

9 ЛАНЦЮГОВІ ПЕРЕДАЧІ

9.1 Загальні відомості

Ланцюгова передача – передача зачепленням із проміжним гнучким зв'язком, заснована на зачепленні шарнірів або зубців ланцюга із зубцями зірочок. Ланцюгові передачі застосовуються при значних міжосьових відстанях, а також для передачі руху від одного ведучого вала декільком відомим, коли застосування зубчастих передач неможливо або недоцільно, а пасові передачі недостатньо надійні.

Передача (рис. 9.1) складається із ведучої 1 та веденої 2 зірочок, розміщених на відповідних валах, і ланцюга, що знаходиться у зачепленні із зірочками.

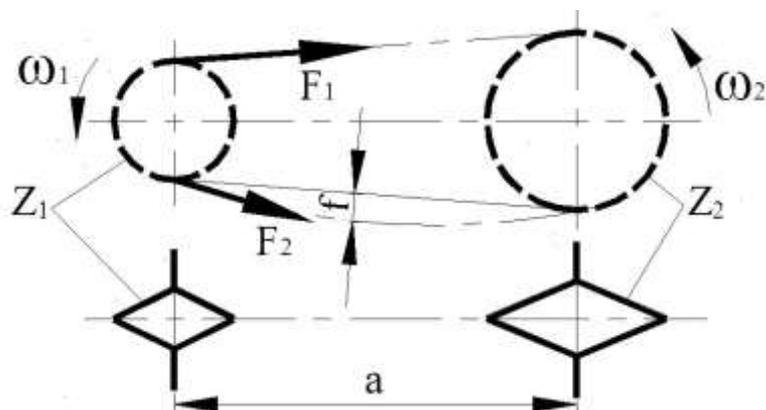


Рисунок 9.1 – Ланцюгова передача

Вільний відрізок ланцюга, який набігає на ведучу зірочку, називається ведучою віткою, а інша вільна ділянка ланцюга – веденою віткою (див. рис. 9.1).

Галузі використання передач: у різних верстатах, сільськогосподарських і транспортних машинах, приводах конвеєрів і т.д. Переваги й недоліки ланцюгових передач приведені в табл. 9.1.

Таблиця 21 - Переваги й недоліки ланцюгових передач

Переваги	Недоліки
Можливість передачі обертового руху на значну відстань (до 8 м).	Збільшення довжини ланцюга через спрацювання шарнірів
Відсутність проковзування	Досить швидкий знос шарнірів ланцюга внаслідок обмеженого підводу змазки
Достатньо високий ККД	Нерівномірність руху (шум, підвищені динамічні навантаження)
Сталість середнього передаточ-	Потреба у додаткових пристроях для

ного відношення	регулювання натягу
Відносно невеликі навантаження на вали	Відносна висока вартість

Ланцюгові передачі працюють на швидкостях руху ланцюга до 15 м/с, можуть передавати потужність до 100 кВт, мають передаточні числа до 10.

Прийнято класифікувати ланцюгові передачі за такими ознаками.

1 За типом ланцюга: на передачі з роликівими, втулковими та зубчастими ланцюгами.

2 За способом регулювання натягу ланцюга: нерегульовані (з постійною міжосьовою відстанню), з періодичним і автоматичним регулюванням натягу.

3 За кількістю ведених зірочок, охоплених одним ланцюгом: однозірочкові і багатозірочкові.

4 За конструктивним виконанням: відкриті і закриті передачі, що працюють в закритому корпусі в умовах неперервного змащування.

9.2 Деталі ланцюгових передач

9.2.1 Ланцюги

У машинах застосовуються тягові ланцюги – для переміщення вантажів у транспортувальних машинах; вантажні – для підвішування вантажів; приводні – для використання в ланцюгових передачах. Основні типи приводних ланцюгів: роликіві, втулкові та зубчасті. У приводах сільськогосподарських машин також широко використовуються спеціальні приводні ланцюги: роликіві із зігнутими пластинами, фасонні крючкові тощо.

Роликіві ланцюги складаються із зовнішніх та внутрішніх ланок, з'єднаних між собою шарніром (рис. 9.2). Пластини 2 внутрішньої ланки напресовані на втулки 3, пластини 1 зовнішньої ланки напресовані на валики 4, які розвальцьовують на торцях. Кожен валик 4 входить у втулку 3 і утворює шарнір. Ролик 5 вільно обертається під час входження у зачеплення із зубцями зірочки.

Приводні роликіві ланцюги можуть бути однорядними (позначення ПР) або багаторядними: дво- (2ПР), три- (3ПР) та чотирирядними (4ПР). Багаторядні ланцюги дозволяють збільшити навантаження майже пропорційно кількості рядів.

Умовне позначення стандартних приводних роликівих ланцюгів: літери ПР, цифри перед літерами позначають кількість рядів (однорядні не позначають), числа після літер позначають крок ланцюга p в мм і руйнівне навантаження $F_{руйн}$.

Наприклад:

ПР-25,4-5670 – однорядний приводний роликів ланцюг, крок 25,4 мм, руйнівне навантаження 56700Н;

2ПР-19,05-7200 – дворядний приводний роликів ланцюг, крок 19,05 мм, руйнівне навантаження 72000Н.

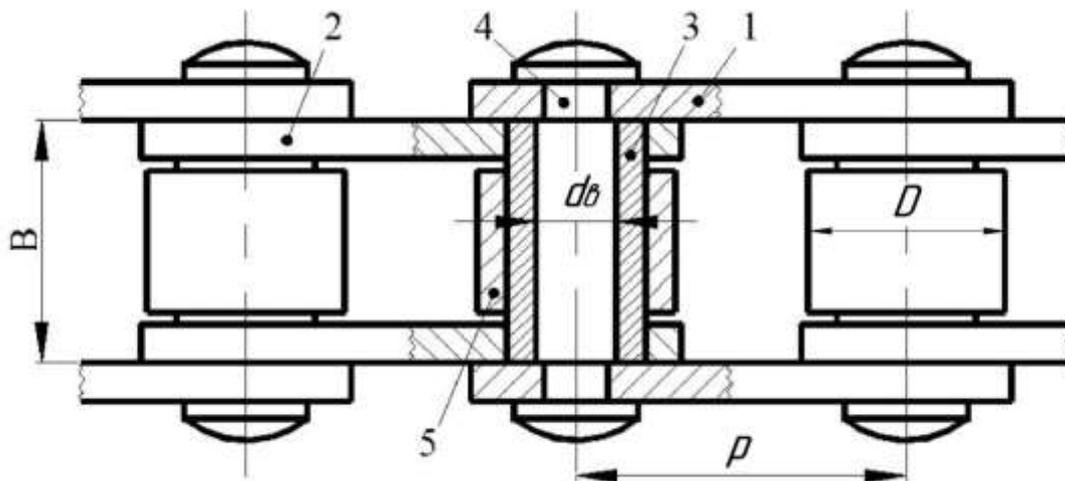


Рисунок 9.2 – Конструкція приводного роликів ланцюга

Конструкція втулкових ланцюгів відрізняється від конструкції роликів тільки відсутністю ролика. Маса і вартість втулкового ланцюга менші, ніж роликів, але менша і його зносостійкість.

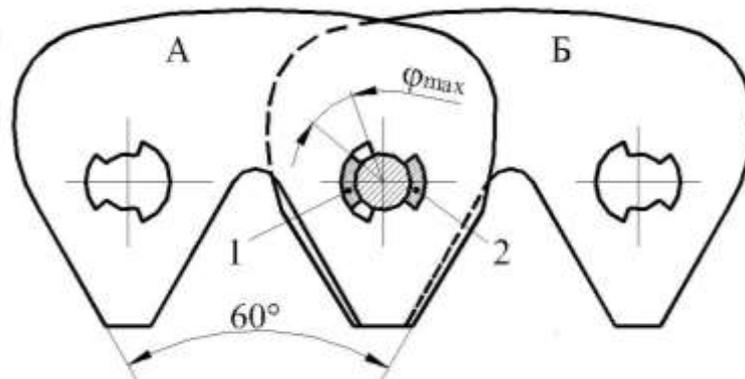
Зубчасті ланцюги складаються із набору пластин, кожна з яких має два зубця із впадиною між ними для зубця зірочки. Кількість пластин визначає ширина ланцюгу, яка залежить від величини потужності, що передається (відомі ланцюги із шириною до 1,5 м). Робочими гранями пластин є площини зубців, які розміщуються під кутом 60° , якими кожна ланка ланцюга сідає на два зубця зірочки. Завдяки цій особливості зубчасті ланцюги мають мінімально можливим крок і тому допускають більш високі швидкості. Для запобігання боковому сповзанню ланцюга із зірочки використовують напрямні пластини, які розміщуються по боках або посередині ланцюга. Шарніри зубчастих ланцюгів бувають з шарнірами ковзання (рис. 9.3,а) і з шарнірами кочення (рис. 9.3,б). Шарніри кочення розроблені недавно і є прогресивною конструкцією.

Пластини кочення з'єднуються шарніром, що складається із двох призм 1,2 з циліндричними поверхнями. Одна з призм 1 з'єднується з пластинами однієї ланки А, друга 2 – з пластинами сусідньої ланки Б. У разі руху ланцюга зірочкою призми перекочуються одна по іншій, забезпечуючи таким чином тертя кочення.

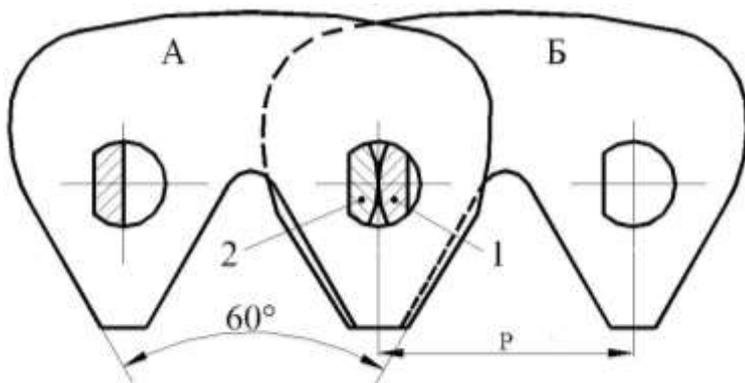
Порівняно з іншими зубчасті ланцюги дозволяють передавати більші навантаження, працюють плавніше і з меншим шумом, але складніші у виготовленні й дорожчі. Рекомендуються до використання за порівняно високих швидкостей.

Пластини ланцюгів виготовляють з вуглецевих і легованих сталей (сталі 40, 45, 50, 30ХН3А) із гартуванням до твердості $H = 32 \dots 44 HRC$, валики, втулки і ролики – із цементованих сталей (сталі 10, 15, 20, 12ХН3А, 20ХН3А, 40ХН) з термообробкою до твердості $H = 45 \dots 65 HRC$.

Для нормального з'єднання ланцюгового контуру передачі необхідно, щоб кількість його ланок було парною.



а



б

а – з шарнірами ковзання, б – з шарнірами кочення

Рисунок 9.3 – Конструкція зубчастих ланцюгів

9.2.2 Зірочки

Профіль та розміри зубців зірочок залежать від конструкції і розмірів ланцюга. Ділильне коло зірочки проходить через центри шарнірів ланцюга (рис. 9.4), його діаметр дорівнює:

$$d = \frac{P}{\sin \left(\frac{\pi}{z} \right)} \quad (9.1)$$

Всі інші розміри профілю зубців зірочки визначаються стандартом.

Зірочки виготовляють із середньовуглецевих або легованих сталей 45, 40X, 40XH, 35XГСА із поверхневим або об'ємним гартуванням до твердості $H = 45..55HRC$ або цементованих сталей 15, 20X, 12ХН3А з термообробкою до твердості $H = 55..60HRC$. Для виготовлення зірочок тихохідних передач (швидкість $V < 3 \frac{M}{c}$) використовують чавуни.



Рисунок 9.4 – Розміри зірочки ланцюгової передачі

9.2.3 Основні кінематичні параметри передачі

Для ланцюгових передач характерна не постійна, а середня швидкість руху ланцюга. Це пояснюється тим, що ланцюг складається з окремих ланок і розташовується на зірочці не по колу, а по багатокутнику з кількістю вершин, що дорівнює кількості зубців зірочки. Тому швидкість ланцюга змінна в межах повороту зірочки на один зубець, але середня швидкість за один оборот постійна. Періодична зміна швидкості є причиною додаткових динамічних навантажень, які є основною причиною руйнування шарнірів ланцюга і зубців зірочок, а також підвищеного шуму передачі.

Середня швидкість для ланцюга визначається за формулою

$$V = \frac{p \cdot z \cdot n}{60000}, \quad (9.2)$$

де p – крок ланцюга;

z – число зубців зірочки;

n – частота обертання зірочки.

9.3 Сили у вітках ланцюгової передачі

1 Натяг ведучої вітки ланцюга (див. рис. 9.1):

$$F_1 = F_t + F_V + F_f, \quad (9.3)$$

де $F_t = \frac{2000 \cdot T}{d} = \frac{1000 \cdot P}{V}$ – колова сила (корисне навантаження);

$F_V = q \cdot V^2$ – натяг від відцентрової сили;

q – маса 1 п.м. ланцюга;

$F_f = K_f \cdot q \cdot a \cdot g$ – натяг від власної ваги ланцюга;

K_f – коефіцієнт провисання ланцюга (вибирається із рекомендацій);

a – міжосьова відстань;

g – прискорення вільного падіння.

2 Натяг веденої вітки ланцюга (див. рис. 9.1):

$$F_2 = F_V + F_f. \quad (9.4)$$

За швидкостей ланцюга до 10 м/с сила натягу веденої вітки незначна і під час розрахунків нею нехтують.

3 Сила, що діє на вали ланцюгової передачі:

$$F_g \cong (1,05 \dots 1,15) \cdot F_t. \quad (9.5)$$

9.4. Критерії роботоздатності ланцюгових передач

Найчастіше причинами виходу із ладу ланцюгових передач є:

- зношування шарнірів, що спричинює порушення зачеплення ланцюга із зірочками через збільшення кроку;
- втомне руйнування пластин та роликів ланцюга;
- руйнування ланцюга у разі дії значних короткочасних перевантажень;

- зношування зубців зірочок.
основі вказаних причин визначають критерії роботоздатності:
тійкість проти спрацювання шарнірів ланцюга та зубців зірочок
(зно ітійкість).
тійкість проти втомного руйнування пластин та роликів.

3 Стійкість проти руйнування ланцюга при короточасній дії максимальних навантажень.

9.5 Розрахунки ланцюгових передач

9.5.1 Розрахунок шарнірів ланцюга на зносостійкість

Найбільш вивченим та прогнозованим є зношування шарнірів ланцюга, тому розрахунок на забезпечення їх стійкості є основним.

Інтенсивність зношування залежить в першу чергу від середнього тиску p в шарнірі:

Розрахункова схема представлена на рис. 9.5.

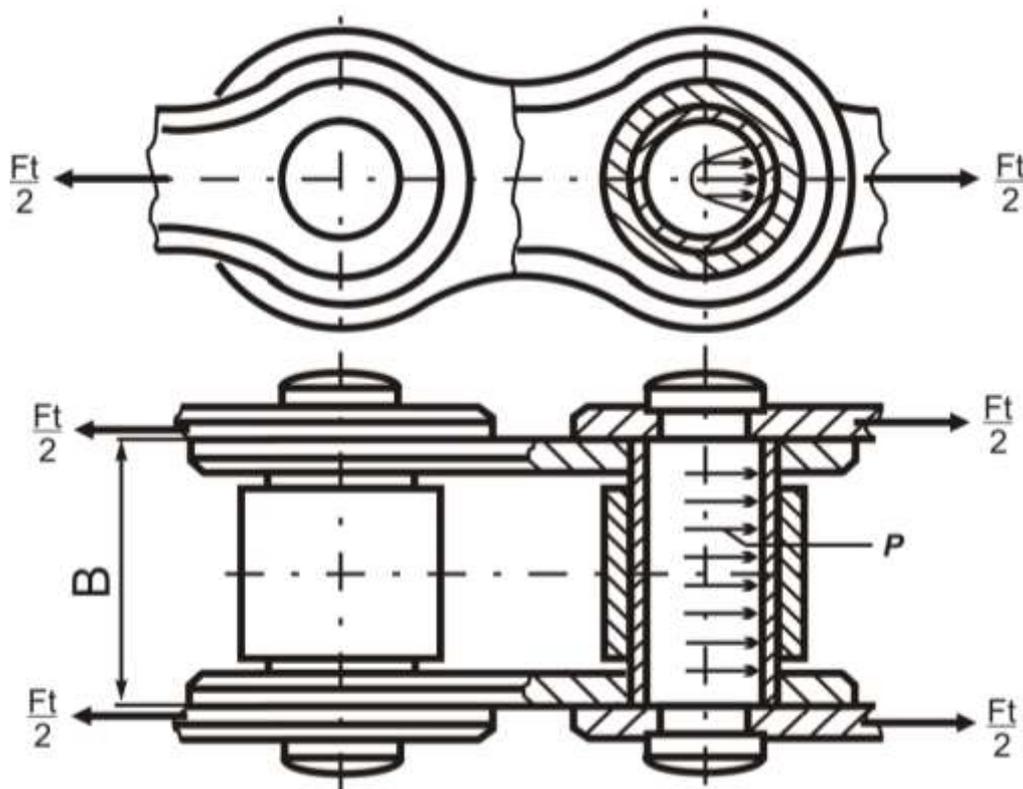


Рисунок 9.5 – Розрахункова схема

Розрахункова умова:

$$p \leq [p]_{зн},$$
$$p = \frac{F_{te} \cdot K_A}{A_{on} \cdot K_m} \leq [p]_{зн}, \quad (9.6)$$

де p – розрахунковий тиск у шарнірі;

K_A – коефіцієнт, який враховує динамічність зовнішнього навантаження;

K_m – коефіцієнт, який враховує кількість;

A_{on} – площа опорної поверхні шарніра ланцюга;

$[p]_{зн}$ – допустимий тиск у шарнірі ланцюга;

F_{te} – еквівалентна колова сила:

$$F_{te} = F_t \cdot K_H,$$

де K_H – коефіцієнт, який враховує перемінність навантаження (розраховується з урахуванням режиму навантаження передачі).

$$K_H = \sum_{i=1}^k \left[\frac{T_i}{T_{max}} \cdot \frac{h_i}{h_{\Sigma}} \sqrt[3]{\left(\frac{n_i}{n_{max}} \right)^2} \right], \quad (9.7)$$

де T_i – обертовий момент в i – тому режимі;

T_{max} – максимальний обертовий момент серед усіх режимів;

h_i – термін роботи в i – тому режимі;

h_{Σ} – сумарний термін роботи;

n_i – частота обертання ведучої зірочки в i – тому режимі;

n_i – максимальна частота обертання ведучої зірочки серед усіх режимів.

9.5.2 Розрахунок втомної міцності пластин ланцюга

Розрахункова умова:

$$p \leq [p]_{уст},$$
$$p = \frac{F_{te} \cdot K_A}{A_{on} \cdot K_m} \leq [p]_{уст}, \quad (9.7)$$

де $[p]_{уст}$ – допустимий тиск у шарнірі, який гарантує втомну міцність пластин протягом заданого строку експлуатації.

9.5.3 Перевірка статичної міцності ланцюга

Розрахункова умова:

$$S = \frac{F_{руйн}}{F_t \cdot K_{пер}} \leq [S], \quad (9.9)$$

де S – фактичне значення коефіцієнта безпеки;

$[S]$ – допустимий коефіцієнт безпеки. Із рекомендацій $[S]=6..8$;

$F_{руйн}$ – стандартне значення статичного руйнівного навантаження (зазначено у стандартному маркуванні ланцюга);

$K_{пер} = \frac{T_{max}}{T_{ном}} \cdot \frac{P_{ед}}{P_{номр}}$ – коефіцієнт перевантаження (див. розрахунок з-

бчастих передач, формула (3.26)).