

Лекція 5

ПЕРЕДАЧІ ТЕРТЯМ

12.1 Пасові передачі

12.1.1 Загальні відомості

Пасові передачі - передачі тертям із гнучким зв'язком. Вони належать до механічних передач обертального руху і використовуються в приводах невеликої та середньої потужності ($P \leq 50$ кВт). Після зубчастої передачі пасова є найбільш поширеною серед механічних передач.

Вони складаються зі шківів ведучого діаметром d_1 і веденого діаметром d_2 і паса l , який надягнуто на шківів з попереднім натягом (рис.4.33).

Навантаження передають сили тертя між шківів і пасом.

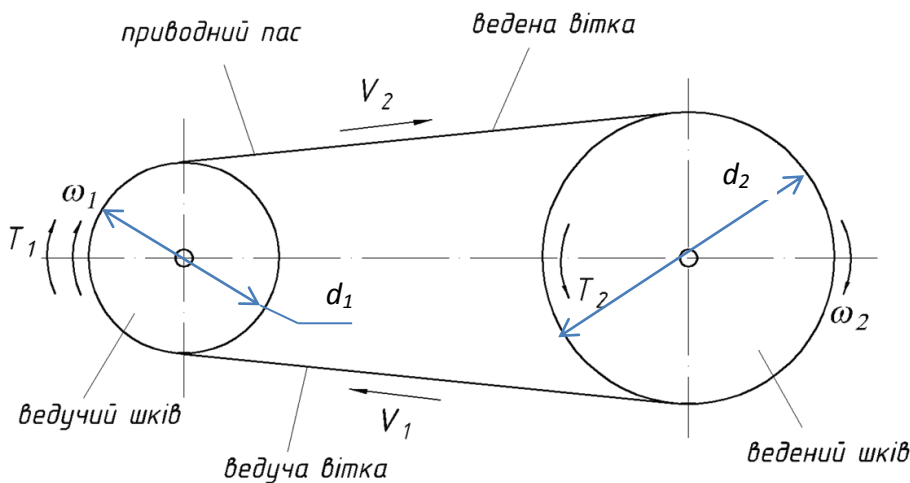


Рисунок 4.33 - Схема пасової передачі

Параметри передачі: $P \leq 50$ кВт; $i \leq 5...6$ (найвигідніше $i \leq 4$); $V \leq 30$ м/с. (в спеціальних швидкохідних передачах $V = 50...100$ м/с); ККД $\eta = 0,90...0,97$.

Переваги пасових передач:

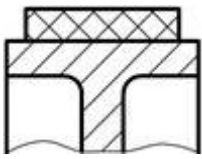
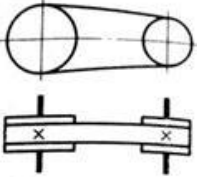
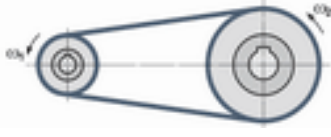
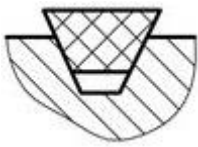
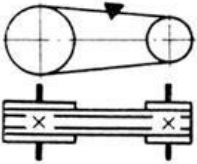
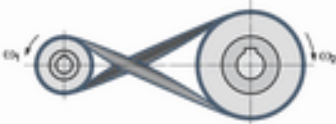
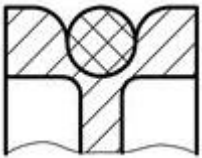
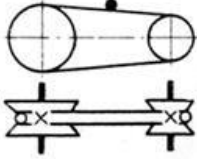
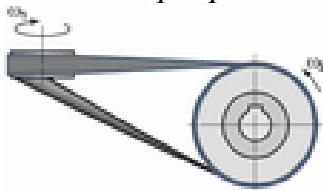
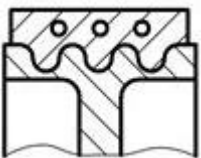
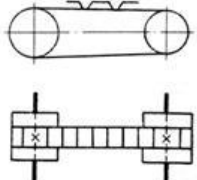
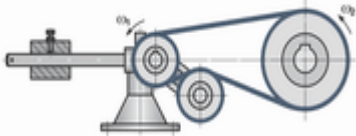
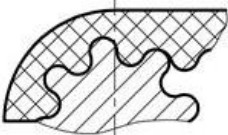
- можливість передачі руху на значні відстані (до 15 м і більше);
- плавність і безшумність роботи;
- захист механізмів від коливань навантаження внаслідок пружності ремня;
- захист механізмів від перевантаження за рахунок можливого прослизання паса;
- простота конструкції й експлуатації (передача не вимагає змащення).

Недоліки пасових передач:

- підвищені габарити (при рівних умовах діаметри шківів у 5 разів більше діаметрів зубчастих коліс);
- мінливість передатного відношення через прослизання паса;
- підвищене навантаження на вали та їхні опори, пов'язане з великим попереднім натягом паса (у 2-3 рази більше ніж у зубчастих передачах);

- низька довговічність пасів (1000-5000 год.).

12.1.2 Класифікація пасових передач

За формою поперечного перерізу приводного паси		За розміщенням валів	
передача	умовне позначення	Передача	призначення
<p><i>плоскопасова</i></p> 		<p><i>відкрита</i></p> 	Використовується при паралельному розміщенні валів та однаковому напрямі їхнього обертання
<p><i>клинопасова</i></p> 		<p><i>перехресна</i></p> 	Використовується при паралельному розміщенні валів та протилежному напрямі їхнього обертання
<p><i>круглопасова</i></p> 		<p><i>напівперехресна</i></p> 	Використовується у разі передавання руху між валами, вісі обертання яких мимобіжні в просторі
<p><i>поліклинопасова</i></p> 		<p><i>багатошківна з натяжним роликком</i></p> 	Використовується для передавання руху кільком паралельно розміщеним валам із можливістю регулювання натягу паси
<p><i>зубчастопасова</i></p> 			

Передача *плоским пасом* має підвищену працездатність і довговічність (у зв'язку з меншими напруженнями згину в плоских паслах). Її рекомендують застосовувати при великих міжосьових відстанях (до 15 м) або високих швидкостях паси (до 100 м/с).

У сучасному машинобудуванні найбільш поширені *клинопасові передачі*. Їх використовують як швидкохідний ступінь у приводах електрогенераторів,

металообробних верстатів, робочих механізмах текстильної та паперової промисловості, у приводах вентиляційних систем, сільськогосподарських машинах та таке ін. За рахунок клинового ефекту в передачах клиновим і поліклиновим пасами можна реалізувати великі сили тертя і зменшити габарити передачі.

Паси круглого перетину призначені для просторових передач малої потужності (обладнання поліграфічної та текстильної промисловості, настільні верстати, прилади, побутові машини). Швидкість паса до 30 м/с.

Зубчасто-пасова передача за назвою та формою умовно належить до пасових передач, оскільки передача працює за принципом зачеплення, а не тертя. Зубчасто-пасові передачі мають малі габарити, у них відсутнє ковзання паса на шківках, можна забезпечити великі передаточні числа, ККД досягає 0,92...0,98, на вали передаються значно менші навантаження.

В залежності від швидкості паса розрізняють передачі тихохідні ($v \leq 10$ м/с), середньохідні ($v = 10 \dots 30$ м/с), швидкохідні ($v = 30 \dots 100$ м/с).

Приводні паси пасових передач повинні мати: достатню міцність при змінній нарузі і стійкість проти спрацювання; достатній коефіцієнт тертя паса із шківом; низьку згинальну жорсткість; високу довговічність; низьку вартість. Приводні паси стандартизовані.

12.1.3 Елементи пасових передач

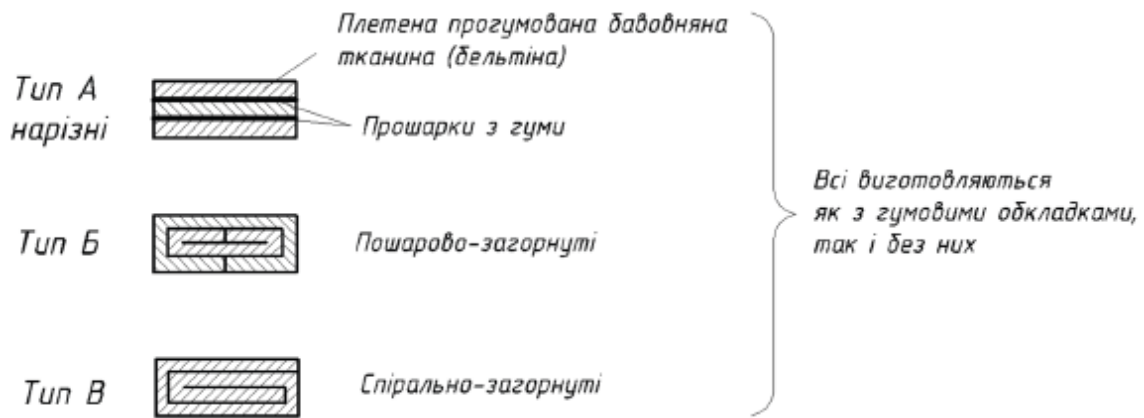
12.1.3.1 Приводні паси

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

За матеріалом та конструкцією розрізняють приводні паси кількох типів. Найбільш поширені з них стандартизовані.

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

Гумотканинні паси є досить розповсюдженими. Вони виготовляються трьох типів (*A*, *B* і *B*) із кількох шарів міцної тканини, прогумованої вулканізацією.



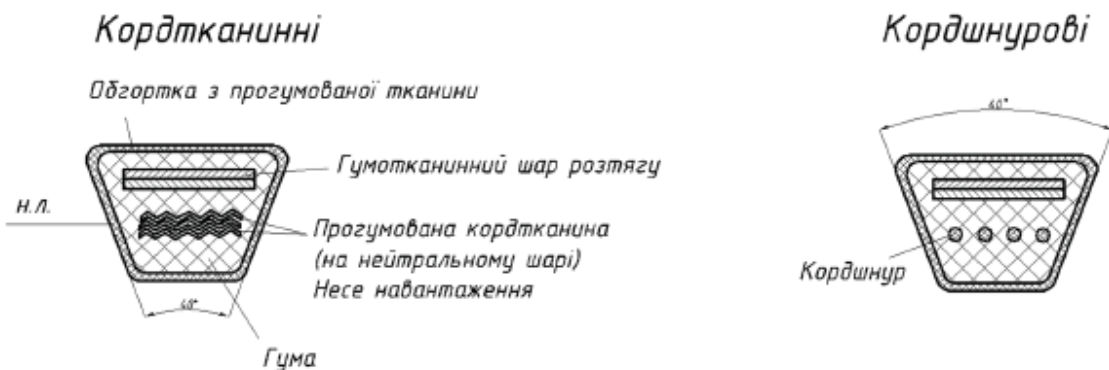
Гумотканинні паси відзначаються високою міцністю і довговічністю. Найбільш поширені типу А.

Бавовняні суцільноткані - виготовляються з бавовняної пряжі у кілька шарів, просочені розчином з озокериту або бітуму. Дешеві, але поступаються міцністю і довговічністю гумотканинним.

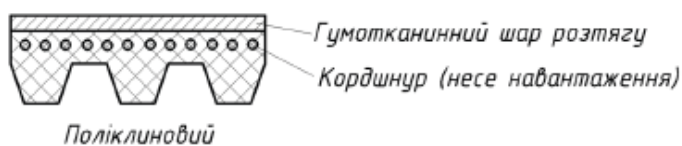
Шкіряні – із нарізних смуг шкіри, склеюються спеціальним клеєм або зшиваються. Висока тягова здатність, міцність, висока вартість, використовуються рідко.

Синтетичні – перспективні.

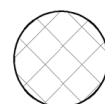
Клинові паси



Виготовляються за стандартом з різними розмірами перерізів: О, А, Б, В, Г, Д, Е.



Круглі паси

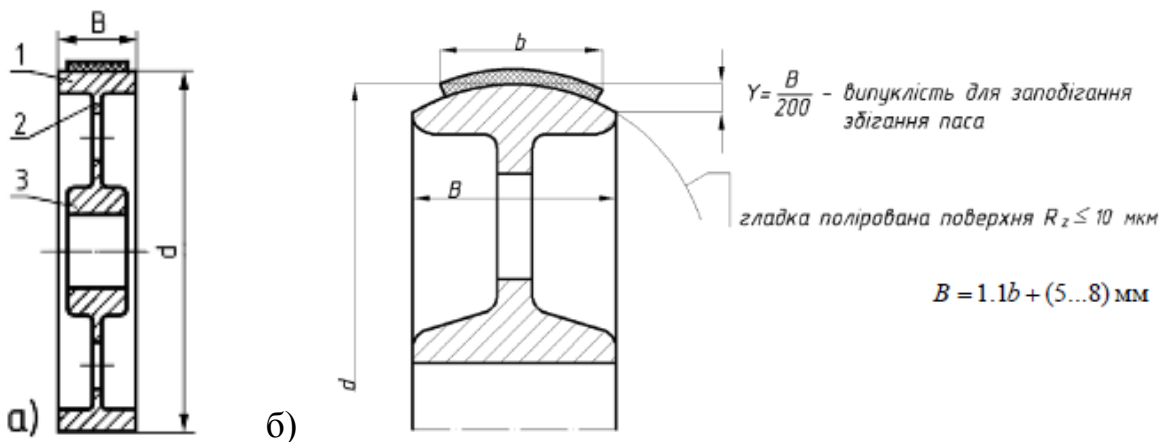


Гумотканинні, бавовняні, шкіряні, капронові.
Низька несуча здатність, використовуються в приладах.

12.1.3.2 Шків

Шків пасової передачі 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. Для плоских пасів згідно ГОСТ 17383-80 робоча поверхня одного шківа плоска, а другого паса - випукла (б), що забезпечує центрування паса, рис.

Форма робочої поверхні обода шківа визначається формою поперечного перерізу паса.



Матеріали шківів: чавун (литво) при $V \leq 35$ м/с; сталь (штампівка, прокат, литво, зварні) при $V \leq 40$ м/с; алюмінієві сплави (литво) – для швидкохідних передач; пластмаса (текстоліт) – для швидкохідних передач.

12.1.3.3 Натяжні пристрої

Натяжні пристрої у пасових передачах 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: *полозки* та *хитні плити*; *натяжні* та *відтяжні ролики*; *пристрої з автоматичним регулюванням натягу паса*.

Полозки (рис.4.33,а) та *хитні плити* (рис.4.33,б) є найпростішими натяжними пристроями, що використовуються у пасових передачах із регульованою відстанню між шківями. 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.

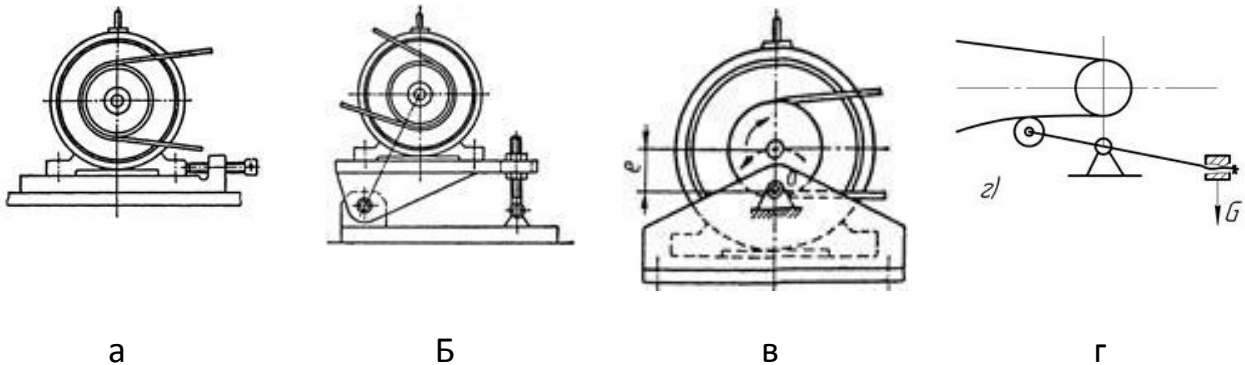


Рисунок 4.33 - Натяжні пристрої:
 а - полозки; б - хитна плита; в - автоматичне регулювання натягу паса;
 г - відтяжний ролик

12.1.4 Кінематика і геометрія пасових передач

В пасових передачах внаслідок того, що ведуча і ведена гілки гнучкої ланки при роботі мають різні натяги, спостерігається пружне ковзання гнучкої ланки на шківках, що змінює передаточне відношення. Величина ковзання оцінюється коефіцієнтом ковзання

$$\varepsilon = \frac{V_1 - V_2}{V_1} \quad (4.26)$$

$$\varepsilon = 0,01 - 0,015.$$

Передатне відношення передачі $i = \frac{\omega_1}{\omega_2}$. Оскільки кутові швидкості шківів

$$\omega_1 = \frac{2V_1}{d_1}; \quad \omega_2 = \frac{2V_2}{d_2}, \quad \text{одержимо } i = \frac{V_1 d_2}{V_2 d_1}.$$

Остаточно передаточне число пасової передачі

$$i = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} \quad (4.27)$$

Для силових передач коефіцієнт ковзання не враховують і тому

$$i = \frac{d_2}{d_1} \quad (4.28)$$

Міжосьову відстань a пасової передачі (рис.4.35) визначає в основному конструкція приводу машини.

В плоскопасових передачах рекомендується така міжосьова відстань

$$a_{min} = (1,5 \dots 2) \cdot (d_1 + d_2)$$

а в клинопасових

$$a_{min} = 0,55(d_1 + d_2) + h$$

де h – висота паса

Довжина паса: $L = 2 \cdot a + \Delta_1 + \Delta_2/a$,

де $\Delta_1 = 0,5 \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2)$ і $\Delta_2 = 0,25 \cdot (d_2 - d_1)$.

За наявності зшивання довжину паса збільшують на $L = 100 \dots 400$ мм.

Кут обхвату пасом малого шків: $\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot (d_2 - d_1)/a$.

Для передачі з плоским пасом рекомендують $\alpha_1 \geq 150^\circ$, клиновим або полі клиновим $\alpha_1 \geq 120^\circ$.

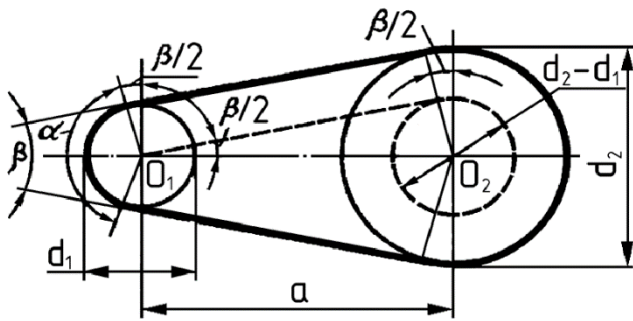


Рисунок 4.35 - Пасова передача:
 β - кут між витками паса;
 a - міжосьова відстань.

12.1.5 Силі залежності пасових передач

Розглянемо сили, що діють у вітках паса, роботу паса на шківках і напруження в ньому. Згідно із цим виявлятимуться причини і види відмов, критерії працездатності та розрахунку пасових передач.

Для визначення сил у вітках паса розглянемо три характерних моменти (рис.4.36).

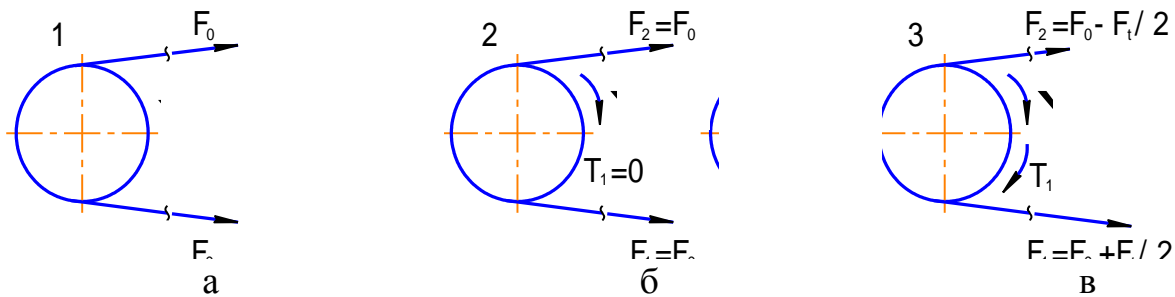


Рисунок 4.36 – Сили у вітках паса

- 1) $\omega_1 = 0$ (передача нерухома); у цьому випадку обидві вітки мають однаковий попередній натяг, який дорівнює F_0 ;
- 2) $\omega_1 \neq 0$, $T_1 = 0$ (холоста робота передачі); нехтуючи дією відцентрових сил і сил тертя, можна припустити, що сила натягу (розтягу) ведучої вітки паса F_1 дорівнює і силі натягу веденої вітки F_2 , і силі попереднього натягу вітки F_0 ($F_1 = F_2 = F_0$);
- 3) $\omega_1 \neq 0$, $T_1 \neq 0$ (робочий режим), для якого $F_1 > F_2$.

Установимо зв'язок між силами F_1 , F_2 і параметрами передачі. Скориставшись умовою рівноваги шківів і враховуючи, що розрахункова колова сила на шківів $F_t = 2T_1/d_1$, одержимо

$$F_1 - F_2 = F_t. \quad (4.29)$$

Неважко побачити, що

$$F_1 + F_2 = 2F_0. \quad (4.30)$$

Ураховуючи (4.29) і (4.30), одержуємо

$$F_1 = F_0 + 0,5F_t, \quad F_2 = F_0 - 0,5F_t. \quad (4.31)$$

Як бачимо, сила, яка діє на пас, змінна.

З іншого боку, зв'язок між F_1 і F_2 установлюється формулою Ейлера

$$F_1 / F_2 = e^{f\beta}, \quad (4.32)$$

де e – основа натуральних логарифмів;

f – коефіцієнт тертя між пасом і шківом (для клинопасових передач це зведений коефіцієнт тертя);

β – кут ковзання, $\beta \approx 0,7 \alpha_1$.

Ураховуючи (4.29) і (4.30), одержуємо

$$F_1 = F_t q / (q - 1), \quad q = e^{f\beta}, \quad (4.33)$$

$$F_2 = F_t / (q - 1). \quad (4.34)$$

Згідно з (4.30), (4.33) і (4.34) маємо

$$F_t = 2F_0 \varphi, \quad (4.35)$$

де φ – коефіцієнт тяги пасової передачі

$$\varphi = F_t / 2F_0 = (q - 1) / (q + 1) < 1. \quad (4.36)$$

Тобто *коефіцієнт тяги* φ являє собою відносне навантаження. Коефіцієнт φ дозволяє судити про те, яка частина попереднього натягу паса F_0 використовується корисно для передачі навантаження F_t , тобто φ характеризує міру завантаженості передачі.

Крім розглянутих сил, пас навантажується від дії відцентрових сил F_V , що розвиваються на дугах обхвату

$$F_V = qV^2,$$

де q – маса 1м паса; V – швидкість паса.

Пас зазнає деформації розтягу по всій своїй довжині та згину на шківів. Напруження розтягу відповідно ведучої та веденої віток від дії сил F_1 і F_2

$$\sigma_{p1} = F_1 / A, \quad \sigma_{p2} = F_2 / A.$$

Напруження розтягу від дії сили F_V

$$\sigma_V = F_V / A.$$

Якщо $V \leq 20$ м/с, то σ_V можна не враховувати.

Напруження згину відповідно на ведучому і веденому шківів

$$\sigma_{z21} = E\delta/d_1, \quad \sigma_{z22} = E\delta/d_2, \quad (4.37)$$

де E – модуль пружності матеріалу паса; δ – товщина паса;
 d_1, d_2 – діаметри ведучого і веденого шківів.

Оскільки $F_1 > F_2$, $d_1 < d_2$, то

$$\sigma_{p1} < \sigma_{p2}, \quad \sigma_{z21} > \sigma_{z22}.$$

Сумарні напруження в пасі $\sigma_\Sigma < \sigma_p + \sigma_{z2} + \sigma_V$.

На рис.4.37 зображена епюра сумарних напружень. З епюри випливає, що діючі в пасі напруження змінні і це зумовлює утомні руйнування паса. Найнапруженішим є переріз, який збігається з точкою 1 – тут робоча вітка набігає на ведучий шків. Максимальні напруження в цьому перерізі

$$\sigma_{max} = \sigma_{p1} + \sigma_{z21} + \sigma_V = \sigma_V + \frac{1}{2}\sigma_t + \sigma_{z21}. \quad (4.38)$$

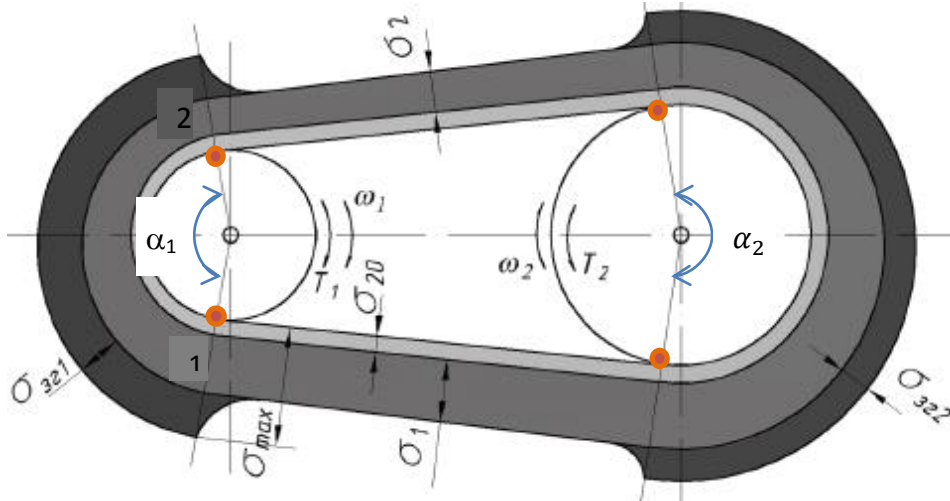


Рисунок 4.37 - Сумарні напруження в пасі

12.1.6 Критерії працездатності і розрахунку пасової передачі

При роботі пасових передач виникають такі види відмов:

- 1) порушення тягової здатності – буксування;
- 2) втомні руйнування паса через змінні напруження в ньому, причому істотно впливають напруження згину.

Головними критеріями працездатності і розрахунку пасових передач є:

- *тягова здатність* – міцність зчеплення паса зі шківом;
- *довговічність* паса, яка визначається в основному його опором втоми.

Тягову спроможність характеризує значення максимально допустимої колової сили F_t або корисне напруження σ_t при даному натягу силою F_0 паса і ковзанні ε . Тягова спроможність тим вища, чим більше кут обхвату α_1 , коефіцієнт тертя між пасом і шківом, сила F_0 попереднього натягу. Вона знижується зі збільшенням швидкості паса через дію відцентрових сил.

Експериментально досліджуючи, тягову здатність, будують графіки - криві ковзання і ККД (рис.4.38); на їх базі розроблено метод розрахунку пасових передач. При постійній силі F_0 попереднього натягу криві ковзання встановлюють зв'язок між коловою силою F_t (тягою) і відносним ковзанням ε . При побудові графіка по осі абсцис відкладають відносне навантаження, виражене через коефіцієнт тяги φ .

На рис.4.38 надана експериментально отримана залежність коефіцієнту тяги плоскопасової передачі від відносного ковзання паса по шківу. Гранично допустиме значення сили натягу ведучої гілки обмежується границею пропорційності σ_p матеріалу паса

$$F \leq \sigma_p A \quad (4.39)$$

де A - площа поперечного перетину паса.

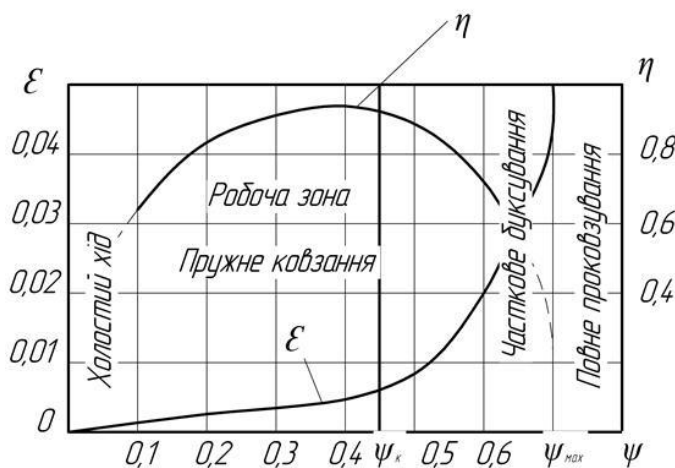


Рисунок 4.38 – Криві ковзання та ККД

Довговічність паса залежить не тільки від значення напружень, а також і від характеру та частоти зміни цих напружень (насамперед від напружень згину σ_{32}). Частота циклу напружень дорівнює частоті пробігів паса

$$n_{проб} = V/L, \quad (4.40)$$

де L – довжина паса; V – колова швидкість

Чим більше $n_{проб}$, тим менше довговічність паса. Тому частоту пробігів обмежують: для плоских пасів $[n_{проб}] = 3-5 \text{ с}^{-1}$; клинових пасів $[n_{проб}] = 15 - 20$.

Зниження довговічності при збільшенні частоти пробігів пов'язане не тільки з втомою, але й з термостійкістю паса. У результаті гістерезисних втрат при деформації пас нагрівається тим більше, чим більша частота пробігів. Перегрів паса призводить до зниження міцності.

Практика експлуатації встановлює, що при дотриманні рекомендацій по вибору основних параметрів передачі середня довговічність пасів становить 2000...3000 годин.

Розрахунок по тяговій спроможності є основним розрахунком пасових передач, що забезпечують міцність пасів і передачу ними необхідного навантаження.

Розрахунок на довговічність виконують як перевірочний згідно з рекомендаціями.