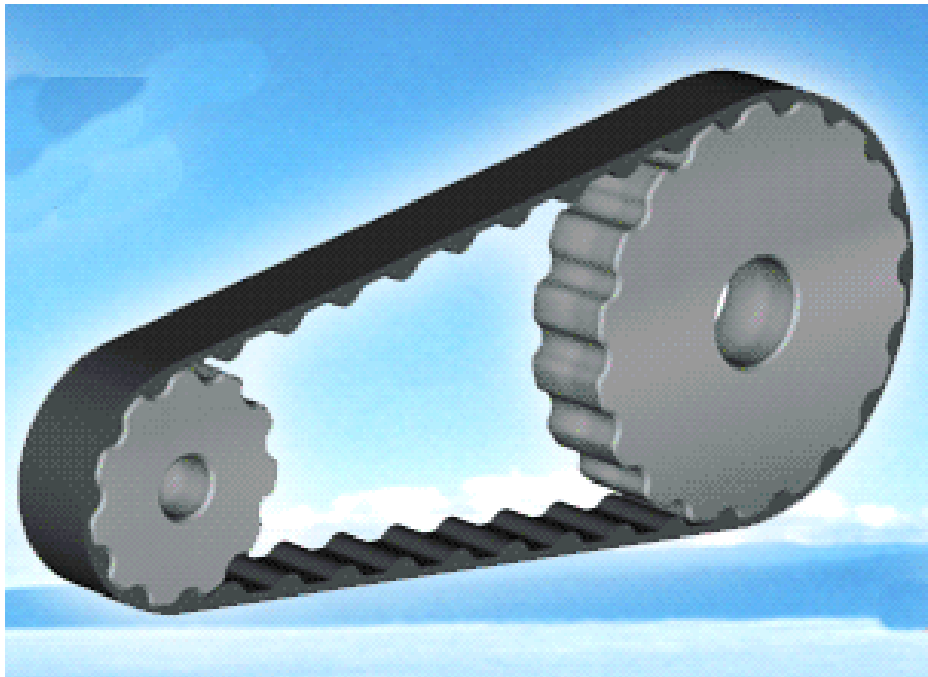


Тема 3.7: Пасові передачі

1. Призначення, будова, принцип роботи, застосування пасових передач.
2. Матеріал пасів. Кінематичні і силові співвідношення в пасових передачах.
3. Сили і напруги в пасах.
4. Розрахунок передачі: плоскопасової, клинопасової.
5. Деталі пасових передач і натяжні пристрої

<https://www.youtube.com/watch?v=cdFWvKvbQTU>



1. Призначення, будова, принцип роботи, застосування пасових передач. Матеріал пасів

Пасова передача (рис.1) у найпростішому вигляді складається з двох шківів, ведучого 1 і веденого 2, та гнучкого зв'язку у вигляді замкнутої форми урухомлювального паса 3. Вільну ділянку *a* паса, що набігає на ведучий шків, називають ведучою віткою паса, а вільну ділянку *b* паса, що збігає з ведучого шківів, називають веденою віткою паса.

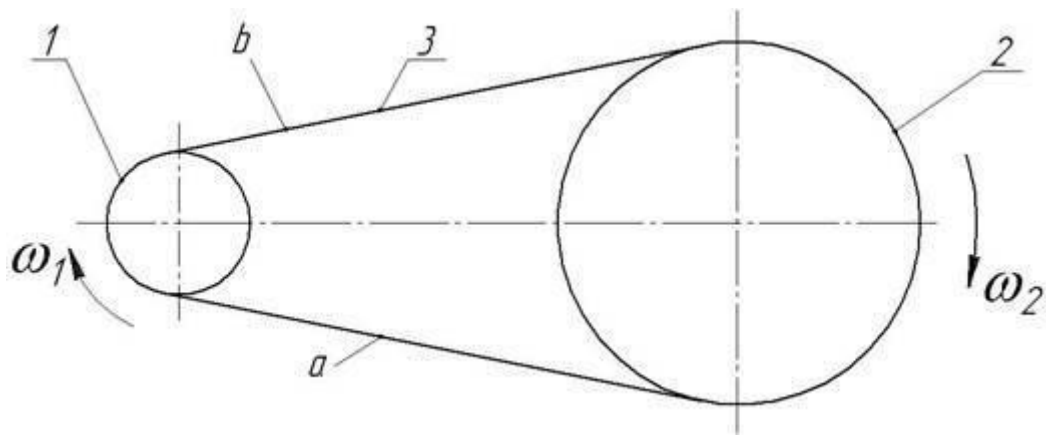


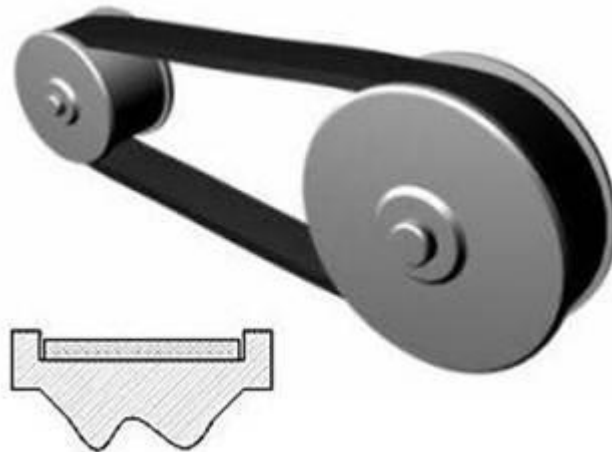
Рис. 1. Схема пасової передачі

Найвигідніші пасові передачі використовують для передавання потужностей у діапазоні $0,5...50$ кВт за швидкості руху пасів (v), що не перевищує 30 м/с, з передаточним числом $u \leq 4$ і ККД в межах $0,92...0,97$.

Класифікація пасових передач

-за формою поперечного перерізу паса:

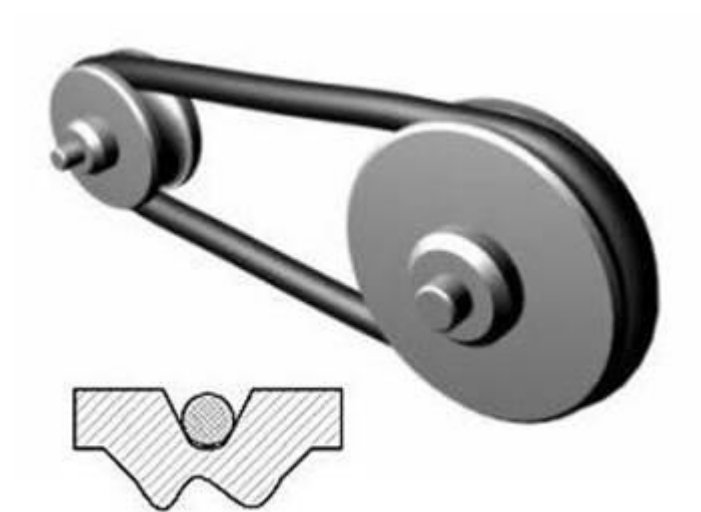
плоскопасовий (рис..2а);



клинопасовий (рис..2б);



круглопасовий (рис..2в);



з поліклиновим пасом (рис..2г);

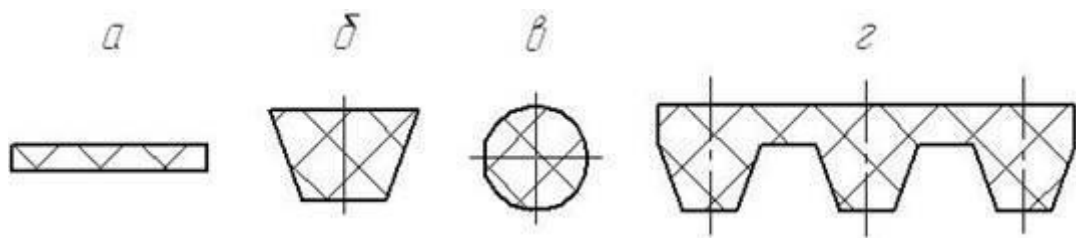


Рис. .2. Схеми поперечних перерізів пасів

- за розміщенням валів:
прямий (рис.3а);



перехресний (рис.3б);



напівперехресний (рис.3в);

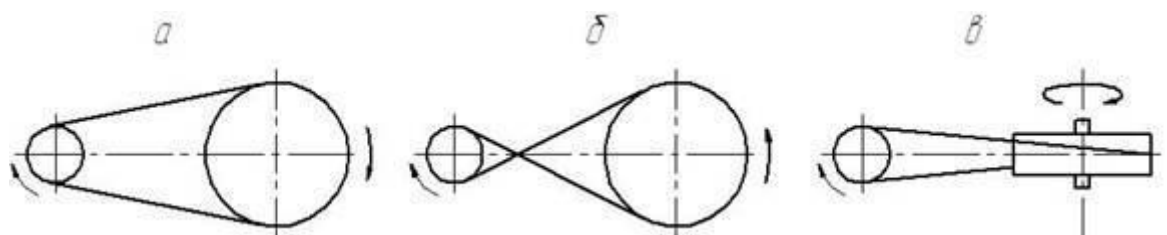


Рис. .3. Схеми передавачів за розміщенням валів
- за способом натягу паса:
періодичний (рис.4а);



автоматичний (рис.4б);

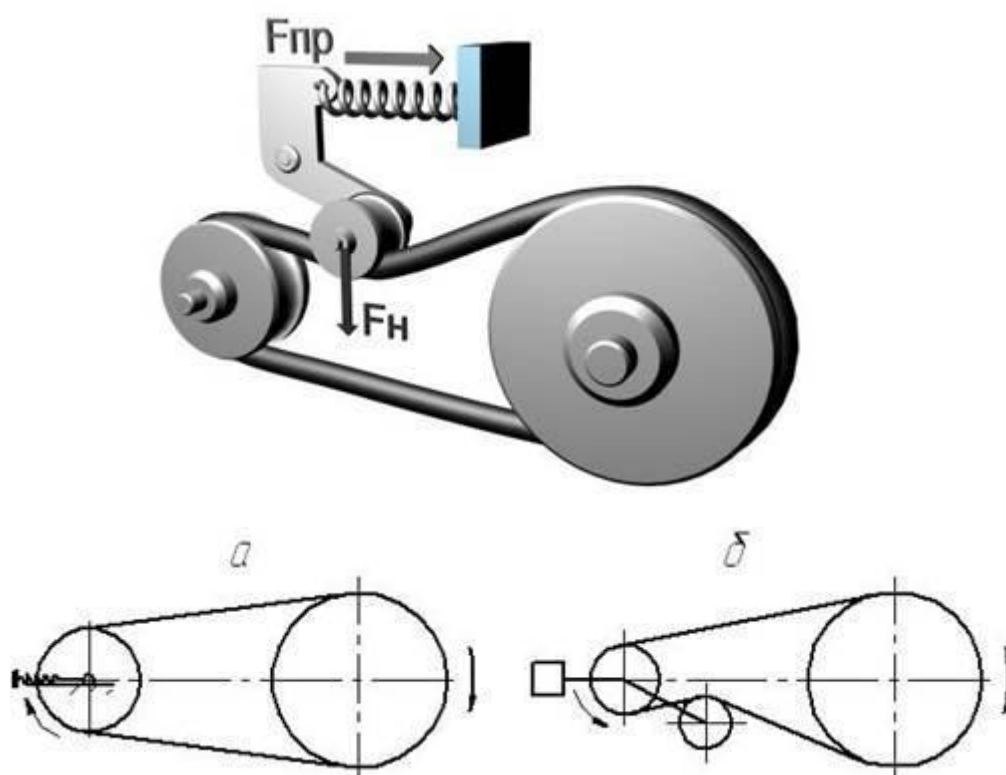
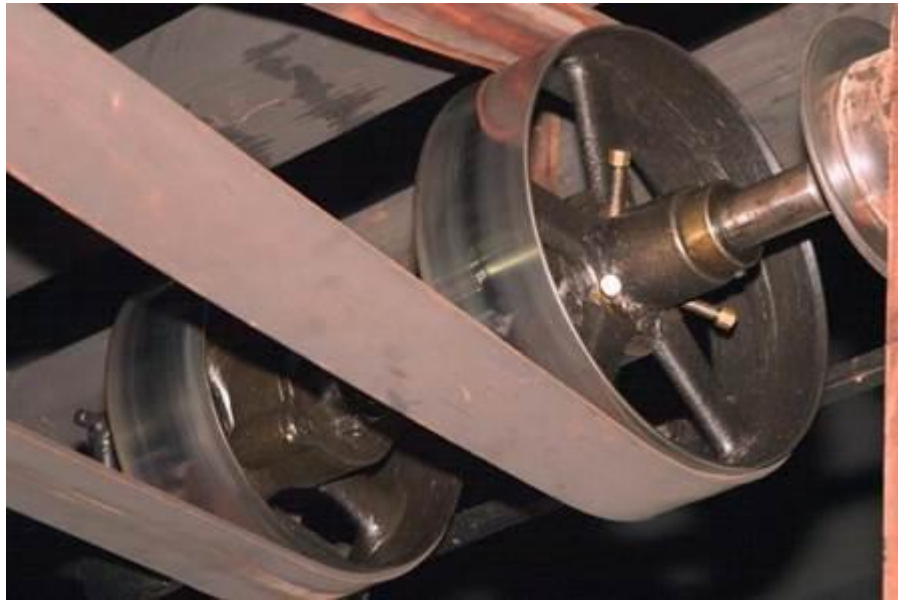


Рис. 4. Схеми способів натягу паса

- за конструкцією корпусу:

відкриті (рис.5а);



закриті (рис.5б)

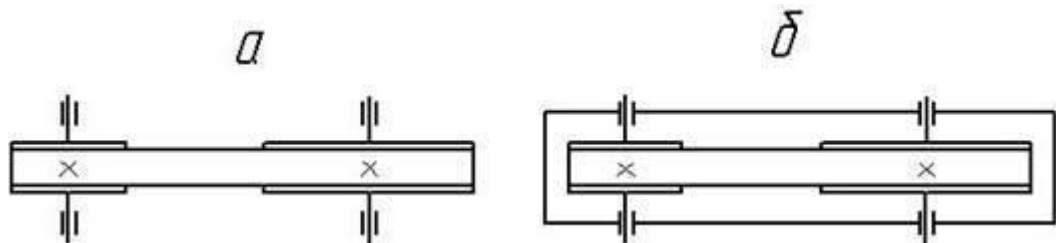
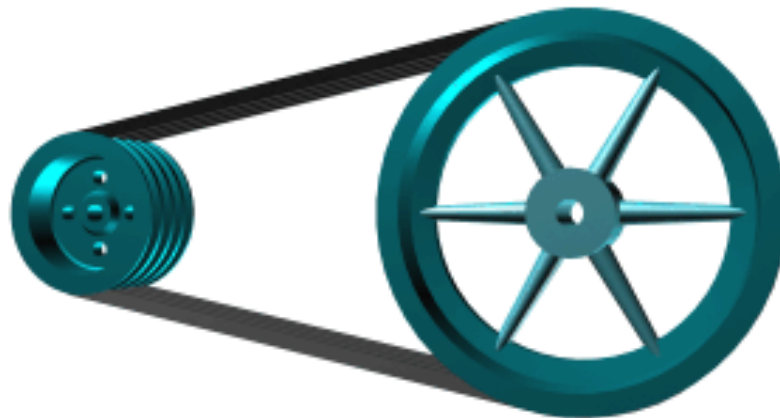


Рис.5. Схеми передавачів за конструкцією корпусу

2.Кінематичні і силові співвідношення в пасових передачах. Сили і напруги в пасах



Передача енергії у пасових передачах здійснюється за рахунок сил тертя, які виникають між пасом і шківом. Для створення умов виникнення сил тертя між пасом і шківом у пасовій передачі у передпусковому стані (рис.6а) потрібно пас попередньо натягнути з силою попереднього натягу F_0 , яка спричинить у довільному перерізі площею A паса напруження попереднього натягу $\sigma_0 = F_0 / A$.

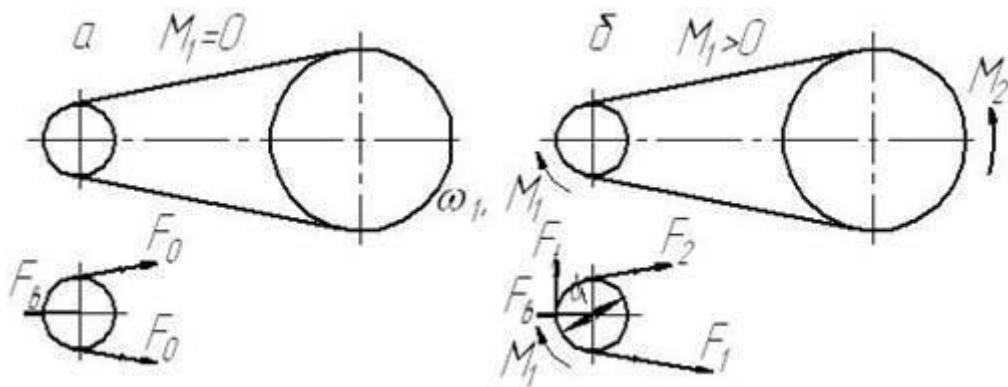


Рис.6. Схеми сил в передавачі

У разі передавання робочого навантаження (крутні моменти M_1 на ведучому шківі і M_2 на веденому шківі) сили у вітках паса змінюються (рис.6б). У ведучій вітці виникає сила F_1 , а у веденій – F_2 . За умовою рівноваги шківів маємо:

$$M_1 = (F_1 - F_2)d / 2 \quad \text{або} \quad F_1 - F_2 = F_t, \quad (1)$$

Де $F_t = 2M_1 / d_1$ – колова сила на шківі (корисне навантаження).

Рівняння, що виражає залежність сил натягу ведучої (F_1) і веденої (F_2) віток від сили попереднього натягу (F_0), має вигляд:

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

Зв'язок сил натягу ведучої (F_1) і веденої (F_2) віток описується відомим рівнянням Ейлера для гнучкої нерозтяжної нитки, що ковзає по циліндричній поверхні:

$$F_1 = F_2 \cdot e^{\alpha f}, \quad (3)$$

де: e – основа натурального логарифма; α – кут обхвату шківа пасом; f – коефіцієнт тертя між пасом і шківом.

У працюючому передавачі виникає додатковий натяг паса від дії відцентрових сил

$$F_v = \rho \cdot A \cdot v^2, \quad (4)$$

де ρ – густина матеріалу паса.

Сили натягу віток паса передаються на вали і опори передавача. Силу тиску на вали і опори (F_ε) можна визначити за формулою:

$$F_\varepsilon \cong 2F_0 \cdot \sin \alpha. \quad (5)$$

Від дії сил натягу віток паса виникають напруження. Максимальне напруження виникає у перерізі паса який набігає на ведучий шків:

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + 0,5\sigma_t + \sigma_v + \sigma_{zz}, \quad (6)$$

Де $\sigma_t = F_t / A$ – корисне напруження в пасі від робочого навантаження; $\sigma_v = 10^{-6} \cdot \rho \cdot v^2$ – напруження від дії відцентрових сил; $\sigma_{zz} = E \cdot \delta / d$ – напруження згину, де E – модуль пружності матеріалу паса; δ – товщина паса; d – діаметр шківа.

Розрахунок геометричних розмірів

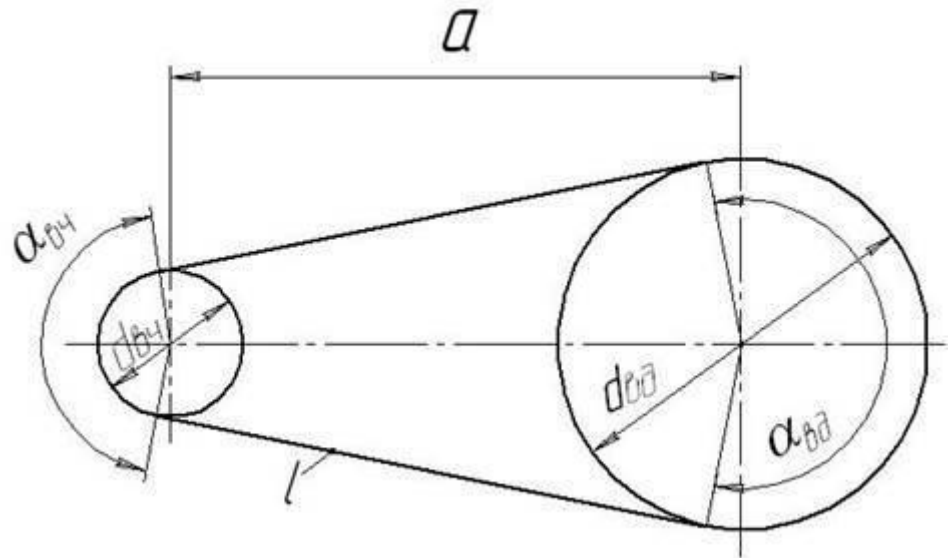


Рис. 7. Схема пасового передавача

Діаметр ведучого (меншого) шківa ($d_{ед}$) обмежується напруженнями згину у пасі, які виникають під час огинання шківa. Для плоских пасів рекомендують брати такі відношення між діаметром $d_{ед}$ і товщиною паса δ залежно від матеріалу: $d_{ед} / \delta \geq 25 \dots 30$ – бавовняні; $d_{ед} / \delta \geq 30 \dots 40$ – гумотканинні; $d_{ед} / \delta \geq 25 \dots 35$ – шкіряні і $d_{ед} / \delta \geq 70 \dots 80$ – синтетичні.

Орієнтовно діаметр $d_{ед}$ в мм, для плоскопасового передавача можна визначити за емпіричною залежністю професора М.А. Саверина:

$$d_{ед} = (520 \dots 610) \sqrt[3]{\frac{N_{ед}}{\omega_{ед}}} \text{ або } d_{ед} = (52 \dots 61) \sqrt[3]{M_{ед}}, \quad (7)$$

Де $N_{ед}$ – потужність на ведучому шківі, кВт; $\omega_{ед}$ – кутова швидкість ведучого шківa, c^{-1} ; $M_{ед}$ – крутний момент на ведучому шківі, Нм. Отримане значення $d_{ед}$ округляємо до значення стандартного ряду ГОСТ 17383-73 переважно в більшу сторону.

Розрахункове значення діаметра веденого шківa ($d_{едд}$) в мм визначають:

$$d_{едд} = d_{ед} \cdot u \cdot (1 - \varepsilon), \quad (8)$$

Де u – передаточне число, вибирають із таблиці $u = u_{\partial 1-2}$; ε – коефіцієнт пружного ковзання, залежить від матеріалу паса, $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$. Отримане значення $d_{едд}$ округляємо до значення стандартного ряду ГОСТ 17383-73 переважно в меншу сторону.

Розрахункова міжосьова відстань (a') у плоскопасових передачах, де натяг паса здійснюється за рахунок пружних сил, для підвищення постійності сили натягу за рахунок збільшення податливості паса приймають:

$$a' \geq 2(d_{\text{сч}} + d_{\text{сб}}) \quad (9)$$

Розрахункову довжину паса (l') визначають із двох умов:

- з умови габаритів передавача:

$$l'_r = 2a' + \frac{\pi}{2}(d_{\text{сч}} + d_{\text{сб}}) + \frac{(d_{\text{сб}} - d_{\text{сч}})^2}{4a'}; \quad (10)$$

- з умови кількості пробігів за секунду:

$$l'_n = \frac{v}{[v]}, \quad (11)$$

Де v – колова швидкість паса в м/с, дорівнює $v = \frac{\omega_{\text{сч}} \cdot d_{\text{сч}}}{2000}$; $[v]$ – допустима кількість пробігів паса за секунду, $[v] = 5 \dots 6 \text{ с}^{-1}$.

Остаточну довжину паса (l) приймають за більшим з отриманих значень l'_r або l'_n . Для з'єднання віток паса довжина стрічки збільшується на $\Delta l = 100 \dots 400 \text{ мм}$.

Остаточна міжосьова відстань:

$$a = \frac{l}{8} \left\{ 2l - \pi(d_{\text{сч}} + d_{\text{сб}}) + \sqrt{[2l - \pi(d_{\text{сч}} + d_{\text{сб}})]^2 - 8(d_{\text{сб}} - d_{\text{сч}})^2} \right\} \quad (12)$$

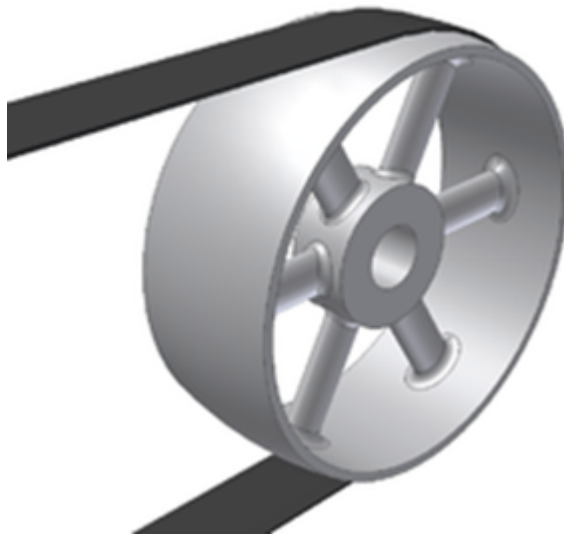
Кут обхвату ведучого шківa ($\alpha_{\text{сч}}$):

$$\alpha_{\text{сч}} = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{d_{\text{сб}} - d_{\text{сч}}}{a} \quad (13)$$

Для плоскопасових передач рекомендовано, щоб $\alpha_{\text{сч}} \geq 150^\circ$. Коли умова не виконується потрібно збільшити міжосьову відстань.

Розрахунок передавача: плоскопасового, клинопасового. Деталі пасових передавачів і натяжні пристрої

Розрахунок розмірів поперечного перерізу плоского паса



Урухомлювальний пас передачі є найважливішим елементом, що визначає її роботоздатність. Він має відповідати таким вимогам: *висока тягова здатність; міцність і стійкість проти спрацювання; невеликий модуль пружності матеріалу; низька вартість*. За матеріалом і конструкцією плоскі паси є бавовняні суцільно ткані (ГОСТ 6982-75), гумотканинні (ГОСТ 23831-79), шкіряні (ГОСТ 18679-73) та із спеціальних синтетичних поліамідних матеріалів. Щодо вимог найбільш поширені гумотканинні паси, які виготовляють трьох типів (А – нарізні (рис.8а), Б – центральна прокладка охоплюється окремими кільцевими прокладками (рис.8б) і В – спірально згорнуті (рис.8в)) із кількох шарів міцної тканини, прогумованої вулканізацією. Застосування типу гумотканинного пасу залежить від його швидкості: $A - v = 20 \dots 30 \text{ м/с}$; $B - v \leq 20 \text{ м/с}$; $B - v \leq 15 \text{ м/с}$.

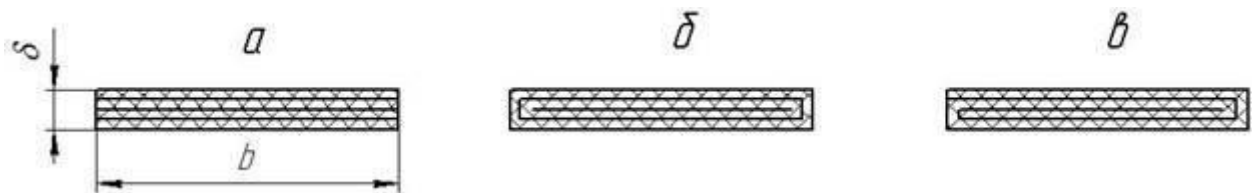


Рис. 8. Схеми поперечних перерізів плоского пасу

Розрахункове корисне навантаження (колова сила), яке передає передавач, F_t в Н

$$F_t = \frac{10^3 \cdot N_{\text{сч}}}{v} \quad \text{або} \quad F_t = \frac{2000 \cdot M_{\text{сч}}}{d_{\text{сч}}} \quad (14)$$

Тут $N_{\text{сч}}$ – потужність на ведучому шківі; $M_{\text{сч}}$ – крутний момент на ведучому шківі; $d_{\text{сч}}$ – діаметр ведучого шківів; v – колова швидкість пасу. Значення $N_{\text{сч}}$, $M_{\text{сч}}$, $d_{\text{сч}}$ і v визначені вище.

Допустиме питоме корисне навантаження, $[i_{\text{п}} f_{\text{то}}]$ в Н/мм

$$[i_{\Pi} f_{t0}] = i_{\Pi} f_{t0} \cdot C_{\gamma} \cdot C_{\alpha} \cdot C_v \cdot C_P, \quad (7.15)$$

Де $i_{\Pi} f_{t0}$ – оптимальне питоме корисне навантаження, що може передаватися одиницею ширини паса за питомої сили попереднього натягу віток f_0 , яка припадає на одиницю товщини однієї прокладки (i_{Π} – кількість прокладок); C_{γ} – коефіцієнт, який враховує нахил передавача до горизонту; C_{α} – коефіцієнт, який враховує кут обхвату пасом малого шківів; C_v – коефіцієнт, який враховує вплив на роботу передачі відцентрових сил; C_P – коефіцієнт, який враховує режим роботи передавача. Коефіцієнти C_{γ} , C_{α} , C_v і C_P вибирають з довідкової літератури.

Потрібна ширина паса, b' :

$$b' = \frac{F_t}{[i_{\Pi} f_{t0}]} \cdot (\quad (16)$$

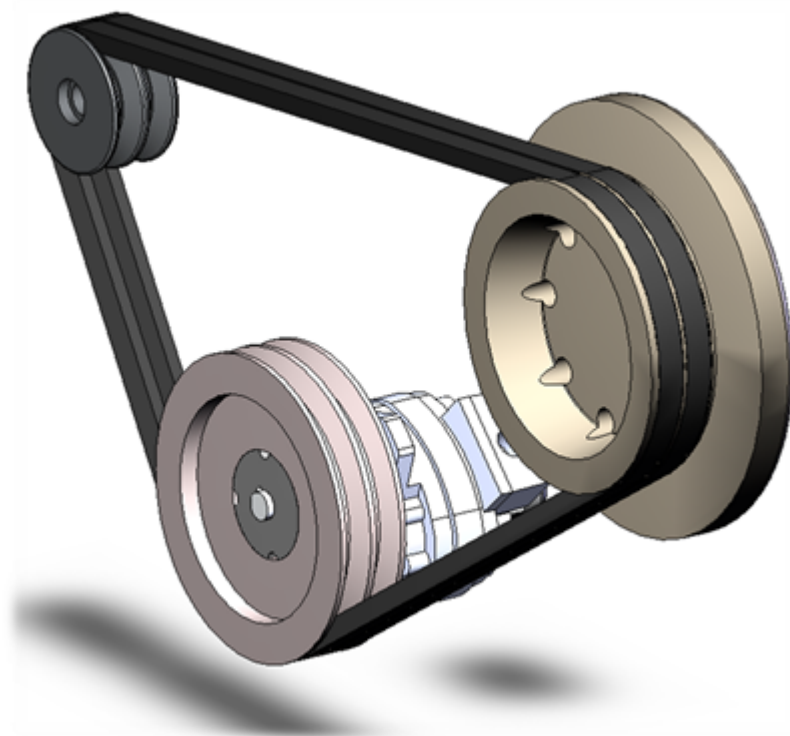
Отримане значення b' округлюємо до стандартного b .

Площа поперечного перерізу паса, A :

$$A = b \cdot \delta, \quad (17)$$

Де δ – товщина паса, визначають з відношень $d_{\text{ск}} / \delta$.

Розрахунки клинопасових передавачів і передавачів з натяжним роликом



Клинові паси нормального перерізу для урухомників загального призначення стандартизовані (ГОСТ 12841-89). Їх виготовляють корд тканинні (рис.9б) та корд шнурові (рис. 9в) семи типів різних за розмірами перерізів (рис.9а), які позначають: О (Z), А (A), Б (B), В (C), Г (D), Д (E), Е (EO). Тут у дужках вказано позначки, які застосовують у міжнародній практиці. Клинові паси виготовляють замкнутої форми з різними стандартними довжинами.

У розрахунках необхідно враховувати, що для пасів типів О, А, Б і В максимальна швидкість допускається $v < 25 \text{ м/с}$, а для типів Г, Д і Е - $V < 30 \text{ м/с}$.

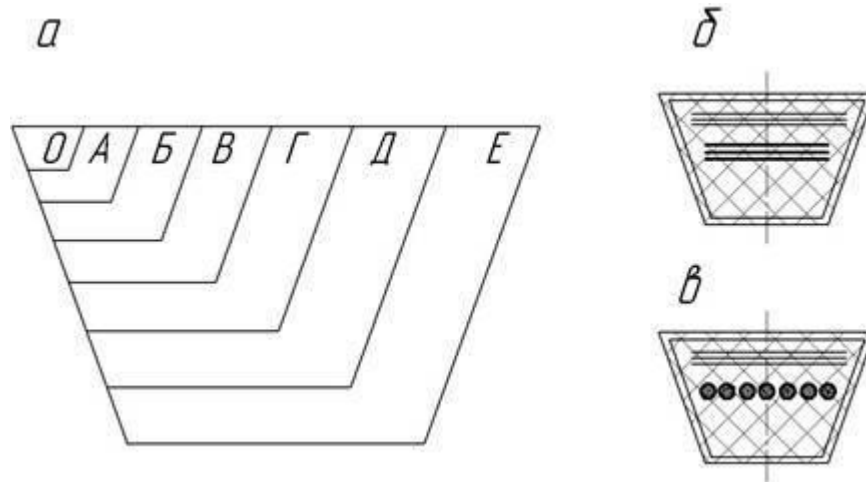


Рис.9. Схеми поперечних перерізів клинового паса

Тип клинового паса вибирають залежно від крутного моменту ($M_{\text{ек}}$), або потужності ($N_{\text{ек}}$) та кутової швидкості ($\omega_{\text{ек}}$) або частоти обертання ($n_{\text{ек}}$) – це параметри ведучого вала передавача.

Допустима потужність для одного клинового паса цього типу [N]

$$[N] = N_0 \cdot C_{\alpha} \cdot C_l \cdot C_p \cdot C_z, \quad (18)$$

Де N_0 – допустима потужність для одного клинового паса цього типу для передавача з такими дослідними умовами: $d_{\text{ек}} = d_{\text{ед}}$; $\alpha_{\text{ек}} = \alpha_{\text{ед}} = 180^\circ$; базова довжина l_0 паса; спокійне навантаження; C_{α} – коефіцієнт, який враховує кут обхвату пасом малого шків; C_l – коефіцієнт фактичної довжини паса, який рівний $C_l = \sqrt{l/l_0}$, де базову довжину l_0 паса приймають із довідкової літератури; C_p – коефіцієнт, який враховує режим роботи передавача; C_z – коефіцієнт кількості z пасів, що працюють паралельно в одному передавачі. Коефіцієнти C_{α} і C_p вибирають із довідкової літератури. Визначають потрібну кількість пасів:

$$z = \frac{N_{\text{вн}}}{[N]} \quad (19)$$

Для клинопасових передавачів рекомендують $z \leq 8$ через відхилення пасів у довжині та нерівномірність навантаження.

Шків пасових передач



Шків пасової передачі (рис.10а) здебільшого 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.

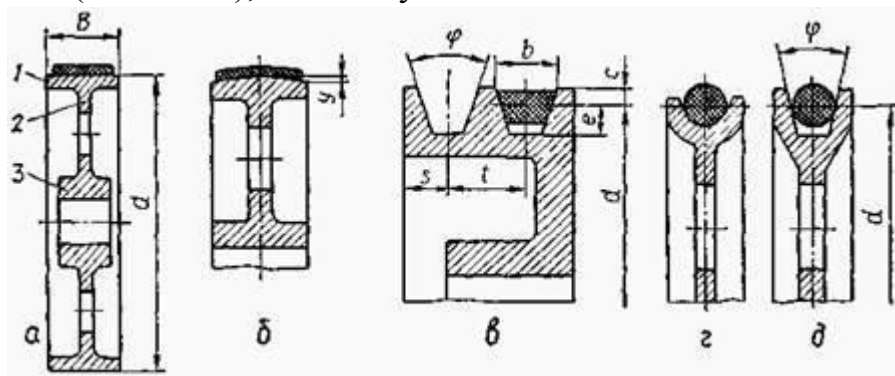


Рис.10

Форму робочої поверхні обода шківів визначають 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 $R_z < 10$ мкм.

Щоб забезпечити центрування паса, робочу поверхню одного із шківів роблять випуклою (рис.10б), описаною в осьовому перерізі шківа дугою кола. Основні розміри шківів – діаметр d , ширина B (залежно від ширини паса b), а також стрілка випуклості обода y , регламентовано 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 жолобів на ободі шківа. Розміри та кількість жолобів визначають профілем перерізу паса та кількістю клинових пасів, що водночас працюють на шківі (рис.10в). Профіль перерізу клинового паса за згину на шківі спотворюється і тому кут клину паса (рис.10б) порівняно з початковим ($\varphi_0 = 40^\circ$) змінюється. Отже, кут φ профілю жолобів шківа беруть залежно від його діаметра. Для стандартних клинових пасів розміри жолобків шківів наведено у ГОСТ 20889–88.

Для круглих пасів мінімальний діаметр шківа $d_{\min} \geq 20d_0$, де d_0 – діаметр паса. Профіль жолобів на шківі виконують напівкруглим або клиновим із кутом $\varphi = 40^\circ$ (рис.10г,д). Розміри жолобів обода шківа для поліклинових пасів вибирають згідно з ТУ 38–105763–84.

Шківи пасових передавачів виготовляють із чавуну, сталі, легких сплавів, пластмас.

Чавунні шківи найбільш поширені. Використовують такі марки чавуну: СЧ 15 за швидкості паса $v \leq 15$ м/с; СЧ 18 за $v = 15...30$ м/с; СЧ 20 за $v = 30...35$ м/с. Заготованки шківів виготовляють литтям.

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

Шківи із легких сплавів виготовляють переважно із алюмінієвого литва. За конструкцією вони такі самі, як і чавунні, але з тонкими стінками. Оскільки шківи з легких сплавів порівняно із чавунними та сталевими мають меншу масу, то їх раціонально використовувати, в першу чергу, у швидкохідних передачах.

Пластмасові шківи здебільшого використовують за невеликих діаметрів (до 300 мм) і виготовляють із текстоліту або волокніту, збірної конструкції, де маточина із сталі або чавуну. Порівняно із металевими пластмасові шківи мають малу масу, а коефіцієнт тертя між пасом та шківом більший. Ці шківи застосовують у швидкохідних пасових передачах.

Натяжені 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 гойдаючі плити; натяжні та відтяжні ролики; пристрої з автоматичним регулюванням натягу паса.

Полозки (рис.11а) та *гойдаючі плити* (рис.11б) є найпростішими натяжними пристроями, що використовують 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 передавачах з постійним у часі робочим навантаженням.

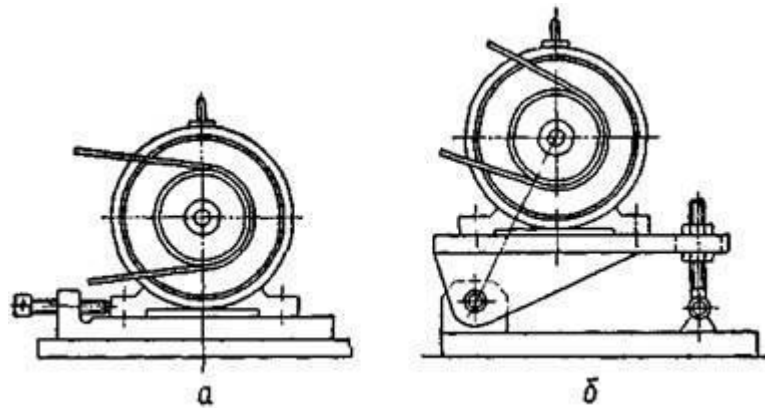


Рис..11

Натяжні ролики застосовують для пасових передавачів із постійною відстанню між осями шківів. Натяжний ролик – шків з гладким ободом, притиснутий до зовнішньої поверхні веденої вітки паса близько меншого шківів, який вільно обертається (рис.12а).



Притискання ролика до паса може здійснюватися встановленим на важелі тягарцем або натягом відповідної пружини. У передавачах з натяжним роликом збільшується кут охоплення малого шківів, поліпшується робота передавача з великим передаточним числом за малої відстані між осями валів.

Однак ролик спричинює додатковий (і до того ж в обернену сторону) згин паса, що значно прискорює його руйнування.

Відтяжні ролики застосовують у клинопасових передачах (рис.12б). Тут пас зазнає лише односторонній згин, що значно менше впливає на його довговічність, проте зменшуються кути обхвату пасом шківів.

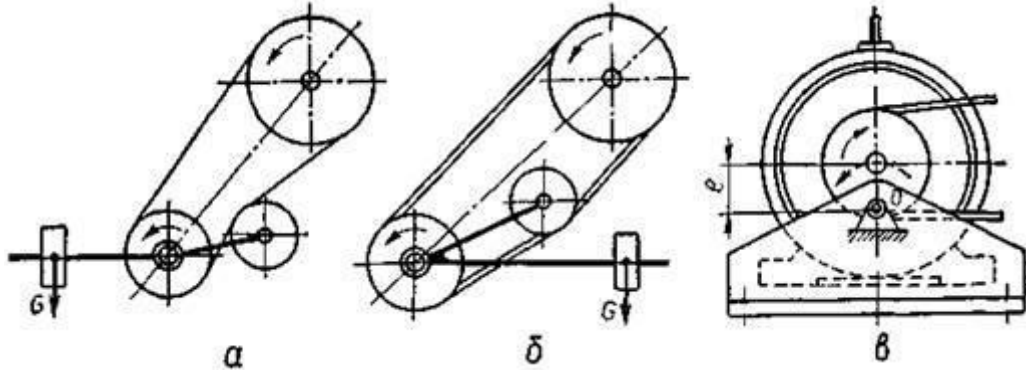


Рис..12

Натяжні та відтяжні ролики також раціонально застосовувати за постійного робочого навантаження передавача, бо вони забезпечують постійний попередній натяг паса.

Значно кращими від описаних вище є натяжні пристрої з автоматичним регулюванням натягу паса.