

10 ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКІВ МЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ ІЗ ОСОБЛИВИМИ ВЛАСТИВОСТЯМИ

10.1 Особливості розрахунку відкритих зубчастих передач

Конструктивні розміри елементів відкритих передач визначають із умови витривалості зубів на згинання з подальшою їх перевіркою на статичну міцність на згинання і на контактну міцність при дії максимального навантаження (див. (7.19)-(7.21)). Значення коефіцієнта ширини вінця циліндричних $\psi_{\text{вн}}$ і конічних ψ_k, ψ_m коліс вибирають ближче до нижньої границі.

Зубчасті колеса відкритих передач виготовляються із нормалізованих та поліпшених сталей. Припрацювання відкритих передач проходить при будь-якому сполученні твердості зубів шестерні та колеса.

Спрацювання зубів відкритих передач в процесі експлуатації допускається до 25% їх початкової товщини за ділительним колом (рис. 10.2). При цьому міцність зубів знижу-



Рис. 10.1. Загальний вигляд відкритої передачі

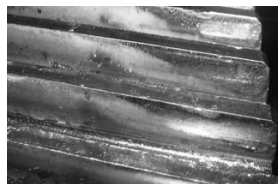


Рис. 10.2. Руйнування зубів відкритих передач

ється у два рази. Тому при проектуванні модуль зубів вибирається такий, який забезпечує розрахункову згинальну напругу σ_F вдвічі меншу за допустиму напругу $[\sigma_F]$, тобто $\sigma_F = [\sigma_F]$.

Ступінь точності виготовлення коліс відкритих передач - не вище 9-ої.

10.2 Особливості розрахунку планетарних передач

Загальна характеристика і використання.

Планетарними називають передачі, до складу яких входять зубчасті колеса, осі яких переміщуються в просторі (рис. 10.3). Передача складається (рисунки 10.3, 10.4) із центрального колеса a з зовнішніми зубами, центрального колеса b з внутрішніми зубами, водила h і сателітів g .

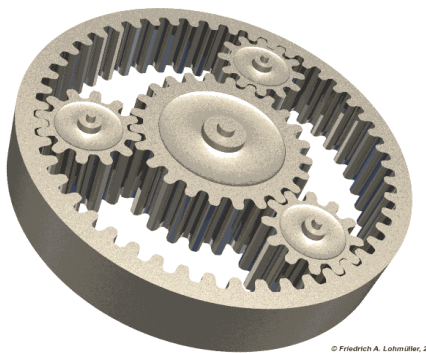


Рис. 10.3. Загальний вигляд планетарної передачі

Осі сателітів g закріплено у водилі h . Сателіти g обертаються навколо своїх осей і разом із водилом h - навколо центрального колеса a . При нерухомому колесі b (рис. 10.1, б) рух передається від центрального колеса a до водила h або від водила h до центрального колеса a ; при нерухомому водилі h (рис. 10.1, в) рух передається від центрального колеса a до центрального колеса b або від центрального колеса b до центрального колеса a . При всіх вільних ланках передача називається диференціальною.

Планетарні передачі використовуються в транспортному, гірничому машинобудуванні, верстат- і приладобудуванні: а) як редуктори при постійному передаточному відношенні; б) як коробки швидкостей, передаточне число

яких змінюється шляхом гальмування різних ланок (наприклад, водила або одного із коліс); в) як диференціальні механізми.

Переваги планетарних передач: широкі кінематичні можливості - передаточне відношення досягає 1000, може бу-
ти по-

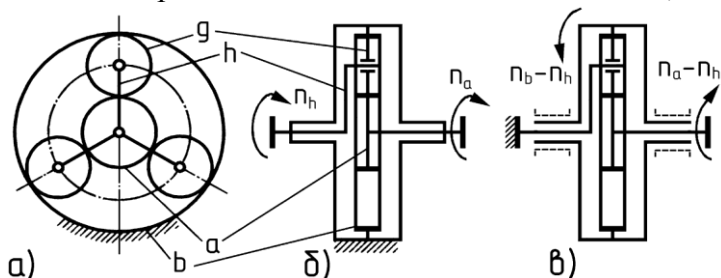


Рис. 10.4. Кінематична схема планетарної передачі

стійним і змінним; компактність, малі маса і низький рівень шуму.

Недоліки: підвищені вимоги до точності виготовлення і монтажу, більша кількість деталей, недостатній к.к.д. при збільшенні передаточного числа.

Основні параметри планетарних передач регламентовано ГОСТ 22919-78, який поширюється на одноступінчасті редуктори загального призначення типорозмірів $P_3 - 31,5, \dots, P_3 - 63$ (тут P_3 – означає планетарний редуктор, а цифри через тире – радіус водила R , мм) з допустимими обертовими моментами на валу $T_2 = 125, \dots, 1000$ Н·м і передаточним числом $u = 6,3; 8; 10; 12,5$. При великих передаточних числах в силових передачах раціонально використовувати двоступінчасті (ГОСТ 22916-78) і навіть триступінчасті планетарні передачі.

Для визначення передаточного числа планетарної передачі широко використовується метод зупинки водила (метод Вілліса). Наприклад, для передачі, яка показана на рис. 10.4, а, передаточне число

$$u = \omega_a / \omega_h = 1 + Z_g / Z_a, \quad (10.1)$$

де ω_a і Z_d – кутова швидкість і число зубів центрального колеса a ; ω_h – кутова швидкість водила h ; Z_g – число зубів центрального колеса із внутрішніми зубами.

Сили в зачепленні. Із умови рівноваги сателіта (рис. 10.5)

$$F_{ta} = F_{tb}; \quad F_{th} = -2F_{ta}, \quad (10.2)$$

де

$$F_{ta} = \frac{2T_a K_C}{d_a C}, \quad (10.3)$$

тут C – число сателітів; K_C – коефіцієнт, який урахуває нерівномірність розподілу навантаження між сателітами. При відсутності компенсаційних пристроїв $K_C = 1,2 \dots 2$, у передачах з колесом, яке самовстановлюється $K_C = 1,1 \dots 1,2$.

Радіальне та осьове навантаження визначається за аналогією до простих зубчастих передач.

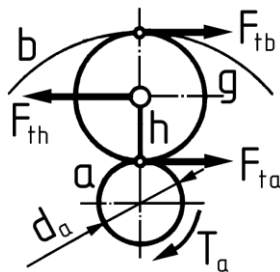


Рис. 10.5. Сили в планетарній передачі

Розрахунок міцності планетарних передач проводять за формулами однаковими з циліндричними передачами. Так як сили і модулі у всіх зачепленнях планетарної передачі однакові, а внутрішнє зубчасте зачеплення міцніше, ніж зовнішнє, то при однаковому матеріалі коліс необхідно розраховувати міцність лише зовнішнього зачеплення $a - g$.

При розрахунках на контактну витривалість використовують формули (4.10) і (4.11) або (5.16) і (5.17) з урахуванням параметрів C і K_C , а при розрахунках на згинання формули (4.19) і (5.18).

Число зубів коліс вибирають, виходячи із заданого передаточного відношення u із урахуванням кінематичного розрахунку.

При заданому u попередньо приймають $Z_a \geq 17$ і за формулою (10.1) визначають Z_b . Одержані значення Z_a і Z_b уточнюють за умов співвідності, складання і сусідства:

- умова співвідності

$$Z_d = (Z_b - Z_a) / 2 \quad (10.4)$$

забезпечує збіг осей ведучого і веденого валів;

- умова складання

$$(Z_a + Z_b) / C - (\text{ціле число}) \quad (10.5)$$

передбачає певне співвідношення між числом зубів центральних коліс і числом сателітів;

- умова сусідства

$$(Z_a + Z_d) \sin (\pi / C) > (Z_d + 2) \quad (10.6)$$

передбачає наявність гарантованого зазору між сателітами.

10.3 Циліндричні передачі з круговим профілем зубів

Особливості зачеплення. Використання евольвентного профілю зубів має беззаперечні переваги, однак має і суттєві недоліки в т. ч.: малі зведені радіуси кривизни робочої поверхні зубів; підвищена чуйність до перекосів; втрати на тертя в зачепленні у зв'язку із значним ковзанням.

Ці недоліки зменшено в зачепленні з круговим профілем зубів – передачах М.Л. Новікова (рис. 10.6).

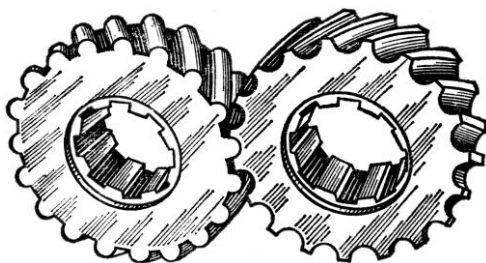


Рис. 10.6. Загальний вид передачі з круговим профілем зубів

Передачі М.Л. Новікова мають підвищену (в 1,5...1,7 рази при $H = 350 \text{ НВ}$) навантажувальну здатність за контактною напругою і використовуються в редукторах загаль-

ного призначення, в авіа- та суднобудуванні й інших галузях машинобудування.

Недоліки передачі - підвищена чуйність до зміни міжосьової відстані; порівняно складний вихідний контур інструмента (див. ГОСТ 15023-76); деяке зниження міцності на злом порівняно з евольвентним профілем; велика чуйність до коливання навантаження і до перевантаження.

При круговому профілі зубів один зуб виконується угнутим із радіусом r_2 , другий - опуклим із декілька меншим радіусом r_1 (рис. 10.7). В зачепленні контакт опуклих евольвентних профілів замінено контактом опуклого й угнутого кругових профілів із малою різницею радіусів кривизни. При цьому контактна напружка в зачепленні значно знижується.

Для збереження безперервності зачеплення передачі з круговим профілем зубів виготовляються лише косозубчастими з коефіцієнтом торцевого перекриття $\varepsilon_\beta > 1$.

У перерізі площиною $n - n$ бокові поверхні косих зубів мають великі радіуси кривизни гвинтових ліній ρ_1 і ρ_2 (див. рис. 10.7). При обертанні коліс косі зуби перекачуються в площині $n - n$ як цилін-

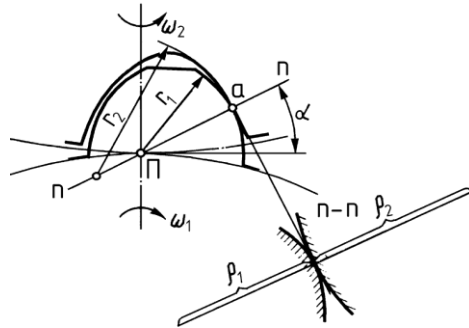


Рис. 10.7. Схема контакту опуклого й угнутого кругових профілів зачеплення

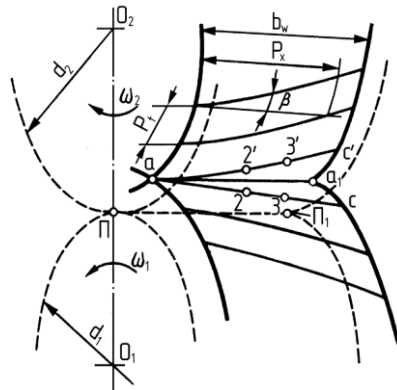


Рис. 10.8. Схема процесу зачеплення передачі з круговим профілем зубів

дри. Точка контакту a переміщується вздовж зубів від одного краю до іншого (рис. 10.8). На рисунку штриховою лінією показано початкові циліндри d_1 і d_2 . Лінія дотику циліндрів - полюсна лінія $ПП_1$. Контурними лініями показано циліндри, які проходять через точку контакту a . Ці циліндри перерізують поверхню зубів за гвинтовими лініями $ac, ac', \dots$. Точка контакту гвинтових ліній і зубів переміщується за лінією aa_1 . До контакту послідовно входять точки 2 і 2', 3 і 3',...

Так як у всіх поперечних перерізах колеса форма зубів не змінюється, то відстань точок контакту від полюсної лінії $ПП_1$ є постійною. Це означає, що лінія aa_1 - пряма, що паралельна полюсній лінії. Лінія aa_1 є лінією зачеплення в передачах з круговим профілем зубів.

Її довжина дорівнює ширині колеса b_w , а коефіцієнт торцевого перекриття

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w}{p_x} = \frac{b_w \sin \beta}{p_n} = \frac{b_w \sin \beta}{\pi m_n}, \quad (10.7)$$

де p_x - осьовий крок.

Якщо лінія зачеплення коліс розміщується за полюсною лінією за напрямком обертання ведучого колеса (див. рис. 10.7), то зачеплення називається заполюсним, якщо до полюса - дополюсним (див. рис. 10.8). Та ж сама пара зубчастих коліс передачі М.Л. Новікова може мати заполюсне або дополюсне зачеплення в залежності від того, яке із них є ведучим. Ознакою заполюсного зачеплення є опуклий профіль у ведучого зуба й угнутий - у веденого; ознакою дополюсного зачеплення - угнутий профіль у ведучого зуба і опуклий - у веде-

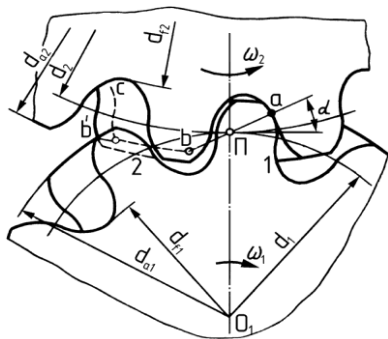


Рис. 10.9. Профіль зубів дозаполюсного зачеплення

ного.

Існують передачі із двома лініями зачеплення одна із яких розміщується до (точка *a*), а друга (точка *b*) - за полюсом (рис. 10.9). Ці передачі називається дозаполюсними. Відповідно до числа ліній зачеплення в два рази збільшується і число контактів зубів. У таких передачах зуби шестерні і колеса мають однаковий профіль: опуклий у головки та угнутий у ніжки зуба (рис. 10.10). Дозаполюсне зачеплення має більшу навантажувальну здатність, для нарізання зубів шестерні і колеса необхідно лише один інструмент.

В машинобудуванні поширені передачі з круговим профілем зубів із двома лініями зачеплення і вихідним контуром за ГОСТ 15023-76. Цей контур поширюється на передачі з твердістю $H \leq 320 \text{ HB}$, з $m \leq 16 \text{ мм}$ і $V \leq 20 \text{ м/с}$.

Основні геометричні параметри для дозаполюсного зачеплення.

Число зубів вибирається зазвичай у діапазоні $z_1 = 10 \dots 25$ – менші значення при великих передаточних числах і малих швидкостях.

Модуль нормальний m у відповідності із ГОСТ 14186-69 вибирається за 1-м або 2-м рядом:

1-й ряд: 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4,5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16;

2-й ряд: 1,8; 2,25; 2,8; 3,55; 4,3; 5,6; 7,1; 9; 11,2; 14; 18.

Кут нахилу зубів $\beta = 10 \dots 25^\circ$ для косозубчастих передач і $\beta = 20 \dots 45^\circ$ для шевронних.

Діаметри дільного кола d і кола западин d_f

$$d = m_t Z; \quad d_f = d + m_n h^*_a;$$



Рис. 10.10. Загальний вигляд дозаполюсної передачі

$$d_f = d - 2m_n (h_a^* + c^*). \quad (10.8)$$

Міжосьова відстань

$$a = 0,55m_t (z_1 + z_2); \quad m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}. \quad (10.9)$$

Позначення ті ж самі, що і для евольвентних передач; $\beta = 10 \dots 22^\circ$; $h_a^* = 0,9$; $c^* = 0,15$.

Критерії працездатності і розрахунку передач. Розрахунок міцності передач з круговим профілем зубів проводиться за контактною і згинальною напругою.

Умови контакту зубів у цих передачах суттєво відрізняються від умов контакту за Г. Герцем - мала різниця між радіусами r_1 і r_2 , великі радіуси кривизни $\rho_1 \square \rho_2$. Розміри площадок контакту сумірні із розмірами зубів, а контактна напруга σ_H наближається до напруги зминання σ_{3M} . Тому розрахунок передач з круговим профілем зубів за контактною напругою σ_H за залежностями Г. Герца виконують умовно.

Для циліндричних передач дозаполюсного зачеплення (ГОСТ 15023-76) дільний діаметр шестерні d_1 , визначений за контактною напругою

$$d_1 = 0,62 \sqrt{\frac{E_{36} T_1 K_{Hv} K_B z_1 (u \pm 1)}{[\sigma_H]^2 \varepsilon'_\beta u \cos \beta}}; \quad (10.10)$$

напруга згинання

$$\sigma_F = \frac{T_1 K_{Fv} K_H \psi}{m_n^3 z_1 \varepsilon_\beta Y_F} \leq [\sigma_F], \quad (10.11)$$

де d_1 , E_{36} , T_1 , z_1 , u , K_{Hv} , K_{Fv} , m_n , ε_β , β , $[\sigma_H]$, $[\sigma_F]$ - ті ж самі, що і для евольвентних передач; ε'_β - найближче ціле число в значенні ε_β ; K_B і K_H - коефіцієнти, які залежать від кута β (рис. 8.55 [9]); ψ - коефіцієнт, який залежить від $\Delta\varepsilon = \varepsilon'_\beta - \varepsilon_\beta$ (рис. 8/55 /9/); Y_F - коефіцієнт форми зуба, який визначається в залежності від еквівалентного числа зубів (див. табл. с. 196 [9]).

10.4 Короткі відомості про гвинтові та гіпоїдні передачі

Гвинтові та гіпоїдні передачі застосовують за необхідністю передавати обертовий рух між валами, осі яких мимобіжні у просторі. При такому положенні осей валів опори можна розміщувати по обидва боки від зубчастих коліс, передавати обертовий рух від одного ведучого вала декільком веденим. Гвинтові і гіпоїдні передачі використовують у спеціальних виробках.

Їх недоліки: значне ковзання у зачепленні зубів, підвищене спрацювання, здатність заїдання.

Гвинтовими передачами називають передачі, які складаються із косозубчастих циліндричних коліс із мимобіжними осями (рис. 10.11). Початкові циліндри коліс дотикаються в точці, тому зуби мають точковий контакт в умовах значного ковзання. Це приводить до швидкого спрацювання і заїдання зубів. У зв'язку з цим гвинтові передачі використовують головним чином у кінематичних передачах приладів.

Розрахунок зубчастих коліс гвинтових передач аналогічний розрахунку міцності косозубчастих циліндричних коліс.

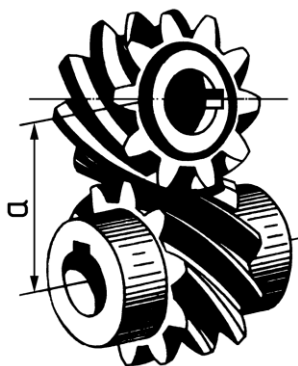


Рис. 10.11. Загальний вигляд гвинтової передачі

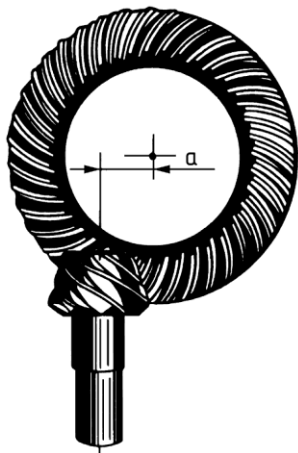


Рис. 10.12. Загальний вигляд гіпоїдної передачі

Гіпоїдна передача реалізується за допомогою конічних коліс із мимобіжними осями і косими або криволінійними зубами (рис. 10.12). Контакт зубів цієї передачі здійснюється за лінією, швидкості ковзання менші порівняно з гвинтовими, тому вони мають підвищену навантажувальну здатність.

Гіпоїдні передачі використовують у автотракторному і текстильному машинобудуванні - редуктор заднього мосту автомобіля, передавання руху від одного ведучого вала десяткам веретен прядильних машин тощо.

Недоліки - підвищені вимоги до точності виготовлення і монтажу.

Розрахунок міцності зубів можна виконувати за методикою розрахунку конічних зубчастих коліс із криволінійними зубами.

10.5 Хвильові зубчасті передачі

Принцип дії та область використання. Хвильова передача кінематично являє собою планетарну передачу з одним із коліс у вигляді гнучкого зубчастого вінця.

Використання хвильових зубчастих передач перспективне в окремих напрямках техніки як редукторів, мультиплікаторів або диференціальних механізмів. Їх доцільно використовувати в механізмах з великим передаточним числом, а також в пристроях із спеціальними вимогами до кінематичної точності, наприклад, у літальних апаратах, атомних реакторах, у хімічній промисловості, в промислових роботах, у приладобудуванні тощо.

Переваги хвильових передач: багатопарність зачеплення (до 60 - 80 зубів одночасно), що забезпечує високу навантажувальну здатність; передаточне число однієї пари коліс досягає 63...3145; високий к.к.д. (до 0,85...0,90); висока кінематична точність (до 0,5...1'); мала маса; висока демпфі-

руюча здатність; низький шум при роботі; можливість передачі руху в ізолюваний простір без використання ущільнень.

Недоліки: обмежена частота обертання ведучого вала генератора хвиль (до 4000 хв^{-1}), складність виготовлення гнучкого колеса; відносно низька його довговічність (10000 годин за ГОСТ 16162-85); дрібний модуль зубчастих коліс (0,15...2,0 мм).

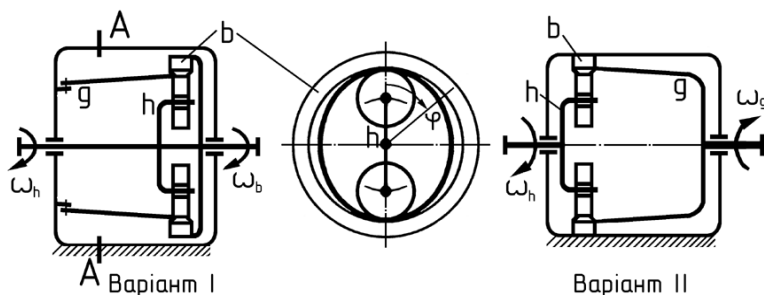


Рис. 10.13. Схеми хвильових передач

Деякі схеми хвильових передач. Схему хвильової передачі показано на рис. 10.13. Передача складається із гнучкого колеса g , жорсткого колеса b , хвильового генератора h . При обертанні генератора хвиль h із кутовою швидкістю ω_h , гнучке колесо g і ведений вал, що зв'язаний з ним, обертається з кутовою швидкістю ω_b . Передавання обертового руху із змінною кутовою швидкістю забезпечується різницею чисел зубів жорсткого та гнучкого зубчастих коліс. Передача такого типу називається хвильовою через хвилеподібне деформування гнучкого колеса при обертанні генератора. Обертання генератора приводить до обертання жорсткого колеса з кутовою швидкістю ω_b (1 варіант) або гнучкого колеса із швидкістю ω_g (варіант 2).

Для хвильових передач використовується переважно евольвентна форма зубів. При великому числі зубів ($Z > 100$) евольвентний профіль наближається до трапецеїдального. Дільний діаметр d_g зубчастого вінця гнучкого колеса g менше дільного діаметра d_b жорсткого колеса b на розмір необхідної деформації

$\delta = d_g - d_b$ (звичайно величина δ дорівнює висоті зуба).

В навантаженому стані в зачепленні одночасно може знаходитися до 1/3 загального числа зубів.

Передаточне відношення хвильових передач визначається, як і для планетарних, за методом Вілліса

$$(\omega_b - \omega_h) / (\omega_b - \omega_g) = d_b / d_g. \quad (10.12)$$

Після перетворення одержимо:

а) при нерухомому жорсткому колесі b ($\omega_b = 0$):

$$u_{hg}^b = \omega_h / \omega_g = -d_g / (d_b - d_g) = -d_g / 2\omega_b; \quad (10.13)$$

б) при нерухомому гнучкому колесі g ($\omega_g = 0$):

$$u_{hb}^g = \omega_h / \omega_b = d_b / d_b - d_g = d_b / 2\omega_b; \quad (10.14)$$

Тобто, якщо у простій передачі u дорівнює відношенню діаметрів, то в хвильовій передачі – відношенню діаметра веденого колеса до різниці діаметрів або до розміру деформування ω_b .

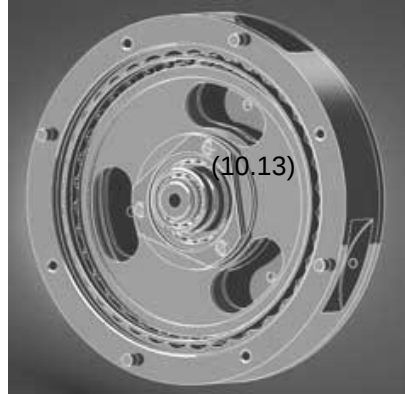


Рис. 10.14. Загальний вигляд хвильової передачі

Основні параметри хвильових передач для одноступінчастих редукторів регламентовано ГОСТ 23108-78, який поширюється на хвильові редуктори загального призначення типорозмірів $B_3 - 50, \dots, B_3 315$ (тут B означає зубчастий хвильовий редуктор, а цифри через тире – внутрішній діаметр гнучкого колеса d , мм) з обертовим моментом на веденому валу $T_2 = 22,4, \dots, 6300 \text{ Н}\cdot\text{м}$ і передаточним числом $u = 80, \dots, 315$.

Основні критерії працездатності: руйнування гнучких коліс і гнучких підшипників кочення, генераторів; недостатня жорсткість генераторів і колеса; спрацювання зубів, яке залежить від напруги зминання; перегрів передачі.

Розрахунковими критеріями є: міцність гнучкого колеса, міцність гнучких підшипників генератора, жорсткість генератора і жорсткого колеса, спрацювання зубів.

Надмірне деформування генератора і жорсткого колеса приводить до інтерференції зубів при вході в зачеплення і проковзування генератора при нерухомому вихідному валу. В цілому припращування зубів незначне і не обмежує строк служби передачі.

При розрахунках хвильових передач на міцність визначають головний параметр – внутрішній діаметр гнучкого колеса d в недеформованому стані, від якого залежать інші розміри передачі.

Більш детально див. [6], [9].

10.6 Передача «гвинт – гайка»

Загальні відомості. Передача «гвинт – гайка» (гвинтовий механізм) призначена для перетворення обертового руху у поступальний рух (рис. 10.15). При цьому як гвинт, так і гайка можуть мати або обертовий або поступальний рух, або мати обидва рухи одночасно.



Рис. 10.15. Загальний вигляд гвинтової передачі

Наприклад, у гвинтовому домкраті (рис. 10.16), який є добрим прикладом використання передачі «гвинт – гайка», гвинт здійснює обидва рухи одночасно.

Передача «гвинт – гайка» використовується в механізмах, де необхідно створювати великі навантаження (до 1000 кН) - домкрати, преси, натискні пристрої прокатних станів тощо, а також у механізмах точних переміщень - механізми подачі металорізних верстатів, вимірювальні, установочні і регулюючі механізми.

Переваги передачі «гвинт – гайка»: великий виґраш у силі; велика навантажувальна здатність при малих габаритах; можливість одержання повільного руху; можливість досягнення високої точності переміщення; простота конструкції та експлуатації.

Недоліки: великі втрати на тертя і низький к.к.д., а тому неможливість використання при великих швидкостях; інтенсивне спрацювання деталей передачі.

Передачі «гвинт – гайка» діляться на передачі з тертям ковзання (найбільш поширені) і з тертям кочення.

Гвинти передач діляться на вантажні і ходові. Вантажні гвинти призначено для створення великих зусиль у домкратах, пресах, натискних пристроях, ходові гвинти – для одержання точних переміщень.

Гайки можуть бути цільними - для вантажних гвинтів і здвоєними - для ходових гвинтів.

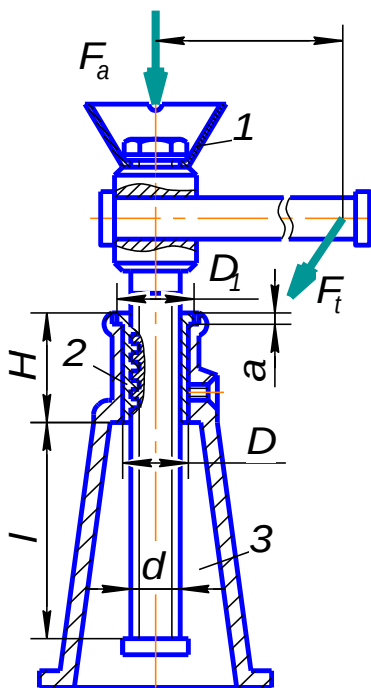


Рис. 10.16. Конструкція гвинтового домкрата

Основні параметри передачі «гвинт – гайка». Передаточне відношення i передачі «гвинт – гайка» умовно можна визначити за такою формулою:

$$i = \frac{S_m}{S_z} = \frac{\pi d_m}{P_1} = \frac{2\pi l_p}{nP}, \quad (10.15)$$

де S_z і S_m відповідно осьове переміщення гвинта або гайки і колове переміщення маховичка (рукоятки), за допомогою якого обертається гвинт або гайка; d_m – діаметр маховичка; P_1 – хід різьби гвинта; l_p – довжина рукоятки; P – крок різьби; n – число заходів різьби.

Залежність між осьовою силою на гвинті F_a і коловою силою на маховичку F_t має такий вигляд:

$$F_a = F_t i \eta, \quad (10.16)$$

де η – к.к.д. передачі, $\eta \approx 0,3$.

К.к.д. передачі «гвинт – гайка» η_{ng} в цілому дорівнює

$$\eta_{ng} = \eta_{zn} \eta_{on},$$

де η_{zn} – к.к.д. гвинтової пари; η_{on} – к.к.д. опору механізму, $\eta_{on} = 0,9 \dots 0,95$ – для ходових гвинтів верстатів, $\eta_{on} = 0,5 \dots 0,7$ – для пресів.

Особливості розрахунку різьби гвинтових механізмів. Основною причиною виходу із ладу гвинтових механізмів є спрацювання різьби. Тому критерієм працездатності гвинтових механізмів є стійкість різьб проти спрацювання.

Для забезпечення необхідної стійкості різьби проти спрацювання необхідно, щоб середній тиск у різьбі p не перевищував допустимий тиск $[p]$, тобто

$$p = \frac{F_a}{\pi d_2 h z} \leq [p], \quad (10.17)$$

де F_a - осьова сила на гвинті; d_2 - середній діаметр різьби гвинтової пари; h - робоча висота профілю різьби, $h = 0,5P$ - трапецїйна різьба (P - крок різьби), $h = 0,75P$ - упорна різьба, $h = 0,54P$ - трикутна різьба; z - число витків різьби на висоті гайки H , $z = \frac{H}{P}$.

Значення середнього тиску у різьбі p для трапецїдної різьби знайдемо, підставивши значення h і z до формули (10.17),

$$p = \frac{2F_a}{\pi d_2 H} \leq [p] \quad (10.18)$$

Середній діаметр різьби гвинтової пари d_2 при проектному розрахунку

$$d_2 = \sqrt{\frac{F_a}{\pi \psi_H \psi_h [p]}}, \quad (10.19)$$

де ψ_H - коефіцієнт висоти гайки, $\psi_H = H/d_2$; ψ_h - коефіцієнт робочої висоти профілю різьби, $\psi_h = h/P$.

Значення коефіцієнта $\psi_H = 1,2 \dots 2,5$; більші величини коефіцієнта ψ_H використовують для різьб меншого діаметра; для рознімних гайок $\psi_H = 2,5 \dots 3,5$. Значення коефіцієнта $\psi_h = 0,5$ - трапецїйна різьба, $\psi_h = 0,75$ - упорна різьба, $\psi_h = 0,54$ - трикутна різьба.

Одержаний середній діаметр різьби d_2 узгоджують із стандартом.

Зовнішній діаметр гайки D (див. рис. 10.16) визначається із умови міцності її тіла на розтягування і крутіння:

$$D \geq \sqrt{\frac{4F_{ap}}{\pi [\sigma_{3M}]} + d^2}, \quad (10.20)$$

де F_{ap} - розрахункова осьова сила, яка діє на гвинт, $F_{ap} = 1,25F_a$ - трапецїйна різьба, $F_{ap} = 1,2F_a$ - упорні та прямокутні різьби; числовий коефіцієнт 1,25 та 1,2 враховує сумісну дію напруги розтяг-

нення та крутіння; $[\sigma_p]$ - допустима напруга на розтягнення або стиск для сталевих гвинтів; d - зовнішній діаметр різьби гвинтової пари.

Значення діаметра D , що одержане із (10.20), узгоджують із стандартом.

Діаметр буртика гайки D_1 (див. рис. 10.16) визначається із умови міцності її тіла на зминання

$$D_1 \geq \sqrt{\frac{4F_{ap}}{\pi[\sigma_{зм}]} + D^2}, \quad (10.21)$$

де $[\sigma_{зм}]$ - допустима напруга зминання.

Висота буртика

$$a = 0,25H. \quad (10.22)$$

Довжину гвинта вибирають конструктивно в залежності від переміщення l , яке задається умовою задачі. Для домкратів

$$l = (8 \dots 10)d \quad (10.21)$$

(d – зовнішній діаметр різьби, див. рис. 10.16).

Гвинти, які працюють на стиск, перевіряють на міцність і стійкість за формулою

$$\sigma = \frac{4F_a}{\pi d_1^2} \leq \gamma[\sigma], \quad (10.22)$$

де $[\sigma]$ - допустима напруга, яка забезпечує стійкість гвинта,

Таблиця 10.1.

Значення коефіцієнта зменшення допустимої напруги для стиснутих стержнів γ

λ	30	50	60	80	100	120	140	160
γ	0,91	0,86	0,82	0,70	0,51	0,37	0,29	0,24
γ	0,91	0,83	0,79	0,65	0,43	0,30	0,23	0,19
Примітка: Нижні значення γ відносяться до сталей підвищеної якості.								

$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{S}$ (де σ_T - напруга текучості; S - коефіцієнт запасу міцності, $S = 2 \dots 4$); γ - коефіцієнт зменшення допустимої напруги для

стиснутих стержнів; вибирається в залежності від їх гнучкості

$$\lambda = \frac{\mu l}{i} = \frac{4l}{d_1} \quad (\text{тут ураховується спосіб закріплення гвинта, при шарнірному закріпленні – при наявності зазорів } \mu = 1; i = \sqrt{J/A} = d_1/4; \text{ див. табл. 10.1}).$$

Матеріал деталей передачі, допустимі значення напруги. Матеріал гвинтів та гайок повинен мати низький коефіцієнт тертя та високу стійкість проти спрацювання. Вибір матеріалу залежить від призначення передачі та умов роботи. З метою зменшення втрат на тертя використовують антифрикційні пари сталь-бронза.

Слабо напружені і тихохідні гвинти, які не підлягають гартуванню, виготовляють із сталей 45, 50 або А45, А50, А40Г (із вмістом свинцю 0,15 ... 0,50 %), У10А; гвинти, які підлягають гартуванню - із сталей 65Г, 40Х та ін.; гвинти, які підлягають азотуванню - із сталей 40ХФА, 18ХГ.

Матеріал гайок: бронзи олов'янисті Бр010Ф1, Бр04Ц7С5 та ін., цинковий сплав ЦАМ 10-5, а при малому навантаженні і швидкості - антифрикційний чавун.

Допустимий тиск в різьбі $[p]$ для пар матеріалів: гартована сталь-бронза 11...13 МПа, негартована сталь-бронза 8...10 МПа, негартована сталь-чавун 4...6 МПа. Тиск у різьбі гвинтів механізмів точних переміщень повинен бути в 2...3 рази меншим, ніж у різьбі передач загального призначення.

Допустима напруга на розтяг або стиск $[\sigma_p]$ для сталевих гвинтів дорівнює

$$[\sigma_p] = \sigma_T / [S_T] \quad (10.23)$$

при $[S_T] = 2...3$.

Допустима напруга матеріалу гайок: на зминання бронзи або чавуну по сталі $[\sigma_{зм}] = 42...55 \text{ Н/мм}^2$; на розтягнення: для бронзи $[\sigma_{зм}] = 34...44 \text{ Н/мм}^2$; для чавуну $[\sigma_{зм}] = 20...24 \text{ Н/мм}^2$.

10.7 Фрикційні передачі

Загальні відомості. Фрикційні передачі - це передачі, в яких рух від ведучого елемента до веденого передається силами тертя (рис. 10.17).

Простою фрикційною передачею є циліндрична, яка складається із двох циліндричних котків (роликів), притиснутих один до одного деякою силою F_n (рис. 10.18).

Для забезпечення нормальної роботи передачі без проковзування котків необхідно, щоб сила тертя в місці контакту котків F_m була більшою колової сили F_t , яка передається передачею:

$$F_m \geq F_t, \quad (10.23)$$

де сила тертя

$$F_m = f F_n$$

(F_n – сила притиску котків; f – коефіцієнт тертя матеріалу котків),

а колова сила

$$F_t = 2T_2 / d_2 \quad (10.24)$$

(T_2 і d_2 – відповідно обертовий момент і діаметр веденого котка).

Порушення умови (10.23) призводить до буксування котків і до їх швидкого руйнування.

Фрикційні передачі діляться



Рис. 10.17. Автоматична коробка зміни передач сучасного автомобіля, яка містить дискову фрикційну передачу та варіатор із розсувними конусами

на дві групи:

- передачі нерегульовані з постійним передаточним відношенням;

- передачі регульовані або варіатори із змінним передаточним відношенням.

Переваги фрикційних передач: простота та дешевизна виготовлення і експлуатації; плавність та безшумність роботи; можливість безступінчастого регулювання частоти обертання веденого вала, захист машин від поломок при їх перевантаженні внаслідок проковзування котків.

Недоліки: високі навантаження на вали і підшипникові опори із-за необхідності притискування котків; нестабільність передаточного відношення через можливе проковзування котків; необхідність застосування натискних пристроїв; небезпека пошкодження котків при буксуванні; швидке спрацювання котків.

Фрикційні передачі з постійним передаточним відношенням використовують переважно як кінематичні у приладах, де необхідні плавність та безшумність роботи.

Як силові вони використовуються рідко – у фрикційних молотах, пресах тощо. Потужність таких передач – до 20 кВт, допустима швидкість котків – до 25 м/с.

Фрикційні варіатори використовують як у кінематичних, так і у силових передачах у тих випадках, коли необхідне безступінчасте регулювання швидкості. Їх використовують у верстатобудуванні, зварювальних та ли-

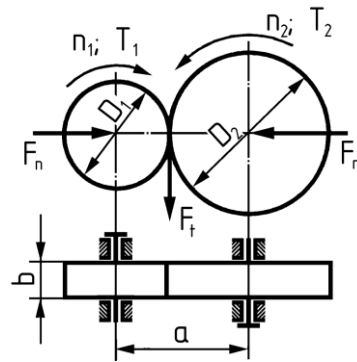


Рис. 10.18. Фрикційна циліндрична передача

варних машинах, машинах текстильної, хімічної та паперової промисловості, у приладобудуванні і т. п.

Передаточне відношення силових передач вибирають до величин 1:7, в силових передачах з валами, що розвантажуються – до 1:15, в ручних передачах приладів – до 1:25.

Найбільший діапазон регулювання D , тобто відношення найбільшої частоти обертання на виході n_{max} до найменшої частоти n_{min} , варіаторів досягає $D = 3...4$, спарених варіаторів – до $D = 12...16$.

Використання великих діапазонів регулювання частот D зв'язано із значним зниженням к.к.д. і граничної потужності на малих частотах обертання.

Основні типи фрикційних передач і варіаторів. Передачі з постійним передаточним відношенням: циліндрична, конічна, конічна реверсивна тощо.

Циліндрична фрикційна передача (див. рис. 10.18) використовується для передавання руху між валами з паралельними осями. Передаточне відношення передачі

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} \approx \frac{d_2}{d_1}, \quad (10.25)$$

де d_1, d_2 - зовнішні діаметри котків; ε - коефіцієнт ковзання; $\varepsilon = 0,01 \dots 0,03$.

Рекомендується $i \leq 6$.

Сила притиску котків

$$F_n = \frac{KF_t}{f}, \quad (10.26)$$

де K - коефіцієнт запасу зчеплення, $K = 1,25...1,5$ для силових передач, $K \leq 3$ для приладів; f - коефіцієнт тертя, $f = 0,04...0,05$ - сталь по сталі в мастилі, $f = 0,15...0,20$ - сталь по сталі або чавуну без змащення, $f = 0,2...0,3$ - сталь по текстоліту.

Конічна передача використовується для передавання обертального руху між валами, осі яких перетинаються (рис. 10.19). Частіше всього кут між осями $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ (δ_1 і δ_2 – кути при вершинах конусів ведучого і веденого котків).

Передаточне відношення

$$i \approx \frac{d_2}{d_1}.$$

Так

$$d_2 = 2R \sin \delta_2, \text{ а}$$

$$d_2 = 2R \sin \delta_2,$$

то

$$i = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}, \quad (10.5)$$

а при

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$$

$$i = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1.$$

Сили притиску: нормальна до лінії контакту F_n , першого F_{n1} і другого F_{n2} котків:

$$F_n = \frac{KF_t}{f};$$

$$F_{n1} = F_n \sin \delta_1;$$

$$F_{n2} = F_n \sin \delta_2.$$

(10.27)

При $\delta_1 < \delta_2$ -

$F_{n1} < F_{n2}$ і тому натискний пристрій доцільно розміщувати з боку меншого котка.

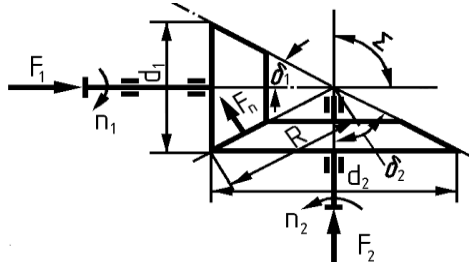


Рис. 10.19. Конічна фрикційна передача

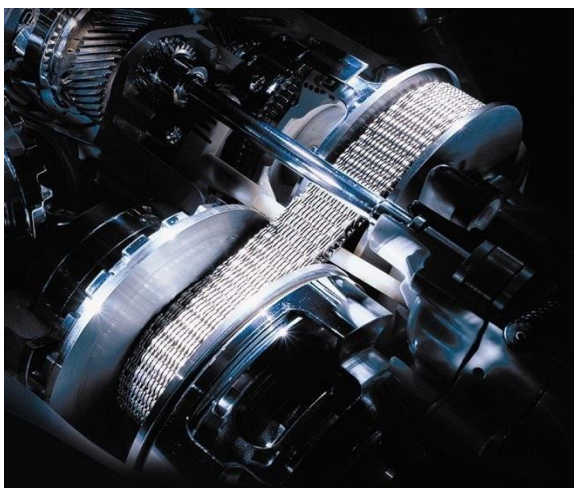


Рис. 10.20. Фрикційний варіатор із розсувними конусами як елемент автоматичної коробки зміни передач сучасного автомобіля

Варіатори. Варіатор із розсувними конусами має установлені на паралельних валах дві пари розсувних зрізаних конусів, направлених меншими основами один до одного. Пари конусів з'єднанні між собою передаючим елементом у вигляді клинового паса або спеціального ланцюга. Для одночасного розсовування однієї пари конусів і зближення другої пари конусів на одне і те ж значення використовується гвинтовий механізм керування (рисунки 10.20-10.21). При цьому клиновий пас або ланцюг переміщується вздовж поверхні зрізаних конусів на різні робочі діаметри без зміни своєї довжини.

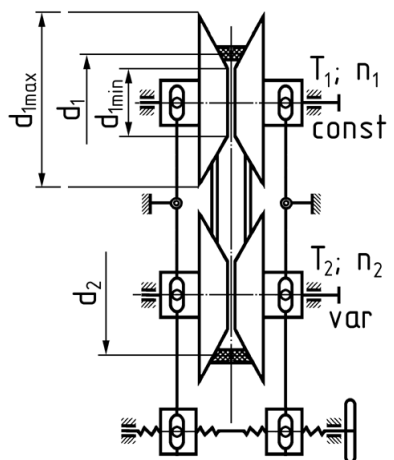
Кінематичні залежності:

$$i_{\max} \approx \frac{d_{2\max}}{d_{1\min}}; \quad i_{\min} \approx \frac{d_{2\min}}{d_{1\max}}; \quad (8.28)$$

$$D = \frac{d_{1\max} d_{2\max}}{d_{1\min} d_{2\min}}.$$

Для стандартних клинових пасів (ГОСТ 1284.1-80) $D \leq 1,5$; для спеціальних широких пасів (ГОСТ 22931-78) $D \leq 4...5$ при потужності $0,37...15$ кВт.

Варіатори з розсувними конусами прості і надійні в роботі і достатньо поширені в загальному машинобудуванні. Їх використовують у металорізних верстатах, у текстильних машинах, моторолерах, спеціальних колісних машинах підвищеної прохідності в якості безступінчастих коробок пе-



Права різьба Ліва різьба

Рис. 10.21. Схема фрикційного варіатора з розсувними конусами

редач.

Торовий варіатор складається із двох чашок 1, 2, що виконані за формою кругового тора і закріплені на ведучому і веденому валах, та роликів 3, які затиснуті між чашками 1 і 2 (рисунки 10.22-10.23). Зміна передаточного відношення досягається обертанням роликів навколо осей O . При цьому досягається зміна робочих діаметрів чашок 1 і 2. Ведучий вал обертається з постійною частотою n_1 , а частота обертання веденого вала n_2 може бути рівною, більшою або меншою n_1 .



Рис. 10.22. Загальний вигляд торового фрикційного варіатора

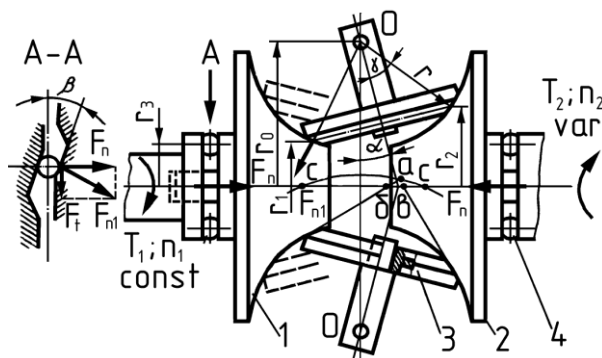


Рис. 10.23. Схема торового фрикційний варіатора

Передаточне відношення

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{r_0 - r \cos(\gamma + \alpha)}{r_0 - r \cos(\gamma - \alpha)}, \quad (10.29)$$

де $r_0, r_1, r_2, \gamma, \alpha$ - параметри варіатора (див. рис. 10.23).

Торові варіатори нормалізовані для потужностей 1,5...2 кВт, їх діапазон регулювання $D = 3...6,25$.

Перевага торових варіаторів: компактність, мале ковзання в місці стикання роликів і чашок. Недоліки: високі вимоги до точності виготовлення та монтажу.

Використовуються в сільськогосподарському машинобудуванні.

Дисковий варіатор складається із набору ведучих (9...21 і більше штук) і ведених сталевих дисків, що загартовані до твердості $H = 51...61\text{HRC}$ (рис. 10.24). Варіатор працює в мастилі, яке зменшує спрацювання дисків. Зміна передаточного відношення досягається переміщенням ведучого вала 1 відносно веденого вала 2 в напрямках, що вказані на рисунку стрілками. При цьому змінюється міжосьова відстань a і робочий діаметр d_2 .

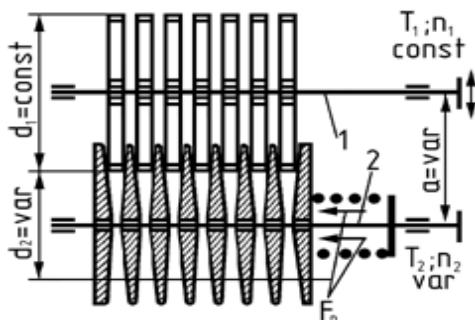


Рис. 10.24. Дисковий фрикційний варіатор

При цьому змінюється міжосьова відстань a і робочий діаметр d_2 .

Передаточне відношення

$$i \approx \frac{d_2}{d_1} = \text{var}. \quad (10.30)$$

Використання тонких сталевих дисків дозволяє одержати компактну конструкцію при значній потужності – до 40 кВт. Діапазон регулювання $D \leq 4,5$ при к.к.д. 0,8...0,9. Збільшення точок контакту між фрикційними елементами до $m = 18...42$ і більше дозволяє значно знизити контактний тиск і разом з цим спрацювання дисків. Знижується і сила притиску F_n , яка дорівнює

$$F_n = \frac{KF_t}{mcf} = \frac{2KT_1}{mcf d_1}, \quad (10.31)$$

де c – число ведучих валів.

В окремих галузях промисловості використовується ряд інших схем і конструкцій варіаторів.

Основи розрахунку міцності фрикційних передач.

Критеріями працездатності фрикційних пар є:

- викришування робочої поверхні фрикційних пар від втомленості матеріалу - в передачах, які працюють у мастилі в умовах рідинного тертя; - спрацювання фрикційних пар - в передачах, які працюють без змащення або при відсутності рідинного тертя;

- задирка робочої поверхні - зв'язана із буксуванням або перегрівом передачі при великих навантаженнях і швидкостях в умовах недостатнього змащення.

Всі види руйнування залежать від контактної напруги в місці стикання фрикційних пар. Тому міцність і довговічність фрикційних передач оцінюють за критерієм допустимої контактної напруги за такими формулами:

- при початковому дотику по лінії (тіла кочення - циліндри, конуси, тори, ролики)

$$\sigma_H = 0,4183 \sqrt{\frac{F_n E_{36}}{b \rho_{36}}} \leq [\sigma_H], \quad (10.32)$$

де b - довжина лінії контакту;

- при початковому дотику в точці

$$\sigma_H = m^3 \sqrt{\frac{F_n E_{36}^2}{\rho_{36}^2}} \leq [\sigma_H], \quad (10.33)$$

де m - коефіцієнт, який залежить від форми тіл кочення.

Допустима напруга $[\sigma_H]$ для загартованих сталей із твердістю $H > 60 \text{ HRC}$ при контакті за лінією і доброму змащенні - 1000...1200 МПа; при початковому контакті у точці - 2000...2500 МПа.

Контрольні запитання

1. В чому полягають особливості розрахунків відкритих зубчастих передач?
2. Із яких сталей виготовляють колеса відкритих зубчастих передач?
3. Із яких умов міцності вибирають конструктивні розміри відкритих зубчастих передач?
4. За яких припущень вибирають допустиму згинальну напругу відкритих зубчастих передач?
5. Дайте загальну характеристику та назвіть область використання планетарних передач.
6. Назвіть переваги та недоліки планетарних передач.
7. Які сили діють в зачепленні планетарних передач?
8. За якими критеріями проводиться розрахунок міцності планетарних передач?
9. В чому полягають особливості геометрії та зачеплення передач з круговим профілем зубів (М. Новікова)?
10. В чому полягають особливості допільного зачеплення передач з круговим профілем зубів (М. Новікова)?
11. В чому полягають особливості запольного зачеплення передач з круговим профілем зубів (М. Новікова)?
12. В чому полягають особливості дозопільного зачеплення передач з круговим профілем зубів (М. Новікова)?

13. Чим пояснюється більша навантажувальна здатність за контактною напругою передач з круговим профілем зубів (М. Новікова) порівняно із евольвентним зачепленням?

14. Наведіть рівняння для визначення основних геометричних параметрів дозаполюсного зачеплення передач з круговим профілем зубів (М. Новікова).

15. Назвіть та охарактеризуйте критерії працездатності та розрахунку передач з круговим профілем зубів (М. Новікова).

16. В яких випадках використовуються гвинтові та гіпоїдні передачі?

17. Які конструктивні особливості мають гвинтові передачі?

18. Які конструктивні особливості мають гіпоїдні передачі?

19. Дайте пояснення принципу дії та деяких схем хвильових передач.

20. Назвіть основні критерії працездатності хвильових передач.

21. Дайте загальну характеристику передачі «гвинт - гайка».

22. Наведіть приклади використання передачі «гвинт - гайка».

23. Визначте переваги та недоліки передачі «гвинт - гайка».

24. Запишіть та проаналізуйте формулу для визначення передаточного відношення гвинтових механізмів.

25. Запишіть та проаналізуйте формулу для визначення осьової сили гвинтових механізмів.

26. Які Вам відомі основні критерії втрати працездатності передачі «гвинт - гайка»?

27. Запишіть та проаналізуйте формулу для визначення розрахункового критерію працездатності гвинтових механізмів.

28. Запишіть та проаналізуйте формулу для визначення середнього діаметра різьби гвинтових механізмів.

29. За якою формулою визначається зовнішній діаметр гайки D ?

30. У чому полягає розрахунок гвинтів на міцність і стійкість?

31. Які матеріали використовуються для виготовлення деталей передач «гвинт - гайка»? Чому?

32. Із якого матеріалу виготовляють слабонапружені і тихохідні гвинти, які не підлягають гартуванню?

33. Із якого матеріалу виготовляють гвинти, які підлягають гартуванню?

34. Із якого матеріалу виготовляють гвинти, які підлягають азотуванню?

35. Чому дорівнює допустимий тиск в різьбі передач «гвинт - гайка»?

36. Як визначається допустима напруга на розтяг або стиск для сталених гвинтів?

37. Як визначається допустима напруга матеріалу гайок?

38. Наведіть загальні відомості про фрикційні передачі. Які їх переваги? Назвіть область використання фрикційних передач.

39. Дайте схему та опишіть принцип дії циліндричної фрикційної передачі. Запишіть основні співвідношення між параметрами циліндричної фрикційної передачі.

40. Дайте схему та опишіть принцип дії конічної фрикційної передачі. Запишіть основні співвідношення між параметрами конічної фрикційної передачі.

41. Опишіть роботу і конструкцію фрикційного варіатора з розсувними конусами.

42. Опишіть роботу і конструкцію фрикційного торового варіатора.

43. Опишіть роботу і конструкцію фрикційного дискового варіатора.

44. Що є критеріями працездатності фрикційних передач?

45. За яким критерієм ведеться розрахунок міцності та довговічності фрикційних передач?