

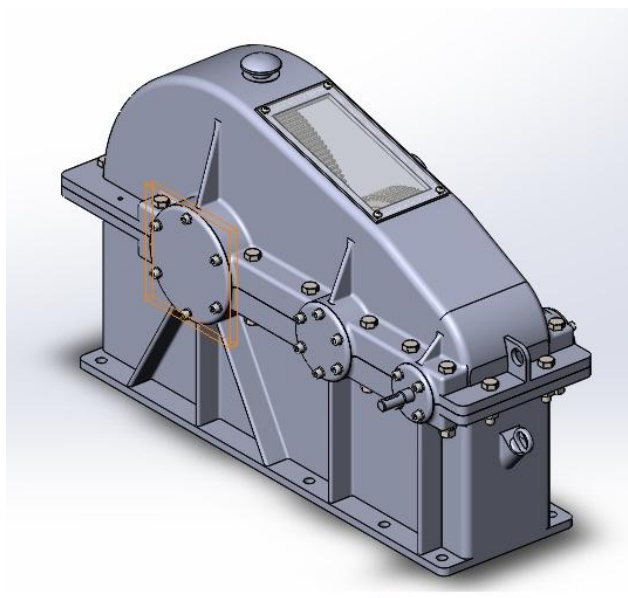
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра деталей машин та прикладної механіки

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
з лабораторної роботи по деталях машин

Лабораторна робота № 4

Визначення навантажувальної здатності циліндричної
зубчатої передачі.



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра деталей машин та прикладної механіки

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
з лабораторної роботи по деталях машин

Лабораторна робота № 4

Визначення навантажувальної здатності циліндричної
зубчатої передачі.

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

Затверджено на засіданні кафедри

„Деталі машин та прикладна механіка”

Протокол № 8 від 5. 03. 2020 р.

Кропивницький 2020

Методичні вказівки по деталях машин з лабораторної роботи

Лабораторна робота № 4. Визначення навантажувальної здатності
циліндричної зубчатої передачі.

Навчальне видання

/Укладачі

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

Відповідальний за випуск

Невдаха Ю.А. к.т.н., доц.

Рецензент

Філімоніхін Г.Б. д.т.н., проф.

1. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА.

1.1. Матеріали і термообробка зубчастих коліс.

Зубчасті колеса виготовляють із різноманітних матеріалів. Основним із них є сталь, яка допускає зміцнюючу термічну або хіміко–термічну обробку. Сталеві зубчасті колеса забезпечують високу несучу здатність та довговічність зубчастої передачі.

Для виготовлення зубчастих коліс найбільше застосування мають якісні вуглецеві сталі 40, 45, 50, сталі з підвищеним вмістом марганцю 40Г2, 50Г, леговані сталі 40Х, 40ХН, 40ХНМА, 35ХГСА та ін.

Залежно від твердості після термообробки сталеві зубчасті колеса умовно можна поділити на дві основні групи:

- а) зубчасті колеса з твердістю $H \leq 350$ НВ після нормалізації та поліпшення;
- б) зубчасті колеса з твердістю $H > 350$ НВ після об'ємного гартування, гартування СВЧ, цементації, азотування.

Із твердістю $H \leq 350$ НВ зубчасті колеса нарізають після термообробки заготовки. При цьому досягається достатня точність виготовлення зубчастих коліс без використання дорогих фінішних операцій. Колеса цієї групи добре припрацьовуються, а зубці не піддаються крихкому руйнуванню при динамічних навантаженнях. Для ліпшого припрацьовування зубців твердість шестірні рекомендують назначати більшою від твердості колеса ($H_1 \geq H_2 + 25...30$ НВ).

У косозубих та шевронних зубчастих передачах інколи назначають твердість зубців шестірні значно вищою, ніж твердість зубців колеса (приблизно на 100 одиниць НВ). Цим досягається деяке підвищення несучої здатності зубчастих передач із косими зубцями

Технологічні переваги сталей із твердістю $H \leq 350$ НВ забезпечили їм широке застосування в умовах індивідуального та малосерійного виробництв, у мало– та середньонавантажених передачах, якщо не ставляться жорсткі обмеження відносно габаритних розмірів зубчастих передач Такі

сталі можуть бути використані для виготовлення великогабаритних зубчастих коліс, термообробка яких утруднена.

Сталі з твердістю $H > 350$ HB застосовують для високонавантажених зубчастих коліс відносно невеликих розмірів. Спеціальні види термообробки дозволяють дістати твердість $H = 50... 60$ HRC. Однак висока твердість створює деякі труднощі у виготовленні зубчастих коліс. Нарізування зубців при високій твердості заготовки неможлива або дуже утруднена. Тому термообробку здійснюють після нарізування зубців. Деякі види термообробки (об'ємне гартування, цементация) супроводжуються значним коробленням зубців. Тому для виправлення форми зубців потрібні додаткові дорогі фінішні операції (шліфування, притирання та ін.). Ці труднощі простіше перебороти в умовах великосерійного та масового виробництва зубчастих коліс, де значно легше окупаються спеціальні обладнання, інструменти, верстати.

Крім того, зубчасті колеса з високою твердістю погано припрацьовуються (немає потреби в різниці твердості), що вимагає підвищеної точності виготовлення та монтажу передачі, значно більшої жорсткості валів та їхніх опор.

Високу твердість зубців зубчастих коліс можна дістати різними видами термічної та хімікотермічної обробки.

Об'ємне гартування – найпростіший спосіб добування високої твердості. Для об'ємного гартування використовують вуглецеві та леговані сталі з середнім вмістом вуглецю 0,35–0,60 %. При цьому можна дістати твердість $H = 45...55$ HRC. Недоліки об'ємного гартування: викривлення зубців і потреба подальших фінішних операцій; зменшення міцності зубців при ударних навантаженнях; обмеження розмірів заготовок, які можуть сприймати об'ємне гартування.

Цементация є тривалим та дорогим процесом. Однак вона забезпечує дуже високу твердість $H = 58...63$ HRC. При гартуванні після цементации форма зубців також викривляється. Для цементации використовують

маловуглецеві леговані сталі 20Х, 12ХНЗА та ін. Леговані сталі забезпечують підвищену міцність серцевини і цим запобігається продавлювання крихкого поверхневого шару зубців при перевантаженнях. Глибина цементації 0,8–1,2 мм. Цементацію застосовують для зубчастих коліс, маса і габаритні розміри яких мають вирішальне значення (транспортні засоби, авіація).

Поверхнєве гартування здійснюють нагріванням СВЧ або газовим полум'ям; воно забезпечує твердість $H = 48...54$ НРС. Застосовується для зубчастих коліс із порівняно великими зубцями ($m > 5$ мм). При малих модулях виникає небезпека прогартування зубців наскрізь. При відносно тонкому поверхневому гартуванні зубці викривляються мало. Для поверхневого гартування використовують сталі 45, 40ХН та ін.

Азотування також забезпечує високу твердість поверхневого шару зубців ($H = 60...65$ НРС). Мала товщина твердого шару близько 0,1–0,6 мм робить зубці чутливими до перевантажень та непридатними для роботи в умовах абразивного спрацювання. Ступінь викривлення зубців після азотування невеликий. Тому цей вид хіміко–термічної обробки доцільно використовувати у тих випадках, коли важко шліфувати зубці (наприклад, у колесах із внутрішніми зубцями). Азотуванню піддаються колеса із середньовуглецевих сталей, до складу яких входить алюміній (38ХМЮА, 42Х2Н2МФЮА та ін.). Заготовки зубчастих коліс, призначених для азотування, треба попередньо гартувати та зробити відпуск (поліпшення) для підвищення міцності серцевини.

Сталеве литво використовують для виготовлення великогабаритних зубчастих коліс ($d > 500$ мм). При цьому застосовують сталі 40Л, 45Л, 50Л, які треба нормалізувати.

Механічні характеристики деяких марок сталей, що використовуються для виготовлення зубчастих коліс, наведені у таблицях.

Для виготовлення шестірні та колеса можна брати однакові або різні марки сталей.

Крім сталей для виготовлення великогабаритних тихохідних зубчастих коліс використовують чавуни. Чавунні зубці достатньо стійкі проти заїдання та спрацювання, але мають низьку міцність на згин. Вони також не можуть працювати в умовах ударного навантаження. Для виготовлення зубчастих коліс у більшості випадків застосовують сірі чавуни марок СЧ 18 – СЧ 35. Останнім часом у малонавантажених передачах широко застосовуються зубчасті колеса з неметалевих матеріалів. Такі колеса виготовляють із шаруватих пластиків, текстоліту або поліамідів (капрон, нейлон). Вони здебільшого працюють у парі із сталевими зубчастими колесами. Передачі з пластмасовими колесами менш чутливі до неточностей виготовлення та монтажу, добре припрацьовуються, створюють менший шум, але поступаються металевим колесам за несучою здатністю та довговічністю. Поліамідні колеса достатньо стійкі при роботі в агресивному корозійному середовищі.

Найглибше теоретично і практично досліджені явища втомного викришування активних поверхонь зубців, що спричинені контактними напруженнями σ_H , та явища втомної поломки зубців, які є результатом циклічної дії напружень згину σ_F у зубцях (позначення контактних напружень σ_H , та напружень згину σ_F для зубців зубчастих передач узгоджені з позначеннями, взятими в іноземній літературі). Вибір норм допустимих напружень $[\sigma]_H$ та $[\sigma]_F$ сприяє запобіганню появи інших видів руйнування зубців зубчастих передач.

У сучасній методиці розрахунку зубчастих передач на міцність із двох напружень σ_H та σ_F за основне у більшості випадків беруть контактне напруження, оскільки в межах заданих габаритних розмірів зубчастих коліс σ_H залишається постійним, а σ_F можна зменшити, збільшуючи модуль зубців.

ДСТУ 21354–87 рекомендує такі види розрахунків на міцність зубців циліндричних евольвентних передач:

1. Розрахунок на контактну втому; виконується, щоб запобігти втомному викришуванню активних поверхонь зубців.

2. Розрахунок на контактну міцність при дії максимального навантаження (розрахунок на контактну міцність); виконується, щоб запобігти залишковій деформації або крихкому руйнуванню поверхневого шару зубців.

3. Розрахунок на втому при згині; виконується, щоб запобігти втомній поломці зубців.

4. Розрахунок на малоциклову втому при згині; виконується, щоб запобігти поломці зубців від малоциклової втоми при плавному та ударному навантаженнях.

5. Розрахунок на міцність при згині максимальним навантаженням; виконується, щоб запобігти залишковим деформаціям або крихкій поломці зубців.

У розрахунках зубчастих передач треба враховувати умови навантаження зубців. Під час однобічного обертання коліс (нереверсивні передачі) зубці навантажуються тільки з одного боку, а під час обертання у двох напрямках (реверсивні передачі) – із двох боків. Тому при перевірці на контактну втому активних поверхонь зубців реверсивних зубчастих передач, якщо умови їхньої роботи (навантаження, його тривалість, швидкість обертання) при зміні напрямку обертання міняються, треба для кожного робочого боку зубців зубчастих коліс виконувати два самостійних розрахунки. Перевірку зубців на втому при згині виконують за допустимими напруженнями, які є різними у разі одно– і двобічного навантажень зубців.

1.2. Допустимі напруження у розрахунках зубчастих передач.

Допустимі контактні напруження. При розрахунках активних поверхонь зубців на контактну втому допустиме контактне напруження визначають за такою формулою (тут і далі при розрахунках зубчастих передач на міцність уведено деякі спрощення щодо ДСТУ 21354–87):

$$[\sigma]_H = (\sigma_{Hlim b} Z_R \cdot K_{HL})/S_H, \quad (1.1)$$

де $\sigma_{Hlim\ b}$ – границя контактної витривалості поверхонь зубців, що відповідає базі випробувань N_{HO} ;

Z_R – коефіцієнт, що враховує шорсткість спряжених поверхонь зубців (беруть спільним для пари коліс, але для більш грубої поверхні одного з них: $Z_R=1$ при $R_a=1,25\dots0,63$; $Z_R=0,95$ при $R_a=2,5\dots1,25$; $Z_R=0,9$ при $R_z=40\dots10$);

K_{HL} – коефіцієнт довговічності;

S_H – коефіцієнт запасу (для зубчастих коліс із однорідною структурою $S_H = 1,1$, а для коліс із поверхневим зміцненням зубців $S_H = 1,2$).

Границю контактної витривалості поверхонь зубців $\sigma_{Hlim\ b}$ знаходять залежно від виду термічної обробки зубців та їхньої твердості за таблицею, а базу випробувань N_{HO} – за формулою (твердість H_{HB} в одиницях Брінелля)

$$N_{HO} = 30 \cdot H_{HB}^{2,4}. \quad (1.2)$$

Коефіцієнт довговічності K_{HL} враховує можливість збільшення допустимих напружень при еквівалентному числі циклів N_{HE} навантаження зубців за строк служби передачі, меншому від бази випробувань N_{HO} :

$$K_{HL} = \sqrt[6]{N_{HH} / N_{HH}}. \quad (1.3)$$

Еквівалентне число циклів навантаження зубців за строк служби передачі визначають з урахуванням режиму навантаження зубчастих коліс (значення K_{HE} див. з табл.):

$$N_{HE} = K_{HE} \cdot N_{\Sigma},$$

де сумарне число циклів навантаження зубців N_{Σ} , за строк служби h , год, передачі при кутовій швидкості ω , рад/с, зубчастого колеса знаходять за формулою

$$N_{\Sigma} = 1800 \cdot i \cdot \omega \cdot h / \pi, \quad (1.4)$$

де i – число зубчастих коліс, спряжених із даним зубчастим колесом, для якого визначається N_{Σ}

Існують такі обмеження коефіцієнта довговічності K_{HL}

а) при $N_{HO} < N_{HE}$ і постійному режимі навантаження ($K_{HE}=1$) рекомендують брати

$$K_{HL} = \sqrt[24]{N_{HH} / N_{HH}} \geq 0.9$$

а для інших типових режимів навантаження беруть $K_{HL} = 1$;

б) при $N_{HO} > N_{HE}$ і однорідній структурі матеріалу зубчастих коліс $K_{HL} \leq 2,6$, а для зубців із поверхневим зміцненням $K_{HL} \leq 1,8$.

У розрахунках прямо– і косозубих передач із твердістю зубців $H > 350$ HB за розрахункове допустиме напруження $[\sigma]_H$ беруть менше із двох значень $[\sigma]_{H1}$ та $[\sigma]_{H2}$, розрахованих для зубців шестірні та колеса. Для косозубих передач, якщо твердість зубців хоча б одного колеса $H < 350$ HB, за розрахункове допустиме контактне напруження беруть

$$[\sigma]_H = 0,45 \cdot ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) \quad (1.5)$$

із виконанням умов:

$[\sigma]_H \leq 1,23[\sigma]_{Hmin}$ – для циліндричних зубчастих передач;

$[\sigma]_H \leq 1,15[\sigma]_{Hmin}$ – для конічних зубчастих передач.

Тут $[\sigma]_{Hmin}$ менше з двох значень $[\sigma]_{H1}$ і $[\sigma]_{H2}$,

Підвищення несучої здатності передач із косими зубцями та значною різницею у твердості зубців шестірні та колеса (більше значення допустимого контактного напруження $[\sigma]_H$) пов'язане із нахиленим розміщенням контактних ліній на робочих поверхнях зубців. Ніжки зубців мають меншу стійкість проти викришування, ніж головки, бо у них несприятливе поєднання напряму ковзання та перекочування поверхонь зубців. Відповідно ніжка зубця колеса, що працює з головкою зубця шестірні, починає викришуватись у першу чергу. При цьому через нахил контактної лінії навантаження (частково або повністю) передається на головку зубця колеса, що працює із ніжкою зубця шестірні. Послаблена ніжка зубця колеса розвантажується і її подальше викришування не відбувається. Додаткове навантаження ніжки зубця шестірні не є небезпечним, оскільки її зубці мають більшу твердість. Використання косозубої шестірні з високою твердістю зубців дозволяє додатково підвищити несучу здатність передачі до 20–25 %.

Допустиме граничне контактне напруження $[\sigma]_{Hmax}$ залежить від виду термічної або хіміко–термічної обробки зубчастих коліс. Для зубців

зубчастих коліс після нормалізації, поліпшення або об'ємного гартування з низьким відпусканням (в тому числі і після нагрівання СВЧ) $[\sigma]_{Hmax} = 2,8\sigma_T$, де σ_T – границя текучості при розтягу. Для зубців після цементації, а також після контурного гартування при нагріванні СВЧ $[\sigma]_{Hmax} = 40H_{HRC}$. Для зубців після азотування $[\sigma]_{Hmax} = 3H_{HV}$

Допустимі напруження на згин. У розрахунках зубців на втому при згині допустиме напруження визначають окремо для зубців шестірні $[\sigma]_{F1}$ та зубців колеса $[\sigma]_{F2}$ за формулою

$$[\sigma]_F = \sigma_{F \text{ lim } b} K_{FC} K_{FL} / S_F, \quad (1.6)$$

де $\sigma_{F \text{ lim } b}$ – границя витривалості зубців при згині, що відповідає базі випробувань $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ при коефіцієнті асиметрії $R = 0$;

K_{FC} – коефіцієнт впливу напрямку прикладання навантаження на зубці;

K_{FL} – коефіцієнт довговічності;

S_F – коефіцієнт запасу, який беруть:

$S_F = 1,75$ – при ймовірності неруйнування зубців 0,90;

$S_F = 2,2$ – при ймовірності неруйнування більше від 0,99.

Границя витривалості зубців при згині залежить від виду термічної або хіміко–термічної обробки сталевих зубчастих коліс. Деякі дані для визначення $\sigma_{F \text{ lim } b}$ наведені у таблиці.

При однобічному прикладанні до зубців навантаження (нереверсивні передачі) коефіцієнт $K_{FC} = 1$, а при двобічному прикладанні навантаження (реверсивні передачі) коефіцієнт K_{FC} визначають за формулою

$$K_{FC} = 1 - \gamma_{FC} \cdot T''_1 / T'_1 \quad (1.7)$$

де γ_{FC} – коефіцієнт, що враховує здатність матеріалу чинити опір руйнуванню при зміні напрямку навантаження ($\gamma_{FC} = 0,35$ для зубців після нормалізації або поліпшення;

$\gamma_{FC} = 0,25$ – для зубців із поверхневим зміцненням;

$\gamma_{FC} = 0,1$ – для зубців після азотування);

$T'_1 > T''_1$ – обертові моменти, що навантажують передачу у протилежних напрямках.

$$\text{Коефіцієнт довговічності} \quad K_{FC} = m_F \sqrt{N_{F0}} / N_{FE} \quad (1.8)$$

тут m_F – показник степеня кривої втоми, який беруть:

$m_F = 6$ для зубчастих коліс із твердістю поверхні зубців $H \leq 350$ НВ та зі шліфованою перехідною поверхнею незалежно від твердості;

$m_F = 9$ – для зубчастих коліс із нешліфованою перехідною поверхнею при твердості зубців $H > 350$ НВ;

N_{FE} – еквівалентне число циклів зміни напружень згину за строк служби передачі, яке знаходять із урахуванням режиму навантаження передачі:

$$N_{FE} = K_{FE} \cdot N_{\Sigma}.$$

Сумарне число циклів навантаження зубців N_{Σ} . За строк служби передачі визначають за формулою (1.4).

Необхідно враховувати такі обмеження коефіцієнта K_{FL}

якщо $N_{F0} < N_{FE}$, то беруть $K_{FL} = 1$;

якщо $N_{F0} > N_{FE}$ і $m_F = 6$, то $K_{FL} \leq 2,08$;

якщо $m_F = 9$, то $K_{FL} \leq 1,63$.

Граничне допустиме напруження на згин $[\sigma]_{F \max}$, що використовують у розрахунках зубців на міцність при згині максимальним навантаженням, визначають за формулою

$$[\sigma]_{F \max} = \sigma_{F \lim M} / S_F. \quad (1.9)$$

Тут граничне напруження $\sigma_{F \lim M}$, що не спричинює залишкових деформацій або крихкої поломки зубців, рекомендують брати таким:

$\sigma_{F \lim M} = 4,87/H_{HB}$ (Мпа) – для легованих та вуглецевих сталей після нормалізації та поліпшення;

$\sigma_{F \lim M} = 6H_{HB}$ (Мпа) – для легованих та вуглецевих сталей після гартування з нагріванням СВЧ та твердістю серцевини зубців 200–300 НВ;

$\sigma_{F \lim M} = 2800$ Мпа – для легованих сталей із вмістом нікелю більше ніж 1 % після об'ємного, гартування.

1.3 Коефіцієнт торцевого та осьового перекриття.

Загальний коефіцієнт перекриття зубчастої передачі

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta, \quad (1.10)$$

де ε_α і ε_β – коефіцієнти торцевого та осьового перекриття зубців відповідно.

Для зубчастих передач без модифікації зубців і з некоригованими вубцями коефіцієнт торцевого перекриття можна визначити за такою наближеною залежністю:

$$\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2 \cdot (1/z_1 \pm 1/z_2)] \cos \beta. \quad (1.11)$$

Тут знак плюс для передач зовнішнього, а знак мінус – внутрішнього зачеплення. У прямозубих передачах ($\beta = 0$) рекомендують $\varepsilon_\alpha \geq 1,2$, а у косозубих ($\beta \neq 0$) – $\varepsilon_\alpha \geq 1$.

Коефіцієнт осьового перекриття ε_β виражається в відношенням ширини зубчастого вінця колеса b_2 до осьового кроку зубців P_x :

$$\varepsilon_\beta = b_2 / P_x = b_2 \sin \beta / P_n = (b_2 \sin \beta) / (\pi m_n). \quad (1.12)$$

У прямозубих зубчастих передачах $\varepsilon_\beta = 0$, а у косозубих передачах рекомендують брати $\varepsilon_\beta \geq 1,1$, що досягається вибором ширини вінця B_2 при заданих β та m_n .

1.4. Заміна косозубих зубчастих коліс еквівалентними прямозубими.

Міцність зубця визначають його розміри та форма у нормальному перерізі. Форму косоного зубця у нормальному перерізі визначають через параметри еквівалентного прямозубого колеса (рис. 1.1.).

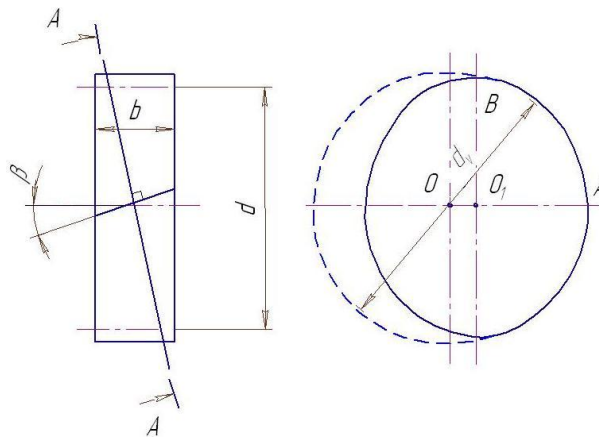


Рисунок 1.1. Заміни косозубого колеса еквівалентним прямозубим

Нормальний до зубця переріз зубчастого колеса має форму еліпса з півосями:

$$O_1A = 0,5d; \quad O_1B = 0,5d/\cos \beta.$$

Максимальний радіус кривини еліпса

$$OA = (O_1B)^2/(O_1A) = d/(2\cos^2 \beta).$$

Радіус еквівалентного прямозубого колеса беруть рівним максимальному радіусу кривини еліпса, тобто діаметр d_v еквівалентного прямозубого колеса визначають за формулою

$$d_v = d/\cos^2 \beta. \quad (1.13)$$

Ширина вінця еквівалентного прямозубого колеса дорівнює ширині вінця косозубого колеса, тобто $b_v = b$, а його модуль m_v дорівнює нормальному модулю m_n косозубого колеса.

Число зубців еквівалентного прямозубого колеса знаходять на основі співвідношення

$$d_v = m_n z_v = m_n z / \cos^3 \beta,$$

звідки дістаємо

$$z_v = z / \cos^3 \beta. \quad (1.14)$$

Заміна косозубих зубчастих коліс еквівалентними прямозубими використовується у розрахунках на міцність зубців зубчастих передач.

Радіуси кривини профілів зубців та приведена їхня кривина.

У розрахунках зубців зубчастих коліс на контактну втому використовують зведену кривину профілів зубців у їхньому нормальному перерізі, коли точка контакту профілів знаходиться у полюсі зачеплення.

Для прямозубої передачі (рис.1.2, а) радіуси кривини профілів зубців у полюсі зачеплення визначають за такими формулами:

$$\begin{aligned} \rho_1 &= a_1 P = 0,5d_1 \sin \alpha_{t\omega}; \\ \rho_2 &= a_2 P = 0,5d_2 \sin \alpha_{t\omega}, \end{aligned} \quad (1.15)$$

де $\alpha_{t\omega}$ – кут зачеплення, який у некоригованих зубчастих колесах дорівнює ділильному куту профілю зубців $\alpha_{t\omega} = \alpha = 20^\circ$).

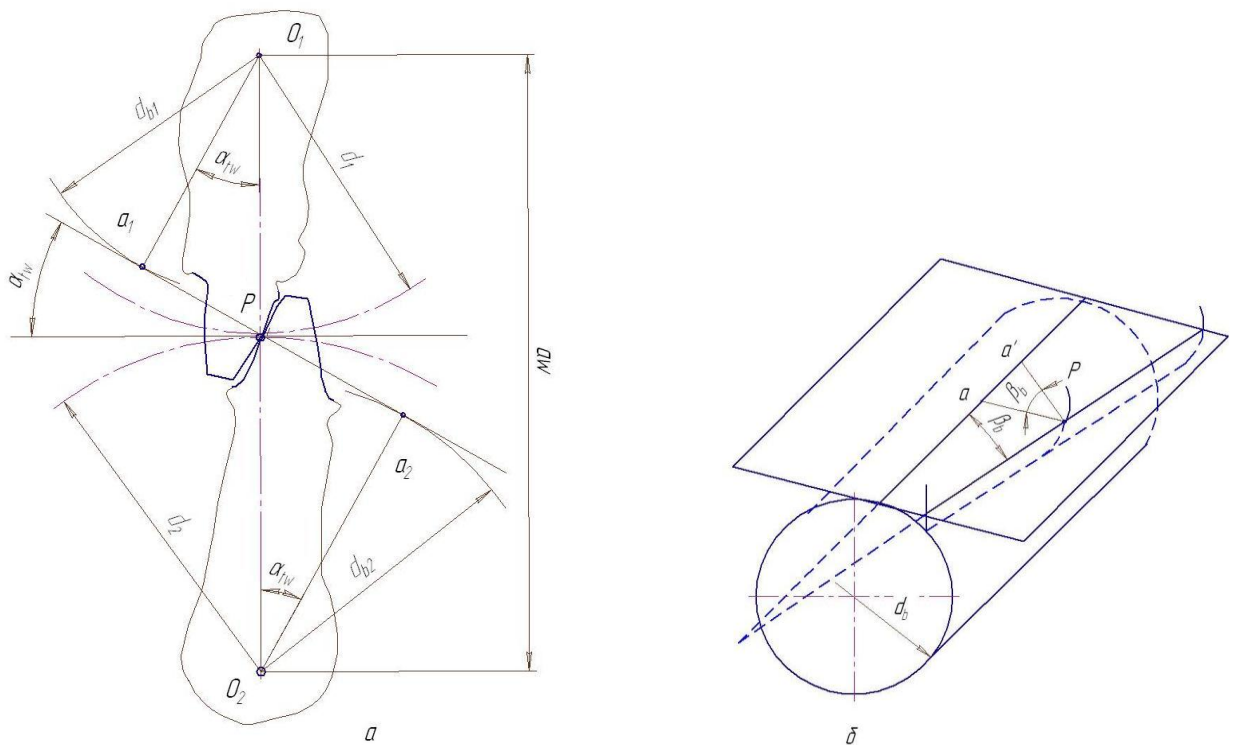


Рисунок 1.2. До визначення радіусів кривини профілів зубців.

У косозубому зубчастому колесі радіус кривини профілю у нормальному перерізі зубця (рис. 1.2, б)

$$\rho_n = a' P = (aP)/\cos \beta_b = \rho/\cos \beta_b$$

Відповідно для косозубих шестірні та колеса з урахуванням залежностей (23.10) маємо для нормального перерізу зубців:

$$\begin{aligned} \rho_{n1} &= 0,5d_1 \sin \alpha_n / \cos \beta_b; \\ \rho_{n2} &= 0,5d_2 \sin \alpha_n / \cos \beta_b, \end{aligned} \quad (1.16)$$

де β_b – кут нахилу лінії зубців на основному циліндрі діаметром d_b .

У точці контакту зубців зведена кривина їхніх профілів

$$\begin{aligned} 1/\rho_{зв} &= 1/\rho_{n1} \pm 1/\rho_{n2} = 2 \cos \beta_b / d_1 \sin \alpha_n \pm 2 \cos \beta_b / d_2 \sin \alpha_n = \\ &= 2 \cos \beta_b / \sin \alpha_n (1/d_1 \pm 1/d_2) \end{aligned}$$

Якщо $d_2 = u d_1$, то остаточно запишемо

$$1/\rho_{зв} = [2 \cos \beta_b (d_1 \sin \alpha_n)] (u \pm 1) / u. \quad (1.17)$$

де $\rho_{зв} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$; тут знак плюс – для передач зовнішнього зачеплення; знак мінус – для передач внутрішнього зачеплення.

Сумарна довжина ліній контакту зубців у зачепленні. Сумарна довжина контактних ліній l_{Σ} зубців, що одночасно знаходяться у зачепленні, залежить від значення коефіцієнтів торцевого ε_{α} та осьового ε_{β} перекриття. В прямозубих передачах l_{Σ} різко змінюється при переспряженні зубців (рис. 1.3, а, б). Здебільшого $1 < \varepsilon_{\alpha} < 2$ і сумарна довжина контактних ліній у період однопарного зачеплення (рис. 1.3, а) буде $l_{\Sigma} = b$, а у період двопарного зачеплення $l_{\Sigma} = 2b$ (рис. 1.3, б).

У косозубих передачах (рис. 1.3, в) сумарна довжина контакту

$$l_{\Sigma} = b\varepsilon_{\alpha} / \cos\beta \quad (1.18)$$

Якщо ε_{α} або ε_{β} – ціле число, то l_{Σ} у косозубій передачі не змінюється, оскільки зменшення довжини контакту зубця 1 (рис. 1.3, в) відповідає такому ж збільшенню довжини контакту зубця 3 при незмінній довжині контакту зубця 2.

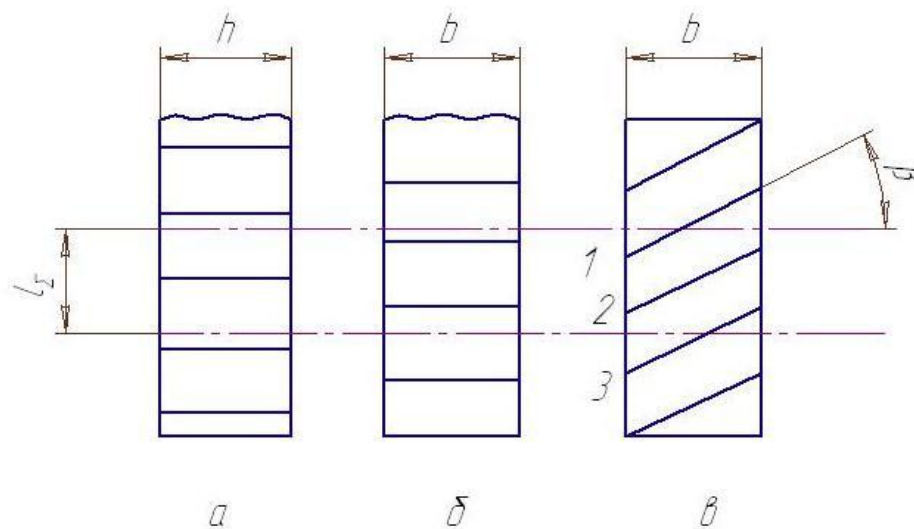


Рисунок 1.3 Довизначення сумарної довжини ліній контакту зубців у зачепленні.

У загальному випадку ε_{α} і ε_{β} не цілі числа і l_{Σ} коливається у деяких межах. Тому рекомендується сумарну довжину ліній контакту зубців визначати за формулою

$$l_{\Sigma} = K_{\varepsilon} b \varepsilon_{\alpha} / \cos \beta, \quad (1.19)$$

де K_{ε} – коефіцієнт, що враховує коливання сумарної довжини ліній контакту зубців.

Для розповсюджених на практиці зачеплень величина K_ε змінюється в межах 0,9–1,0. У середньому можна брати $K_\varepsilon = 0,95$.

Найвигіднішим для роботи зубчастої передачі є випадок $l_\Sigma = \text{const}$. Цього можна досягнути відповідним вибором β та ширини зубчастого вінця b так, щоб коефіцієнт осевого перекриття ε_β був цілим числом [див. формулу (1.12)].

1.5. Розрахункове навантаження на зубці зубчастої передачі.

За розрахункове навантаження на зубці беруть максимальне значення питомого навантаження, розподіленого вдовж лінії контакту зубців у їхньому зачепленні

$$q = (F_n/l_\Sigma)K_\alpha K_\beta K_v = [F_t/(bK_\varepsilon \varepsilon_\alpha / \cos\alpha_n)]K_\alpha K_\beta K_v. \quad (1.20)$$

Тут F_n та l_Σ вибрані згідно з формулами (1.19),

$K_\alpha K_\beta$ – коефіцієнти, що враховують розподіл навантаження між зубцями та за шириною зубчастих вінців коліс відповідно;

K_v – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження зубців.

Коефіцієнти $K_\alpha K_\beta$ і K_v різні у розрахунках зубців на контактну втому і на втому при згині. Тому вводять такі позначення коефіцієнтів:

$K_{H\alpha}$, $K_{H\beta}$, K_{HV} – у розрахунках на контактну втому;

$K_{F\alpha}$, $K_{F\beta}$, K_{FV} – у розрахунках зубців на згин.

Додатково введемо поняття питомої розрахункової колової сили:

$$W_{Ht} = (F_{Ht} / b)K_{H\alpha}K_{H\beta}K_{HV}, \quad W_{Ft} = (F_{Ft} / b)K_{F\alpha}K_{F\beta}K_{FV}. \quad (1.21)$$

На основі виразу (1.20) розрахункове навантаження на зубці буде визначатись за такими формулами:

при розрахунках зубців на контактну втому

$$q_H = W_{Ht} / (K_\varepsilon \varepsilon_\alpha / \cos\alpha_n); \quad (1.22)$$

при розрахунках зубців на втому при згині

$$q_F = W_{Ft} / (K_\varepsilon \varepsilon_\alpha / \cos\alpha_n); \quad (1.23)$$

Колові сили F_{Ht} і F_{Ft} у виразах (1.21) знаходять згідно з формулою:

$$F_{Ht} = 2T_{1H}/d_1, \quad F_{Ft} = 2T_{1F}/d_1. \quad (1.24)$$

Взагалі беруть обертові моменти $T_{1H} = T_{1F}$ такими, що дорівнюють максимальному тривало діючому обертovому моменту T_1 відповідно до заданого типового режиму навантаження передачі.

Розподіл навантаження між зубцями. У прямозубих зубчастих передачах та косозубих при $\epsilon_\beta \leq 1$ навантаження у зачепленні може передаватись однією парою зубців. Тому для таких передач коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями, рекомендують брати $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$.

У косозубих та шевронних зубчастих передачах у зачепленні одночасно знаходяться кілька пар зубців. Через похибки кроків та напрямів нахилу зубців окремі пари контактуючих зубців навантажуються нерівномірно. Цю нерівномірність враховують відповідними значеннями коефіцієнтів $K_{H\alpha}$ і $K_{F\alpha}$. Для косозубих та шевронних зубчастих передач значення $K_{H\alpha}$ наведені у табл. 1.1, а $K_{F\alpha}$ можна визначити за формулою

$$K_{F\alpha} = [4 + (\epsilon_\alpha - 1)(n_{СТ} - 5)] / (4\epsilon_\alpha), \quad (1.25)$$

де $n_{СТ}$ – ступінь точності за нормою контакту зубців.

Якщо $n_{СТ} > 9$, то беруть $n_{СТ} = 9$, якщо $n_{СТ} < 5$, то $n_{СТ} = 5$.

Таблиця 1.1

Коефіцієнт $K_{H\alpha}$ для косозубих та шевронних передач					
Колова швидкість коліс V , м/с	Значення $K_{H\alpha}$ для ступеня точності за нормами плавності				
	5	6	7	8	9
2,5	1	1,01	1,03	1,05	1,13
5	1	1,02	1,05	1,09	1,16
10	1,01	1,03	1,07	1,13	-
15	1,01	1,04	1,09	-	-
20	1,02	1,05	1,12	-	-
25	1,02	1,06	-	-	-

Розподіл навантаження по ширині зубчастих вінців.

Навантаження по ширині вінця зубчастих коліс розподіляється рівномірно тільки при ідеально точному виготовленні та монтажі передачі, а також при абсолютно жорстких валах та їхніх опорах. У реальних передачах при їхньому навантаженні зубчасті колеса перекошуються одне відносно одного (рис.1.4, а).

У результаті деформацій валів та опор і похибок виготовлення та монтажу передачі із абсолютно жорсткими зубцями мали б кутове дотикання зубців, як показано на рис. 1.4, б. Через податливість зубців їх контакт відбувається на всій або на значній частині ширини зубчастого вінця. Однак пружні деформації зубців по їх довжині неоднакові і відповідно навантаження у контакті розподіляється нерівномірно (див. епюру q на рис. 1.4, б).

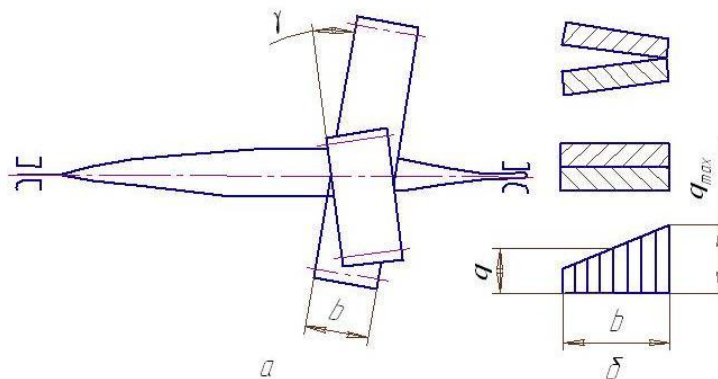


Рисунок 1.4. До питання концентрації навантаження по ширині зубчастих коліс

Нерівномірність навантаження по ширині вінця b враховується коефіцієнтом K_β , що дорівнює відношенню максимального питомого навантаження q_{\max} до його номінального значення q .

Зубці зубчастих коліс можуть припрацьовуватись, через що розподіл навантаження може частково або майже повністю вирівнюватися. Здатність до припрацювання зубців залежить від матеріалів зубчастих коліс та умов їхньої роботи.

Вважають, що зубці передачі припрацьовуються, якщо матеріал хоч би одного з коліс має твердість $H \leq 350$ НВ, а колова швидкість коліс $v \leq 15$ м/с. При твердості зубців $H > 350$ НВ і коловій швидкості $v > 15$ м/с зубці слабо припрацьовуються або не припрацьовуються зовсім. При швидкості $v > 15$ м/с систематичне спрацьовування зубців відсутнє незалежно від матеріалів коліс, бо між зубцями утворюється стійка масляна плівка достатньої товщини.

Повне припрацювання зубців у передачах можливе не завжди, а тільки при постійному навантаженні передачі. Це пов'язано із закручуванням валів та самого тіла шестірні. При змінному навантаженні досягається часткове припрацювання зубців і нерівномірність розподілу питомого тиску у контакті зменшується в недостатній мірі.

Отже, основними факторами, що обумовлюють нерівномірність розподілу навантаження по ширині зубчастих вінців, є:

податливість валів та їхніх опор;

похибки виготовлення зубчастих коліс та монтажу передачі;
розміщення зубчастих коліс на валах відносно опор;

умови, за яких не відбувається припрацювання зубців (висока твердість зубців, висока колова швидкість та несталість навантаження передачі).

За інших рівних умов нерівномірність розподілу навантаження тим вища, чим більша ширина зубчастого вінця, яка характеризується коефіцієнтом $\psi_{bd} = b/d_1$.

Для наближеної оцінки коефіцієнта K_B рекомендують графіки, складені на основі розрахунків та практики експлуатації зубчастих передач. Графіки рекомендують для передач, жорсткість та точність деталей яких задовольняють нормам редукторобудування.

Явище нерівномірності розподілу навантаження по ширині вінців зубчастих коліс неоднаково впливає на контактну міцність активних поверхонь зубців та міцність зубців при згині. Тому за даними на рис. 1.5 графіками окремо вибирають коефіцієнти $K_{H\beta}$ і $K_{F\beta}$, які використовуються у

відповідних розрахунках зубчастих передач. Криві 1–7 на графіках відповідають різним випадкам розміщення коліс 1–7 щодо опор валів, а вплив ширини зубчастого вінця враховується коефіцієнтом ψ_{bd} . Графіки розроблені для різних твердостей зубців і для наявних на практиці змінних режимів навантаження передач при коловій швидкості коліс $v < 15$ м/с. При постійному навантаженні, твердості одного з коліс передачі $H < 350$ НВ і швидкості $v < 15$ м/с можна брати $K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1$.

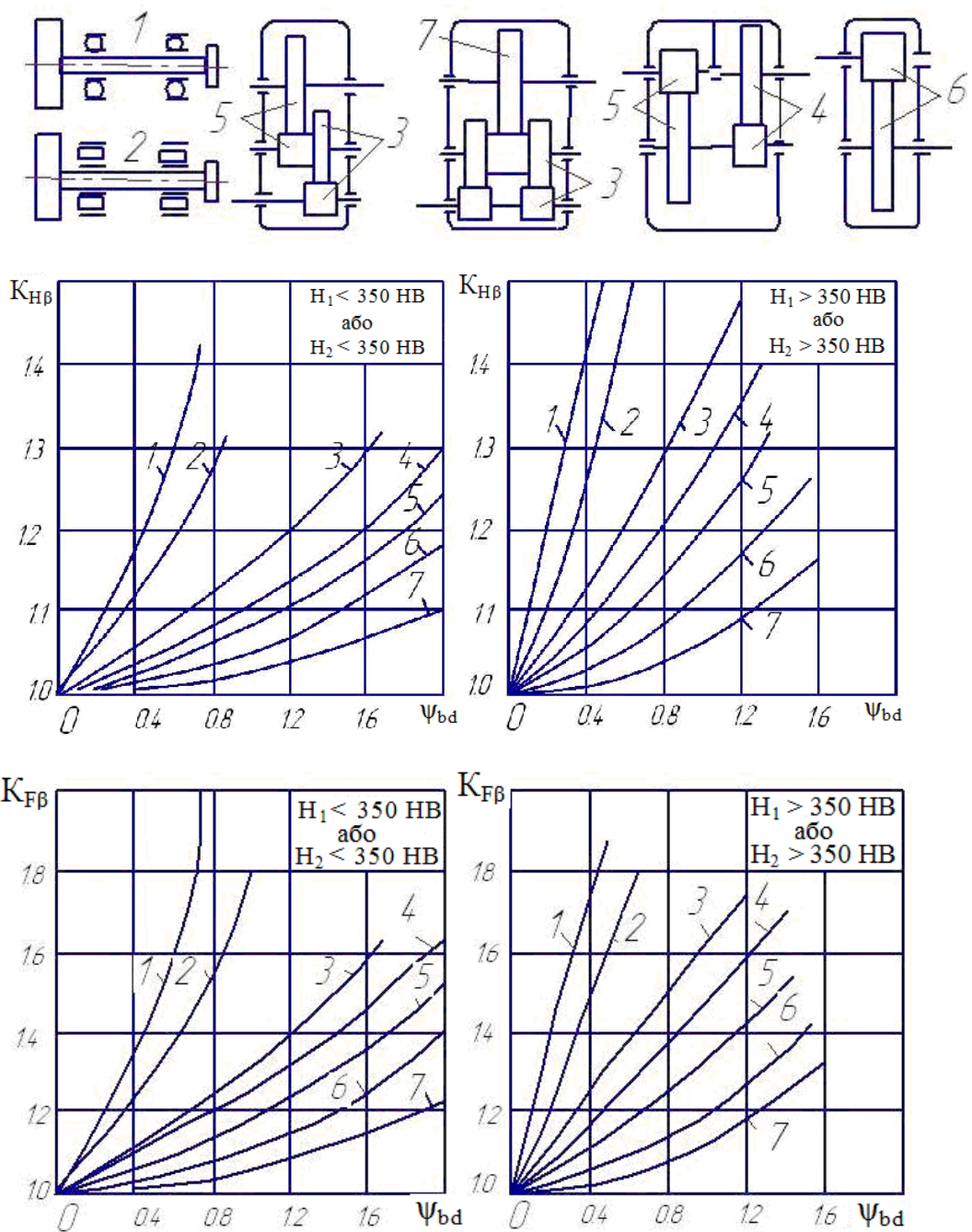


Рисунок 1.5. Графіки для визначення коефіцієнтів $K_{H\beta}$ і $K_{F\beta}$

Таблиця 1.2 Коефіцієнти динамічного навантаження зубців K_{HV} і K_{FV}

ступінь точності за нормам и плавності	Твердість зубців колеса	коефіцієнт	Колова швидкість зубців V , м/с					
			1	2	4	6	8	10
6	$H_2 \leq 350HB$	K_{HV}	1,03/1,01	1,06/1,02	1,12/1,03	1,17/1,04	1,23/1,06	1,28/1,07
		K_{FV}	1,06/1,02	1,13/1,05	1,26/1,10	1,40/1,15	1,53/1,20	1,67/1,25
	$H_2 \geq 40HRC$	K_{HV}	1,02/1,00	1,04/1,00	1,07/1,02	1,10/1,02	1,15/1,03	1,18/1,04
		K_{FV}	1,02/1,01	1,04/1,02	1,08/1,03	1,11/1,04	1,14/1,06	1,17/1,07
7	$H_2 \leq 350HB$	K_{HV}	1,04/1,02	1,07/1,03	1,14/1,05	1,21/1,06	1,29/1,07	1,36/1,08
		K_{FV}	1,08/1,03	1,16/1,06	1,33/1,11	1,50/1,16	1,67/1,22	1,80/1,27
	$H_2 \geq 40HRC$	K_{HV}	1,03/1,00	1,05/1,01	1,09/1,02	1,14/1,03	1,19/1,03	1,24/1,04
		K_{FV}	1,03/1,01	1,05/1,02	1,09/1,03	1,13/1,05	1,17/1,07	1,22/1,08
8	$H_2 \leq 350HB$	K_{HV}	1,04/1,01	1,08/1,02	1,16/1,04	1,24/1,06	1,32/1,07	1,40/1,08
		K_{FV}	1,10/1,03	1,20/1,06	1,38/1,11	1,58/1,17	1,78/1,23	1,96/1,29
	$H_2 \geq 40HRC$	K_{HV}	1,03/1,01	1,06/1,01	1,10/1,02	1,16/1,03	1,22/1,04	1,26/1,05
		K_{FV}	1,04/1,01	1,06/1,02	1,12/1,03	1,16/1,05	1,21/1,07	1,26/1,08
9	$H_2 \leq 350HB$	K_{HV}	1,05/1,01	1,10/1,03	1,20/1,05	1,30/1,07	1,40/1,09	1,50/1,12
		K_{FV}	1,13/1,04	1,28/1,07	1,50/1,14	1,77/1,21	1,98/1,28	2,25/1,35
	$H_2 \geq 40HRC$	K_{HV}	1,04/1,01	1,07/1,01	1,13/1,02	1,20/1,03	1,26/1,04	1,32/1,05
		K_{FV}	1,04/1,01	1,07/1,02	1,14/1,04	1,21/1,06	1,27/1,08	1,34/1,09

Примітка. У чисельнику – значення для прямозубих передач, у знаменнику – для косозубих.

Динамічне навантаження у зачепленні зубчастих передач.

Неминучі похибки у виготовленні зубчастих коліс, а також пружні деформації зубців під навантаженням спричинюють появу динамічних навантажень зачеплення.

Основний вплив на динамічні навантаження мають похибки основного кроку P_b зубців шестірні та колеса і їхня колова швидкість.

Якщо основний крок зубців колеса більший від кроку зубців шестірні, то відбувається передчасний вхід у зачеплення кромки зубця колеса – кромковий удар зубців. У випадку, коли крок зубців менший від кроку зубців шестірні, має місце запізнення виходу із зачеплення попередньої пари зубців – серединний удар наступної пари зубців. Щоб зменшити ефект кромкового удару в зачепленні, треба використовувати зубчасті колеса з модифікацією профілів головок зубців.

Вплив динамічного навантаження на контакту міцність активних поверхонь зубців та міцність зубців на згин оцінюється коефіцієнтами відповідно K_{HV} та K_{FV} . Точне визначення цих коефіцієнтів достатньо складне і для розрахунків зубчастих передач можна використати наближені значення коефіцієнтів K_{HV} і K_{FV} . При цьому колову швидкість зубців визначають за формулою $v = 0.5 \cdot \omega_1 \cdot d_1$

1.6. РОЗРАХУНОК АКТИВНИХ ПОВЕРХОНЬ ЗУБЦІВ НА КОНТАКТНІ ВТОМУ І МІЦНІСТЬ.

Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну втому зводиться до визначення розрахункових контактних напружень і порівняння цих напружень із допустимими. Згідно з умовою контактної міцності

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q_H}{2\rho_{зв}}} \leq [\sigma]_H$$

розрахунок ведеться для моменту зачеплення зубців у полюсі, оскільки втомне викришування активних поверхонь починається в зоні полюсної лінії контакту на ніжках зубців.

У зубчастій передачі питоме розрахункове навантаження q_H на лінії контакту зубців визначається за виразом (1.22), а зведена кривина $1/\rho_{зв}$ профілів зубців – за виразом (1.17). Після підстановки виразів для q_H та $1/\rho_{зв}$ у записану вище умову дістанемо

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{[W_{Ht} / (K_\epsilon \epsilon_\alpha \cos \alpha_n)] \cdot [\cos \beta_b / (d_1 \sin \alpha_n)] \cdot [(u \pm 1) / u]} \leq [\sigma]_H$$

Якщо взяти $\cos \alpha_n \cdot \sin \alpha_n = 0,5 \sin 2\alpha_n$ та позначити

$$Z_H = \sqrt{2 \cos \beta_b / \sin 2\alpha_n}; \quad Z_H = \sqrt{1/(K_\varepsilon \varepsilon_\alpha)},$$

то дістанемо остаточну залежність для розрахунку активних поверхонь зубців на контактну втому

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{(W_{Ht} / d_1)[(u \pm 1)/u] \leq [\sigma]_H}. \quad (1.26)$$

тут W_{Ht} – питома розрахункова колова сила, що визначається за формулою (1.21)

$$W_{Ht} = (F_{Ht}/b) \cdot K_{H\alpha}, \cdot K_{H\beta}, K_{H\nu}$$

В умові міцності (1.26) маємо:

Z_M – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів спряжених у передачі коліс;

для сталевих зубчастих коліс $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$;

для поєднання сталь – чавун $Z_M = 215 \text{ МПа}^{1/2}$;

для чавунних коліс $Z_M = 200 \text{ МПа}^{1/2}$;

Z_H – коефіцієнт форми спряжених поверхонь зубців; для зубчастих передач із зміщенням ($x_\Sigma \neq 0$) Z_H визначають за відповідними графіками, а для передач без зміщення ($x_\Sigma = 0$) – за записаною вище спрощеною залежністю при $\alpha_n = 20^\circ$ $Z_H = 1,77 \cos \beta$;

Z_ε – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній;

для прямозубих передач та косозубих при $\varepsilon_\beta \leq 0,9$ $Z_\varepsilon = \sqrt{(1 - \varepsilon_\alpha)/3}$;

для косозубих при $\varepsilon_\beta > 0,9$ та шевронних передач $Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha}$.

Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну втому за умовою (1.26) є основним для зубчастих передач. У розрахунках зубців на контактну втому допускається розрахункове контактне напруження у межах

$$1,05[\sigma]_H \geq \sigma_H \geq 0,9[\sigma]_H.$$

Якщо ця умова не виконується, то можна змінити відповідно ширину вінця колеса B_2 , не виходячи за межі рекомендованих значень ψ_{ba} . Якщо це не дає бажаного результату, то змінюють міжосьову відстань або назначають інші матеріали коліс чи іншу термообробку і розрахунок повторюють.

Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну міцність при дії максимального навантаження виконують з метою, щоб запобігти появі залишкової деформації або крихкого руйнування поверхневого шару зубців при короткочасних перевантаженнях передачі. Умова відсутності появи руйнувань зубців має вигляд

$$\sigma_{H \max} \leq [\sigma]_{H \max}, \quad (1.27)$$

де $\sigma_{H \max}$ – максимальне розрахункове контактне напруження, що виникає при найбільшому навантаженні T_{1max} із спектра навантажень, які підводяться до передачі навіть при однократній дії за період експлуатації;

$[\sigma]_{H \max}$ – допустиме граничне контактне напруження.

Враховуючи, що контактне напруження пропорційне квадратному кореню з навантаження, умову (1.27) перепишемо так:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{T_{1max} / T_{1H}} \leq [\sigma]_{Hmax}. \quad (1.28)$$

де σ_H – розрахункове контактне напруження, що виникає у зубцях при навантаженні T_{1H} [визначають за виразом (1.26)].

1.7. РОЗРАХУНОК ЗУБЦІВ НА ВТОМУ І МІЦНІСТЬ ПРИ ЗГІНІ.

Розрахунок зубців на втому при згині. При розрахунках на згин зубець розглядають як консольну балку. Розрахункове навантаження прикладається до вершини зубця, тобто вибирають найнебезпечніший випадок навантаження зубця з точки зору виникнення максимального напруження згину у його основі.

На рис. 1.6 зображена розрахункова схема зубця. Зубець завдовжки 1 мм навантажений розрахунковою силою q_F , яка визначається за виразом (1.23).

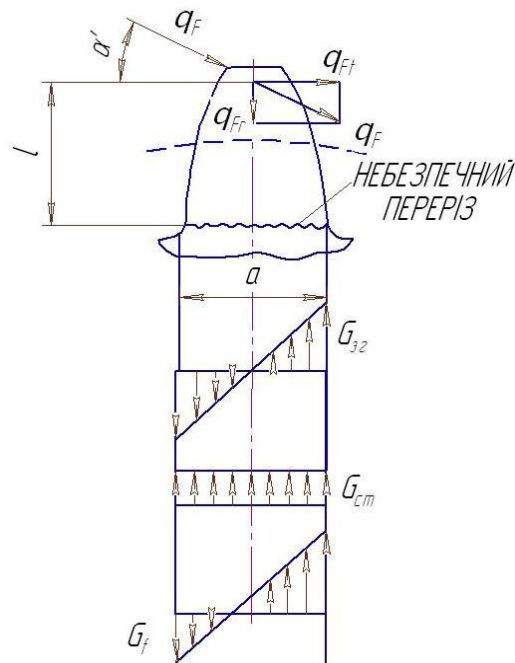


Рисунок 1.6 До визначення напружень згину в зубці зубчастого колеса

Перенесемо точку прикладання сили q_F на вісь симетрії зубця і розкладемо цю силу на дві взаємно перпендикулярні складові:

$$q_{Ft} = q_F \cos \alpha'; \quad q_{Fr} = q_F \sin \alpha',$$

де α' – кут, що визначає положення вектора навантаження q_F щодо осі зубця.

У небезпечному перерізі, який розміщений в основі зубця у зоні найбільшої концентрації напружень, навантаження q_{Ft} спричинює напруження згину $\sigma_{зг}$, а навантаження q_{Fr} – напруження стиску $\sigma_{ст}$ (див. епюри на рис. 1.6):

$$\sigma_{зг} = q_{Ft} \cdot l/W_0 = 6 \cdot q_F \cdot l \cdot \cos \alpha' / \alpha^2; \quad \sigma_{ст} = q_{Fr} / A = q_F \cdot \sin \alpha' / \alpha.$$

На рис. 1.6 показана також епюра сумарних напружень σ_F у небезпечному перерізі зубця. Оскільки втомні тріщини і руйнування починаються на розтягнутому боці зубців (тобто з боку робочого профілю), міцність зубців розраховують саме з цього боку за умовою, що

$$\sigma_F = Y_\beta \cdot (\sigma_{зг} - \sigma_{ст}) \cdot \alpha_k \leq [\sigma]_F, \quad (1.29)$$

де Y_β – коефіцієнт, що враховує зменшення напружень при нахиленому розміщенні зубців у косозубих передачах;

α_k – теоретичний коефіцієнт концентрації напружень.

Розміри l і a (рис. 1.6) пропорційні модулю зубців $m_n : l = \lambda_1 \cdot m_n : a = \lambda_2 \cdot m_n$ (λ_1 і λ_2 – коефіцієнти пропорційності).

Якщо це взяти до уваги та підставити значення $\sigma_{зг}$ та $\sigma_{ст}$ в умову (23.29), то дістанемо

$$\begin{aligned}\sigma_F &= Y_\beta \cdot \alpha_k \cdot [6q_F \cdot \lambda_1 \cdot m_n \cdot \cos \alpha' / (\lambda_2^2 \cdot m_n^2) - q_F \cdot \sin \alpha' / (\lambda_2 \cdot m_n)] = \\ &= (q_F \cdot Y_\beta \cdot \alpha_k / m_n) (6 \cdot \lambda_1 \cdot \cos \alpha' / \lambda_2^2 - \sin \alpha' / \lambda_2) \leq [\sigma]_F.\end{aligned}$$

Врахуємо залежність (1.23) для визначення розрахункового навантаження на зубці.

Остаточна формула для розрахунку зубців на втому при згині набуде вигляду

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot W_{Ft} / m_n < [\sigma]_F. \quad (1.30)$$

Тут W_{Ft} – питома розрахункова колова сила, яка визначається за формулою (1.21):

$$W_{Ft} = (F_{Ft} / b) \cdot K_{F\alpha}, K_{F\beta}, K_{Fv}.$$

В умові міцності (1.30) маємо такі коефіцієнти:

Y_F – коефіцієнт форми зубців (залежить від розмірів l , a , α' та форми перехідної кривої зубця, яка впливає на α_k);

Y_F визначають за відповідними графіками залежно від еквівалентного числа зубців Z_v шестірні та колеса [див. формулу (1.14)] з урахуванням коефіцієнтів зміщення x ; для некоригованих коліс ($x = 0$) зовнішнього зачеплення значення Y_F наведені у табл. 1.3, а для коліс внутрішнього зачеплення наближено можна брати

$$Y_F = 4z / (z + 20);$$

Y_ε – коефіцієнт перекриття зубців, у розрахунках прямозубих та косозубих (шевронних) передач можна наближено брати $Y_\varepsilon = 1$;

Y_β – коефіцієнт нахилу зубців, для прямозубих передач $Y_\beta = 1$, а для косозубих та шевронних $Y_\beta = 1 - \beta / 140^\circ$.

Таблиця 1.3 Коефіцієнти Y_F форми зубців

Z_V	Y_F	Z_V	Y_F	Z_V	Y_F
17	4.26	25	3.90	50	3.65
18	4.20	28	3.82	60	3.63
19	4.11	30	3.80	80	3.62
20	4.08	32	3.78	100	3.61
21	4.01	37	3.71	150	3.60
22	4.00	40	3.70	∞	3.60
24	3.92	45	3.68		

Перевірку міцності зубців на втому при згині виконують для зубців шестірні і колеса, оскільки Y_{F1} та Y_{F2} різні при $z_1 \neq z_2$.

Із співвідношення (1.30) видно, що за інших рівних умов напруження згину в зубцях тим більші, чим менший модуль зубців m_n . Міцність зубців на згин для передачі з відомою міжосьовою відстанню можна підвищити, збільшуючи модуль та зменшуючи відповідно числа зубців шестірні та колеса.

Розрахунок зубців на міцність при згині максимальним навантаженням виконують для того, щоб запобігти появі залишкової деформації або крихкої поломки зубців. Цей розрахунок ведуть за найбільшим короточасним навантаженням $T_{1 \max}$ для зубців того зубчастого колеса (шестірні або колеса), для якого напруження згину σ_F більше.

Щоб забезпечити потрібну міцність зубців, треба виконувати таку умову:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_F \cdot (T_{1 \max} / T_{1F}) \leq [\sigma]_{F \max}, \quad (1.31)$$

де $\sigma_{F \max}$ – максимальне розрахункове напруження згину;

σ_F – розрахункове напруження згину, що спричинюється дією навантаження T_{1F} ;

$[\sigma]_{F \max}$ – допустиме граничне напруження згину.

2. Практична частина

Лабораторна робота № 4

Визначення навантажувальної здатності циліндричної зубчатої передачі.

Мета роботи — визначити гранично допустимий обертовий момент, передаваний прямозубим або косозубим зачепленням і розширити навички розрахунків циліндричних зубчастих передач.

2.1. Теоретична частина.

Зубчастою передачею називається трьохланковий механізм, в якому дві рухомі ланки є зубчастими колесами, утворюючими з нерухомою ланкою обертальну або поступальну пару.

Зубчасте колесо з меншим числом зубців називається шестернею, а з більшим числом зубців - колесом.

Індекс „1” відноситься до шестерні, індекс „2” до колеса. Зубчасті передачі класифікують по наступних ознаках:

1. По типу зачеплення - з евольвентним профілем і неевольвентним (передачі М.Л. Новікова і циклоїдні).
2. По взаємному розміщенню валів - з паралельними, мимобіжними і осями що перетинаються.
3. По розміщенню зубців і відносному обертанню коліс – за зовнішнім і внутрішнім зачепленням.
4. По типу зубців - прямозубі, косозубі, шевронні, з криволінійними зубцями.
5. По конструктивному виконанню — закриті і відкриті.
6. В залежності від твердості робочих поверхонь зубців:
 - а) з твердістю $> HB350$ (HRC 38) - колеса з зубцями підданими поверхневому гартуванню з допомогою ТВЧ, а також цементовані,

ціановані, нітроцементовані зубчасті колеса з послідуєчим гартуванням, низьким відпуском.

б) з твердістю $< HB\ 350$ зубчасті колеса нормалізовані, або покращені.

Переваги зубчастих передач - постійність передаточного числа, високий ККД, довговічність, надійність, малі габарити, зручно компонуються в окремі агрегати, незначні навантаження на вали передачі та їх опори.

До недоліків зубчастих передач належать такі: відносно високі вимоги до точності виготовлення та монтажу, шум при роботі з високими швидкостями, потреба в постійному змашуванні, неможливість безступеневої зміни передаточного числа.

2.2. Порядок виконання роботи.

Використовуючи заміряні і визначені геометричні розміри передач циліндричного 2-х ступінчастого редуктора в лабораторній роботі № 3 керівник задає наступні дані, які заносяться в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 Дані для визначення навантажувальної здатності циліндричної зубчатої передачі

Найменування	Вихідні данні
Матеріал шестерні	
Характер термообробки і твердість поверхні зубців по шкалі HB або HRC	
Частота обертання шестерні n , об/хв або їх кутова швидкість ω , рад/с	
Ступінь редуктора:	
Швидкохідна	
Тихохідна	
Реверсивність передачі	

Недостаючі дані взяти з лабораторної роботи № 3 або ними задатися.

2.2.1. Вибрати матеріал колеса, назначити термообробку і твердість робочих поверхонь зубців (табл. 2.2).

Вибрати матеріал колеса слід так, щоб його твердість була на 20...30 НВ менше ніж у матеріалу шестерні тобто $HV_2 < HV_1$.

Таблиця 2.2 Механічні характеристики деяких марок сталей, що використовуються для виготовлення зубчастих колес

Марка сталі	Вид термообробки	Твердість НВ	Границя текучості Бт, Н/мм ²	Заготовка
Ст 5	Нормалізація	140... 165	260	Поковка
Ст 6	Нормалізація	170.. .217	300	—//—
35	Нормалізація	140. ..187	320	—//—
40	Нормалізація	154.. .217	340	—//—
	Поліпшення	192... 228	360	—//—
45	Нормалізація	173. ..241	380	—//—
	Поліпшення	194... 263	390.. .540	—//—
50	Нормалізація	180... 229	380	—//—
	Поліпшення	258.. .310	540	—//—
55	Нормалізація	185. ..229	390	—//—
30ХГС	Нормалізація	215. ..229	640... 840	—//—
	Поліпшення	235... 280	740... 840	—//—
40Х	Нормалізація	200... 230	440... 790	—//—
	Поліпшення	215. ..285	490... 690	—//—
40ХН	Нормалізація	220... 250	550... 790	—//—
	Поліпшення	235... 295	540.. .690	—//—
40ХНМА	Поліпшення	265.. .310	740... 900	—//—

2.2.2. Визначити допустимі контактні напруження для зубців колеса і шестерні для запобігання викришування:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{H01}}{S_H} \cdot K_{HL}; \quad [\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{H02}}{S_H} \cdot K_{HL}$$

де $\sigma_{H01(2)} = 2HB_{1(2)} + 70$ - базова границя контактної витривалості поверхонь зубців відповідна базовому числу циклів, Н/мм²;

S_H — коефіцієнт безпеки для сталей, які об'ємно загартовані, нормалізовані або поліпшені $S_H = 1,1$; при поверхневому гартуванні зубців, цементації і азотуванні $S_H = 1,2$;

K_{HL} - коефіцієнт довговічності. Для редукторних передач, які працюють тривало $K_{HL} = 1$.

За розрахункові допустимі контактні напруження якщо твердість зубців хоча б одного колеса $H < 350$ слід приймати:

для прямозубих циліндричних передач $[\sigma_{H1}]$, $[\sigma_{H2}]$ - менше з двох значень;

$$\text{для косозубих} \quad [\sigma_H] = ([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) \cdot 0,45$$

$$\text{із виконанням умови} \quad [\sigma_H] = 1,25[\sigma_{H2}]$$

2.2.3. З метою запобігання втомної поломки зубців визначають допустимі напруження згину окремо для зубців шестерні $[\sigma_{F1}]$ і колеса $[\sigma_{F2}]$ за формулою:

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{F01}}{S_F} \cdot K_{FL} \cdot K_{FC}, \quad [\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F02}}{S_F} \cdot K_{FL} \cdot K_{FC}$$

де $\sigma_{F01(2)} = 1,8HB_{1(2)}$ - базова границя витривалості зубців від поломки за напруженнями згину, Н/мм²;

S_F - коефіцієнт безпеки; $S_F = 1,7$ для поковок і $S_F = 2,2$ - для виливків;

$K_{FL} = 1$ - коефіцієнт довговічності для тривало працюючих передач;

K_{FC} - коефіцієнт враховуючий вплив двостороннього прикладання навантаження, $K_{FC} = 1$, якщо навантаження зубців одностороннє і $K_{FC} = 0,7$ - якщо двосторіннє.

2.2.4. Визначаємо колову швидкість, м/с:
$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000}$$

По табл. 2.3 приймаємо степінь точності передачі.

Таблиця 2.3 Орієнтовні рекомендації по вибору ступеня точності передачі.

Степінь точності по нормах плавності (ДСТУ 1643-72) не нижче	Колова швидкість, м/с не більше		Примітки
	Прямозубої	Косозубої	
6 (Високоточні)	15	25	Високошвидкісні передачі, ділильні, відлікові механізми
7 (Точні)	10	17	Передачі, які працюють з високими швидкостями і помірним навантаженням
8 (Передачі середньої точності)	6	10	Передачі загального машинобудування
9 (Пониженої точність)	2	3,5	Тихохідні передачі

2.2.5. Визначити навантажувальну здатність по контактній витривалості

$$[T_1] = \frac{[\sigma_H]^2 \cdot b_2 \cdot d_1^2}{2Z_H^2 \cdot Z_M^2 \cdot Z_\varepsilon^2 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot K_{H\alpha}} \cdot \frac{u}{u+1},$$

де Z_H — коефіцієнт, враховуючий форму спряжених поверхонь зубців в полюсі зачеплення (для прямозубих передач без зміщень $Z_H = 1,76$; для косозубих $Z_H = 1,76\cos\beta$);

Z_M - коефіцієнт, враховуючий механічні властивості матеріалу зубчастих коліс (для сталевих зубчастих коліс $Z_M = 275 \text{ (Н/мм}^2\text{)}^{1/2}$);

Z_ε - коефіцієнт, враховуючий сумарну довжину контактних ліній (для прямозубих передач $Z_\varepsilon = 1$, для косозубих $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$);

ε_α - коефіцієнт торцевого перекриття

$$\varepsilon_\alpha = \left[1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cdot \cos\beta,$$

$K_{H\beta}$ - коефіцієнт концентрації навантаження, приймається за табл. 2.4.

Таблиця 2.4 Значення коефіцієнтів $K_{H\beta}$ і $K_{F\beta}$

φ_{bd}	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
$K_{H\beta}$	1,00	1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,08	1,10
$K_{F\beta}$	1,00	1,02	1,04	1,07	1,10	1,13	1,16	1,20

$\varphi_{bd} = 0,5\varphi_{ba} (u + 1)$ - коефіцієнт ширини шестерні відносно її діаметра;

$\varphi_{ba} = 0,1 \dots 0,4$ – для прямозубих передач;

$\varphi_{ba} = 0,2 \dots 0,5$ – для косозубих передач;

$\varphi_{ba} = 0,4 \dots 0,8$ – для шевронних передач.

K_{HV} - коефіцієнт динамічного навантаження, приймається за табл. 2.5.

Таблиця 2.5 Значення коефіцієнтів K_{HV} і K_{FV}

Ступінь точності	Колова швидкість, м/с									
	1	1,5	2	3	4	5	6	7	8	
9	K_{HV} K_{FV}	1,06 1,15	1,10 1,25	1,14 1,35						
8	K_{HV} K_{FV}			1,10 1,25	1,15 1,38	1,20 1,50	1,25 1,63	1,36 1,77		
7	K_{HV} K_{FV}						1,18 1,45	1,22 1,55	1,26 1,65	1,30 1,75

$K_{H\alpha}$ - коефіцієнт враховуючий нерівність розподілу навантаження між зубцями, приймається по табл. 2.6.

Таблиця 2.6 Приблизні значення коефіцієнтів $K_{H\alpha}$ і $K_{F\alpha}$

Колова швидкість $V, \text{ м/с}$	Ступінь точності	$K_{H\alpha}$	$K_{F\alpha}$
до 5	7	1,03	1,07
	8	1,07	1,22
	9	1,13	1,35
5.. 10	7	1,05	1,20
	8	1,10	1,30

2.2.6. Визначити еквівалентне число зубців шестерні і колеса:

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} \quad \text{і} \quad Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta} .$$

2.2.7. Визначити значення $b_1 \cdot Y_{F1}[\sigma_{F1}]$ і $b_2 \cdot Y_{F2}[\sigma_{F2}]$,

де Y_F - коефіцієнт форми зубця, для передачі без зміщення залежить тільки від числа зубців і приймається по табл. 2.7 по еквівалентному числу зубців Z_v .

Навантажувальну здатність передачі необхідно визначити по меншому значенню.

Таблиця 2.7 Значення коефіцієнта форми зубців для передачі зовнішнього зачеплення без зміщення

Z; (Z _v)	17	20	22	25	30	35	40	50	60	80	>80
Y _F	4,28	4,08	4,00	3,90	3,80	3,74	3,70	3,65	3,63	3,60	3,60

2.2.8. Визначити навантажувальну здатність по згинній витривалості зубців.

$$[T_1] \leq \frac{b_2 \cdot d_1 \cdot m_n \cdot [\sigma_F]}{2K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon} ,$$

де $K_{F\beta}$; K_{FV} ; $K_{F\alpha}$ - коефіцієнти концентрації навантаження, динамічного навантаження, враховуючий нерівномірність розподілу навантаження між зубцями, приймається по табл. 2.4; 2.5; 2.6,

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140}, \quad Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} - \text{коефіцієнти враховуючі нахил зубців та їх}$$

перекриття.

2.2.9. Визначити основні розміри колеса і розробити його конструкцію (заготовка, паковка, або штамповка).

Ділільний діаметр колеса

$$d_2 = m_n \cdot z_2 / \cos \beta$$

Діаметр виступів

$$d_{a2} = d_2 + 2m_{n2}.$$

Діаметр впадин

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m_{n2}$$

Діаметр отвору в маточині під вал:

$$d_b \geq \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2[\tau_K]}}$$

де T_2 - обертовий момент на колесі (Н·мм) $T_2 = [T_1] \cdot u$

$[\tau_K] = 20 \dots 35 \text{ Н/мм}^2$ - допустимі напруження при крученні.

Діаметр маточини $d_M = 1,6d_B$.

Діаметр обода $d_{o6} = d_{F2} - 2\delta$, де $\delta = (2,5 \dots 4)m$.

Довжина маточини $l_M > B_2$; $l_M = (1,0 \dots 1,5)d_B$.

Товщина диска $C = (0,35 \dots 0,4)B_2$.

Розмір фасок приймають (1,0; 1,2; 1,6; 2,2; 2,5; 3; 4; 5).

$n = (0,5 \dots 0,7)m$;

$f = (0,05 \dots 0,1) d_b$ - менше значення для $d_b > 40 \text{ мм}$.

Діаметр отворів в диску $d_{отв} = (15 \dots 25)\text{мм}$.

Діаметр по якому розміщені отвори $d_0 = 0,5(d_{o6} + d_M)$.

2.2.10. Виконати робочий ескіз зубчатого колеса.

2.3. Висновки.

В висновках необхідно встановити, який критерій роботоздатності є основним для визначення навантажувальної здатності циліндричної зубчастої передачі.

2.4. Оформлення звіту.

Звіт по лабораторній роботі повинен мати тему, мету, таблицю даних, розрахунок навантажувальної здатності передачі, висновки і робочий ескіз зубчастого колеса.

2.5. Питання для самоконтролю

1. Як визначити колову швидкість в зачепленні?
2. Як визначити діаметр отвору в маточині зубчастого колеса?
3. Як визначити довжину маточини зубчастого колеса?
4. Як визначити діаметр маточини зубчастого колеса?

ЛІТЕРАТУРА

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

Зміст

1. Теоретична частина.....	4
1.1. Матеріали і термообробка зубчастих коліс.....	4
1.2. Допустимі напруження у розрахунках зубчастих передач.....	8
1.3. Коефіцієнт торцевого та осьового перекриття.....	13
1.4. Заміна косозубих зубчастих коліс еквівалентними прямозубими..	13
1.5. Розрахункове навантаження на зубці зубчастої передачі.....	17
1.6. Розрахунок активних поверхонь зубців на контактні втому і міцність.....	23
1.7. Розрахунок зубців на втому і міцність при згині.....	25
2. Практична частина. Лабораторна робота № 4. Визначення навантажувальної здатності циліндричної зубчатої передачі.....	29
2.1. Теоретична частина.....	29
2.2. Порядок виконання роботи.....	30
2.3. Висновки.....	38
2.4. Оформлення звіту.....	38
2.5. Питання для самоконтролю.....	38
Література.....	39

Методичні вказівки з лабораторної роботи по деталям машин.
Лабораторна робота №4. Визначення навантажувальної здатності
циліндричної зубчатої передачі.

Укладачі:

доц. Невдаха Ю.А.,
доц. Дубовик В.О.,
доц. Пукалов В.В.

Підписано до друку 5.03.2020 р.

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

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

тел. 597-541, 390-551, 559-245.