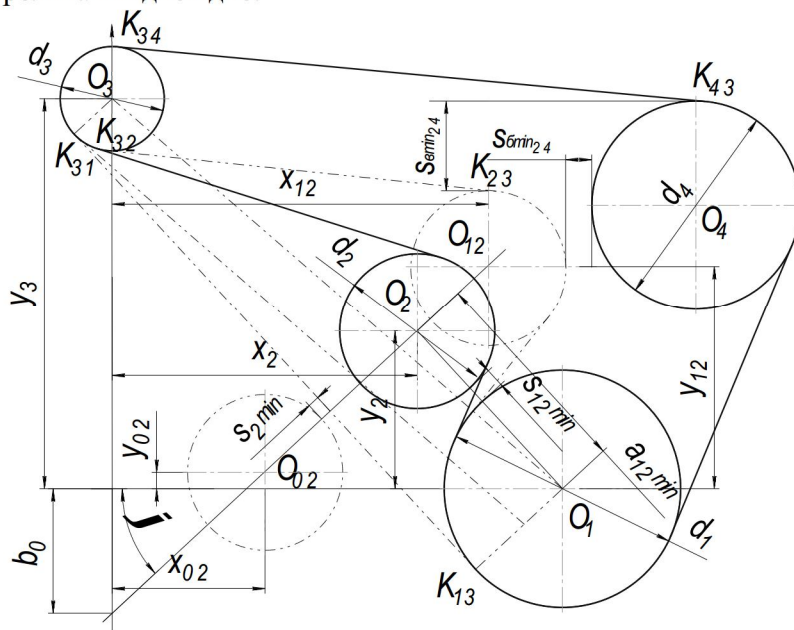


Рис. 2. До визначення траєкторії і границь переміщення натяжного ролика

Зауважимо, що рівняння траєкторії натяжного шківів одержано виходячи з умови, що у вихідному положенні ролика, яке визначається координатами його центра x_{02}, y_{02} , траєкторія його руху $O_{02}O_{12}$ є нормальною до гілки пасу K_1K_3 .

Визначимо границі переміщення натяжного ролика. У вихідному положенні центр ролика знаходиться у точці з координатами x_{02}, y_{02} , а у кінцевому – у точці з координатами x_{12}, y_{12} . Координати вихідного положення центра натяжного ролика визначимо за залежностями:

$$x_{02} = -\frac{b_0}{\operatorname{tg}\varphi} + \left(x_1 + \frac{b_0}{\operatorname{tg}\varphi}\right)\cos^2\varphi - \frac{d_1 + d_2 + S_{2\min}}{2}\cos\varphi; \quad (11)$$

$$y_0 = (x_1\operatorname{tg}\varphi + b_0)\cos^2\varphi - \frac{d_1 + d_2 + S_{2\min}}{2}\sin\varphi. \quad (12)$$

Координати кінцевого положення центра натяжного ролика одержимо з таких міркувань. Обмеження траєкторії руху центра натяжного ролика по координаті y має не тільки статичний (геометричний) смисл, а й динамічний, оскільки при достатньому зближенні гілок пасу $K_{34}K_{43}$ і $K_{32}K_{23}$ (малих значеннях величини $S_{\sigma\min 24}$) їхнє вертикальне биття спричинить небажаний контакт цих гілок під час роботи передачі і швидкий вихід пасу з ладу. Зазор $S_{\sigma\min 24}$ забезпечує відсутність контакту натяжного ролика зі шківом 4.

Ураховуючи зазначене вище, координати кінцевого положення центра натяжного ролика можемо визначити за допомогою залежностей:

$$x_{12} = x_4 - \frac{d_2 + d_4 + 2S_{\sigma\min 24}}{2}; \quad (13)$$

$$y_{12} = x_4\operatorname{tg}\varphi - \frac{d_2 + d_4 + 2S_{\sigma\min 24}}{2}\operatorname{tg}\varphi + b_0. \quad (14)$$

При експлуатації передачі траєкторія руху обмежується параметрами існуючої напрямної центра натяжного ролика, тому формули (13) і (14) можна застосувати при проектуванні натяжного механізму. При цьому довжину напрямної можна розрахувати за залежністю

$$L_{НАПР} = \sqrt{(x_{02} - x_{12})^2 + (y_{02} - y_{12})^2}. \quad (15)$$

Таким чином, для обчислення довжини пасу у вихідному і максимально витягнутому стані та величини його витяжки можна запропонувати такий алгоритм:

– за допомогою залежностей (9) і (10) визначаються параметри φ , b_0 траєкторії руху натяжного ролика;

– за формулами (11) і (12) розраховуються координати x_{02} , y_{02} вихідного положення натяжного ролика, а за формулами (13) і (14) – координати x_{12} , y_{12} кінцевого його положення;

– підстановкою одержаних координат x_{02} , y_{02} у формулу (1) і використанням залежностей (2) – (4) за формулою (5) визначається довжина L_B пасу у вихідному стані;

– аналогічною підстановкою координат x_{12} , y_{12} , визначається довжина L_K пасу у вихідному стані;

– визначається величина витяжки пасу за залежністю $\Delta L = L_K - L_B$.

Додамо, що на основі отриманої математичної моделі розглянутої клинопасової передачі і наведеного алгоритму розроблена комп'ютерна програма, яка дає можливість розраховувати будь-які геометричні параметри для різних варіантів передачі.

Висновки

У результаті проведених досліджень запропоновано систему математичних залежностей та обмежень, які накладаються на їх параметри, алгоритм і комп'ютерну програму, що дає змогу розрахувати будь-які геометричні параметри тришківної типової пасової передачі з натяжним роликом.

Як видно зі схеми на рис. 1, досліджувана передача є підвищувальною, тобто співвідношення між діаметрами шківів такі: $d_3 < d_1$; $d_4 < d_1$.

Це найбільш поширений варіант пасової передачі, оскільки у більшості випадків частота обертання колінчастого вала недостатня для приводу генератора або агрегатів системи охолодження. Наведена методика коректна й для обох підвищувальних передач або однієї понижуючої, другої – підвищувальної, що підтверджується аналітичними дослідженнями, які проведені автором за допомогою розробленої комп'ютерної програми. Рекомендований діапазон передаткових чисел для обох передач, при якому забезпечується коректність розрахунків за наведеною методикою, орієнтовно можна визначити у межах $0,5 \leq i \leq 2$.

У подальших дослідженнях на основі отриманих результатів передбачається розглянути питання щодо визначення області існування передачі й оптимального взаємного розташування шківів для забезпечення максимального кута обхвату на всіх її шківів.

Список використаних джерел

1. Мартынов В. К. Геометрический расчет ременных передач с натяжным роликом / В.К. Мартынов, М. А. Надольский // Изв. вузов. Машиностроение. – 1997. – № 10. – 12. – С. 26 – 28.
2. Буланов Э. А. К расчету угла обхвата / Э. А. Буланов // Изв. вузов. Машиностроение. – 1994. – № 10–12. – С. 28 – 32.
3. Літовченко П. І. Визначення кутів обхвату шківів пасової передачі з трьома шківів / П. І. Літовченко, С. І. Сишук // Зб. наук. пр. Акад. ВВ МВС України. – Х., Вип. 1–2 (5–6). – 2005. – С. 108 – 111.
4. Литовченко П. И. К расчету геометрических параметров ременной передачи с тремя шкивами / П. И. Литовченко // Вопр. проектирования и производства летательных аппаратов: сб. науч. тр. Нац. аэрокосм. ун-та им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”. – Вып. 1(44). – Х., 2006. – С.131 – 136.

Стаття надійшла до редакції 12.12.2007 р.