

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ З РОЗВ'ЯЗАННЯМ
ДО ПРАКТИЧНИХ ЗАНЯТЬ
З КУРСУ
«ДЕТАЛІ МАШИН»
НА ТЕМУ «ФРИКЦІЙНІ ПЕРЕДАЧІ»**

Затверджено
на засіданні кафедри
Динаміка машин та механічної інженерії

Протокол №10 від 02.06.22

ОДЕСА 2022

Методичні вказівки з розв'язанням до практичних занять з курсу «Деталі машин» для здобувачів вищих навчальних закладів /Склад ст. викладач Вовк. В.В.- Одеса: Національний університет «Одеська політехніка»,-2022,- 29с.

Загальні відомості. Фрикційні передачі.

Фрикційні передачі призначені для передачі обертального моменту між близько розташованими валами при відсутності твердих вимог до сталості передатного числа.

Найпростіша передача складається з ведучого і веденого коліс, притиснутих одне до одного спеціальним пристроєм (рис.1). Робота передачі заснована на використанні виникаючих при цьому сил тертя в місці контакту коліс.

Класифікація. Розрізняють передачі силові і кінематичні, з циліндричними, конічними колесами, із гладким чи клинчастим ободом. Їх поділяють на передачі нерегульовані ($u = \text{const}$) і регульовані ($u = \text{variог}$), або варіатори.

Діапазон застосування. За потужністю $P < 20$ кВт, за коловою швидкістю $v < 25$ м/с, за передатним числом (у силових передачах) $u < 15$, а ККД $\eta < 0,93$.

Переваги. Простота конструкції, безшумність і плавність роботи. Менші за оберт коливання передатного числа, ніж у зубчастій передачі. Можливість безступінчастого регулювання передатного відношення. Автоматичне запобігання поломкам при перевантаженнях (колеса пробуксовують).

Недоліки (у порівнянні з зубчастими передачами). Великі навантаження на вали й опори. Необхідність застосування спеціальних притискних пристроїв. Несталість передатного відношення внаслідок просковзування. Трохи менший ККД.

Способи притиснення коліс. При передачі постійного обертального моменту застосовують притискні пристрої з постійним притисненням коліс: пружинне (рис. 1), з використанням власної ваги деталей механізму та ін.

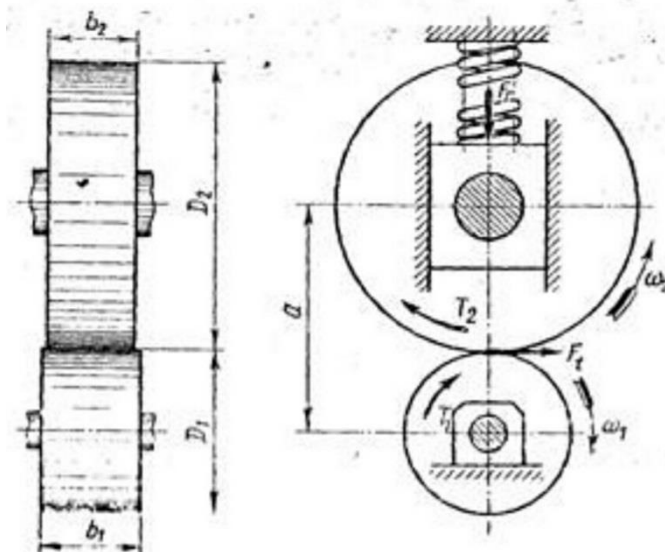


Рис.1

При передачі змінного навантаження з метою усунення надлишкових тисків при малих колових зусиллях краще використати автоматичний регульований притискний пристрій: кульковий, гвинтовий чи саме із затягуванням елементів передачі. (рис. 2,а) Ведуче колесо передачі з самозатягуванням (рис. 2,б) вільно повертається разом із шарнірно закріпленою плитою під дією колової сили F_t виникає момент $F_t \cdot l_t$, який повертає плиту навколо осі O_3 . Внаслідок того, що $(l_{O_3O_1} + l_{O_1O_2} > l_{O_1O_2})$, колесо 1 притискується до колеса 2. У шариковому (рис. 2, в), гвинтовому (рис. 2,г) притискних пристроях між валом 3 і колесом 2 передбачена можливість обмеженого поступального відносного руху. Колесо 2, що втягується в обертання колесом 1, у початковий момент здійснює відносно вала поворот на деякий кут. Завдяки ковзанню поверхонь лунок на кульках або вигвинчуванню колеса 2 із вала 3 колесо 2 притискується до колеса 1 з тим більшою силою, чим більший опір на валу 3. У цьому випадку зусилля притискання автоматично змінюється, виникаючи за зміною переданого звантаження. Довговічність і ККД у такому випадку підвищується, оскільки не утворюються наднормальні тиски при передачі малих колових сил.

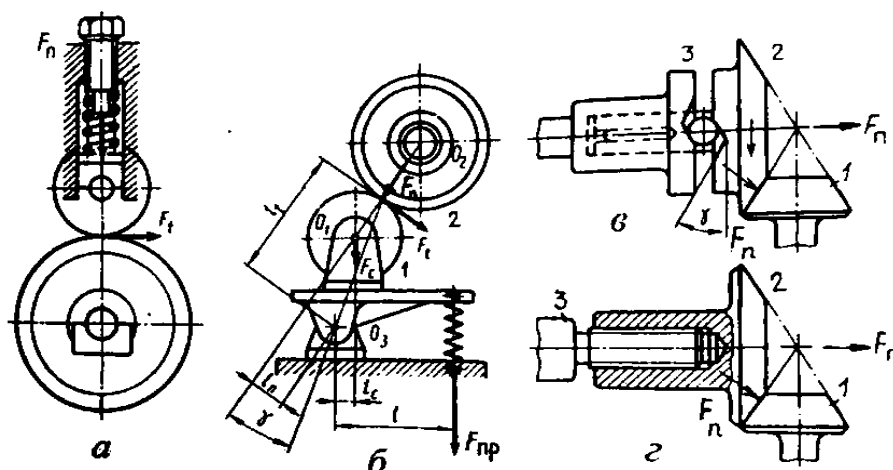


Рис.2

Матеріали коліс. До матеріалів фрикційних коліс пред'являються такі вимоги: високий коефіцієнти тертя f і модуль пружності E , підвищені зносостійкість і контактна міцність. Широко застосовуються такі сполучення матеріалів коліс:
а) загартована сталь по загартованій сталі (стала 40ХН, 18ХГТ, ШХ15 та ін.) із твердістю робочих поверхонь порядку 60HRC (мінімальні габарити і високий ККД, але підвищені вимоги до точності виготовлення деталей і якості поверхні);
б) чавун по чавуну або сталі (відкриті тихохідні силові передачі);

- в) текстоліт або ретинакс по сталі;
- г) гума по сталі або чавуну;
- д) загартована сталь по металокераміці;
- е) сталь по асбосмоляній пластмасі.

Передачі з металевими колосами можуть працювати як у середовищі мастильного матеріалу, так і без нього, а з неметалічними поверхнями – тільки без змащення. Колеса із неметалевих матеріалів можуть мати меншу точність і більшу шорсткість поверхні ніж металеві.

Конструкція. По конструкції колеса бувають металеві і комбіновані вкупі з фіброю, текстолітом, шкірою, пластмасами, циліндричні, конічні, сферичні з гладкими та клинчастими ободами. Ведені колеса роблять з дисками, рідше – зі спицями. Металеві колеса малих діаметрів роблять суцільними. В комбінованих фрикційних колесах основою служить маточина, на якій кріпляться неметалеві диски, кільця, обшивка та ін.; найчастіше за допомогою різьбових з'єднань. У клинчастих колесах з метою попередження можливого заклинювання беруть кут $\alpha > 15^\circ$; кількість клинових канавок, щоб уникнути високої нерівномірності розподілу навантаження між потоками, роблять не більше $z = 3; 4$. З метою зменшення шкідливого геометричного ковзання висоту клинового виступу роблять, як правило, $h < 0,04d_1$.

Кінематичний розрахунок. Ковзання.

Теоретично колові швидкості поверхонь у контактні коліс:

$$v = v_1 = v_2 = 0,5 \cdot \omega_1 \cdot d_1 = 0,5 \cdot \omega_2 \cdot d_2$$

Фактично внаслідок пружного ковзання сполучених коліс умова рівності колових швидкостей порушується, $v_2 < v_1$, і їхній зв'язок виражається залежностями

$$v_2 = (1 - \varepsilon) \cdot v_1 \quad \text{або} \quad \omega_2 \cdot d_2 = (1 - \varepsilon) \omega_1 \cdot d_1 ,$$

де $\varepsilon = 1 - v_2/v_1 = 1 - n'_2/n_2$ – коефіцієнт пружного ковзання (відносне ковзання);

$\varepsilon = 0,002 \dots 0,003$; n'_2 і n_2 – частота обертання веденого колеса на холостому ході і під навантаженням.

Причина виникнення пружного ковзання

Причина виникнення пружного ковзання – пружні деформації стиску поверхневих шарів ведучого колеса при наближенні їх до зони контакту і розтягання поверхневих шарів веденого колеса

(рис. 3). У межах зони контакту деформації дотичних поверхонь змінюють знак, що приводить до пружного ковзання. Чим вищий модуль пружності і менше навантаження, тим менше пружне ковзання.

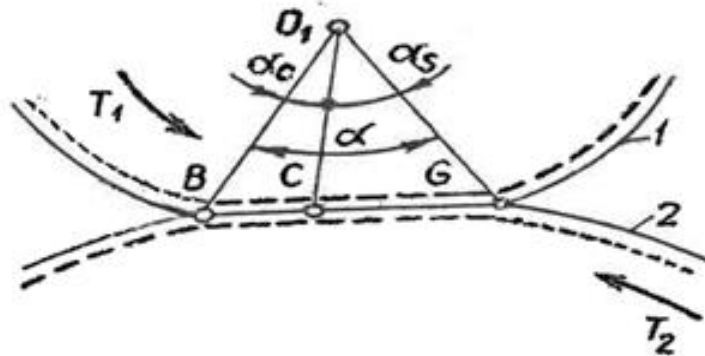


Рис.3

В дійсності через пружне ковзання, яке виникає в результаті деформації коліс в зоні контакту, умова рівності колових швидкостей порушується. Елементи поверхні ведучого колеса 1 (рис. 3) підходять до точки В зжатыми (короткі штрихи) і йдуть від точки G розтягнутими (довгі штрихи). Елементи поверхні веденого колеса 2, навпаки, до точки В підходять розтягнутими і йдуть від точки G зжатыми. Зміна знаку деформації на поверхнях спряжених коліс починається в деякій точці С, в якій сила тертя стає меншою від колової сили, обумовленої опором на ведучому колесі. В відповідності з цим в межах кута контакту α розрізняють кути спокою $-\alpha_c$ і ковзання $-\alpha_s$. В межах кута α_s подовження поверхні ведучого колеса, що контактує зі стиснутою поверхнею веденого колеса, призводить до пружного ковзання. Відповідно до цього змінюються напруги σ на поверхнях у зоні їх контакту. Відносне ковзання тим більше, чим більше кут ковзання α_s , що залежить від пружних властивостей матеріалів коліс і величини навантаження. Чим вищий модуль пружності і менше навантаження, тим менше пружне ковзання.

Зі збільшенням опору на веденому колесі зростає площа, в межах якої виникає пружне ковзання. При $\alpha_s = \alpha$ настає зупинка веденого колеса – буксування.

Передатне число

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{(1 - \varepsilon) \cdot d_1}$$

У передачах з коловою швидкістю, що змінюється по довжині контакту (колеса з клиновим ободом, лобова передача), спостерігається геометричне ковзання.

Якщо рушійного моменту, створюваного силами тертя в контактї, недостатньо для подолання моменту опору (зовнішнього навантаження), виникає найбільш небезпечний вид ковзання – буксування (зупинка веденого колеса).

Принцип передачі навантаження.

Обертання веденого колеса здійснюється під впливом сил тертя, що виникають у зоні контакту коліс при обертанні ведучого колеса. Умова передачі навантаження (відсутність буксування) має вид

$$F_t \leq F_T \text{ або } F_t \cdot \beta = F_T ,$$

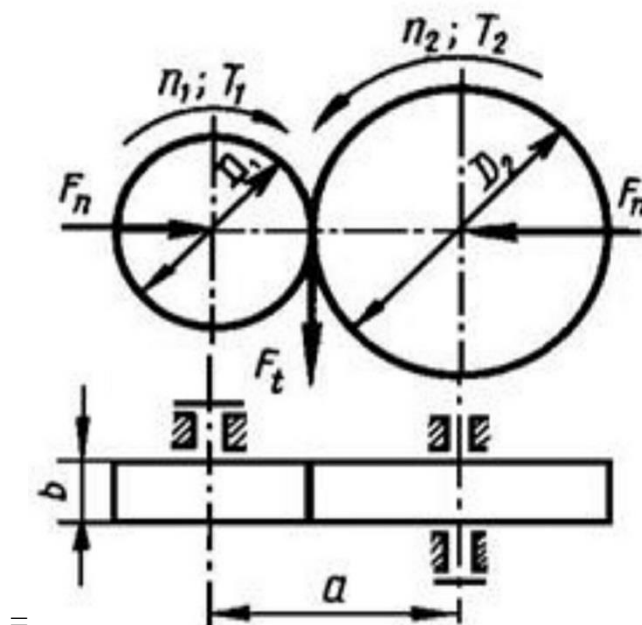


Рис. 4

де F_t – передана колова сила (рис. 4); F_T – сила тертя; β – коефіцієнт запасу зчеплення; приймають $\beta = 1,3 \dots 1,5$ при постійному навантаженні і $\beta = 1,8 \dots 2,0$ при змінному навантаженні. Після підстановки в $F_t = 2 \cdot 10^3 \cdot T_1 / d_1$ і $F_T = F_n \cdot f$ одержують залежність для визначення необхідного нормального зусилля притиснення коліс F_n (Н) при передачі моменту T_1 :

$$F_n = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1 \cdot \beta}{f \cdot d_1} ,$$

де T_1 – у Н·м; d_1 – у мм; f – коефіцієнт тертя (для пари сталь – сталь у мастилї) $f = 0,04$, без змащення $f = 0,16$; текстоліт і ретинакс – сталь $f = 0,20 \dots 0,35$; сталь – металокераміка ФАБ - П $f = 0,3 \dots 0,35$;

сталь – асбосмоляна пластмаса КФ - 2 $f = 0,4$ (у конічній передачі , $d_1 = d_{m1}$ (рис.5).

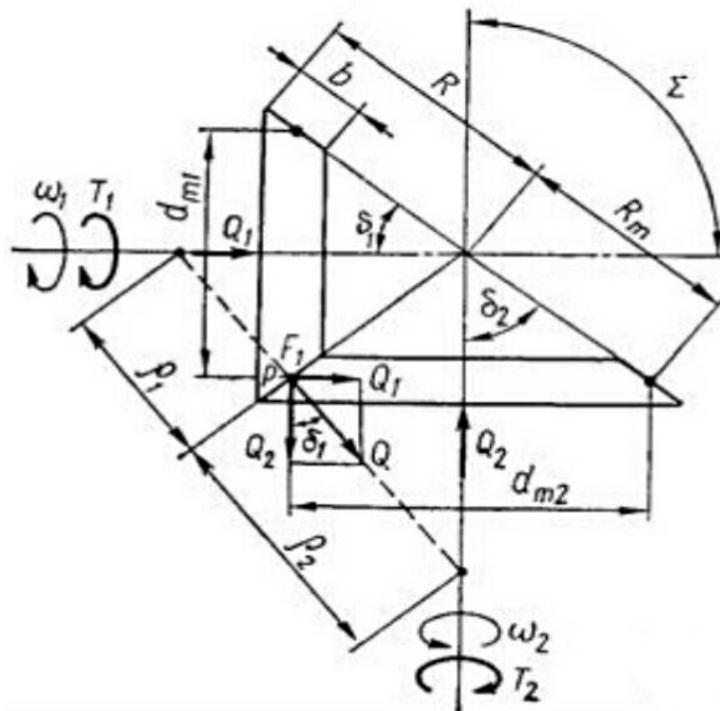


Рис. 5

У конічних передачах з кутом перетинання осей валів $\Sigma = 90^\circ$, необхідна сила притиснення F_1 (Н) з боку меншого колеса:

$$F_1 = F_n \cdot \sin \delta_1 = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1 \cdot \beta}{f \cdot d_{m1}} \cdot \sin \delta_1;$$

сила притиснення F_2 (Н) з боку більшого колеса:

$$F_2 = F_n \cdot \sin \delta_2 = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1 \cdot \beta}{f \cdot d_{m1}} \cdot \sin \delta_2;$$

При $u > 1$, $\delta_1 < \delta_2$ і, отже, $F_1 < F_2$, тому в понижуючих конічних передачах притискний пристрій доцільно встановлювати на ведучому валу.

Втрати потужності, ККД.

Втрати потужності складаються зі втрат на тертя від пружного ($P_{п.у.}$) і при наявності геометричного ($P_{п.г.}$) ковзання; на тертя кочення ($P_{п.к.}$); тертя в опорах валів ($P_{п.о.}$); на перемішування (при наявності) мастила ($P_{п.м.}$).

Повний ККД:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_2}{P_2 + P_{п.у.} + P_{п.г.} + P_{п.к.} + P_{п.о.} + P_{п.м.}}$$

Для закритих передач $\eta = 0,88 \dots 0,93$, відкритих $\eta = 0,78 \dots 0,86$.

Шляхи підвищення якісних показників.

З метою підвищення експлуатаційних характеристик передачі – поліпшення питомих показників – зокрема маси на одиницю переданого моменту, підвищення ККД і довговічності використовують конструктивні, технологічні і експлуатаційні заходи. Ефективним є підвищення твердості робочих поверхонь (можна збільшити силу притискування), зведеного коефіцієнта тертя і застосування автоматичного притискування. Під час конструювання необхідно прагнути до зниження геометричного ковзання: зменшувати довжину контактних ліній, застосовувати криволінійні твірні робочих поверхонь. Підвищення ККД можна досягти застосуванням пристроїв які розвантажують опори валів.

Із урахуванням того, що передачі з постійним передаточним числом u , як правило, працюють без змащення робочих поверхонь, виникають значні втрати потужності на тертя від пружного і геометричного ковзання та на тертя кочення. Зменшити ці втрати можна застосувавши змащування. Але при цьому потрібно збільшувати силу притискання, через зменшення коефіцієнту тертя f і виникають додаткові втрати.

Види ушкодження.

У передачах, що працюють в мастилi, спостерігається втомлене викришування поверхонь колiс, що полягає у віддiленнi часток металу й утвореннi раковин (ямок, оспинок). Викришування поверхнi – основний вид ушкодження деталей за таких умов:

- у відносному русі переважає кочення (крім розглянутих, зубчасті, черв'ячні, кульково – гвинтові передачі, підшипники кочення);
- наявність у зоні контакту рідкого мастильного матеріалу 1, рис.6;
- циклічні контакти напруги σ_H перевищують границі контактної витривалості σ_{Hlim} .

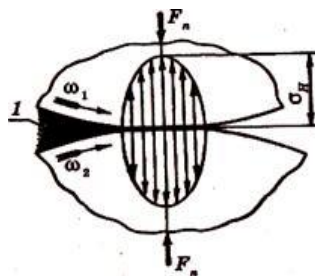


Рис. 6

При виконанні останньої умови в поверхневому шарі виникають мікротріщини втоми, що розвиваються і виходять одним кінцем на поверхню. Потрапляючи в зону контакту, тріщина закривається, а мастило, що її заповнює, відчуваючи високий тиск, чинить розклинюючу дію, яка сприяє поступовому розвитку тріщини і виходу її другого кінця на поверхню тобто виломлюванню частки металу.

У передачах, що працюють без змащення, спостерігається знос. При буксуванні на веденому колесі виникає місцевий знос або (при великих швидкостях) задир.

Розрахунок на контактну міцність.

Найбільші контактні напруги на поверхні коліс при їхньому притисненні визначають за формулою Герца.

$$\sigma_H = Z_E \cdot \sqrt{\frac{\omega}{\rho}} \leq [\sigma]_H,$$

де Z_E коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів контактуючих коліс ($\text{МПа}^{1/2}$), які встановлюються при коефіцієнті Пуассона $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$, за формулою

$$Z_E = 0,418 \sqrt{E},$$

E – приведений модуль пружності матеріалів ведучого E_1 і веденого E_2 коліс, МПа.

$$E = 2E_1 \cdot E_2 / (E_1 + E_2);$$

ω – розрахункова питома сила (Н/мм), що для передач із гладкими циліндричними і конічними колесами і притискним пристроєм постійної дії визначається зі співвідношення

$$\omega = \frac{F_n \cdot K_p \cdot K_\beta}{b},$$

де K_p, K_β – коефіцієнт навантаження: $K_p = 1$ при спокійному навантаженні і $K_p = 1,1 \dots 1,3$ – при ударному навантаженні;

$K_\beta = 1,0 \dots 1,1$ (більші значення при $b/d < 1$), b – ширина меншого з пари коліс, мм; ρ – приведений радіус кривизни, мм

$$\rho = \rho_1 \cdot \rho_2 / (\rho_1 + \rho_2).$$

Для циліндричної передачі: $\rho_1 = 0,5d_1$; $\rho_2 = 0,5d_2$; $d_2 = d_1 \cdot u$, тому

$$\rho = \frac{0,5 \cdot d_1 \cdot d_2}{d_1 + d_2} = \frac{0,5 \cdot d_1 \cdot u}{u + 1}$$

Для конічної передачі: $\rho_1 = 0,5d_{m1}/\cos\delta_1$; $\rho_2 = 0,5d_{m2}/\cos\delta_2$;
 $d_{m2} = d_{m1} \cdot u$, тому

$$\rho = \frac{0,5 \cdot d_{m1} \cdot u}{u \cdot \cos\delta_1 + \cos\delta_2} = \frac{0,5 \cdot d_{m1} \cdot u}{\sqrt{u^2 + 1}}$$

Після підстановки ω і ρ до (5) і, з огляду на співвідношення (4) між F_n і T_1 , умову контактної міцності одержують у вигляді:

– циліндрична передача:

$$\sigma_H = 0,836 \sqrt{\frac{10^3 \cdot T_1 \cdot \beta \cdot K_p \cdot K_\beta \cdot E \cdot (u + 1)}{b \cdot u \cdot d_1^2 \cdot f}} \leq [\sigma]_H;$$

– конічна передача:

$$\sigma_H = 0,836 \sqrt{\frac{10^3 \cdot T_1 \cdot \beta \cdot K_p \cdot K_\beta \cdot E \cdot \sqrt{u^2 + 1}}{b \cdot u \cdot d_1^2 \cdot f}} \leq [\sigma]_H;$$

Значення допустимих контактних напруг (МПа) для сталі $[\sigma]_H = (2...3) \sigma_{HB}$, для чавунних коліс $[\sigma]_H = 1,5 \sigma_{B.3}$ ($\sigma_{B.3}$ – границя міцності чавуну при згинанні).

Проектувальний розрахунок на контактну витривалість.

Визначальним параметром фрикційної передачі є діаметр ведучого колеса d_1 (середній діаметр конічного колеса d_{m1}). При розв'язанні (9) відносно d_1 (мм), попередньо виконавши заміну $b = \psi_{bd} \cdot d_1$, мають для циліндричної передачі:

$$d_1 \geq 0,9 \cdot \sqrt[3]{10^3 \cdot T_1 \cdot \beta \cdot K_p \cdot K_\beta \cdot E \cdot (u + 1) / u \cdot f \cdot \psi_{bd} \cdot [\sigma]_H^2}.$$

За аналогією для конічної передачі при $b = \psi_{bd} \cdot d_{m1}$ одержують

$$d_{m1} \geq 0,9 \cdot \sqrt[3]{10^3 \cdot T_1 \cdot \beta \cdot K_p \cdot K_\beta \cdot E \cdot (u^2 + 1) / u \cdot f \cdot \psi_{bd} \cdot [\sigma]_H^2}.$$

Коефіцієнт ширини приймають для відкритої передачі – $\psi_{bd} = 0,2 \dots 0,6$; для закритої - $\psi_{bd} = 0,8 \dots 1,2$.

Розрахунковий діаметр ведучого колеса приводять до найближчого більшого розміру з ряду стандартних чисел по ДСТУ 6636-69. Діаметр веденого колеса:

$$d_2 = d_1 \cdot (1 - \varepsilon) \cdot u, \text{ або } d_{m2} = d_{m1} \cdot (1 - \varepsilon) \cdot u.$$

Ширина коліс $b = \psi_{bd} \cdot d_1$, або $b = \psi_{bd} \cdot d_{m1}$. Розміри $d_2(d_{m2})$ і b також приводять до найближчого з ряду переважних чисел.

Розрахунок на зносостійкість.

Розрахунок передач з неметалевими колесами (чи одним неметалевим колесом) полягає в перевірці умови

$$\omega \leq [\omega],$$

де ω – питома сила, Н/мм.

$$\omega = \frac{F_n}{b} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1 \cdot \beta}{f \cdot d_1 \cdot b} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1 \cdot \beta}{d_1^2 \cdot f \cdot \psi_{bd}}$$

(для конічної передачі $d_1 = d_{m1}$).

Питома сила, що допускається $[\omega]$, для пари текстоліт – сталь $[\omega] = 40 \dots 80$ Н/мм; гума – сталь $[\omega] = 10 \dots 30$ Н/мм, металокераміка ФАБ – П – сталь до $[\omega] = 130$ Н/мм.

При проектувальному розрахунку визначається діаметр ведучого колеса:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1 \cdot \beta}{f \cdot [\omega] \cdot \psi_{bd}}}, \text{ мм.}$$

2. КОНТРОЛЬНІ ОПИТУВАННЯ.

Програма контрольного опитування передбачає оцінку знань здобувача з п'яти питань, які вибираються випадковим чином з банку питань, завантажених в пам'ять ДВК. З чотирьох запропонованих на кожне питання відповідей здобувачу слід вказати вірний.

Якщо вказано три і більш правильні відповіді, здобувач отримує допуск до роботи за програмою для виконання другого етапу – рішення задачі з оцінки навантажувальної здатності фрикційної передачі. В іншому випадку здобувач позбавляється цієї можливості.

3. ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖУВАЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ ФРИКЦІЙНОЇ ПЕРЕДАЧІ.

Оцінка навантажувальної здатності фрикційної передачі полягає в визначенні найбільшої потужності P_1 і моменту T_1 , які вона здатна передати при заданих вихідних даних. Навантажувальна здатність фрикційної передачі з колесами з металу лімітується контактною витривалістю (при роботі в мастилі) і зносостійкістю (при роботі без мастильного матеріалу); при неметалевих колесах – зносостійкість.

Вихідними для розрахунку навантажувальної здібності фрикційної передачі є умови працездатності:

– при металевих колесах

$$\sigma_H \leq [\sigma]_H ;$$

– при не металевих колесах

$$\omega \leq [\omega],$$

де $\sigma_H, [\sigma]_H$ – відповідно розрахункове і допустиме контактне напруження;

$\omega, [\omega]$ – відповідно розрахункова і допустима питома сила.

3.1. Методика розрахунку.

Схема алгоритму розрахунку здатності навантаження фрикційної передачі показана на рисунку 7. Крім значень, P_1 і T_1 , результатом обчислень за програмою є значення необхідної сили притискання коліс, що відповідає найбільшому за циклограмою навантаження значенням переданого моменту T_1 .

На схемі (див.рис.7) використовуються наступні позначення:

$H_{НВ}$ – твердість робочих поверхонь коліс в одиницях Бринелля ;

f – коефіцієнт тертя матеріалів;

$\sigma_{В.З.}$ – границя міцності при згинанні;

K_p – коефіцієнт режиму роботи;

K_e – коефіцієнт еквівалентного навантаження;

$T_j/T_{max}, L_{hj}/L_h$ – параметри циклограми навантаження;

n_1 – частота обертання ведучого колеса.

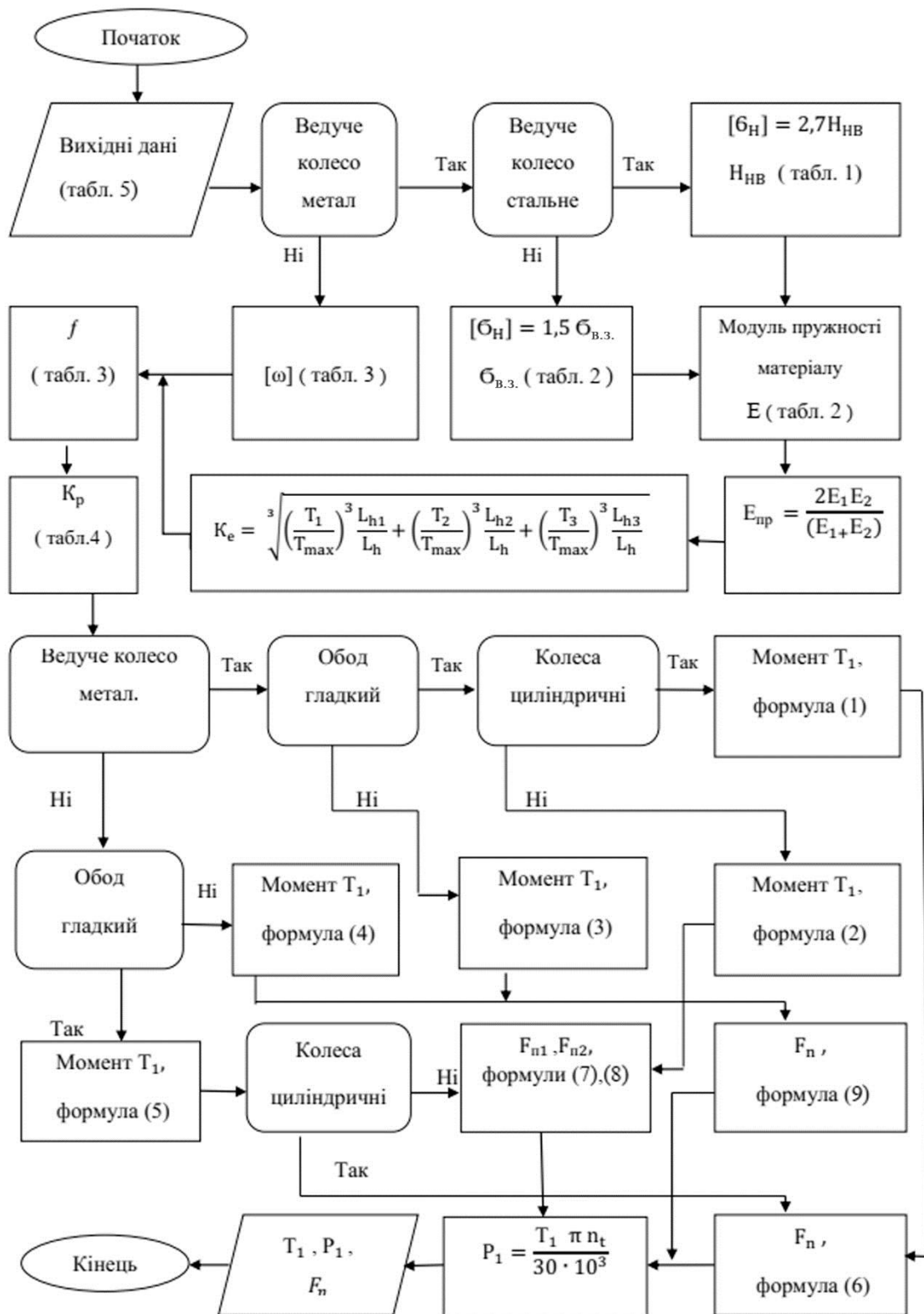


Рис.7. Схема алгоритму для розрахунку фрикційної передачі

**Значення використаних у розрахунку параметрів
наведено у таблицях 1 - 4.**

Таблиця 1.

Твердість робочих поверхонь коліс

| Марка сталі | Вид термообробки | Діапазон твердості |
|-------------|----------------------------|--------------------|
| Сталь 45 | Поліпшення | 235...302 НВ |
| Сталь 40Х | Загартування СВЧ | 45...50 НRC |
| Сталь ШХ15 | Цементация та загартування | 57...63 НRC |

Таблиця 2.

Значення модуля пружності E і границі міцності $\sigma_{B.3}$.

| Матеріал колеса | Модуль, пружності E , МПа | Границя міцності при згині $\sigma_{B.3}$, МПа |
|-----------------|-----------------------------|---|
| Сталь | $2,1 \cdot 10^5$ | - |
| Чавун СЧ 15 | $1,1 \cdot 10^5$ | 320 |
| Чавун СЧ 25 | | 440 |

Таблиця 3.

Значення коефіцієнта тертя f і допустимої питомої сили $[\omega]$

| Поєднання матеріалів фрикційних коліс | f | $[\omega]$, Н/мм |
|---------------------------------------|------|-------------------|
| Сталь – сталь (у маслі) | 0,04 | - |
| Сталь – сталь (у суху) | 0,16 | - |
| Чавун – сталь | 0,16 | - |
| Чавун – чавун | 0,15 | - |
| Текстоліт – чавун або сталь | 0,22 | 60 |
| Фібра – чавун або сталь | 0,22 | 37 |
| Шкіра – чавун | 0,30 | 20 |
| Гума – чавун або сталь | 0,30 | 20 |

Таблиця 4.
Коефіцієнт режиму K_p

| №,№ п.п. | Характер навантаження | K_p |
|-------------|--------------------------|-------|
| 1 | Спокійна | 1,0 |
| 2 | З поштовхами | 1,15 |
| 3 | Ударна | 1,30 |

Значення шуканих параметрів розраховується за формулами:

$$T_1 = (7 \cdot 10^{-4} d_1^2 b f u [\sigma]_H^2) / [\beta K_p K_e E_{пр} (u + 1)]; \quad (1)$$

$$T_1 = (7 \cdot 10^{-4} d_{m1}^2 b f u [\sigma]_H^2) / [\beta K_p K_e E_{пр} \sqrt{u^2 + 1}]; \quad (2)$$

$$T_1 = (1,4 \cdot 10^{-4} d_{m1}^3 z f u [\sigma]_H^2) / [\beta K_p K_e K_{п} E_{пр} (u + 1) \sin 2\alpha]; \quad (3)$$

$$T_1 = (4 \cdot 10^{-5} d_{m1}^2 f z [\omega]) / (\beta K_{п} K_p \cos \alpha); \quad (4)$$

$$T_1 = (5 \cdot 10^{-4} d_{m1} b f [\omega]) / (\beta K_p); \quad (5)$$

для циліндричних коліс в (5) $d_{m1} = d_1$;

$$F_n = (2 \cdot 10^3 T_1 \beta / (d_1 f)); \quad (6)$$

$$F_{n1} = (2 \cdot 10^3 T_1 \cos(\arctg u) \beta) / (d_{1mf}); \quad (7)$$

$$F_{n2} = (2 \cdot 10^3 T_1 \beta \sin(\arctg u)) / (d_{1mf}); \quad (8)$$

$$F_n = (2 \cdot 10^3 T_1 \beta \sin \alpha / (d_{1mf})); \quad (9)$$

де d_1 - діаметр ведучого колеса циліндричної передачі;

d_{m1} - середній діаметр для ведучого конічного колеса або колеса з клинчастим ободом;

b - ширина колеса;

u - передаточне число;

β - коефіцієнт запасу зчеплення (прийнято $\beta = 1,5$);

$K_{п}$ - коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по потокам потужності (при числі клинових виступів $z = 1 - K_{п} = 1$ і при $z = 2$ або $z = 3 - K_{п} = 1,2$);

α - половина кута при вершині клинового виступу.

3.2 Вихідні дані.

Перелік вихідних даних в табл.5 наведено в послідовності їх запиту ДВК. В примітках до табл. 5 вказані обмеження, якими слід керуватися при призначенні деяких параметрів.

Таблиця 5.
Вихідні дані

| Параметр | Примітки |
|---|--|
| <p>1. Вид передачі (1– циліндрична з гладким ободом, 2– циліндрична з клинчастим ободом, 3 – конічна з гладким ободом).</p> <p>2. Число клинових виступів ($z = 1; 2; 3$)</p> <p>3. Кут клина ($\alpha = 15^\circ; 20^\circ; 25^\circ; 30^\circ; 35^\circ$)</p> <p>4. Тип притискного пристрою (1 – з постійним притисканням, 2 – з автоматичним притисканням)</p> <p>5. Виконання передачі (1– відкрита, 2– закрыта)</p> <p>6. Матеріал колеса (1– сталь ШХ15; 2 – сталь 40Х; 3 – сталь 45; 4 – чавун СЧ 25; 5 – чавун СЧ 15, 6 – текстоліт; 7 – фібра; 8 – шкіра технічна; 9 – гума):</p> <ul style="list-style-type: none"> – ведучого; – веденого. <p>7. Вид термообробки колеса (1 – поліпшення; 2 – поверхнєве гартування; 3 – цементация):</p> <ul style="list-style-type: none"> – ведучого; – веденого. <p>8. Твердість робочих поверхонь колеса (НВ або HRC):</p> <ul style="list-style-type: none"> – ведучого; – веденого. <p>9. Параметри циклограми навантаження</p> <p>T_1/T_{max1}</p> <p>L_1/L_h</p> <p>T_2/T_{max}</p> <p>L_2/L_h</p> <p>T_3/T_{max}</p> <p>L_3/L_h</p> <p>10. Частота обертання колеса, $хв^{-1}$.</p> <ul style="list-style-type: none"> – ведучого; – веденого. <p>11. Діаметр (середній) ведучого колеса</p> <p>12. Коефіцієнт ширини ведучого колеса</p> <p>13. Характер навантаження (1 – спокійна, 2 – з поштовхами, 3 – ударна)</p> | <p>Вказує викладач</p> <p>Вказує викладач</p> <p>Вказує викладач</p> <p>Вказує викладач або призначається самостійно в залежності від виконання передачі (рекомендоване поєднання матеріалів наведено у табл.3)</p> <p>Призначають в залежності від марки сталі</p> <p>Призначають відповідно до табл.1.</p> <p>Вказує викладач</p> <p>Вказує викладач або призначається самостійно</p> <p>Вказує викладач</p> <p>Призначають за рекомендацією в прим. 3</p> <p>Вказує викладач</p> |

Примітки:

1. Відношення частот обертання $u = n_1/n_2$ не повинно перевищувати рекомендоване для силових передач значення $u = 10$.
2. Коефіцієнт ширини ведучого колеса з гладким ободом призначають з діапазону $\psi_{bd} = b/d_1 = 0,2 \dots 0,6$ для відкритої передачі та $\psi_{bd} = 0,8 \dots 1,2$ для закритої.
3. Для коліс з гладким ободом дані по п.2, п.3 не запитуються .
4. Якщо в якості матеріалу ведучого колеса не застосовується сталь, то дані по п.7 і п.8 не запитуються.
5. Для коліс з клинчастим ободом дані по п.12 не запитуються.

4. ПОРЯДОК РОБОТИ.

Програму розрахунку навантажувальної здатності фрикційної передачі введено в ДВК. Для запуску її на виконання необхідно отримати позитивну оцінку за результатами контрольного опитування. При цьому на моніторі з'являється текст та починається робота по введенню вихідних даних в режимі діалогу “оператор – ЕВМ”.

Після завершення операції введення вихідних даних на моніторі висвічується результат розрахунку: найбільший момент T_1 і потужність P_1 , сила притискання коліс F_n .

Один із перелічених у табл.5 параметрів за вказівкою викладача варіюється (2–5 значень), і розрахунок повторюється.

5. ОФОРМЛЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ РОБОТИ.

Результати розрахунку навантажувальної здатності фрикційної передачі оформлюють протоколом, що містить:

- а) таблицю вихідних даних (по формі табл.5);
- б) результати розрахунку для всіх значень змінного параметру;
- в) графіки зміни T_1 і P_1 в залежності від значень змінного параметру;
- г) висновок з аналізом причин виявленого розрахунком характеру зміни T_1 і P_1 .

Контрольні запитання

1. Вкажіть передавальні механізми, в яких фрикційні передачі найбільш широко застосовуються.
2. Який з перелічених матеріалів неприпустимий для виготовлення фрикційних коліс?
3. Який з перелічених факторів не можна віднести до переваг фрикційної передачі?

4. Як визначити частоту обертання n_2 веденого валу фрикційної передачі ,якщо відомі n_1, d_1, d_2 (ковзанням знехтувати)?
5. Яке поєднання матеріалів коліс забезпечує найкращі фрикційні властивості передачі?
6. Вкажіть джерело втрат потужності, яке відсутнє в передачі з циліндричними колесами з гладким ободом.
7. Вкажіть джерело втрат потужності відсутньої у передачі зі сталевим веденим колесом та ведучим текстолітовим колесом.
8. Як визначити ККД передачі, якщо відома потужність P_1 на вході передачі і втрати потужності P_n ?
9. Як визначити ККД передачі, якщо відома потужність P_2 на виході передачі і втрати потужності P_n ?
10. Яке значення сили, яка притискає колеса один до одного по відношенню до корисного окружного зусилля?
11. Яке значення обертаючого моменту на відомому колесі, якщо відомі момент T_1 на ведучому колесі, передаточне число u та ККД передачі ?
12. Який з перелічених факторів не впливає на критичне значення коефіцієнта тяги?
13. Що станеться, якщо коефіцієнт тяги трохи перевищить його критичне значення?
14. Вкажіть параметр, зв'язок якого з пружним ковзанням називається тяговою характеристикою.
15. Вкажіть причину збільшення навантаження на опори валів коліс.
16. Як зміниться сила притискання циліндричних коліс, якщо притискний пристрій встановити не на ведучому, а на веденому колесі?
17. Як зміниться сила притискання конічних коліс, якщо притискний пристрій перенести з меншого ведучого колеса на велике ведене колесо?
18. У скільки разів сила притискання коліс більше переданого окружного зусилля для заданих коефіцієнтів запасу зчеплення і тертя?
19. Що станеться, якщо коефіцієнт тяги передачі буде менше його критичного значення?
20. Що називається коефіцієнтом тяги?
21. Яке значення фактичного передаточного числа по відношенню до теоретично розрахованого значення $u = d_2/d_1$?
22. Вкажіть причину виникнення пружного ковзання в передачі.
23. Вкажіть фактор, який впливає на пружне ковзання в передачі.
24. В якій із перелічених передач відсутнє геометричне ковзання?
25. В якій із перелічених передач пружне ковзання буде мінімальним?

26. Що станеться, якщо окружна сила перевищить сили тертя в зоні контакту?
27. Як зміниться ККД передачі при використанні матеріалу коліс з меншим модулем пружності?
28. Для чого в розрахункових формулах вводять коефіцієнти запасу зчеплення?
29. Як зміниться значення відносного пружного ковзання при зростанні коефіцієнту тяги?
30. Яке співвідношення між зміною сили притискання коліс та контактних напруг у передачі зі сталевими колесами?
31. Як зміняться контактні напруги після заміни сталевих коліс чавунними при інших рівних умовах?
32. Як зміняться контактні напруги після збільшення діаметрів сталевих коліс при інших незмінних умовах?
33. Вкажіть розрахунковий критерій для передачі з чавунними колесами.
34. В залежності від якої механічної характеристики матеріалу призначають допустимі контактні напруги для сталевих коліс?
35. В залежності від якої механічної характеристики матеріалу призначають допустимі контактні напруги для чавунних коліс?
36. Вкажіть основний вид пошкоджень сталевих коліс, працюючий в рідкому змащувальному матеріалі.
37. Яке співвідношення між зміною сили притискання коліс та питомої сили в контакті?
38. Яке співвідношення між зміною ширини коліс та питомою сили в контакті?
39. Яке співвідношення між зміною ширини коліс та контактних напружень в передачі зі сталевими колесами?
40. Вкажіть, що слід зробити при незадоволенні умов контактної міцності циліндричних сталевих коліс?
41. Які розміри передачі, що працює в рідкому мастильному матеріалі, по відношенню до розмірів передачі, що працює без мастильного матеріалу, за інших рівних умов?
42. Що слід вжити при незадоволенні умов працездатності $\omega \leq [\omega]$ передачі з не металічних коліс?
43. Яке навантаження в передачі приймають в якості розрахункової?
44. Який з перелічених факторів не впливають на значення контактних напружень?
45. Вкажіть розмір, який визначається розрахунком по прийнятому критерію працездатності.
46. Який із перелічених факторів не впливає на появу втомного викрашування робочих поверхонь циліндричних коліс?
47. Який з перелічених розмірів фрикційної передачі не впливає на значення контактної напруги?

48. Яке співвідношення між зміною твердості робочої поверхні сталевих коліс і контактних напруг, що допускаються?
49. Вкажіть розрахунковий критерій для передачі з чавунним ведучим колесом.

Приклади розрахунку фрикційних передач.

Приклад 1.

Виконати розрахунок навантажувальної здатності фрикційної передачі з циліндричними колесами. Визначити передатний обертальний момент T_1 , силу притискання коліс F_n та потужність P_1 на ведучому колесі.

Вихідні дані:

Передача відкрита з автоматичним притисканням коліс. Матеріал коліс: ведучого – чавун СЧ 25; веденого – сталь 45, термообробка поверхні – поліпшення до твердості – НВ 290; діаметр ведучого колеса $d_1 = 110$ мм; коефіцієнт ширини колеса $\psi_{bd} = 0,4$; характер навантаження спокійний (коефіцієнт режиму $K_p = 1$). Частота обертання ведучого колеса $n_1 = 950$ хв⁻¹, передатне число $u = 2,0$. Передача працює без мастила. Циклограма навантаження №1.

Розв'язання:

1. Визначаємо допустимі напруження на контактну міцність для чавунного колеса

$$[\sigma]_H = 1,5 \cdot \sigma_{в.з.} = 1,5 \cdot 440 = 660 \text{ МПа.}$$

де $\sigma_{в.з.} = 440$ МПа – границя міцності на згин для чавуну марки СЧ 25 (см.табл.2)

2. Визначаємо зведений модуль пружності, якій залежить від модулів пружності коліс.

$$E_{пр} = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} = \frac{2 \cdot 1,1 \cdot 10^5 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{1,1 \cdot 10^5 + 2,1 \cdot 10^5} = 144375 \text{ МПа}$$

де $E_1 = 1,1 \cdot 10^5$ МПа для чавунного колеса

$E_2 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа сталевого колеса. (см. табл.2)

3. Визначаємо коефіцієнт еквівалентного навантаження.

$$K_e = \sqrt[3]{\left(\frac{T_1}{T_{max}}\right)^3 \frac{L_{h1}}{L_h} + \left(\frac{T_2}{T_{max}}\right)^3 \frac{L_{h2}}{L_h} + \left(\frac{T_3}{T_{max}}\right)^3 \frac{L_{h3}}{L_h}} =$$

$$= \sqrt[3]{1^3 \cdot 0,4 + 0,8^3 \cdot 0,4 + 0,5^3 \cdot 0,2} = 0,857.$$

3. Визначаємо коефіцієнт тертя для матеріалу коліс: ведучого – чавун; веденого – сталь 45; $f = 0,16$ (див.табл.3); при спокійному

навантаженні коефіцієнт режиму $K_p = 1$ (див.табл.4); коефіцієнт запасу зчеплення $\beta = 1,5$.

4. Визначаємо обертальний момент T_1 на ведучому колесі .

$$T_1 = (7 \cdot 10^{-4} d_1^2 b f u [\sigma]_H^2) / [\beta K_p K_e E_{\text{пр}} (u + 1)] = \\ = (7 \cdot 10^{-4} \cdot 110^2 \cdot 44 \cdot 0,16 \cdot 2 \cdot 660^2) / [1,5 \cdot 1 \cdot 0,857 \cdot 144375 (2 + 1)] = 93,30 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де b – ширина веденого колеса

$$b = \psi_{bd} \cdot d_1 = 0,4 \cdot 110 = 44 \text{ мм}.$$

4. Визначаємо силу притискання коліс F_n

$$F_n = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1 \cdot \beta}{(d_1 \cdot f)} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 93,30 \cdot 1,5}{(110 \cdot 0,16)} = 15903,41 \text{ Н}.$$

5. Визначаємо потужність на ведучому колесі P_1

$$P_1 = \frac{T_1 \cdot \pi \cdot n_1}{30 \cdot 10^3} = \frac{93,30 \cdot 3,14 \cdot 950}{30 \cdot 10^3} = 9,28 \text{ кВт}.$$

Приклад 2.

Виконати розрахунок навантажувальної здібності фрикційної передачі з конічними колесами. Визначити передатний обертальний момент T_1 , силу притискання коліс F_n та потужність P_1 на ведучому колесі.

Вихідні дані:

Передача закрита, з постійним притисканням коліс. Матеріал коліс: ведучого – гума, веденого – чавун СЧ 15; середній діаметр ведучого колеса $d_{m1} = 180$ мм; кут клина $\alpha = 20^\circ$; коефіцієнт ширини колеса $\psi_{bd} = 1$; характер навантаження – з поштовхами .

Частота обертання ведучого колеса $n_1 = 1440 \text{ хв}^{-1}$, передаточне число $u = 2,25$.

Розв'язання.

1. Розрахунок фрикційної передачі де одне із коліс – не метал, виконуємо по допустимій питомій силі (навантаження що діє на одиницю довжини контактної лінії) для менш міцного з матеріалів пари коліс, тобто для гумового колеса. Для матеріалу контактуючої пари коліс: ведучого – гума, а веденого – чавун СЧ15, допустима питома сила $[\omega] = 20 \text{ Н/мм}$ (див. табл.3), коефіцієнт тертя $f = 0,3$ (див. табл. 3).

2. Визначаємо коефіцієнт режиму навантаження для навантаження з поштовхами $K_p = 1,15$ (див. табл.4).
3. Визначаємо обертальний момент T_1 на ведучому колесі.

$$T_1 = \frac{5 \cdot 10^{-4} d_{m1} b f[\omega]}{\beta K_p} = \frac{5 \cdot 10^{-4} \cdot 180 \cdot 180 \cdot 0,3 \cdot 20}{1,5 \cdot 1,15} = 56,35 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де b – ширина колеса

$$b = \psi_{bd} \cdot d_{m1} = 1,0 \cdot 180 = 180 \text{ мм};$$

$\beta = 1,5$ – коефіцієнт запасу зчеплення.

2. Визначаємо силу притискання коліс F_n . Для передачі з конічними колесами визначаємо силу притискання F_{n1} (формула 7) для ведучого колеса та веденого колеса F_{n2} (формула 8).

Сила притискання для ведучого колеса:

$$F_{n1} = (2 \cdot 10^3 T_1 \cos(\arctg u) \beta) / (d_{1mf}) = \\ = (2 \cdot 10^3 \cdot 56,35 \cdot \cos(\arctg 2,25) 1,5) / (180 \cdot 0,3) = 1271,44 \text{ Н}.$$

Сила притискання для веденого колеса:

$$F_{n2} = (2 \cdot 10^3 T_1 \beta \sin(\arctg u)) / (d_{1mf}) = \\ = (2 \cdot 10^3 \cdot 56,35 \cdot 1,5) \cdot \sin(\arctg 2,25) / (180 \cdot 0,3) = 2860,74 \text{ Н}.$$

5. Визначаємо потужність на ведучому колесі

$$P_1 = \frac{T_1 \cdot \pi \cdot n_1}{30 \cdot 10^3} = \frac{56,35 \cdot 3,14 \cdot 1440}{30 \cdot 10^3} = 8,5 \text{ кВт}.$$

Приклад 3.

Виконати розрахунок навантажувальної здатності фрикційної передачі з циліндричними клинчастими колесами. Визначити передатний обертальний момент T_1 , силу притискання коліс F_n та потужність P_1 на ведучому колесі.

Вихідні дані:

Передача має дві клинові канавки $z = 2$, кут клину $\alpha = 30^\circ$, за виконанням – закрита з постійним притисканням коліс. Матеріал коліс: ведучого – сталь 45; термообробка поверхні – поліпшення до твердості – 285 НВ; веденого – сталь ШХ 15; термообробка поверхні

– цементация до твердості – 61 HRC. Середній діаметр ведучого колеса $d_{m1} = 90$ мм, коефіцієнт ширини $\psi_{bd} = 1,1$, характер навантаження спокійний. Частота обертання ведучого колеса $n_1 = 1430 \text{ хв}^{-1}$, передатне число $u = 1,4$. Передача працює без мастила. Циклограма навантаження 1.

Розв'язання.

1. Визначаємо допустимі напруження на контактну міцність для сталевого ведучого колеса, як менш міцного.

$$[\sigma]_H = 2,7 \cdot H_{HB} = 2,7 \cdot 285 = 769,5 \text{ МПа.}$$

2. Визначаємо зведений модуль пружності, який залежить від модулів пружності матеріалу коліс.

$$E_{\text{пр}} = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} = \frac{2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{2,1 \cdot 10^5 + 2,1 \cdot 10^5} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

де $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа для сталевого колеса (див. табл.2).

3. Визначаємо коефіцієнт еквівалентного навантаження.

$$K_e = \sqrt[3]{\left(\frac{T_1}{T_{\text{max}}}\right)^3 \frac{L_{h1}}{L_h} + \left(\frac{T_2}{T_{\text{max}}}\right)^3 \frac{L_{h2}}{L_h} + \left(\frac{T_3}{T_{\text{max}}}\right)^3 \frac{L_{h3}}{L_h}} =$$

$$= \sqrt[3]{1^3 \cdot 0,4 + 0,8^3 \cdot 0,4 + 0,5^3 \cdot 0,2} = 0,857.$$

4. Визначаємо коефіцієнт тертя f для матеріалу контактуючої пари коліс: ведуче – сталь 45; ведене – сталь ШХ 15; $f = 0,16$ (див. табл.3); коефіцієнт запасу зчеплення $\beta = 1,5$.

5. Визначаємо обертальний момент на ведучому колесі

$$T_1 = (1,4 \cdot 10^{-4} d_{m1}^3 z f u [\sigma]_H^2) / [\beta K_p K_e K_n E_{\text{пр}} (u + 1) \sin 2\alpha] =$$

$$= (1,4 \cdot 10^{-4} \cdot 90^3 \cdot 2 \cdot 0,16 \cdot 1,4 \cdot 769,5^2) / [1,5 \cdot 1 \cdot 0,857 \cdot 1,2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 (1,4 + 1) \sin 2 \cdot 30^\circ] = 40,16 \text{ Н}\cdot\text{м,}$$

де K_n - коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження за потоками потужності, при $z = 2$, $K_n = 1,2$.

6. Визначаємо силу притискання коліс

$$F_n = (2 \cdot 10^3 T_1 \beta \sin \alpha / (d_{1m} f)) =$$

$$(2 \cdot 10^3 \cdot 40,16 \cdot 1,5 \cdot \sin 30^\circ / (90 \cdot 0,16)) = 4183,33 \text{ Н}$$

7. Визначаємо потужність на ведучому колесі P_1 .

$$P_1 = \frac{T_1 \cdot \pi \cdot n_1}{30 \cdot 10^3} = \frac{40,16 \cdot 3,14 \cdot 1430}{30 \cdot 10^3} = 6,011 \text{ кВт.}$$

Таблиця 6. Варіанти.

| № | Вид передачі | Число клинових виступів | Кут клину, α | Тип притискного пристрою | Виконання передачі | Матеріал коліс | | Вид термообробки колеса | | Твердість робочих поверх. коліс, HB, HRC | | Номер циклограми навантаження |
|----|--------------|-------------------------|---------------------|-----------------------------|--------------------|----------------|-------------|-------------------------|------------------|--|--------|-------------------------------|
| | | | | | | Ведуче | Ведене | Ведуче | ведене | Ведуче | ведене | |
| 1 | Циліндрична | - | - | 3 постійним притисканням | Закрита | Сталь ШХ15 | Сталь ШХ15 | Цементация | | 60 | 60 | 1 |
| 2 | Циліндрична | - | - | 3 автоматичним притисканням | Відкрита | Чавун СЧ 25 | Сталь 45 | - | Поліпшення | - | 285 | 2 |
| 3 | Конічна | - | 15 | 3 постійним притисканням | Закрита | Текстоліт | Чавун СЧ 25 | - | - | - | - | 3 |
| 4 | Клинчаста | 2 | 25 | 3 автоматичним притисканням | Відкрита | Сталь 45 | Сталь 40X | Поліпшення | Загартування СВЧ | 285 | 50 | 1 |
| 5 | Циліндрична | - | - | 3 постійним притисканням | Закрита | Сталь 40X | Сталь ШХ15 | Загартування СВЧ | Цементация | 48 | 58 | 2 |
| 6 | Конічна | - | 30 | 3 автоматичним притисканням | Відкрита | Шкіра | Чавун СЧ 15 | - | - | - | - | 3 |
| 7 | Клинчаста | 3 | 35 | 3 постійним притисканням | Закрита | Текстоліт | Чавун СЧ 15 | - | - | - | - | 1 |
| 8 | Циліндрична | - | - | 3 автоматичним притисканням | Відкрита | Гума | Чавун СЧ 15 | - | - | - | - | 2 |
| 9 | Конічна | - | 30 | 3 постійним притисканням | Закрита | Чавун СЧ 25 | Чавун СЧ 25 | - | - | - | - | 3 |
| 10 | Клинчаста | 1 | 20 | 3 автоматичним притисканням | Відкрита | Фібра | Чавун СЧ 25 | - | - | - | - | 1 |
| 11 | Циліндрична | - | - | 3 постійним притисканням | Закрита | Чавун СЧ 25 | Сталь 40X | - | Поліпшення | - | 310 | 2 |
| 12 | Конічна | - | 25 | 3 автоматичним притисканням | Відкрита | Гума | Чавун СЧ 15 | - | - | - | - | 3 |
| 13 | Клинчаста | 2 | 30 | 3 постійним притисканням | Закрита | Сталь 45 | Сталь ШХ15 | Поліпшення | Цементация | 285 | 61 | 1 |
| 14 | Циліндрична | - | - | 3 автоматичним притисканням | Відкрита | Сталь 40X | Сталь 40X | Поліпшення | Поліпшення | 310 | 310 | 2 |
| 15 | Конічна | - | 30 | 3 постійним притисканням | Закрита | Чавун СЧ 15 | Сталь 45 | - | Поліпшення | - | 285 | 3 |
| 16 | Клинчаста | 3 | 35 | 3 автоматичним притисканням | Відкрита | Сталь ШХ 15 | Сталь ШХ15 | Цементация | Цементация | 60 | 60 | 1 |
| 17 | Циліндрична | - | - | 3 постійним притисканням | Закрита | Чавун СЧ 25 | Сталь 45 | - | Поліпшення | - | 280 | 2 |
| 18 | Конічна | - | 20 | 3 автоматичним притисканням | Відкрита | Шкіра | Чавун СЧ 15 | - | - | - | - | 3 |
| 19 | Клинчаста | 1 | 25 | 3 постійним притисканням | Закрита | Чавун СЧ 25 | Чавун СЧ 25 | - | - | - | - | 1 |
| 20 | Циліндрична | - | - | 3 автоматичним притисканням | Відкрита | Сталь 40X | Сталь ШХ15 | Загартування СВЧ | Цементация | 48 | 58 | 2 |

Продовження таблиці 6. Варіанти

| № | Діаметр ведучого колеса $d_1 (d_{m1})$, мм | Коефіцієнт ширини ведучого колеса, ψ_{bd} | Характер навантаження | Частота обертання ведучого колеса | Передаточне число |
|----|--|---|--------------------------|--------------------------------------|----------------------|
| 1 | 100 | 0,8 | Спокійна | 970 | 2,25 |
| 2 | 150 | 0,3 | 3 поштовхами | 1450 | 3,82 |
| 3 | 200 | 0,9 | Ударна | 960 | 2,29 |
| 4 | 120 | 0,2 | Спокійна | 730 | 1,18 |
| 5 | 180 | 1,1 | Ударна | 1460 | 2,45 |
| 6 | 300 | 0,4 | 3 поштовхами | 930 | 1,5 |
| 7 | 250 | 1,0 | Ударна | 1460 | 1,74 |
| 8 | 280 | 0,35 | Спокійна | 720 | 1,8 |
| 9 | 210 | 1,2 | 3 поштовхами | 960 | 1,32 |
| 10 | 260 | 0,6 | Ударна | 730 | 1,18 |
| 11 | 160 | 0,85 | Спокійна | 1440 | 3,43 |
| 12 | 280 | 0,35 | 3 поштовхами | 955 | 2,27 |
| 13 | 90 | 1,05 | Спокійна | 1430 | 2,31 |
| 14 | 170 | 0,45 | Ударна | 1470 | 1,4 |
| 15 | 130 | 0,95 | Спокійна | 730 | 2,5 |
| 16 | 100 | 0,5 | 3 поштовхами | 1450 | 1,85 |
| 17 | 150 | 0,8 | Спокійна | 960 | 3,84 |
| 18 | 250 | 0,3 | 3 поштовхами | 1470 | 1,23 |
| 19 | 200 | 0,9 | Ударна | 955 | 2,27 |
| 20 | 160 | 0,2 | спокійна | 1440 | 1,97 |

Таблиця 7.
Циклограма навантаження

| Параметри | Номер | | |
|---------------|-------|-----|-----|
| | 1 | 2 | 3 |
| T_1/T_{max} | 1 | 1 | 1 |
| L_{h1}/L_h | 0,4 | 0,1 | 0,3 |
| T_2/T_{max} | 0,8 | 0,5 | 0,7 |
| L_{h2}/L_h | 0,4 | 0,5 | 0,6 |
| T_3/T_{max} | 0,5 | 0,2 | 0,2 |
| L_{h3}/L_h | 0,2 | 0,4 | 0,1 |

ЛІТЕРАТУРА.

1. Заблонський К. І. З – 124 Деталі машин: підручник. – Одеса: Астропринт, 1999. – 404 с.
2. Мархель І. І. М29 Деталі машин: Навчальний посібник. – К.: Алерта, 2005. – 368 с.: іл.