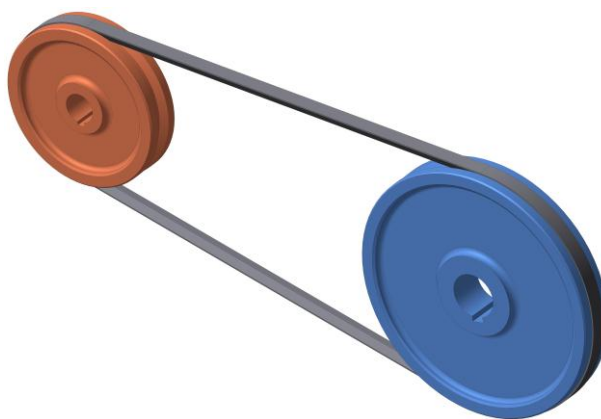


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра деталей машин та прикладної механіки

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
з лабораторної роботи по деталях машин

Лабораторна робота № 2
Дослідження тягової здатності пасових передач



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра деталей машин та прикладної механіки

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
з лабораторної роботи по деталях машин

Лабораторна робота № 2
Дослідження тягової здатності пасових передач

для студентів спеціальностей «прикладна механіка»
та
«галузеве машинобудування»

Затверджено на засіданні кафедри

„Деталі машин та прикладна механіка”

Протокол № 8 від 5. 03. 2020 р.

Кропивницький 2020

Методичні вказівки по деталях машин з лабораторної роботи № 2.
Дослідження тягової здатності пасових передач для студентів спеціальностей
«прикладна механіка» та «галузеве машинобудування»

/Укладачі:

доц. Невдаха Юрій Андрійович,
доц. Дубовик Віктор Олександрович.

Відповідальний за випуск

доц. Невдаха Ю.А.

Рецензент

д.т.н., проф. Філімоніхін Г.Б.

1. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА.

Механічні передачі гнучким зв'язком.

Останнім часом пасові передачі застосовують досить широко, їх використовують у приводах електрогенераторів та різних металообробних верстатів, у робочих механізмах текстильної та паперової промисловості, у приводах вентиляційних систем, сільськогосподарських машинах та різних приладах, наприклад магнітофонах.

1.1. Загальні відомості та класифікація пасових передач

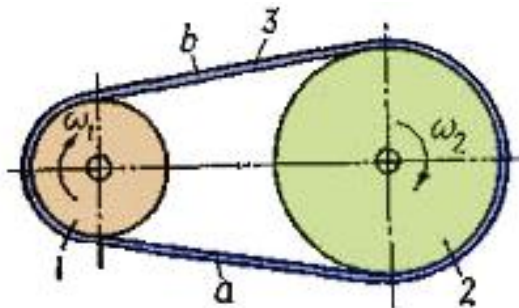


Рисунок 1.1 Пасова передача.

У найбільш вживаному вигляді (рис. 1.1) пасова передача складається з ведучого 1 і веденого 2 шківів та замкнутої форми приводного паса 3, що розміщується на шківів із деяким попереднім натягом. Ведучою віткою паса називається, вільна ділянка *a* паса, що набігає на ведучий шків, а вільна ділянка *b*, що набігає на ведений шків, називається веденою віткою. Під час роботи передачі пас передає енергію від ведучого шківів до веденого за рахунок сил тертя, які виникають між пасом та шківів, тобто сили тертя забезпечують зчеплення паса зі шківів. У пасових передачах попередній натяг пасів створюється за рахунок їхнього пружного розтягу при одяганні на шківів або застосуванням спеціальних натяжних пристроїв. Пасові передачі не забезпечують жорсткого зв'язку між шківів через можливість проковзування паса на шківів. Тому у кінематично точних приводних механізмах пасові передачі застосовують дуже рідко.

Пасові передачі переважно використовують для передавання потужностей у діапазоні 0,2–50 кВт. Зустрічаються також передачі для потужностей 500 і навіть 1500 кВт, проте застосування їх має унікальний характер.

Передаточні числа пасових передач допускаються до 5–6, рідко до 10. Найвигіднішими є пасові передачі з передаточними числами $U \leq 4$.

Швидкість руху пасів у передачах загального призначення не перевищує 30 м/с. Спеціальні швидкохідні паси допускають при пониженій довговічності швидкості до 50 і навіть до 100 м/с. ККД пасових передач різних типів становить близько 0,90–0,97. Для оцінки пасової передачі порівнюємо її із зубчастою передачею як найрозповсюдженішою.

Основні переваги пасової передачі:

- можливість передавання руху між валами, що знаходяться на значній відстані;
- плавність та безшумність роботи, які обумовлені еластичністю паса;
- запобігання різкому перевантаженню елементів машини внаслідок пружності паса та можливості його проковзування на шківах;
- простота конструкції, обслуговування та догляду в експлуатації

До недоліків пасової передачі належать:

- неможливість виконання малогабаритних передач (для однакових умов навантаження діаметри шківів майже у 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;
- низька довговічність приводних пасів (у межах 1000–5000 год).

Пасові передачі можна класифікувати за різними ознаками. Основні типи пасових передач, що характеризуються формою поперечного перерізу паса, розміщенням валів у просторі та призначенням, наведено в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 Основні типи пасових передач.

Передача за формою поперечного перерізу паса	За розміщенням паса та призначення	
	передача	призначення
Плоско пасова 	відкрита	Використовується при паралельному розміщенню валів та однаковому напрямі їхнього обертання.
Клинопасова 	перехресна	Застосовується при паралельному розміщенню валів та протилежному напрямку їхнього обертання.
Кругло пасова 	напівперехресна	Використовується у разі передаванні руху між валами осі обертання яких мимобіжні в просторі.
Поліклинопасова 	Багатошківова із натяжним роликом	Застосовується для передавання руху кільком паралельно розміщеним валам із можливістю регулювання натягу паса.

1.2. Елементи пасових передач.

Приводні паси. У пасовій передачі тяговий орган – приводний пас – є найважливішим елементом, що визначає роботоздатність та довговічність передачі. До приводних пасів ставляться такі вимоги: висока тягова здатність, тобто достатнє зчеплення зі шківами; достатня міцність, стійкість проти спрацьовування та довговічність; невеликий модуль пружності матеріалу паса; низька вартість.

За матеріалом та конструкцією розрізняють приводні паси кількох типів.

Найрозповсюдженіші з них стандартизовані.

Плоскі паси бувають гумотканинні (ДСТУ 23831–79), бавовняні суцільноткані, шкіряні (ДСТУ 18679–73) та паси із спеціальних синтетичних матеріалів.

Гумотканинні паси є досить розповсюдженими. Вони виготовляються трьох типів (А, Б і В) із кількох шарів міцної тканини, прогумованої вулканізацією. Нарізні паси типу А (рис. 1.2, а) мають кілька шарів плетеної бавовняної тканини (бельтінга), між якими розміщені для підвищення гнучкості прошарки з гуми. Краї пасів типу А покривають водостійкими компонентами.

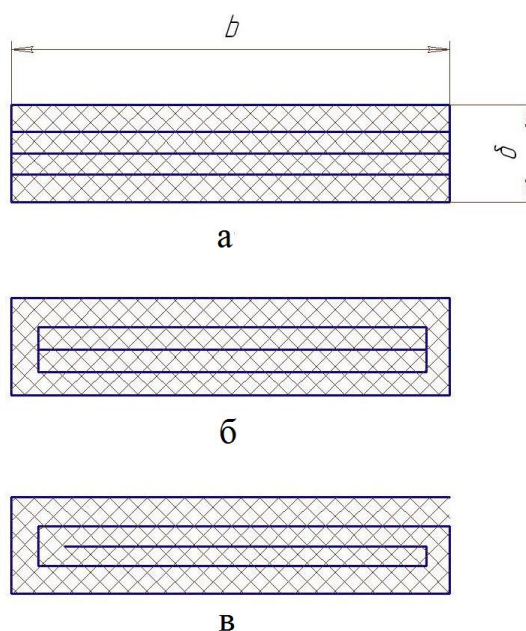


Рисунок 1.2 Перерізи плоских гумотканинних пасів.

У пошарове загорнутих пасах типу Б (рис. 1.2, б) прокладки з бельтінга розміщуються таким чином: центральна прокладка охоплюється окремими кільцевими прокладками із взаємно зміщеними стиками. Ці паси виготовляють із гумовими прошарками і без них.

Спіральне загорнуті паси типу В (рис. 1.2, в) виготовляють із одного куска бельтінгової тканини без прошарків між прокладками.

Усі типи гумотканинних пасів виготовляють як із гумовими обкладками, так і без них.

Тканина прокладок забезпечує гумотканинним пасам достатню міцність та довговічність, а гума є єднаючою речовиною паса як одного цілого і призначена захищати тканину від пошкоджень, а також забезпечувати підвищений коефіцієнт тертя між пасом та шківами.

Гумотканинні паси виготовляють завширшки 20–1200 мм із числом прокладок 2 – 9, завтовшки 1,25–2 мм кожна. Вони випускаються промисловістю у вигляді довгих стрічок. Тільки для підвищених швидкостей та для машин масового випуску гумотканинні паси можуть виготовлятися замкнутої форми завширшки 30; 40 і 50 мм, завтовшки 1,75; 2,5 і 3,3 мм і завдовжки 500–2500 мм.

Із гумотканинних пасів переважне поширення набули паси типу А як найгнучкіші. Модуль пружності таких пасів $E=200\ldots350$ МПа. Допустима найбільша швидкість для пасів типу А–30 м/с, типу Б–20 м/с і типу В–15 м/с.

Бавовняні суцільно ткані паси виготовляють із бавовняної пряжі у кілька переплечених шарів певної ширини 30–250 мм, завтовшки 4,5–8,5 мм, їх застосовують переважно у передачах невеликої потужності при швидкостях до 25 м/с. Для роботи в сирих приміщеннях або у хімічно активних середовищах, а також при температурах вище від 50° С бавовняні паси не використовують.

Шкіряні паси виготовляють із окремих нарізаних смуг шкіри склеюванням їх спеціальним клеєм або зшиванням.

Стандартні шкіряні паси завширшки 20–300 мм і завтовшки 3–10 мм призначені для передавання малих та середніх потужностей.

Шкіряні паси мають високу тягову здатність, достатньо міцні і тому вони, особливо при роботі в умовах змінних навантажень. Вони можуть працювати при швидкостях до 45 м/с, однак через високу вартість шкіряні паси застосовують рідко.

Паси із синтетичних матеріалів є найперспективнішими. Вони мають високу статичну міцність та довговічність. Армовані плівкові багат шарові паси на основі синтетичних поліамідних матеріалів можуть працювати при

швидкостях до 80 м/с і передавати потужність до 3000 кВт. Для підвищення тягової здатності синтетичних пасів використовують спеціальні фрикційні покриття їхніх робочих поверхонь.

Клинові паси нормального перерізу для приводів загального призначення стандартизовані (ДСТУ 1284.1–89). Їх виготовляють двох типів: кордтканинні та кордшнурові.

Кордтканинні клинові паси (рис. 1.3, а) складаються з кількох шарів прогумованої кордтканини 2, яка є основним елементом, що передає навантаження (вона розміщена приблизно симетрично до нейтрального шару перерізу паса), гумового або гумотканинного шару розтягу 1, який розміщується над кордом, гумового або рідше гумотканинного шару стиску 3 нижче корду, кількох шарів обгорткової прогумованої тканини 4.

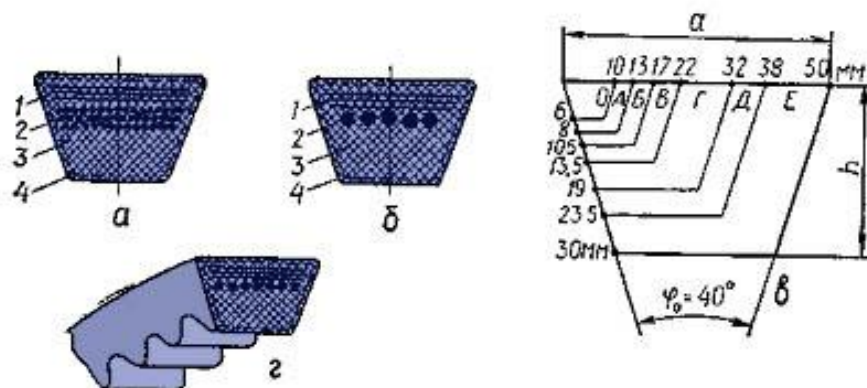


Рисунок 1.3 Перерізи клинових пасів.

Кордшнурові клинові паси (рис. 1.3, б) відрізняються від кордтканинних тим, що в них на місці шарів кордтканини передбачається один шар кордшнура 2 завтовшки 1,6–1,7 мм, шар розтягу 1 виконаний із гуми середньої твердості, а шар стиску 3 – з більш твердої гуми.

Згідно з ДСТУ 1284.1–89 клинові паси виготовляють семи різних за розмірами перерізів, які позначаються: О(З), А(А), Б(В), В(С), Г(Д), Д(Е), Е(ЕО). У дужках вказані позначення, що застосовуються у міжнародній практиці. Клинові паси виготовляють замкнутої форми з різними стандартними довжинами.

Кордшнурові паси як більш гнучкі та довговічні використовують у більш важких умовах роботи пасової передачі. Допускається максимальна швидкість для клинових пасів з перерізами О, А, Б і В – до 25 м/с, а для перерізів Г, Д і Е – до 30 м/с.

У клинопасових передачах із шківками малих діаметрів використовують клинові паси з гофрами (рис. 1.3, г).

Знаходять застосування також **вузькі клинові паси** з відношенням $a/h \approx 1,2$ (для пасів нормального поперечного перерізу $a/h \approx 1,6$) Вузькі паси передають у 1,5–2 рази більшу потужність, ніж звичайні, і допускають роботу при швидкостях 40–50 м/с. Такі паси умовно позначають: УО, УА, УБ і УВ. Вузькі клинові паси поступово витісняють паси нормальних перерізів. Перехід на вузькі клинові паси в автомобілях та сільськогосподарських машинах у зв'язку з більшою довговічністю цих пасів дозволив суттєво зменшити загальний випуск приводних пасів.

Поліклинові паси мають поздовжні клинові виступи на внутрішній стороні і виконуються замкнутої форми.

У плоскій частині паса (рис. 1.4) розміщуються кордшнур 1, який сприймає навантаження, і гумовий або гумотканинний шар розтягу 2. Ці паси поєднують переваги клинових пасів (підвищене зчеплення зі шківками) та гнучкість, характерну для плоских пасів, внаслідок чого мінімальний діаметр малого шківки можна назначити меншим і збільшувати передаточне число передачі до 12–15.

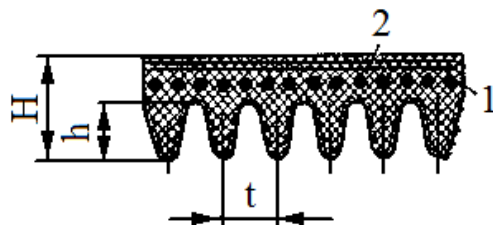


Рисунок 1.4 Поліклиновий пас.

Згідно з ТУ 38–105763–84 застосовують поліклинові паси трьох поперечних перерізів: К, Л, М.

Для перерізу К: $t = 2,4$ мм, $H = 4,0$ мм, $h = 2,35$ мм, довжина – 400...2000 мм, число ребер – 2...36.

Для перерізу М: $t = 9,5$ мм, $H = 16,7$ мм, $h = 10,35$ мм, довжина – 1250...4000 мм, число ребер – 2...20.

Круглі паси виготовляють шкіряними, гумотканинними, бавовняними, капроновими. Найуживанішими є круглі паси діаметром 4–8 мм. Ці паси мають низьку несучу здатність і їх застосовують для передавання невеликих потужностей, найчастіше в різних передавальних пристроях приладів.

Ліпшими у роботі є паси із замкнутим контуром. Однак внаслідок особливостей технології виготовлення та дуже великого розсіювання можливих міжосьових відстаней передач плоскі паси, як указано вище, випускаються переважно у вигляді стрічки – у рулонах. При монтажі передачі кінці паса слід з'єднувати.

Склеювання широко застосовують для гумотканинних та шкіряних пасів.

Однорідні за матеріалом паси (шкіряні) склеюють по косому зрізу (рис. 1.5, а), а шаруваті паси – по ступеневому зрізу (рис. 1.5, б). Зшивання пасів виконують жильними струнами або шкіряними пасками (рис. 1.5, в).

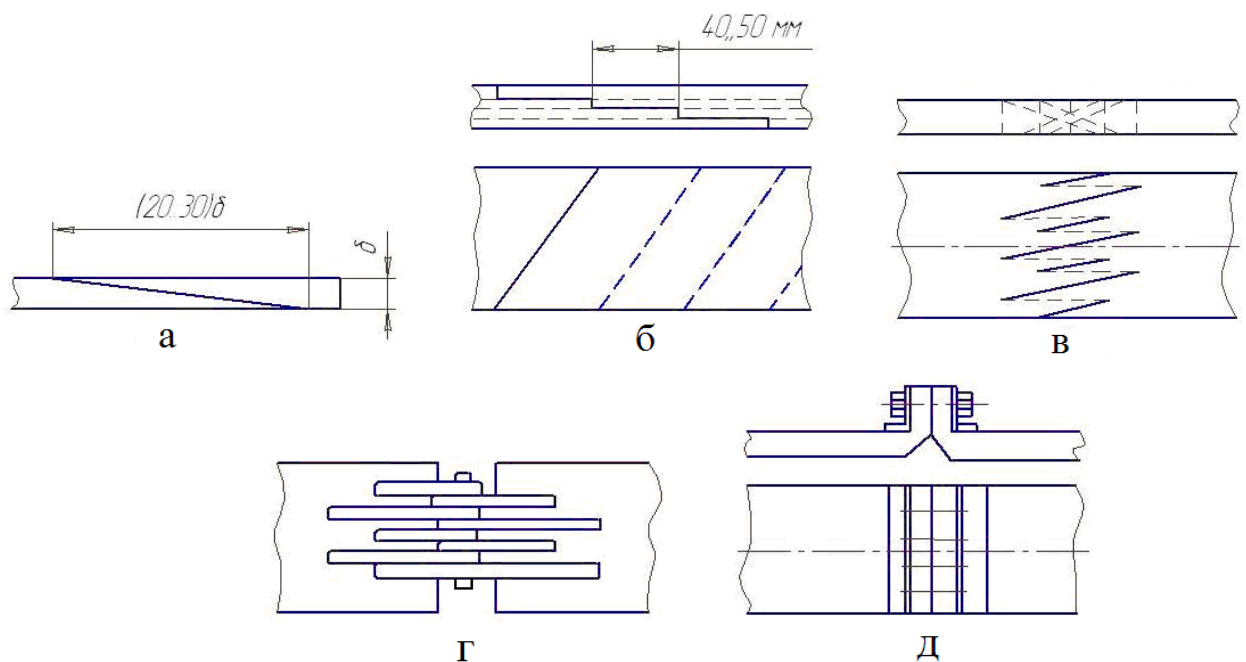


Рисунок 1.5 Способи з'єднання кінців плоских пасів

Металеві з'єднувачі застосовують для всіх пасів, крім швидкохідних. З їхньою допомогою можна найшвидше виконати з'єднання кінців паса.

На рис. 1.5, г показане з'єднання кінців паса за допомогою шарнірного з'єднувача, а на рис. 1.5, д – за допомогою болтів із закругленими планками.

Усі розглянуті з'єднання, особливо останні, так чи інакше підвищують жорсткість і масу паса у зоні з'єднання, що погіршує його роботу на шківів не допустимо для передач, які працюють при значних швидкостях пасів (більш ніж 15 м/с).

1. 3. Шківів пасових передач.

Шківів пасової передачі (рис. 6, а) у більшості випадків має обід 1, який безпосередньо несе пас, маточину 3, за допомогою якої шків розміщується на валу, та диск 2 (або спиці), що з'єднує обід із маточиною.

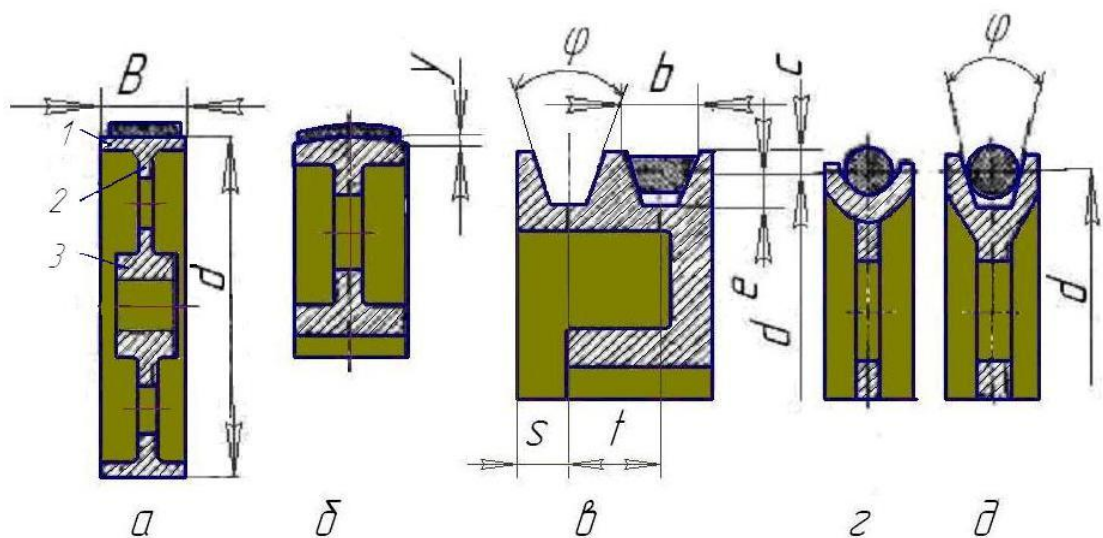


Рисунок 1.6 Конструкції шківів.

Форма робочої поверхні обода шківів визначається формою поперечного перерізу паса.

Для плоских пасів найбажанішою формою робочої поверхні шківів є гладка полірована поверхня. Для зменшення спрацьовування паса, яке викликається пружним ковзанням, шорсткість робочої поверхні обода повинна мати $R_z < 10 \text{ мкм}$.

Щоб забезпечити центрування паса, робочу поверхню одного із шківів роблять випуклою (рис. 1.6, б), описаною в осьовому перерізі шківів дугою кола. Основні розміри шківів – діаметр d , ширина B (залежно від ширини паса b), а також стрілка випуклості обода y , регламентовані стандартами. Можна брати: $B \approx 1,1b + (5...8)$ мм; $y \approx B/200$. Діаметри шківів вибирають із стандартного ряду.

Для клинових пасів робочою поверхнею є бокові сторони клинових жолобків на ободі шківів. Розміри та кількість жолобків визначаються профілем перерізу паса та кількістю клинових пасів, що одночасно працюють на шківі (рис. 1.6, в). Профіль перерізу клинового паса при згині на шківі спотворюється і тому кут клину паса у порівнянні з початковим ($\varphi_0 = 40^\circ$) змінюється. Отже, кут φ профілю жолобків шківів беруть залежно від його діаметра. Для стандартних клинових пасів розміри жолобків шківів наведені у ДСТУ 20889–88.

Для круглих пасів мінімальний діаметр шківів $d_{min} \geq 20 d_0$, де d_0 – діаметр паса. Профіль жолобків на шківі виконують напівкруглим або клиновим із кутом $\varphi = 40^\circ$ (рис. 1.6, г, д). Розміри жолобків обода шківів для поліклинових пасів вибирають згідно з ТУ 38–105763–84.

Шківів пасових передач виготовляють із чавуну, сталі, легких сплавів, пластмас.

Чавунні шківів найрозповсюдженіші. Використовують такі марки чавуну: СЧ 15 при швидкості паса $v \leq 15$ м/с; СЧ 18 при $v = 15...30$ м/с; СЧ 20 при $v = 30...35$ м/с. Заготовки шківів виготовляють литтям.

Сталеві шківів у більшості випадків виготовляють збірної конструкції зварюванням відштампованих окремих деталей. Тому вони відрізняються легкістю і використовуються при високих швидкостях пасів ($v \leq 40$ м/с). Інколи заготовками для шківів може служити сталеве литво або круглий прокат.

Шківів із легких сплавів виготовляють переважно із алюмінієвого литва. За конструкцією вони такі самі, як і чавунні, але з більш тонкими

стінками. Оскільки шківів з легких сплавів у порівнянні із чавунними та сталевими мають меншу масу, то їх раціонально використовувати в першу чергу у швидкохідних передачах.

Пластмасові шківів здебільшого використовують при невеликих діаметрах (до 300 мм) і виготовляють із текстоліту або волокніту, їх виготовляють збірної конструкції, де маточина із сталі або чавуну. У порівнянні із металевими пластмасові шківів мають малу масу, а коефіцієнт тертя між пасом та шківом більший. Ці шківів широко застосовують у швидкохідних пасових передачах.

1. 4. Натяжні пристрої у пасових передачах.

Натяжні пристрої застосовують для створення попереднього натягу, компенсації витягування паса в процесі його експлуатації, а також збільшення кутів охоплення шківів, які впливають на тягову здатність.

За конструкцією та принципом роботи натяжні пристрої можна поділити на три групи: ползки та хитні плити; натяжні та відтяжні ролики; пристрої з автоматичним регулюванням натягу паса.

Ползки (рис. 1.7, а) та **хитні плити** (рис. 1.7, б) є найпростішими натяжними пристроями, що використовуються у пасових передачах із регульованою відстанню між шківів. Ці пристрої прості за конструкцією і забезпечують сталість протягом деякого періоду експлуатації попереднього натягу паса. Тому їх раціонально використовувати у передачах з постійним у часі робочим навантаженням.

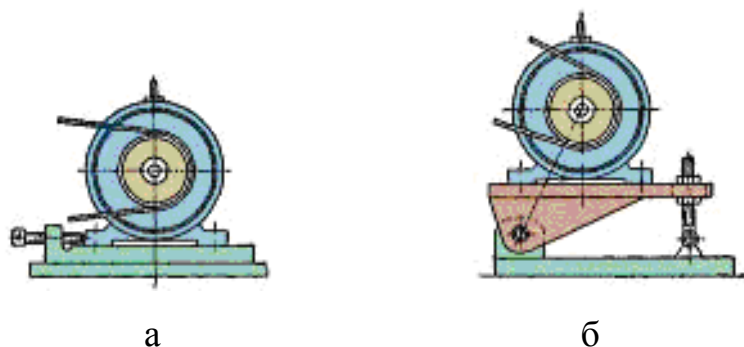


Рисунок 1.7 Встановлення ремінної передачі.

Натяжні ролики застосовують для пасових передач із постійною відстанню між осями шківів. Натяжний ролик – шків з гладким ободом, який притиснутий до зовнішньої поверхні веденої вітки паса близько меншого шківів і вільно обертається (рис. 1.8, а). Притискання ролика до паса може здійснюватись встановленням на важелі тягарцем або натягом відповідної пружини. У передачах з натяжним роликом збільшується кут охоплення малого шківів, поліпшується робота передач з великим передаточним числом при малій відстані між осями валів. Однак ролик спричинює додатковий (і до того ж в обернену сторону) згин паса, що значно прискорює його руйнування.

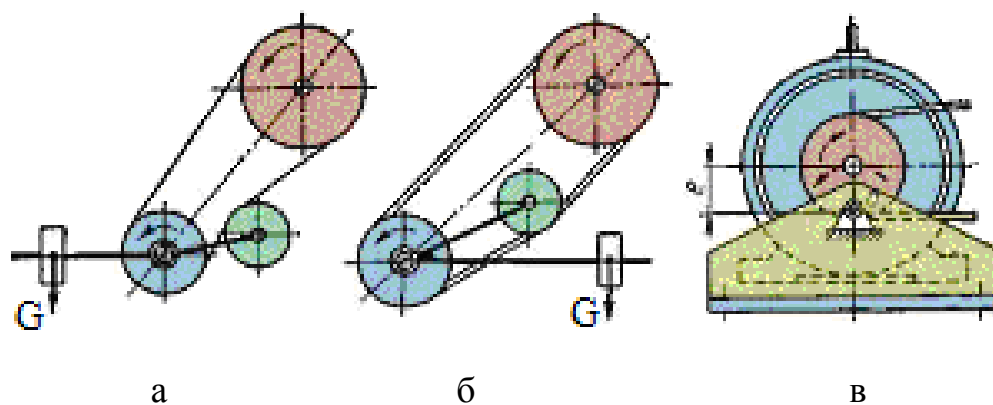


Рисунок 1.8 Способи забезпечення натягу приводних пасів

Відтяжні ролики застосовують у клинопасових передачах (рис. 1.8, б). Тут пас зазнає лише односторонній згин, що значно менше впливає на його довговічність, проте зменшуються кути обхвату пасом шківів.

Натяжні та відтяжні ролики також раціонально застосовувати при постійному робочому навантаженні передачі, бо вони забезпечують постійний попередній натяг паса.

Значно ліпшими від описаних вище є натяжні пристрої з **автоматичним регулюванням натягу паса** (рис. 1.8, в).

2. ПРАКТИЧНА ЧАСТИНА.

Лабораторна робота № 2

Дослідження тягової здатності пасових передач.

Мета роботи - побудувати криві ковзання та визначити коефіцієнти корисної дії плоско- та клинопасової передач і встановлення по них оптимального значення коефіцієнта тяги.

2.1. Теоретична частина.

Пасова передача відноситься до передач тертям з гнучким зв'язком, і складається з двох або декількох шківів, охоплюємих гнучким пасом, одягненим на шківів з попереднім натягом (рис. 2.1).

В залежності від форми поперечного перерізу розрізняють паси плоскі, клинові, поліклинові та круглі.

Передача руху здійснюється за рахунок сил тертя, які виникають між пасом та шківів при попередньому натягу паса $2F_0$ (рис. 2.1)

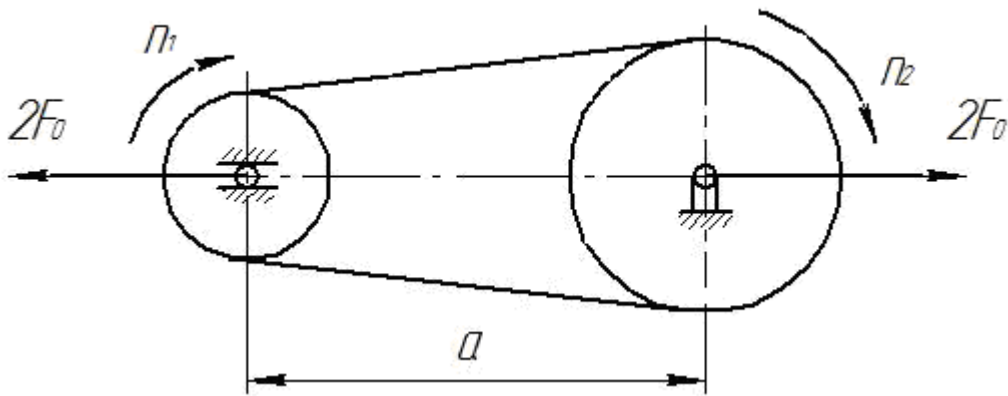


Рисунок 2.1 Пасова передача

Під час роботи передачі існує ковзання паса на шківів, яке зростає із збільшенням передаваного колового зусилля.

Розрізняють пружне ковзання, яке є наслідком неоднакового натягнення та буксування, яке виникає при перевантаженні передачі. Пружне ковзання постійно існує в нормально працюючій пасовій передачі.

Буксування виникає тільки під час перевантаження передачі. В даній роботі розглядається питання раціонального вибору оптимальних умов навантаження пасової передачі.

При навантаженні веденого шківів зусилля в вітках пасової передачі змінюється: в наслідок тертя на ободі шківів ведуча вітка паса більше натягується, а ведена послаблюється.

Зусилля у ведучій вітці:

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2};$$

у веденій:

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2};$$

де F_t — колове зусилля на шківу;

F_0 - попереднє натягіння вітки.

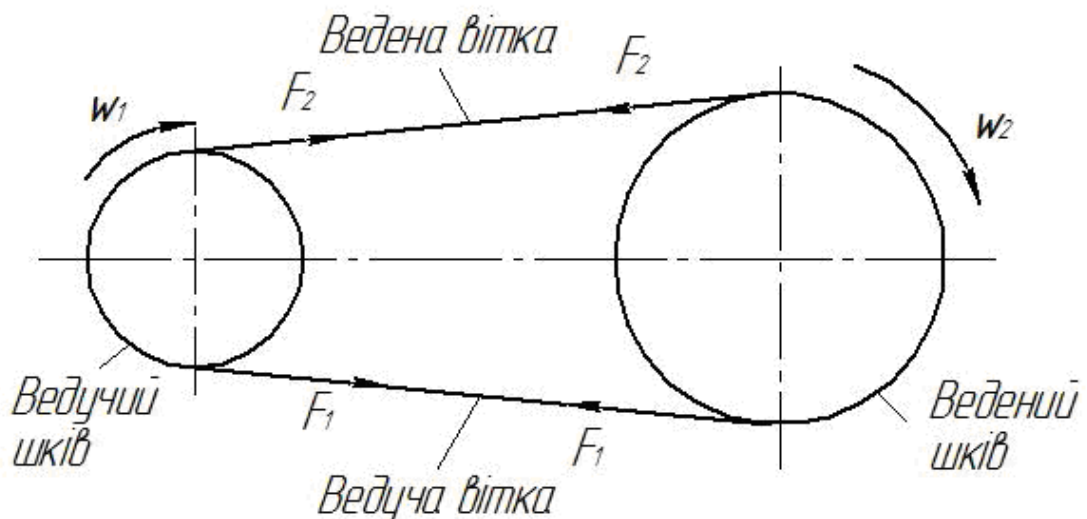


Рисунок 2.2 Сили у вітках пасової передачі.

Під час роботи передачі натягіння паса, на різних ділянках змінюється від значення F_1 до F_2 , а різниця натягіння є передаване колове зусилля.

$$F_1 - F_2 = F_t.$$

Зі збільшенням попереднього натягнення паса зростає корисне колове зусилля. Тягова здатність передач характеризується коефіцієнтом φ — відношенням корисного колового зусилля до сумарного натягнення віток паса.

$$\varphi = \frac{F_t}{2F_0}.$$

Чим більше передаване колове зусилля F_t , тим більше коефіцієнт тяги φ і ковзання між пасом та шківом.

Відносне ковзання ε визначається залежністю:

$$\varepsilon = \frac{V_1 - V_2}{V_1} \cdot 100\%,$$

де V_1, V_2 — колова швидкість відповідно ведучого і веденого шківів.

Замінивши швидкість через частоту обертання і діаметри шківів, одержимо:

$$\varepsilon = \frac{n_1 d_1 - n_2 d_2}{n_1 d_1} \cdot 100\%,$$

де d_1 і d_2 — діаметри відповідно ведучого і веденого шківів;

n_1 і n_2 - частоти обертання відповідно ведучого і веденого шківів.

Якщо $d_1 = d_2$ то:
$$\varepsilon = \frac{n_1 - n_2}{n_1} \cdot 100\%.$$

На рис. 2.3 показано залежність відносного ковзання ε і ККД передачі η від коефіцієнта тяги φ .

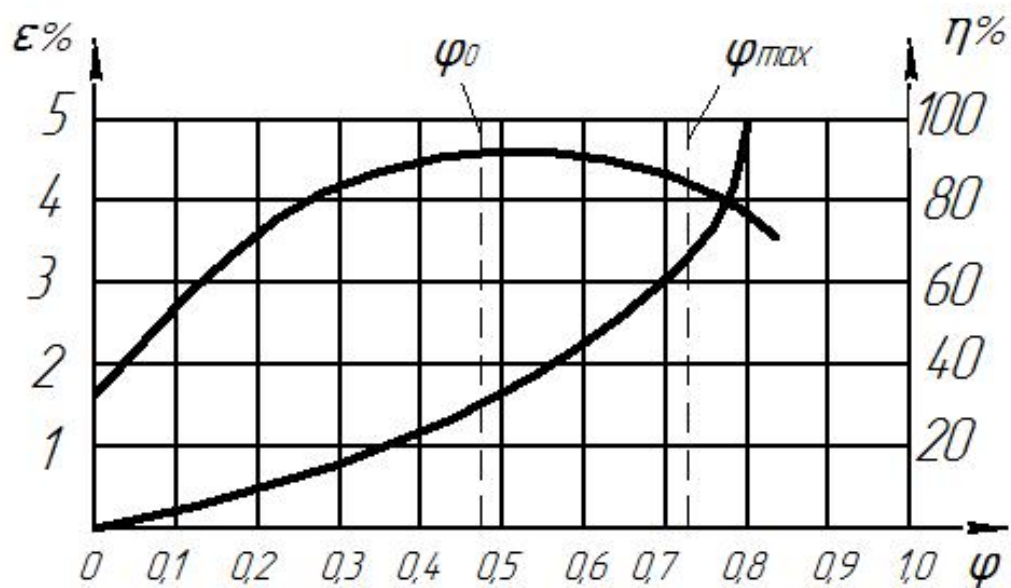


Рисунок 2.3 Криві ковзання та ккд.

При $\varphi \leq \varphi_0$ пружне ковзання на шківках характеризується прямолінійною ділянкою кривої ковзання; при $\varphi > \varphi_0$ пас починає пробуксовувати і при $\varphi = \varphi_{\max}$ настає повне буксування паса.

Найбільше значення ККД пасової передачі відповідає значенню $\varphi = \varphi_0$.

Визначивши дослідним шляхом φ_0 одержимо основу для розрахунку пасової передачі.

2.2. Експериментальна частина.

Обладнання та прилади.

2.2.1. Опис установки для дослідження плоско- і клинопасової передачі.

Установка являє собою пасову передачу з шківками для дослідження передачі з плоским пасом. По краях циліндричних шківків передбачено по одному клиновому жолобку для дослідження клинопасової передачі.

Ведучий шків (рис. 2.4) закріплений на валу балансного електродвигуна 2, встановленого на підшипниках гойдаючої рами 12. Ведений шків 4 закріплений на валу шківка гальма навантаження 5. 3

допомогою маховичка можна плавно змінювати зусилля стискання гальмівних колодок, тим самим створювати різний момент гальмування. Попереднє натягнення віток паса здійснюється вантажем 13, підвішеного на канаті. При обертанні вала електродвигуна по годинниковій стрілці, корпус електродвигуна 2 за рахунок реактивного моменту буде повертатися в другому напрямку і важелем надавати на плоску пружину 14, відтаріровану разом з індикатором 9. Гальмівні колодки 7 при стисканні гальмового шківів будуть захвачуватися ним при обертанні і важелем 11 тиснути на плоску консольну пружину 10 відтаріровану в місті з індикатором 8.

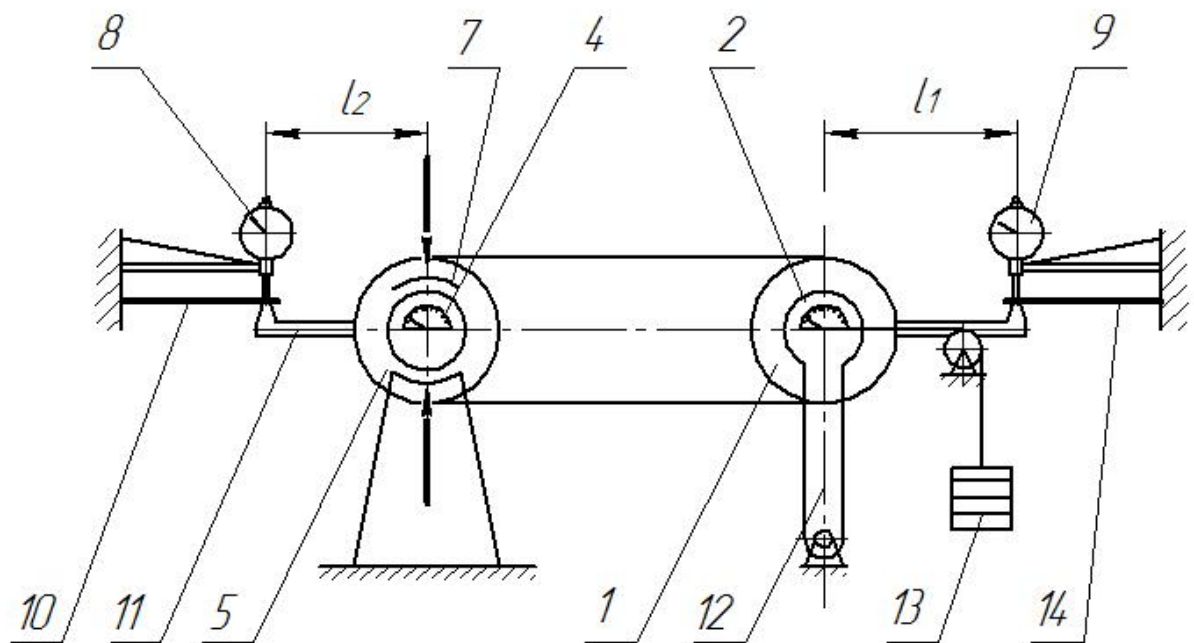


Рисунок 2.4 Установка для дослідження плоско- і клинопасової передачі.

Для зменшення коливань стрілок індикаторів 9 і 8 біля положень рівноваги при зміні моментів на ведучому і веденому валах передбачені рідинні амортизатори.

Частота обертання ведучого і веденого валів вимірюється з допомогою імпульсних лічильників 3 і 6 за встановлений відрізок часу.

2.2.2. Методика проведення експериментальних досліджень.

Порядок виконання робіт по дослідженню плоско- і клинопасової передачі:

1. Підрахувати необхідне попереднє натягіння паса по формулі

$$2F_0 = 2A \cdot \sigma_0.$$

2. Гойдаючу раму навантажити вантажем $G = \frac{2F_0}{5}$, навісивши його на канат,

де 5 - співвідношення плеч важеля натяжного пристрою.

3. Включити електродвигун і провести ступінчасте навантаження передачі з допомогою маховичка гальма навантаження. Число ступеней навантаження повинно бути 8...10.

На кожній ступені навантаження робити наступні виміри:

а) частот обертання ведучого (n_1) і веденого (n_2) валів за прийнятий відрізок часу, якій повинен бути не менше 30с. Для цього одночасно вмикаються і вимикаються обидва імпульсних лічильники.

б) показання індикаторів, показуючий прогин плоских консольних пружин. По таріровочних графіках (рис. 2.5) визначають відповідно зусилля натискання F_{H1} і F_{H2} .

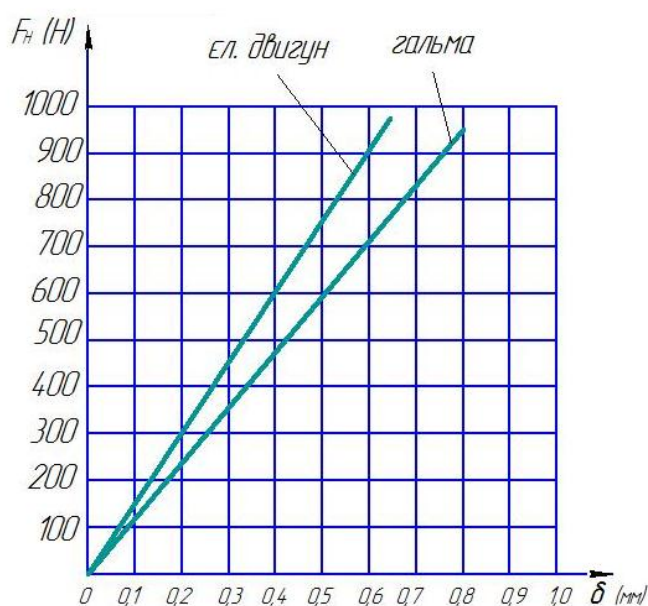


Рисунок 2.5 Таріровочні графіки для визначення зусилля.

1. Підрахувати обертові моменти:

на ведучому валу $T_1 = F_{H1} \cdot l_1$;

на веденому валу $T_2 = F_{H2} \cdot l_2$,

де l_1 і l_2 - відстань відповідно від осі електродвигуна і шківів гальма до осі призми.

5. Коефіцієнти відносного ковзання ε , тяги φ і корисної дії пасової передачі η підраховують по пунктах приведених в розділі 2.2(б).

а) підрахувати обертаючі моменти, Н·мм.:

на ведучому валу $T_1 = F_{H1} \cdot l_1$;

на веденому валу $T_2 = F_{H2} \cdot l_2$.

б) підрахувати відносне ковзання для кожної ступені навантаження

$$\varepsilon = \left(1 - \frac{n_2}{n_1} \right) \cdot 100\%$$

в) підрахувати для кожної ступені навантаження коефіцієнт тяги

$$\varphi = \frac{F_t}{2F_0}$$

де F_t – корисне колове зусилля на ведучому шківі

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}$$

г) для кожної ступені навантаження визначити коефіцієнт корисної дії передачі

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} \cdot 100\% = \frac{T_2 \cdot n_2}{T_1 \cdot n_1} \cdot 100\%$$

д) по одержаним для різних навантажень значеннях коефіцієнтів тяги φ і ковзання ε побудувати криву ковзання паса і криву коефіцієнта корисної дії (дивись рис. 2.3).

2.3. Висновок.

По побудованих кривих встановити оптимальне значення коефіцієнта тяги і на графіку виділити області пружного ковзання, початку пробуксовки і повного буксування пасу.

2.4. Оформлення звіту.

Звіт повинен мати: схему установки, характеристики пасової передачі: тип пасу, площу його поперечного перерізу, ескіз поперечного перерізу пасу, діаметри ведучого і веденого шківів, попереднє натягіння віток пасу, $2F_0$, напруження в пасі від попереднього натягіння, дані дослідів і підрахунків зведених в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 Дані дослідів і підрахунків.

№ виміру	$F_{H1},$ H	$F_{H2},$ H	$T_1,$ $H \cdot \text{мм.}$	$T_2,$ $H \cdot \text{мм.}$	Частота бер- тання, об/хв		$\epsilon,$ %	ϕ	$\eta,$ %
					n_1	n_2			

По даних табл. 2.1. побудувати графік кривих ковзання і ККД пасової передачі.

2.5. Питання для самоконтролю.

- 1.Що таке „пружне ковзання” в пасових передачах?
- 2.Що є причиною пружного ковзання?
- 3.Що таке буксування пасу?
- 4.Як визначити критичне значення коефіцієнта тяги?
- 5.Переваги, недоліки і області використання пасових передач
6. Як визначити площу поперечного перерізу пасу за коефіцієнтом тяги?

ЛІТЕРАТУРА

1. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник - К. : Вища школа, 19-93 – 556 с.
2. Расчет и проектирование деталей машин, ч. 1. Киркач Н. Ф., Баласанян Р. А.— 2-е изд., перераб. и доп.— Х.: Вища шк. Изд-во при Харьк. ун-те, 1987.—136 с.
3. Детали машин в примерах и задачах: [Учеб. пособие, В.Ф. Калачев и др.]; под общ. ред. С.Н. Ничипорчика. — 2-е изд. — Мн.: Вища шк. 1981. — 432 с., ил.

Зміст

1. Теоретична частина.....	4
1.1. Загальні відомості та класифікація пасових передач.....	4
1.2. Елементи пасових передач.....	6
1. 3. Шківни пасових передач.....	12
1. 4. Натяжні пристрої у пасових передачах.....	14
2. Практична частина. Лабораторна робота № 2 Дослідження тягової здатності пасових передач.....	16
2.1. Теоретична частина	16
2.2. Експериментальна частина.....	19
2.3. Висновок.....	23
2.4. Оформлення звіту	23
2.5. Питання для самоконтролю.....	23
Література	24

Методичні вказівки
з лабораторної роботи по деталях машин

Лабораторна робота № 2
Дослідження тягової здатності пасових передач

Укладачі: к.т.н., доц. Невдаха Ю.А.,
к.т.н., доц. Дубовик В.О.

Підписано до друку 5.03.2020р.

Формат А4 Ум. друк. арк. Тираж прим. Зам. №

РВЛ ЦНТУ, м. Кропивницький, пр. Університетський, 8.

Тел. 597-541, 390-551, 559-245.