

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
МИКОЛАЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інженерно-енергетичний факультет

Кафедра загальнотехнічних дисциплін

ДЕТАЛІ МАШИН

Методичні рекомендації

до вивчення змістовного модуля 1.2 «Передачі гнучким зв'язком»
для здобувачів вищої освіти ступеня «бакалавр»
спеціальності 208 «Агроінженерія»
денної та заочної форми навчання

МИКОЛАЇВ
2019

УДК 621.81

Д38

Друкується за рішенням науково-методичної комісії інженерно-енергетичного факультету Миколаївського національного аграрного університету від 16.05.2019 р., протокол № 12.

Укладачі:

О. В. Баранова – асистент кафедри загальнотехнічних дисциплін, Миколаївський національний аграрний університет.

С. М. Степанов – ст. викладач кафедри загальнотехнічних дисциплін, Миколаївський національний аграрний університет.

П. М. Полянський – канд. екон. наук, доцент, в.о. завідувача кафедри загальнотехнічних дисциплін, Миколаївський національний аграрний університет.

Г. О. Іванов – канд. техн. наук, доцент кафедри загальнотехнічних дисциплін, Миколаївський національний аграрний університет.

Рецензенти:

О. К. Чередниченко – канд. техн. наук, доцент кафедри експлуатації судових енергетичних установок та теплотехніки, Національний університет кораблебудування ім. Адмірала Макарова.

ЗМІСТ

Змістовний модуль 1.2. Передачі гнучким зв'язком.....	4
1. Пасові передачі.....	4
1.1. Загальні відомості та класифікація.....	4
1.2. Кінематика пасової передачі.....	6
1.3. Геометрія пасової передачі.....	7
1.4. Сили та силові залежності пасової передачі.....	8
1.5. Напруження у вітках пасової передачі.....	9
1.6. Пружне ковзання паса пасової передачі.....	11
1.7. Втрати в передачі та ККД.....	13
1.8. Клинопасова передача.....	13
1.9. Методика розрахунку клинопасової передачі.....	15
1.10. Приклад розрахунку пасової передачі.....	18
1.11. Тестові завдання.....	21
2. Ланцюгові передачі.....	33
2.1. Загальні відомості та класифікація.....	33
2.2. Методика розрахунку ланцюгових передач.....	37
2.3. Приклад розрахунку ланцюгової передачі.....	40
2.4. Тестові завдання.....	43
3. Запитання для самоперевірки.....	54
Література.....	55

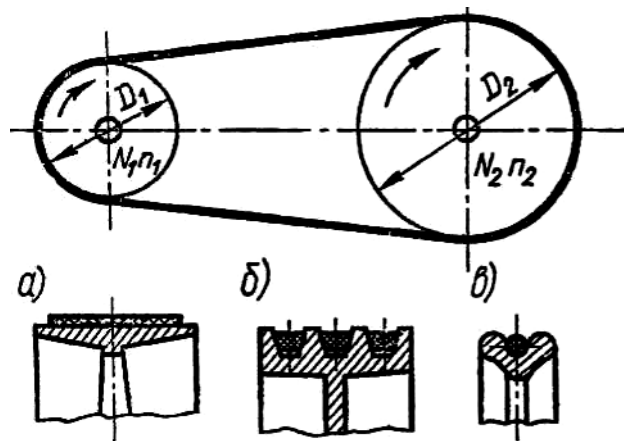
ЗМІСТОВНИЙ МОДУЛЬ 1.2

ПЕРЕДАЧІ ГНУЧКИМ ЗВ'ЯЗКОМ

1. Пасові передачі

1.1. Загальні відомості та класифікація

Пасова передача (рис. 1.1) складається з двох шківів, закріплених на валах, і паса, що охоплює шківів. Навантаження передається



силами тертя виникаючими між шківів та пасом внаслідок його натягнення.

Залежно від форми поперечного перетину паса розрізняють: плоскопасові (рис. 1.1, а), клинопасові (рис. 1.1, б) та круглпасові

(рис. 1.1, в) передачі.

Пасові передачі в порівнянні з іншими видами механічних передач мають наступні переваги:

- можливість передавання руху між валами, що знаходяться на значній відстані (до 15 м і більше);
- плавність та безшумність роботи;
- високі швидкості;
- запобігання механізмів від різких коливань навантаження внаслідок пружності паса;

- запобігання механізмів від перевантаження за рахунок можливого проковзування паса;

- простота конструкції та експлуатації.

Основними недоліками пасової передачі є:

- великі габарити передач (для однакових умов навантаження діаметри шківів приблизно в 5 разів більші, ніж діаметри зубчастих коліс);

- несталість передаточного числа через можливе проковзування паса;

- підвищене навантаження валів та їхніх опор, що пов'язане із потребою достатньо високого попереднього натягу паса (збільшення навантаження валів в 2...3 рази в порівнянні із зубчастою передачею);

- низька довговічність пасів (у межах 1000...5000 годин).

Пасові передачі застосовують переважно в тих випадках, коли за умов конструкції вали розташовані на значних відстанях або високі швидкості не дозволяють застосовувати інші види передач. Потужність пасових передач не перевищує, як правило, 50 кВт. Пасову передачу встановлюють в комбінацію із зубчастою передачею на швидкохідний ступінь як менш навантажену.

В даний час найбільше розповсюдження отримали *клинові паси*. Знаходять застосування також *плоскі паси* з пластмас у високошвидкісних передачах. *Круглі паси* застосовують тільки для малих потужностей: в приладобудуванні, побутовій техніці та ін.

1.2. Кінематика пасової передачі

Колові швидкості на шківів визначаються залежностями:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}; v_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000}, \text{ м/с} \quad (1.1)$$

де d_1 і d_2 – діаметри шківів, мм; n_1 і n_2 – частота обертання шківів, об/хв.

Для пасової передачі характерне пружне ковзання паса (див. нижче), що приводить до різниці швидкостей, тобто $v_2 < v_1$. Це явище враховується введенням коефіцієнта ковзання ε і тоді справедлива формула:

$$v_2 = v_1(1 - \varepsilon). \quad (1.2)$$

При цьому передаточне відношення буде дорівнювати

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{v_1 \cdot d_2}{v_2 \cdot d_1} = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)}. \quad (1.3)$$

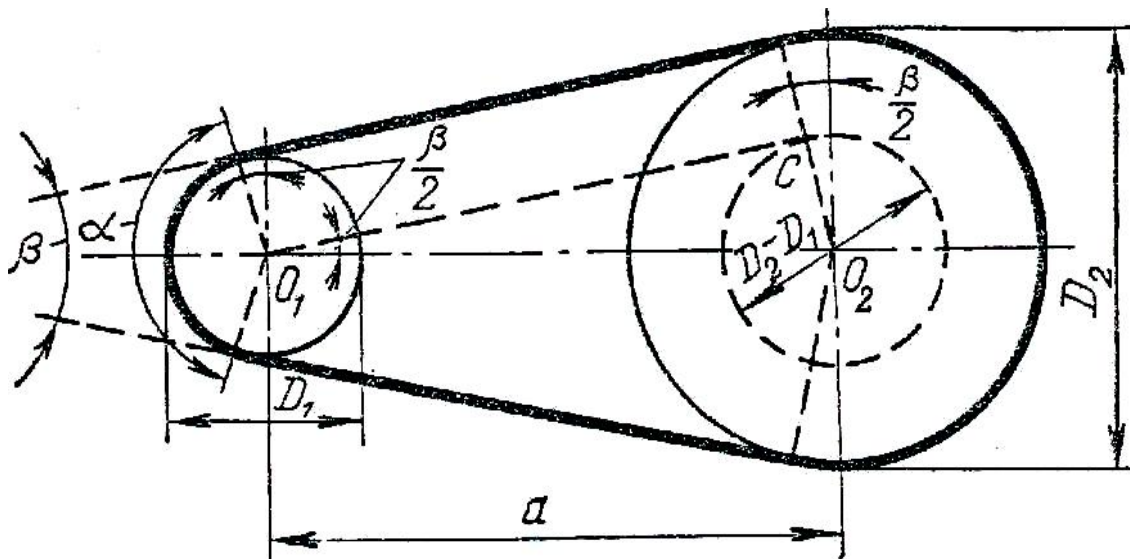


Рис. 1.2

Встановлено, що значення ε залежить від величини навантаження, слідством чого є непостійність передаточного відношення i в пасовій передачі. Звичайно за нормальних умов роботи

коефіцієнт ковзання лежить в межах $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$. В наближених розрахунках допустимо приймати

$$i = \frac{d_2}{d_1}. \quad (1.4)$$

1.3. Геометрія пасової передачі

Основні геометричні характеристики показані на схемі пасової передачі (рис. 1.2). Тут: a – міжосьова відстань; β – кут між вітками паса; α – кут обхвату паса меншого шківа.

При геометричному розрахунку відомими звичайно є d_1 , d_2 і a , визначаються кут α і довжина паса l .

Внаслідок витяжки та провисання паса величина α і l не є строгими, а тому можуть визначатися наближено

$$\alpha \approx 180^\circ - \beta.$$

Опускаючи висновок, запишемо вираз для визначення довжини паса

$$\begin{aligned} l &= 2a \cdot \cos \beta / 2 + \frac{d_1}{2}(\pi - \beta) + \frac{d_2}{2}(\pi + \beta) = \\ &= 2a \cdot \cos \beta / 2 + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{\beta}{2}(d_2 - d_1). \end{aligned}$$

Або, використовуючи наближену залежність $\cos \beta / 2 \approx 1 - \frac{1}{2}(\beta / 2)^2$, після перетворень отримаємо

$$l \approx 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}. \quad (1.5)$$

1.4. Сили та силові залежності пасової передачі

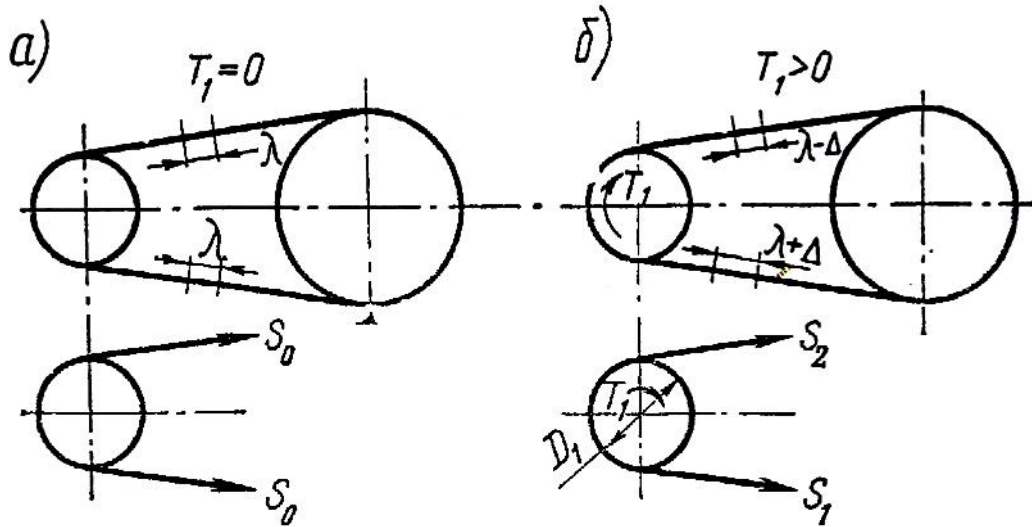


Рис. 1.3

На рис. 1.3 показано навантаження віток паса в двох випадках: без навантаження $T_1 = 0$ (рис. 1.3, а) і під навантаженням $T_1 > 0$ (рис. 1.3, б).

За відсутності навантаження в передачі ($T = 0$) в кожній вітці паса має місце попереднє натягнення паса – F_0 ; за наявності навантаження – F_1 і F_2 – натягнення ведучої та відомої віток; $F_t = 2T_1/d_1$ – колова сила передачі.

За умовою рівноваги шківів маємо:

$$T_1 = \frac{d_1}{2}(F_1 - F_2) \text{ або } F_1 - F_2 = F_t.$$

Зв'язок між F_0 , F_1 , F_2 (опускаючи висновок) можна представити у вигляді наступної системи

$$F_1 = F_t \cdot \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}; \quad F_2 = F_t \cdot \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}; \quad F_0 = \frac{F_t}{2} \left(\frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right), \quad (1.6)$$

де e – підстава натурального логарифма; f – коефіцієнт тертя; α – кут обхвату.

Формула (1.6) дозволяє визначити мінімально необхідну величину попереднього натягнення паса S_0 при якому можлива передача заданого навантаження F_t . З формули (1.6) видно, що збільшення значень f і α сприятливо відображається на роботі передачі.

1.5. Напруження у вітках пасової передачі

Найбільші напруження діють у ведучій вітці паса. Вони складаються із напруження розтягу σ_1 , згину σ_{32} і напруження від відцентрових сил σ_v (σ_v – напруження від відцентрових сил при швидкості $v < 25$ м/с незначні і не враховуються при розрахунку).

Напруження розтягу σ_1 можна представити у вигляді

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2A} = \sigma_0 + \frac{\sigma_F}{2}, \quad (1.7)$$

де $\sigma_F = F_t / A$ – корисне напруження; σ_0 – напруження від попереднього натягнення.

Як було встановлене раніше, корисне напруження можна представити як різницю напружень ведучої та відомої віток:
 $\sigma_F = \sigma_1 - \sigma_2$.

В тій частині паса, що обхватує шків, виникають напруження згину σ_{32} (рис. 2.4).

За законом Гука

$$\sigma_{32} = \varepsilon \cdot E,$$

де ε – відносне подовження зовнішніх волокон; E – модуль пружності.

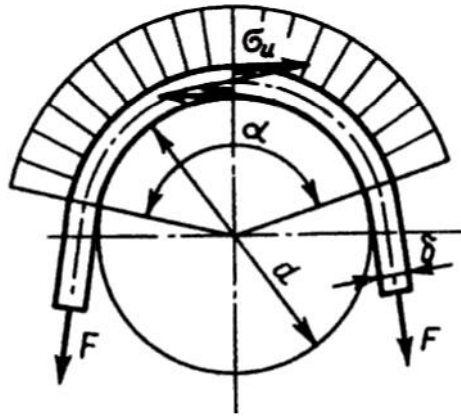


Рис. 1.4

Відомо, що при чистому згині

$$\varepsilon = y / r,$$

Тут y – відстань від нейтрального шару паса; r – радіус кривини нейтрального шару.

Для паса, що обхватує шків, $y = \delta/2$, $r \approx d/2$ (δ – товщина паса). При цьому $\varepsilon = \delta/d$, а

$$\sigma_{32} = (\delta / d) E. \quad (1.8)$$

Формула (1.8) дозволяє помітити, що основним чинником, що визначає величину напруження згину, є відношення товщини паса до діаметра шківа. Чим менше це відношення, тим менші напруження згину в пасі.

Сумарні максимальні напруження у ведучій вітки в місці набігання паса на менший шків

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_{32} = \sigma_0 + \frac{\sigma_F}{2} + \sigma_{32}. \quad (1.9)$$

Епюра розподілу напружень по довжині паса зображена на рис. 1.5.

1.6. Пружне ковзання паса пасової передачі

Дослідження М.Е. Жуковського показали, що в пасових передачах слід розрізнити два види ковзання паса по шківу: *пружне ковзання і буксування*. Пружне ковзання спостерігається при будь-якому навантаженні передачі, а буксування тільки при перевантаженні.

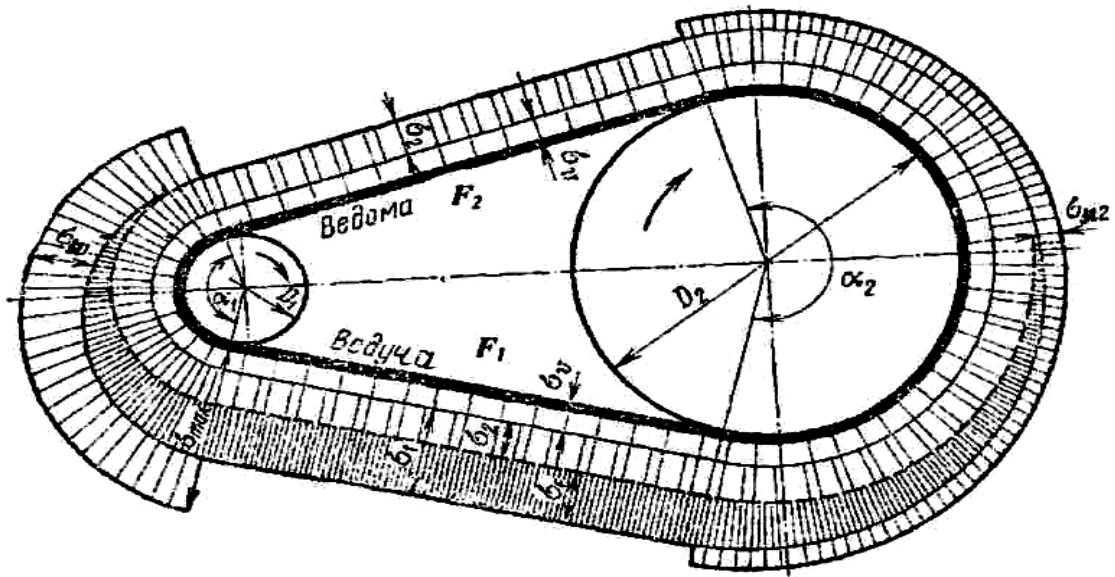


Рис. 1.5

Різниця натягнення відомої та ведучої віток, що створена навантаженням, викликає пружне ковзання в пасовій передачі. При цьому дуги пружного ковзання розташовуються із сторони збігаючої вітки (рис. 1.6).

Відзначимо деяку ділянку паса довжиною λ в ненавантаженій передачі та потім дамо навантаження (рис. 1.6). При проходженні ведучої вітки відзначена ділянка подовжиться до $(\lambda + \Delta)$, а на ведомій скоротиться до $(\lambda - \Delta)$.

Визначаючи колові швидкості шківів по сумісному переміщенню з пасом на ділянках дуг спокою, одержуємо:

$$\text{для ведучого шківа } v_1 = (\lambda + \Delta) / \Delta t;$$

$$\text{для ведомого шківа } v_2 = (\lambda - \Delta) / \Delta t,$$

де Δt – час набігання відзначеної ділянки паса на шківів.

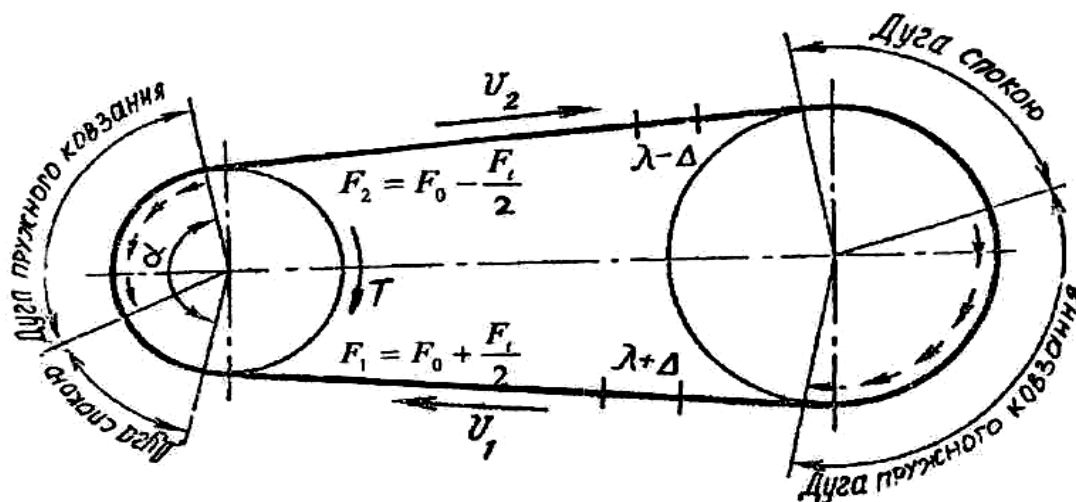


Рис. 1.6

Очевидно, що $v_2 < v_1$. Різниця швидкостей v_1 і v_2 враховується у формулах (1.2) і (1.3) коефіцієнтом ковзання ε . За збільшенням навантаження (збільшується Δ) різниця колових швидкостей зростає, а передаточне відношення змінюється.

Пружне ковзання є причиною деякої непостійності передаточного відношення в пасових передачах. При перевантаженні передачі дуга спокою зменшується до нуля, пас починає ковзати по всій поверхні зіткнення з шківом. Таке ковзання отримало назву буксування. При буксуванні відомий шків зупиняється, а ККД передачі стає рівним нулю.

1.7. Втрати в передачі та ККД

Втрати потужності в пасовій передачі складається з: втрат в опорах валів; втрат від ковзання паса по шківках; втрат на внутрішнє тертя в пасі, пов'язане з періодичною зміною деформацій згину; втрат від опору повітря руху паса і шківкам.

Всі ці втрати враховуються ККД передачі, який визначають експериментально. При навантаженнях, близьких до розрахункових, середнє значення ККД звичайно приймають для плоскопасових передач $\eta \approx 0,97$, а для клинопасових $\eta \approx 0,96$.

1.8. Клинопасова передача

Клинопасова передача застосовується при порівняно малих міжосьових відстанях і великих передаточних відношень. В цій передачі (рис. 1.7) пас

має трапецеїдальну (клинову) форму поперечного перетину і розташовується у відповідних канавках шківка. В передачі працюють звичайно

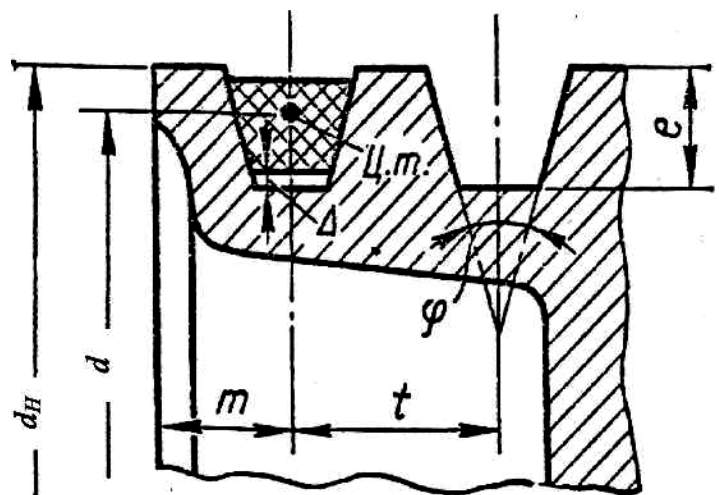


Рис. 1.7

декілька пасів, але може бути і один. Декілька тонких пасів застосовують замість одного товстого з метою зменшення напруження згину.

Форма канавки шківів виконується так, щоб між її підвалиною та пасом був зазор, в цьому випадку робочими поверхнями є бічні поверхні паса.

Розрахунковим діаметром d шківів є діаметр, відповідний колу розташування центрів тяжкості поперечних перетинів паса. Всі розміри, що визначають форму обода шківів (e, m, t, d_H, d), вибирають за відповідними таблицями стандартів залежно від поперечного перетину паса, які також стандартизовані.

Для передач загального призначення за ГОСТ 1284-80 прийнято сім типів клинових пасів О, А, Б, В, Г, Д, Е, відмінних розмірами поперечного перетину. Розміри перетину збільшуються від О до Е.

Застосування клинових пасів дозволяє збільшити тягову здатність передач за рахунок підвищення тертя. Кут клина φ істотно впливає на величину сили тертя: із зменшенням φ тертя в передачі збільшується.

Величину

$$\frac{f}{\sin \varphi / 2} = f' . \quad (1.10)$$

називають приведеним коефіцієнтом тертя.

Для стандартних пасів кут φ прийнятий рівним 40° . При цьому

$$f' = f / \sin 20^\circ \approx 3f .$$

Таким чином, клинова форма паса збільшує його зчеплення з шківом приблизно в три рази.

З метою кращого використання можливостей клинопасової передачі на практиці рекомендується приймати кут обхвату $\alpha_k \geq 120^\circ$ (допускається до 70°). Відносно мала величина кутів обхвату α , що

допускаються, дозволяє будувати клинопасові передачі з малими міжосьовими відстанями a і з великими передаточними відношеннями i , а також передавати роботу з одного ведучого шківa декільком відомим.

Перетин клинового паса являє собою трапецію. Основним несучим елементом паса є шар шнурового корду, які виготовляються з різних матеріалів на основі штучних волокон, а в даний час знаходить широке застосування корд з синтетичних волокон і сталевих тросів. Тканинна обгортка збільшує міцність паса та оберігає його від зносу. Гума служить заповнювачем, який утворює форму паса і додає йому еластичність.

1.9. Методика розрахунку клинопасової передачі

Обмежене число типорозмірів стандартних клинових пасів дозволило визначити допустиме навантаження для кожного типорозміру паса, а розрахунок передачі звести до підбору типу та числа пасів за таблицями і графіками, приведених за ГОСТ 1284.1 -1281.3-80.

Тип і число пасів вибирають і розраховують, використовуючи формулу (1.11) і графіки (рис. 1.8...1.10). Потужність, що передає пасова передача

$$P = P_0 \cdot K_\alpha \cdot K_H \cdot z, \quad (1.11)$$

де P – потужність передачі; P_0 – потужність, що передається одним пасом в умовах типової (стандартної) передачі ($\alpha=180^\circ$, навантаження рівномірне) – визначається за графіками рис. 1.8...1.10; K_α – коефіцієнт

кута обхвату (табл. 1.1); K_n – коефіцієнт режиму навантаження (табл. 1.2); z – число пасів.

Таблиця 1.1. Коефіцієнт кута обхвату K_α для клинових пасів

α°	180	170	160	150	140	130	120	110	100	90	80	70
K_α	1,0	0,98	0,96	0,93	0,90	0,87	0,83	0,79	0,74	0,68	0,62	0,56

Таблиця 1.2. Коефіцієнт режиму навантаження K_n

Характер навантаження	Рівномірна	З помірними коливаннями	Із значними коливаннями	Ударна та різко змінна
K_n	1	0,9...0,8	0,8...0,7	0,7...0,6

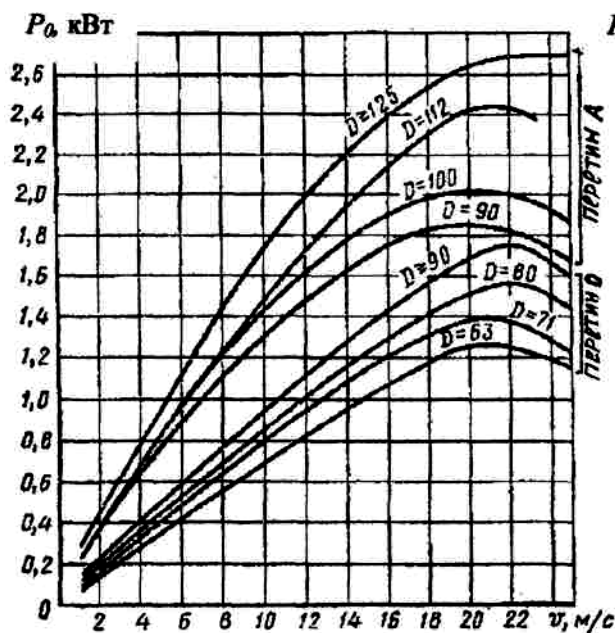


Рис.1.8

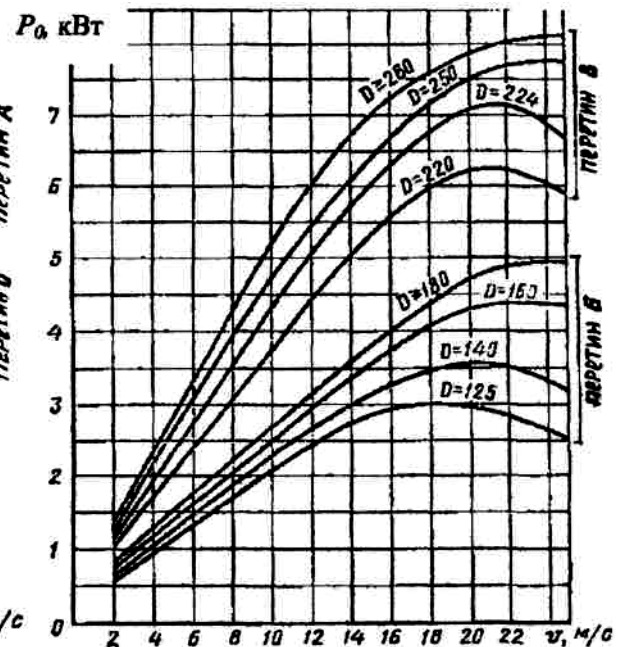


Рис.1.9

Значення потужностей на графіках (рис. 1.8...1.10) дані застосовано до пасів з кордом на основі штучних волокон; рис. 2.8 – для перетинів пасів О і А; рис. 1.9 – для перетинів Б і В; рис. 1.10 – для перетинів Г, Д і Е. У разі застосування синтетичних волокон значення потужностей можна збільшити приблизно на 10%. Розрахунок виконують по діаметру меншого шківів – d .

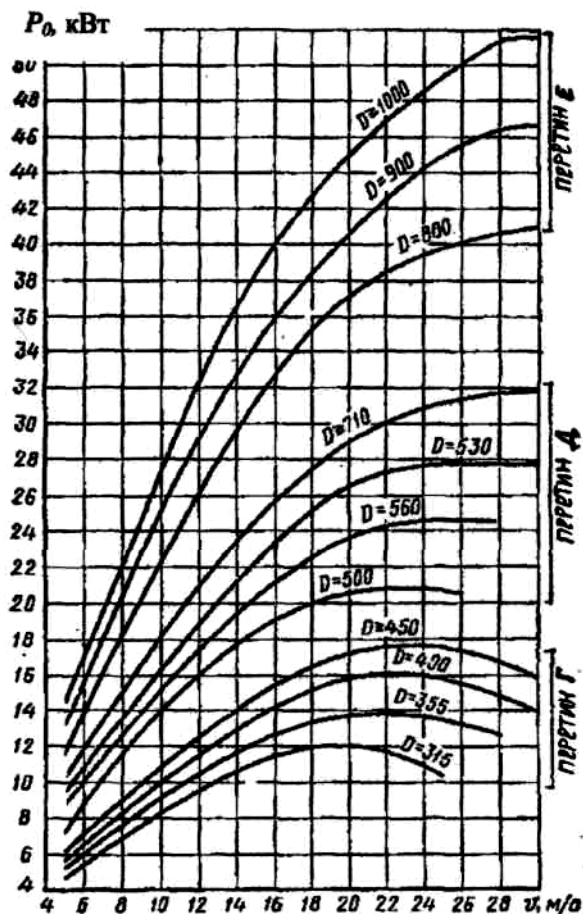


Рис. 1.10

У формулі (1.11) передбачається рівномірний розподіл

навантаження між всіма пасами передачі. Проте, насправді через різні відхилення в розмірах пасів, канавок шківів ця умова не дотримується. Чим більше число пасів, тим важче отримати їх рівномірне завантаження. Тому рекомендується обмежувати число пасів за умовою $z \leq 8$.

Виконуючи розрахунок, необхідно прагнути, щоб дані параметри лежали в наступних межах:

$$\alpha \geq 120^\circ (90^\circ); \quad i \leq 7(10);$$

$$v = v / l \leq 10(20) \text{ с}^{-1} \text{ – число пробігів паса.}$$

де v – швидкість; l – довжина паса.

$$2(d_1 + d_2) \geq a; \quad a = 0,55(d_1 + d_2) + h,$$

де h – висота поперечного перетину паса.

Міжосьова відстань a , що рекомендується, слід вибирати по табл. 1.3 в залежності від i та d_2 .

Таблиця 1.3. Значення міжосьової відстань, що рекомендується

i	1	2	3	4	5	6
a	$1,5d_2$	$1,2d_2$	d_2	$0,95d_2$	$0,9d_2$	$0,85d_2$

Попереднє натягнення паса – за рекомендацією табл. 1.4.

Таблиця 1.4. Загальне натягнення паса $2F_0$, що рекомендується

Перетин паса	О	А	Б	В	Г	Д	Е
$2F_0, Н$	110...17	200...30	350...50	600...85	1300...180	1900...27	3200...450

1.10. Приклад розрахунку пасової передачі

Задача. Розрахувати відкриту пасову передачу у приводі плющильних вальців агрегату для приготування зерна за такими даними: потужність, яку передає передача $P = 17,9$ кВт; кутова швидкість ведучого шківів $\omega = 26$ рад/с; передаточне число передачі $i = 2$.

Розв'язання:

1. Проектний розрахунок передачі

По графіках (рис. 2.9) вибираємо пас перетину Б. Рекомендоване мінімальне значення ведучого шківів $d_1 = 125$ мм.

Діаметр веденого шківів дорівнює

$$d_2 = i \cdot d_{p1} \cdot (1 - \varepsilon) = 125 \cdot 2 \cdot (1 - 0,015) = 246 \text{ мм.}$$

Приймаємо розрахункове значення веденого шківів згідно стандартного значення $d_2 = 250$ мм.

Фактичне передаточне число визначимо за формулою (1.3)

$$i_\phi = \frac{d_{p2}}{d_{p1} \cdot (1 - \varepsilon)} = \frac{250}{125 \cdot (1 - 0,015)} = 2,$$

а відхилення фактичного передаточного відношення від розрахункового становитиме:

$$\lambda_i = \frac{|i_\phi - i|}{i} \cdot 100\% = \frac{|2 - 2|}{2} \cdot 100\% = 0 \%$$

Мінімальна орієнтовна міжосьова відстань дорівнює:

$$a = 0,55 \cdot (d_1 + d_2) + h = 0,55 \cdot (125 + 250) + 10,5 = 217 \text{ мм.}$$

Розрахункова довжина паса дорівнює (див. формулу (1.5)):

$$l = 2a + \frac{\pi}{2} \cdot (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} =$$

$$= 2 \cdot 217 + \frac{3,14}{2} \cdot (125 + 250) + \frac{(250 - 125)^2}{4 \cdot 217} = 1041 \text{ мм.}$$

$$a = 0,125 \cdot \left\{ 2L_c - \pi \cdot (d_{p2} + d_{p1}) + \sqrt{[2L_c - \pi \cdot (d_{p2} + d_{p1})]^2 - 8 \cdot (d_{p2} - d_{p1})^2} \right\} =$$

$$= 0,125 \left\{ 2 \cdot 1041 - 3,14(125 + 250) + \sqrt{[2 \cdot 1041 - 3,14(125 + 250)]^2 - 8 \cdot (250 - 125)^2} \right\} =$$

$$= 217 \text{ мм.}$$

Монтажна міжосьова відстань рівна:

$$\text{мінімальна} - a_{M.MIN} = a - 0,01 \cdot L_C = 217 - 0,01 \cdot 1041 = 207 \text{ мм;}$$

$$\text{максимальна} - a_{M.MAX} = a + 0,025 \cdot L_C = 217 + 0,025 \cdot 1041 = 243 \text{ мм.}$$

Знайдемо кут охвата пасом ведучого шківа:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{250 - 125}{217} = 147^\circ.$$

Швидкість паса і частота пробігів дорівнюють (див. формулу (1.1))

$$v = \frac{\pi \cdot d_{p1} \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 125 \cdot 248}{60 \cdot 10^3} = 1,6 \text{ м/с; } U = \frac{v}{L_C} = \frac{1,6}{1,041} = 1,5 \text{ с}^{-1},$$

їх значення менше допустимих величин, які дорівнюють $[v] = 25 \text{ /с}$; $[U] = 30 \text{ с}^{-1}$;

Потужність, яка передається одним пасом рівна (рис. 2.9), (табл. 2.1, табл. 2.2):

$$P_{II} = P_0 \cdot K_\alpha \cdot K_H \cdot z = 3 \cdot 3 \cdot 0,9 \cdot 0,93 = 7,53 \text{ кВт,}$$

а кількість пасів, що входять в передачу визначиться як:

$$z = P_H / [P_{II}] = 17,9 / 7,53 = 2,3.$$

Остаточно приймається число пасів передачі $z = 2$, що відповідає рекомендаціям ($z \leq 5$).

Для визначення сили попереднього натягнення F_0 різних типів і типорозмірів пасів використовуємо формулу (Н):

$$F_0 = \frac{850 \cdot P_H \cdot C_7}{z \cdot v \cdot C_1 \cdot C_2} = \frac{850 \cdot 17,9 \cdot 0,95}{2 \cdot 1,6 \cdot 1,0 \cdot 0,89} = 5075 \text{ Н};$$

Сили натягнення ведучої F_1 і веденої F_2 ланок для різних типів пасів знаходяться у виразах (Н):

$$F_1 = F_0 + 0,5 \cdot F_t / z = 5075 + 0,5 \cdot 11188 / 2 = 5335 \text{ Н},$$

$$F_2 = F_0 - 0,5 \cdot F_t / z = 5075 - 0,5 \cdot 11188 / 2 = -260 \text{ Н};$$

На заключному етапі проектного розрахунку визначають силу тиску пасів передачі на вал $F_{оп}$ (Н):

$$F_{оп} = 2 \cdot F_0 \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 5075 \cdot 2 \cdot \sin \frac{147}{2} = 19464 \text{ Н}.$$

2. Перевірочний розрахунок передачі

Умова міцності для передач з клиновим пасом має вигляд (див. формулу (2.9)):

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_{зг} = 5,9 + 3,7 = 9,6 \leq [\sigma_p] = 10 \text{ МПа}.$$

Напруження розтягу σ_1 розраховується за формулою (1.7)

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{A_p} + \frac{F_t}{2A_p} = \frac{5075}{217} + \frac{11188}{2 \cdot 217} = 5,9 \text{ МПа}.$$

Напруження згину $\sigma_{зг}$ розраховується за формулою (1.8)

$$\sigma_{зг} = E \cdot \frac{h}{d_1} = 80 \cdot \frac{10,5}{125} = 3,7 \text{ МПа}.$$

Тут $E = 80 \dots 100$ Н/мм модуль поздовжньої пружності при згині для прогумованих пасів; h – висота перетину клинового і поліклинового пасів.

1.11. Тестові завдання

1. До якого виду відносять пасові передачі:

- зачеплення з безпосереднім торканням робочих тіл;
- зачеплення з проміжним гнучким зв'язком;
- тертя з безпосереднім торканням робочих тіл;
- тертя з проміжним гнучким зв'язком.

2. У якій передачі часто застосовують декілька паралельно працюючих пасів?

- плоскопасовій;
- клинопасовій;
- круглопасовій;
- поликлинопасовій.

3. Характеризуючи пасову передачу, відзначають її якості: а) широкий діапазон міжосьових відстаней; б) плавність, ненаголошеність роботи; в) підвищені габарити; г) простоту конструкції, малу вартість; д) непостійність передаточного відношення; е) підвищені силові дії на вали та опори; ж) застосування при високих частотах обертання з'єднаних валів; з) необхідність в створенні та підтримці попереднього натягнення паса; к) електроізолюючу здатність. Скільки з них слід віднести до недоліків?

- п'ять;
- чотири;

- три;
- два.

4. Яку з плоскопасових передач застосовують для з'єднання паралельних валів однакового напрямку обертання?

- відкрита;
- перехресна;
- напівперехресна;
- кутова.

5. При малій міжосьовій відстані та великому передаточному числі яку передачу корисно застосувати?

- клинопасову;
- плоскопасову;
- плоскопасову з натяжним роликком;
- плоскопасову перехресну.

6. На якій гілці та як ставиться натяжний ролик в пасовій передачі з натяжним роликком?

- на ведучій, відтягуючи гілку;
- на ведучій, притискуючи гілку;
- на веденій, відтягуючи гілку;
- На веденій, притискуючи гілку.

7. Яка пасова передача допускає найбільше передаточне відношення?

- плоскопасова;
- клинопасова;
- круглопасова;
- від типу паса передаточне відношення не залежить.

8. Які паси випускаються промисловістю тільки замкнутими (нескінченної довжини)?

- плоскі;
- круглі;
- клинові;
- жоден з перерахованих.

9. Де слід розміщувати ролик в пасовій передачі з натяжним роликом?

- в середині між шківками;
- ближче до меншого шківка;
- ближче до більшого шківка;
- байдуже де.

10. За інших рівних умов який плоский пас має найбільшу міцність?

- прогумований;
- шкіряний;
- бавовняний;

- шерстяний.

11. При однаковій товщині який із стандартних плоских пасів дозволяє здійснити передачу з мінімальними діаметрами шківів?

- прогумований;
- шкіряний;
- бавовняний;
- шерстяний.

12. Чому рівний кут уклинення клинових пасів?

- 40° ;
- 35° ;
- 30° ;
- 20° .

13. Який з приведених клинових пасів має найбільший перетин?

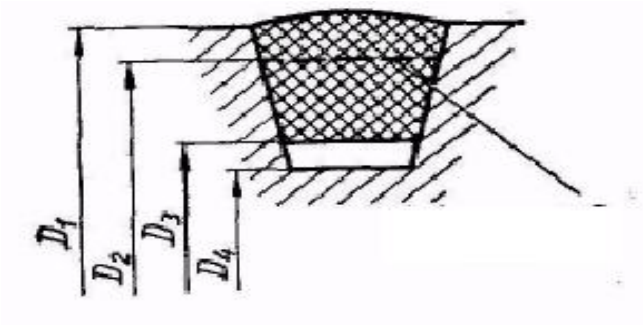
- 0;
- В;
- Б;
- А.

14. У якому перетині вірно показано положення клинового паса в струмку шківа?



15. Що береться за діаметр шківів клинопасової передачі?

- D_1 ;
- D_2 ;
- D_3 ;
- D_4 .



16. Яка характеристика плоского паса не регламентується стандартом?

- довжина;
- ширина;
- товщина;
- відношення товщини до діаметру меншого шківів.

17. Яка з приведених характеристик клинового паса не регламентується стандартом?

- довжина;
- розміри перетину;
- кут уклінення;
- відношення товщини до діаметру меншого шківів.

18. Вкажіть вірну рекомендацію для призначення оптимальної міжосьової відстані в плоскопасових передачах:

- $a = 0,55(D_1 + D_2)$;
- $a = D_1 + D_2$;
- $a = 2(D_1 + D_2)$;
- $a = 4(D_1 + D_2)$.

19. Якщо позначити: v_1 – колова швидкість провідного шківа; v_p – швидкість руху паса; v_2 – колова швидкість веденого шківа. Яке співвідношення між цими швидкостями?

- $v_1 = v_n = v_2$;
- $v_1 > v_n = v_2$;
- $v_1 = v_n > v_2$;
- $v_1 > v_n > v_2$.

20. Яким мінімальним значенням обмежують кут обхвату пасом меншого шківа в плоскопасових передачах?

- 90° ;
- 120° ;
- 150° ;
- 170° .

21. Вкажіть, по якій формулі визначається зазвичай кут обхвату пасом меншого шківа передачі:

- $\alpha_1 = 180^\circ + \frac{D_2 - D_1}{a} 60^\circ$;

- $\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} 60^\circ ;$
- $\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 + D_1}{a} 60^\circ ;$
- $\alpha_1 = 180^\circ + \frac{D_2 + D_1}{a} 60^\circ .$

22. Вкажіть формули, по яких з достатньою для практичних розрахунків точністю можна визначити натягнення ведучої ($S_{ВЩ}$) і веденої ($S_{ВД}$) гілок в пасовій передачі (F_t – корисне колове зусилля; S_o – попереднє натягнення):

- $S_{ВЩ} = S_o + F_t ; \quad S_{ВД} = S_o - F_t ;$
- $S_{ВЩ} = S_o - F_t ; \quad S_{ВД} = S_o + F_t ;$
- $S_{ВЩ} = S_o + \frac{F_t}{2} ; \quad S_{ВД} = S_o - \frac{F_t}{2} ;$
- $S_{ВЩ} = S_o - \frac{F_t}{2} ; \quad S_{ВД} = S_o + \frac{F_t}{2} .$

23. Яка мета переслідується введенням обмеження на максимально можливе відношення товщини паса до діаметру меншого шківів?

- стабілізувати величину пружного ковзання;
- обмежити напругу згину;
- забезпечити достатню величину зчеплення паса з шківом;
- створити певне попереднє натягнення.

24. Вкажіть, яка формула для визначення ширини паса в плоскопасових передачах записана вірно:

- $b \geq \frac{F_t}{\sigma_{II} \delta} c_1 c_2$;
- $b \geq \frac{F_t \delta}{\sigma_{II}} c_1 c_2$;
- $b \geq \frac{\sigma_{II} \delta}{F_t} c_1 c_2$;
- $b \geq \frac{F_t \sigma_{II}}{\delta} c_1 c_2$.

25. Потрібний перетин паса в плоскопасовій передачі визначається по формулі: $b \delta \geq \frac{F_t}{\sigma_{II}} c_1 c_2$. Що забезпечують значення, які рекомендуються в довідковій літературі σ_{II} ?

- максимальне використання міцних можливостей паса;
- роботу передачі в оптимальних енергетичних умовах (високий ККД);
- максимальну довговічність паса;
- максимальну зносостійкість паса.

26. Число пасів в клинопасовій передачі визначається по формулі $z \geq \frac{N}{N_o k_1 k_2}$. Якщо N – уся потужність, що передається; k_1, k_2 – поправочні коефіцієнти, що враховують кут обхвату пасом меншого шківа та режим роботи передачі, то N_o потужність, яка передається чим?

- одиницею перетину паса;

- одним пасом;
- одним пасом при швидкості 10 м/с;
- одним пасом при конкретній швидкості паса в передачі.

27. Яка основна мета переслідується обмеженням числа пробігів паса по контуру в одиницю часу $\left(U = \frac{v}{L} \leq [U] \right)$?

- забезпечення достатньої довговічності паса;
- обмеження у виборі мінімальної міжосьової відстані;
- обмеження максимальної швидкості паса;
- обмеження величини відцентрових натягнень.

28. По якій з приведених формул можна визначити (приблизно) силу, що діє на вали шківів у відкритій плоскопасовій передачі?

- $R = \sigma_o b \delta \sin \frac{\alpha_1}{2}$;
- $R = \frac{1}{2} \sigma_o b \delta \sin \alpha_1$;
- $R = 2 \sigma_o b \delta \sin \frac{\alpha_1}{2}$;
- $R = 2 \sigma_o b \delta \sin \frac{\alpha_1}{2}$.

29. По якій формулі визначають силу, що діє на вали шківів в клинопасовій передачі?

- $R = 2 S_o z \sin \frac{\alpha_1}{2}$;
- $R = S_o z \sin \frac{\alpha_1}{2}$;

- $R = \frac{S_{Oz}}{2} \sin \frac{\alpha_1}{2};$
- $R = \frac{S_o}{z} \sin \frac{\alpha_1}{2}.$

30. Розрахунок плоскопасової передачі, як правило, починається з визначення орієнтовного значення діаметру меншого шківа по емпіричній формулі (формула М. А. Саверіна). Вкажіть, яка формула записана вірно:

- $D_1(мм) \approx (1100 - 1300) \frac{N(кВт)}{n(1/хв)};$
- $D_1(мм) \approx (1100 - 1300) \sqrt{\frac{N(кВт)}{n(1/хв)}};$
- $D_1(мм) \approx (1100 - 1300) \sqrt[3]{\frac{N(кВт)}{n(1/хв)}};$
- $D_1(мм) \approx (1100 - 1300) \sqrt[4]{\frac{N(кВт)}{n(1/хв)}}.$

31. Проектування плоскопасової передачі включає наступні розрахунки: 1) визначення сил, що діють на вали шківів; 2) визначення потрібної ширини паса при призначеній товщині; 3) орієнтовне визначення діаметру меншого шківа (по емпіричній формулі М. А. Саверіна); 4) призначення товщини паса; 5) визначення діаметру більшого шківа; 6) призначення міжосьової відстані та розрахунки довжини паса; 7) перевірка кута обхвату пасом меншого шківа; 8) перевірка на число пробігів паса по контуру в одиницю часу. У якій послідовності потрібно вести розрахунок?

- 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8;

- 3, 4, 5, 6, 7, 8, 2, 1;
- 4, 5, 6, 7, 8, 1, 2, 3;
- 6, 3, 5, 4, 2, 1, 7, 8.

32. Проектування клинопасової передачі включає наступні розрахунки: 1) вибір профілю паса; 2) призначення діаметру меншого і розрахунок діаметру більшого шківів; 3) призначення міжосьової відстані, розрахунок довжини паса; 4) розрахунок потрібного числа пасів; 5) перевірка кута обхвату пасом меншого шківів; 6) перевірка на число пробігів паса по контуру в одиницю часу; 7) визначення сил, що діють на вали шківів. У якій послідовності потрібно вести розрахунок?

- 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7;
- 2, 3, 1, 4, 5, 6, 7;
- 7, 4, 1, 3, 2, 5, 6;
- 3, 2, 1, 5, 6, 4, 7.

33. Порівнюються пасові передачі з однаковим перетином паса. За інших рівних умов в якій передачі найменше значення сили, що діє на вали шківів?

- плоскопасова;
- клинопасова;
- поликлинопасова;
- із зубчастим пасом.

2. Ланцюгові передачі

2.1. Загальні відомості та класифікація

Ланцюгові передачі служать для передачі обертального моменту між валами, розташованими на значній відстані, при необхідності збереження точного значення передаточного числа. Передачі використовують, як правило, для потужностей до 100 кВт, при колових швидкостях до $v < 15$ м/с і передаточних числах $i < 7$. Вони застосовуються в металоріжучих верстатах, сільськогосподарських машинах, велосипедах, транспортерах, вугільних комбайнах та інших машинах.

В найпростішому випадку ланцюгова передача складається (рис. 2.1) з ланцюга 3 і двох зірочок – ведучою 1 і відомою 2. Обертання відомого валу здійснюється за рахунок зусилля ланцюга, створюваного зубами ведучої зірочки, що тягне.

Класифікація. Ланцюгові передачі розрізняють:

по типу ланцюгів – передачі з роликівими, втулковими і зубчатими ланцюгами;

по швидкості відомого валу – знижуючи та підвищуючи;

по кількості ланцюгів, що передають навантаження – однорядні та багаторядні;

по кількості відомих зірочок – нормальні (одна відома зірочка) і спеціальні (багатозірчкові – відомих зірочок децю).

Передачі можуть виконуватися відкритими, з легкими захисними кожухами і в закритих корпусах; можуть бути горизонтальними,

похилими і вертикальними, з системою періодичної і безперервної подачі змащувального матеріалу (у вигляді бризок, створюваних механічним пристроєм, або з циркуляцією від змащувального насоса до поверхонь тертя).

Основні переваги передачі:

- відсутність ковзання тягового органу – ланцюга;
- застосовність при значній відстані між валами $l < 5$ м;
- достатньо високий ККД;
- менше, ніж у пасових передачах, навантаження на вали та

можливість передачі обертання декільком валам.

Недоліки:

- нерівномірність руху відомого валу, шум ланцюга в процесі експлуатації;
- підвищені вимоги до точності монтажу;
- необхідність постійного контролю;
- непридатність передачі при періодичному реверсуванні без пауз;
- порівняно висока вартість.

Конструкція та матеріали. Найширше розповсюдження отримали приводні роликові ланцюги (ПР), приводні втулкові ланцюги (ПВ), а також зубчаті ланцюги.

Приводний роликовий ланцюг (ПР) складається з послідовно чергуючих внутрішніх 1 і зовнішніх 2 ланок (рис. 2.2), шарнірно сполучених між собою. Кожний шарнір складається з вала 3, упресованого в зовнішні пластини, і втулки 4, закріпленої в отворах

внутрішніх пластин. Ролик 5, надітий на втулку, призначений для зменшення зносу зубів зірочки.

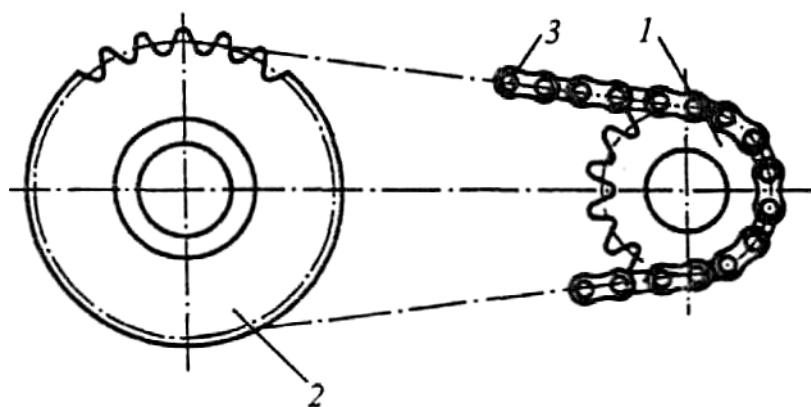


Рис. 2.1

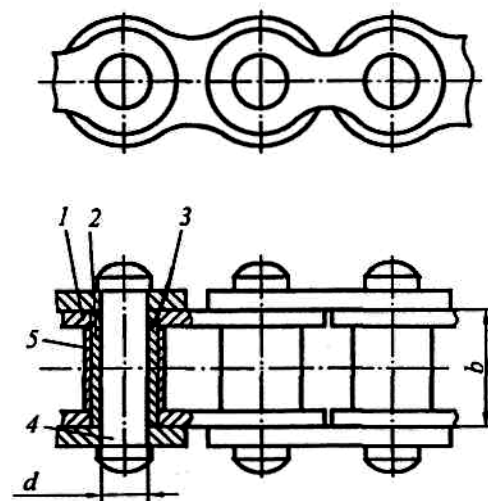


Рис. 2.2

Приводні втулкові ланцюги (ПВ) відрізняються відсутністю роликів, що приводить до підвищення інтенсивності зносу зубів зірочок. Основним параметром ланцюга є крок p – відстань між осями двох суміжних роликів. Залежно від відношення кроку ланцюга p до діаметра ролика d розрізняють ланцюги легкої і нормальної серії при $p/d < 2$ і довгозвенні при $p/d > 2$ (ГОСТ 13568-75).

Роликові ланцюги виготовляють одно- дво- і трирядними нормальної та легкої серії, а також довгозвенні (ПРД). Втулкові ланцюги виготовляють одно- і дворядними. Ланцюги багаторядні застосовують для передачі великих зусиль.

Матеріали деталей ланцюга повинні володіти високою зносостійкістю та міцністю. Для пластин використовують сталь 45; 50; 40Х; 40ХН; 30 ХНЗА; з гартуванням до твердості 34...41 HRC; для валів і втулок – сталь 15; 20; 15Х; 20Х та ін. при твердості 55...63 HRC; для роликів – ті ж сталі при твердості 48...56 HRC.

Зірочки. Працездатність ланцюгової передачі в значній мірі залежить від якості виготовлення елементів зірочки, твердості та якості поверхні зубів. Для роликкових і втулкових ланцюгів зуби зірочок профілюють за ГОСТ 591-69, для зубчатих – за ГОСТ 13576-81.

Конструкції зірочок відрізняються великою різноманітністю (рис. 2.3): дискові (а) і з маточиною; цільні (б) і складові (в). Ведучі зірочки виготовляють із

сталі 15; 20 (при ударних навантаженнях) і 15Х; 20Х (при великих колових силах). Для роботи без поштовхів застосовують сталь 45; 45 Х; 50; 45Л; 50Л; при необхідності

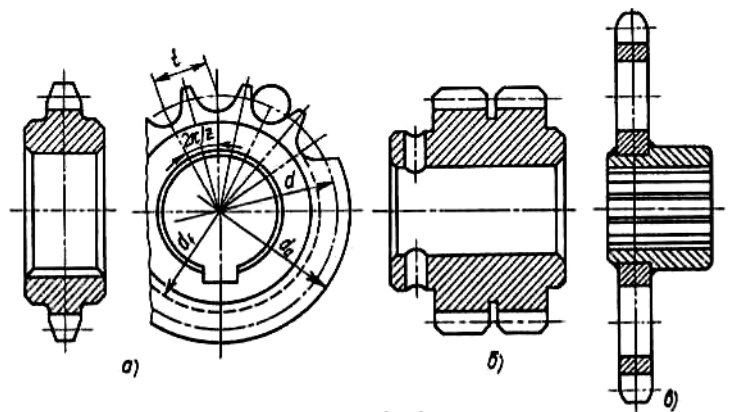


Рис. 2.3

забезпечувати зносостійкість і міцність – 40Х; 45ХН; 45Г2. Для відомих зірочок при коловій швидкості $v < 3$ м/с використовують чавун марки СЧ18, МС28 та ін.

Кожух і картер. За умов правил і заходів безпеки передачі захищають ґратчастими і суцільними кожухами. Кожух оберігає від попадання в передачу пилу і бруду; між внутрішніми стінками кожуха і ланцюгом передбачається зазор не менше 30 мм в площині зірочок і по осі валів.

Пристосування для регулювання натягнення ланцюга. Для забезпечення нормальної роботи ланцюгової передачі необхідне усунення провисання гілок ланцюга. В процесі експлуатації ланцюг витягується, що також приводить до подовження ланцюга і появи провисання. Найпростіше регулювання натягнення досягається

видаленням з ланцюга одного або двох ланок. Так поступають при невеликих навантаженнях, швидкості ланцюга $v < 5\text{ м/с}$, при її горизонтальному розташуванні і міжосьовій відстані $a < 30r$. Разом з пересувними опорами застосовують натяжні і відтяжні зірочки в місцях найбільшого її провисання.

Порушення режиму роботи і види пошкоджень. Основні причини відмов ланцюгових передач – знос і руйнування шарнірів, втомне руйнування пластин і знос зубів зірочки. Через знос шарнірів в процесі експлуатації передачі відбувається збільшення кроку і подовження ланцюга, унаслідок чого вона невірно лягає на зуби зірочки; з'являється вібрація, резонансні явища, небезпека порушення зачеплення, деформація валів і пластин, захльостування і зіскакування ланцюга із зірочки. Перетяжка ланцюга викликає посилений знос шарнірів і зубів. Граничне подовження ланцюга не повинне перевищувати 3%, а при швидкості $v > 6\text{ м/с}$ повинне бути ще менше.

2.2. Методика розрахунку ланцюгових передач

Для забезпечення передачі заданого навантаження, ланцюг розраховують на *тягову здатність, зносостійкість і втомну міцність*. Оскільки на роботу передачі істотно впливає розтягування ланцюга, то як основний критерій розрахунку приймають відносне збільшення кроку зносу, що допускається. Обмеження зносу здійснюється розрахунком тиску в шарнірі. Виходячи з цих положень, визначають величину мінімального руйнуючого навантаження і крок ланцюга.

Розрахункове навантаження. На роботу передачі діє велике число взаємозв'язаних чинників, облік яких, вельми складний. Зважаючи на ці обставини, розрахункове навантаження визначається за допомогою коефіцієнтів, що характеризують умови експлуатації передачі, що розраховується:

$$F = F_t \cdot K = F_t \cdot K_e \cdot K_v \cdot K_a \cdot K_\psi \cdot K_{p_2} \cdot K_c \cdot K_p \cdot K_z, \quad (2.2)$$

де коефіцієнти: K_e – еквівалентного навантаження; K_v – динамічності навантаження (при спокійному навантаженні – $K_v = 1$, з поштовхами – 1,2...1,5, з сильними ударами – 1,8); K_a – вплив довжини ланцюга (при $a = (60...80)p$ – $K_a = 0,9$, при $a = (30...50)p$ – $K_a = 1$; при $a < 25p$ – $K_a = 1,25$); K_ψ – нахилу лінії центрів до горизонталі (при $\psi < 70^\circ$ – $K_\psi = 1$, $\psi > 70^\circ$ – $K_\psi = 1,25$); K_{p_2} – регулювання натягнення (опори, що пересуваються, – $K_{p_2} = 1$, нажимні або відтяжні зірочки (ролики) – $K_{p_2} = 1,15$, нерегульоване натягнення – $K_{p_2} = 1,25$); K_c – умов змазування (для розбризкуючої або струменевої змащувальної системи $K_c = 0,8$, краплинної системи періодичної подачі $K_c = 1,5$); K_p – режиму роботи (при однозмінній – $K_p = 1$, двозмінній – $K_p = 1,25$, тризмінній – $K_p = 1,45$); K_z – числа рядів ланцюга ($K_z = 1$ при $z_{ц} = 1$, $K_z = 1,11$ при $z_{ц} = 2$, $K_z = 1,2$ при $z_{ц} = 3$, $K_z = 1,33$ при $z_{ц} = 4$).

Розрахунок на зносостійкість. Умова забезпечення зносостійкості ланцюга

$$P_s = \frac{F}{(A_{ш} \cdot z_u)} \leq [p], \quad (2.3)$$

де – p , $[p]$ фактичне і допустиме значення тиску в шарнірі ланцюга, МПа; F – розрахункова колова окружна сила, Н; $A_{ш}$ – діаметральна

проекція опорної поверхні шарніра, мм². Величину A_{uu} визначають залежно від значення кроку p .

Оскільки для роликового ланцюга $A_{uu} \approx 0,25p^2$, то крок

$$p = 2\sqrt{F / (z_u [p])}. \quad (2.4)$$

Якщо задані потужність P і частота обертання n_1 , об/хв, що передаються ведучої зірочки, то $F = 6 \cdot 10^7 P_1 \cdot K / (z_1 p n_1)$, і після підстановки значення сили F у формулу (2.14) отримаємо

$$p = 620\sqrt{PK / (z_u z_1 n_1 [p_s])}. \quad (2.5)$$

Число зубів ведучої зірочки приймають з умов забезпечення мінімальних габаритних розмірів і плавного ходу передачі: при швидкості $v < 2$ м/с можна приймати $z_1 = 13; 15$; при $v > 2$ м/с

$$z_{1min} = (29 - 2i) \geq 19. \quad (2.6)$$

Для більш рівномірного зносу ланцюга число зубів на малій зірочці слід приймати непарним, на великій – парним. Максимальне число зубів z_2 обмежується величиною допустимого подовження ланцюга. Для роликових ланцюгів $z_{2max} \leq 120$; для зубчатих – $z_{2max} \leq 140$. Значення тиску $[p]$, що допускаються, приводяться в довідкових таблицях залежно від кроку p і частоти обертання n_1 малої зірочки в [8, 11, 15].

2.3. Приклад розрахунку ланцюгової передачі

Задача. Розрахувати ланцюгову передачу з роликівим ланцюгом у приводі шнека кормороздавача за такими даними: потужність на валу ведучої зірочки $P = 18,8$ кВт; кутова швидкість ведучої зірочки $\omega = 28$ рад/с; передаточне число передачі $i = 2$.

Розв'язання:

1. Проектний розрахунок передачі

Визначимо число зубів ведучої зірочки:

$$Z_1 = 29 - 2i = 29 - 2 \cdot 2 = 25.$$

Величина коефіцієнта експлуатації дорівнює (див. формулу (2.2)):

$$K = K_e \cdot K_v \cdot K_a \cdot K_\psi \cdot K_{p_2} \cdot K_c \cdot K_p \cdot K_z = 1,0 \cdot 1,2 \cdot 1,0 \cdot 1,25 \cdot 1,15 \cdot 1,5 \cdot 1,25 \cdot 1,0 = 3,23$$

По табл. 3.5 [11] вибираємо допустимий питомий тиск в шарнірах $[p] = 24$ МПа ($\omega = 28$ рад/с, $t = 31,75 \dots 38,1$ мм).

Крок ланцюга знайдемо за формулою (див. формулу (2.5))

$$p = 620 \sqrt{PK / (z_u z_1 n_1 [p])} = 620 \sqrt{18800 \cdot 3,23 / (1 \cdot 25 \cdot 268 \cdot 24)} = 37,5 \text{ мм}$$

Приймаємо крок ланцюга 38,1 мм.

Число зубів веденої зірочки $Z_2 = Z_1 \cdot i = 25 \cdot 2 = 50$.

Уточнене значення передаточного відношення $i = Z_2 / Z_1 = 50 / 25 = 2$. Оскільки величина уточненого передаточного відношення співпадає з розрахунковою, то додаткова перевірка не потрібна. Прийmemo величину міжосьової відстані в кроках рівної $a_p = 40$. Тоді число ланок ланцюга дорівнюватиме:

$$L_p = 2a_p + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{\left[\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right]^2}{a_p} = 2 \cdot 40 + \frac{25 + 50}{2} + \frac{\left(\frac{50 - 25}{2 \cdot 3,14} \right)^2}{40} = 118.$$

Приймаємо число ланок ланцюга рівним $L_p = 120$.

Фактична міжосьова відстань дорівнює $a = a_p \cdot p = 40 \cdot 38,1 = 1524$ мм, монтажна міжосьова відстань становитиме $a_M = 0,995 \cdot a = 0,995 \cdot 1524 = 1516$ мм.

Довжина ланцюга визначиться як:

$$L = L_p \cdot p = 120 \cdot 38,1 = 4572 \text{ мм.}$$

На останній стадії проектного розрахунку визначимо ділильні діаметри ведучої D_1 і веденої D_2 зірочок:

$$D_1 = \frac{t_{\text{ц}}}{\sin \frac{\pi}{Z_1}} = \frac{38,1}{\sin \frac{3,14}{25}} = 304 \text{ мм}; \quad D_2 = \frac{t_{\text{ц}}}{\sin \frac{\pi}{Z_2}} = \frac{38,1}{\sin \frac{3,14}{50}} = 607 \text{ мм.}$$

2. Перевірочний розрахунок передачі

Частота ударів ланок ланцюга об зуби зірочки сильно впливає на працездатність ланцюгової передачі. Число ударів за секунду визначають за формулою:

$$U = \frac{4 \cdot Z_1 \cdot n_1}{60 \cdot L_p} = \frac{4 \cdot 25 \cdot 306}{60 \cdot 120} = 4,25.$$

$$U \leq [U] = 15.$$

Фактична швидкість ланцюга v після визначення основних конструктивних параметрів ланцюгової передачі (кроку ланцюга, числа зубів зірочки) дорівнюватиме, м/с:

$$v = \frac{z_1 \cdot n_1 \cdot t_{\text{ц}}}{60 \cdot 10^3} = \frac{25 \cdot 306 \cdot 38,1}{60 \cdot 10^3} = 4,9 \text{ м/с.}$$

Визначаємо колову силу F_t , що передається ланцюгом, Н:

$$F_t = P_l \cdot 10^3 / v = 16 \cdot 10^3 / 4,9 = 3265 \text{ Н.}$$

Дійсний тиск в шарнірах розраховуємо по формулі:

$$p = \frac{F_t \cdot K_E}{d \cdot B_{BH}} = \frac{3265 \cdot 2,59}{11,1 \cdot 30} = 25,4 \text{ МПа,}$$

Коефіцієнт запасу міцності ланцюга рівний:

$$S = \frac{F_p}{F_t \cdot K_l + F_0 + F_v} = \frac{12700}{3265 \cdot 1,2 + 81 + 132} = 3 \langle [S] = 7,6.$$

Попереднє натягнення ланцюга дорівнює:

$$F_0 = K_f \cdot q \cdot a \cdot g = 1,5 \cdot 5,5 \cdot 1,5 \cdot 9,8 = 81 \text{ Н.}$$

Натягнення ланцюга від відцентрової сили, Н;

$$F_v = q \cdot v^2 = 5,5 \cdot 4,9^2 = 132 \text{ Н.}$$

Силу тиску ланцюга на вал F_{OP} , Н:

$$F_{OP} = K_3 \cdot F_t + 2F_0 = 1,15 \cdot 3265 + 2 \cdot 81 = 3917 \text{ Н.}$$

2.4. Тестові завдання

1. До якого виду механічних передач відносяться ланцюгові передачі?

- тертям з проміжним гнучким зв'язком;
- зачепленням з проміжним гнучким зв'язком;
- тертям з безпосереднім торканням робочих тіл;
- зачепленням з безпосереднім торканням робочих тіл.

2. Характеризуючи ланцюгові передачі, зазвичай відзначають: 1) широкий діапазон міжосьових відстаней; 2) паралельність з'єднувальних валів; 3) відсутність ковзання; 4) малі навантаження на валах зірочок; 5) нерівномірність обертання зірочок; 6) підвищені вимоги за доглядом, змазки; 7) високий ККД; 8) підвищена ремонтоспроможність; 9) можливість передачі руху від одного валу до декількох. Скільки з перерахованих якостей можна вважати позитивними?

- 8;
- 7;
- 6;
- 5.

3. Вкажіть ланцюги, призначені для роботи при великих швидкостях.

- фасонно-ланкові;
- вантажні;
- тягові;
- привідні.

4. При якому взаємному розташуванні валів можливе застосування ланцюгової передачі?

- осі валів паралельні;
- перетинаються під деяким кутом;
- перетинаються під прямим кутом;
- схрещуються під будь-яким кутом.

5. Які з привідних ланцюгів внесені до переліку помилково?

- фасонно-ланкові;
- роликові;
- втулкові;
- зубчасті.

6. Який привідний ланцюг дозволяє здійснити плавну і безшумно працюючу передачу?

- роликовий;
- втулковий;
- зубчастий.
- Всі рівноцінно.

7. Вкажіть, з яким кроком привідні ланцюги стандартизовані? З кроком, кратним:

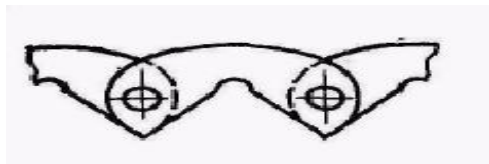
- 1 мм;
- 5 мм;
- 10 мм;
- 25,4 мм (один дюйм).

8. Які втулкові ланцюги випускаються в даний час?

- однорядні;
- однорядні та дворядні;
- однорядні та багаторядні;
- тільки багаторядні.

9. Як називається ланцюг, представлений на рисунку?

- втулковий;
- роликовий;
- зубчастий;
- крюковий.



10. Як називається ланцюг, шарнір якого в розрізі зображений на рисунку?

- втулковий;
- роликовий;
- зубчастий;
- крюковий.



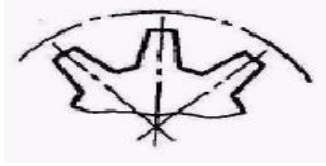
11. Стандарт для кожного роликового ланцюга встановлює наступні розміри: 1) крок; 2) відстань між внутрішніми пластинами; 3) ширину внутрішньої ланки; 4) діаметр ролика; 5) діаметр валу; 6) руйнуюче навантаження; 7) ширину внутрішньої пластини. Скільки з цих характеристик безпосередньо використовується в розрахунках на зносостійкість ланцюга?

- одна;
- дві;
- три;
- чотири.

12. Для якого ланцюга призначена зірочка, зображена на рисунку?

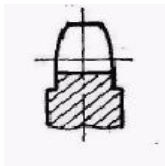
- втулковий;
- роликовий;

- зубчастий;
- крюковий.



13. На рисунку зображений поперечний перетин вінця зірочки.
Для чого призначена ця зірочка?

- для зубчастого ланцюга з бічними направляючими пластинами;
- для зубчастого ланцюга з середніми направляючими пластинами;
- для багаторядного втулкового або роликового ланцюга;
- для однорядного втулкового або роликового ланцюга.



14. По якому з виразів розраховується ділительний діаметр зірочки?

- $\frac{z}{\sin \frac{180^\circ}{t}}$;
- $\frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}}$;
- $\frac{\sin \frac{180^\circ}{z}}{t}$;
- $\frac{\sin \frac{180^\circ}{t}}{z}$.

15. Найбільше число зубів зірочки, що рекомендується, 120 – 140.

Яку мету переслідує це обмеження?

- забезпечити міцність ланцюга;
- забезпечити достатню рівномірність руху ланцюга;
- обмежити вибір передаточного числа;
- забезпечити зачепленість із зірочкою ланцюга при зносі до 2 – 3 %.

16. Вкажіть інтервал, в якому рекомендується призначати найменше число зубів зірочок:

- 6 – 10;
- 10 – 13;
- 13 – 25;
- 25 – 35.

17. До якого ступеня зношеності експлуатують зазвичай ланцюг?

- 0,5 – 1 %;
- 1 – 2 %;
- 2 – 3 %;
- 3 – 5 %.

18. По якій з приведених формул визначають середню швидкість руху ланцюга в передачі (м/с)?

- $v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000}$;
- $v = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 1000}$;

- $v = \frac{z_1 n_1 t}{60 \cdot 1000}$;
- $v = \frac{z_1 n_1 t d_1}{60 \cdot 1000}$.

19. Яка з формул для визначення передаточного числа в ланцюговій передачі записана невірно?

- $u = \frac{n_1}{n_2}$;
- $u = \frac{d_2}{d_1}$
- $u = \frac{z_2}{z_1}$;
- $u = \frac{T_2}{T_1 \eta}$.

20. Яка міжосьова відстань вважається оптимальною для ланцюгової передачі?

- $(10 - 20)t$;
- $(20 - 30)t$;
- $(30 - 50)t$;
- $(50 - 80)t$.

21. Яку довжину ланцюга доцільно призначати для ланцюгової передачі?

- будь-яку;
- рівну парному числу кроків;
- рівну непарному числу кроків;
- призначення довжини пов'язують з числом зубів зірочок.

22. Для створення доцільного провисання веденої гілки і можливості компенсації зносу міжосьову відстань в ланцюгових передачах роблять регульованою. Які доцільні межі регулювання?

- $(0,002 - 0,004)a$;
- $(1 - 2)t$;
- $(2 - 3)t$;
- $(3 - 4)t$.

23. Який з критеріїв працездатності ланцюгової передачі є найбільш ймовірним?

- знос ланцюга;
- втомне руйнування пластин;
- викришування або розколювання роликів;
- знос зубів зірочок.

24. Які матеріали застосовують зазвичай для деталей шарнірів ланцюга (вали, втулки, вкладиші)?

- цементовані сталі;
- середньовуглецеві сталі;
- низьковуглецеві сталі;
- сталь – бронза.

25. Які матеріали рекомендуються для зірочок?

- середньовуглецеві сталі без термообробки;
- середньовуглецеві та леговані сталі з гартуванням;

- чавуни;
- кольорові метали.

26. До чого приводить знос ланцюга?

- до руйнування валів;
- до руйнування втулок;
- до руйнування пластин;
- до порушення зачеплення ланцюга із зірочками.

27. По якому з виразів розраховують здатність навантаження ланцюга з умови зносостійкості шарніра?

- $$m = \frac{K_e F_{ш}}{[p]}$$

- $$m = \frac{[p] F_{ш}}{K_e}$$

- $$m = \frac{[з] K_e}{F_{ш}}$$

- $$m = \frac{[p] F K_e}{m}$$

28. По якій формулі розраховується опорна поверхня шарніра втулкових і роликкових ланцюгів?

- $$F_{ш} = 0,75 d_B l_{BT}$$

- $$F_{ш} = 0,75 d_B B$$

- $$F_{ш} = d_B l_{BT}$$

- $$F_{ш} = d_B B$$

29. Назвіть реальне значення коефіцієнта експлуатації у формулах для розрахунку здатності навантаження ланцюга з умови зносостійкості шарніра:

- 0,5 – 0,8;
- 0,8 – 1,5;
- 1,5 – 3;
- 3 – 5.

30. Який слід прийняти коефіцієнт рядності для розрахунку здатності навантаження трирядного роликового ланцюга?

- $m = 3$;
- $m = 2,5$;
- $m = 1,7$;
- $m = 1$.

31. Спрощено працездатність ланцюга можна перевірити, визначаючи і порівнюючи із значенням, що допускається, запас міцності щодо руйнуючого зусилля. Яким виразом при цьому треба скористатися для розрахунку запасу міцності?

- $\frac{Q_p K_e}{F_t}$;
- $\frac{F_t}{Q_p K_e}$;
- $\frac{Q_p}{F_t K_e}$;
- $\frac{F_t K_e}{Q_p}$.

32. У якій з перерахованих передач з проміжним гнучким зв'язком навантаження на вали найменше?

- ланцюгова;
- клинопасова;
- плоскопасова;
- навантаження приблизно однакові.

33. Вкажіть реальні значення величини навантаження на вали в ланцюговій передачі:

- $F_C = F_t$;
- $F_C = 1,2F_t$;
- $F_C = 1,5F_t$;
- $F_C = 2F_t$.

3. Запитання для самоперевірки

1. Дайте загальну характеристику пасових передач та їхню класифікацію.
2. Назвіть основні типи привідних пасів, укажіть їхню будову та матеріал.
3. Назвіть основні геометричні параметри пасових передач.
4. Назвіть сили діючі в пасових передачах.
5. Які сили виникають в пасі при роботі передачі?
6. Чому у пасових передачах має місце пружне ковзання паса на шківках?
7. Який зв'язок існує між силою натягу віток паса та корисним навантаженням і попереднім натягом паса?
8. Від яких факторів залежать навантаження на вали пасової передачі?
9. Від яких факторів залежить довговічність привідних пасів?
10. Назвіть основні критерії працездатності пасової передачі.
11. Назвіть переваги та недоліки ланцюгових передач.
12. Які типи приводних ланцюгів мають практичне застосування?
13. Охарактеризуйте будову роликкових та зубчастих ланцюгів.
14. У яких випадках використовують багаторядні роликкові ланцюги?
15. Назвіть основні геометричні параметри ланцюгових передач.
16. Назвіть основні причини виходу з ладу ланцюгових передач.
17. Які види розрахунків передбачають для ланцюгових передач з метою забезпечення їх надійності та тривалої роботи?

ЛІТЕРАТУРА

1. Анурьев В. И. Справочник конструктора машиностроителя / В. И. Анурьев. – М. : Машиностроение, 1982. – 557 с.
2. Воробьев И. И. Ременные передачи / И. И. Воробьев. – М. : Машиностроение, 1979. – 163 с.
3. Иванов М. Н. Детали машин / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – М. : Высшая школа, 2000. – 383 с.
4. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М. : Высшая школа, 2000. – 416 с.
5. Заблонський К. І. Детали машин / К. І. Заблонський. – К. : Вища школа, 2003. – 518 с.
6. Кудрявцев В. Н. Курсовое проектирование деталей машин / В. Н. Кудрявцев. – Л. : Машиностроение, 1984. – 400 с.
7. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин / В. Т. Павлице. – Львів : Афіша, 2003. – 560 с.
8. Пастушенко С. І. Курсове проектування деталей машин / С. І. Пастушенко, О. В. Гольдшмідт, В. Ф. Ярошенко. – К. : Аграрна освіта, 2003. – 291 с.
9. Решетов Д. Н. Детали машин / Д. Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с.
10. Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин / А. Е. Шейнблит. – Калининград : Янтарный сказ, 1999. – 454 с.

Для довідок

Навчальне видання

ДЕТАЛІ МАШИН

Методичні рекомендації

Укладачі: **Баранова** Олена Володимирівна

Степанов Сергій Миколайович

Полянський Павло Миколайович

Іванов Геннадій Олександрович

Формат 60x84 1/16. Ум. друк. арк. 5,7.

Тираж 100 прим. Зам. № ____

Надруковано у видавничому відділі

Миколаївського національного аграрного університету

54020, м. Миколаїв, вул. Г. Гонгадзе, 9

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 4490 від 20.02.2013 р.