



**М. П. Артеменко**

**РОЗРАХУНОК АВІАЦІЙНИХ  
ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ  
НА ЗАЇДАННЯ**

**1994**

621.8

A 86

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ УКРАЇНИ

Харківський авіаційний Інститут ім. М.Є. Жуковського

М.П. АРТЕМЕНКО

РОЗРАХУНОК Авіаційних зумчастих передач  
на заїдання

Навчальний посібник

**НАУКОВО-ТЕХНІЧНА  
БІБЛІОТЕКА**  
Національного аерокосмічного  
університету ім. М.Є. Жуковського  
«Харківський авіаційний інститут»

Научно-техническая  
библиотека  
"ХАИ"



mt0067099

621.833.001.24 + 624.735.33.023 : 621.833

УДК 621.833.001 (074.8)

(075.8)

Розрахунок авіаційних зубчастих передач на заїдання /  
М.П. Артеменко. - Навч. посібник. - Харків: Харк. авіац.  
Ін-т, 1994. - 31 с.

Розглянуто методику розрахунків важко навантажених зубчас-  
тих передач на заїдання за підвищенням миттєвої температури.  
Для студентів факультетів № 1, 2, 4 при виконанні курсових  
проектів по деталях машин.

Р е ц е н з е н т и: засл. діяч науки, д-р техн. наук, проф.  
К.І. Заблонський,  
д-р техн. наук, проф. В.С. Галонів



© Харківський авіаційний інститут, 1994

## З В І С Т

Вступ .....	4
Умовні позначення .....	6
1. Загальні положення .....	7
2. Можливі критерії заїдання .....	9
3. Визначення миттєвої температури при ковзанні контактуючих зуб'їв.....	II
3.1. Миттєва температура при зміні джерела тепла по ширині площинки контакту за параболічним законом .....	12
3.2. Миттєва температура при зміні джерела тепла по ширині площинки контакту за еліптичним законом.....	13
4. Розрахунок зубчастих передач на заїдання за темпера- турним критерієм.....	14
5. Розрахунок конічних зубчастих передач на заїдання....	19
6. Допустиме підвищення миттєвої температури.....	21
7. Послідовність розрахунків зубчастих передач на заї- дання .....	23
8. Приклади розрахунків зубчастих передач на заїдання за миттєвим підвищенням температури .....	24
Список використаної та рекомендованої літератури.....	30

Необхідність підвищення ресурсу та експлуатаційної надійності транспортних апаратів висуває жорсткі вимоги до оцінки несучої здатності редукторів ПТВ та ПТВД, трансмісії вертольотів.

Працездатність зубчастих коліс взагалі, авіаційних особливо, визначається такими показниками, як витривалість зуб'їв при згині, контактна витривалість, стійкість до заїдання та зносу, а також міцність дисків, маточки та інших конструктивних елементів. Підвищення або забезпечення високої надійності авіаційних і подібних до них зубчастих передач являє собою комплексну проблему, яка потребує вивчення та досконалого врахування названих показників. При роботі високонавантажених швидкісних зубчастих передач можуть з'явитись разом заїдання, викришіння від втомиваності та від зносу. Підвищення контактних напружень спричиняє появу викришіння (піттингу). При цьому реальна площа контакту спряжених поверхонь зменшиться. Це призведе до збільшення питомого тиску і, як наслідок, до підвищення сил тертя і температури в зоні контакту, що спричинить появу та розвиток заїдання. Особливо це стосується зубчастих передач, які працюють в зоні високих температур. Наприклад, у газотурбінних двигунах зубчасті колеса працюють при температурі до  $200^{\circ}\text{C}$  і більше.

Під заїданням розуміють пошкодження зубчастої передачі за рахунок молекулярного скріплення робочих поверхонь спряжених зуб'їв.

Заїлення виникає тоді, коли товщина мастильної плівки з якихось причин стає дуже тонкою. Внаслідок цього вона руйнується, частинки однієї поверхні міцно зчепляються з частинками другої поверхні. Наступне переміщення профілів зуб'їв призводить до відриву частинок металу та до появи надирів на робочих поверхнях. Частинка металу наче приварюється до парної поверхні. Якщо частинки будуть досить великими, то на поверхні утворяться видимі неозброєним оком риски та нарости. Пошкоджені поверхні при цьому швидко зношуються. Зубчасті колеса після декількох годин праці стають непрацездатними.

Серед можливих видів пошкоджень зубчастих передач найменше

вивчені питання, які стосуються надійності їх проти заїдання. Мабуть, ним пояснюється те, що у навчальній літературі з машинознавства питання про заїдання зубчастих перелач викладені або дуже коротко, або взагалі відсутні.

## УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

- $\sigma_n$  - контактні напруження;  
 $v_{ск}$  - швидкість ковзання;  
 $l$  - довжина теоретичної лінії зачеплення;  
 $l_x$  - віддаль до точки контакту вздовж робочої ділянки лінії зачеплення;  
 $\sigma_{зд}$  - граничне значення напруги, після якої настає заїдання;  
 $s_{зд}$  - коефіцієнт запасу стійкості проти заїдання;  
 $[\sigma]_{зд}$  - допустима напруга по стійкості проти заїдання;  
 $t_0^z$  - загальна температура на поверхні зуба;  
 $t^z$  - середня температура на поверхні зуба;  
 $\vartheta$  - миттєва температура;  
 $[\vartheta]$  - допустима миттєва температура;  
 $w_n$  - питомий тиск на площадці контакту;  
 $[w_n]$  - допустимий тиск на площадці контакту;  
 $v$  - об'ємна швидкість;  
 $\rho_n$  - зведення радіус кривини спряжених профілів;  
 $f$  - коефіцієнт тертя ковзання;  
 $W$  - загальна кількість тепла;  
 $w_0$  - інтенсивність джерела тепла посередині площадки контакту;  
 $w_x$  - інтенсивність джерела тепла в перерізі площадки контакту на віддалі  $x$  від початку координат;  
 $\beta$  - піввісь еліпса;  
 $F_n$  - нормальне до профілю зуба зусилля;  
 $K$  - коефіцієнт зусилля;  
 $\delta$  - питома вага нагріваних тіл;  
 $c$  - питома теплоємність;  
 $a = \frac{\lambda}{\rho c}$  - коефіцієнт температуропровідності;  
 $\lambda = a \rho c$  - коефіцієнт теплопроводності;  
 $t$  - відрізок часу від початку нагрівання до визначення температури;  
 $\rho_{ii}^{та}$  - радіуси кривини профілів зубів шестірні та колеса для  $i$ -го положення;

## Г. ЗАГАЛЬНІ ДОБОЖЕННЯ

За нормальних умов роботи зубчастої передачі між спряженими зуб'ями утворюється мастильна плівка, яка запобігає безпосередньому контакту робочих поверхонь зуб'їв.

При великому питомому тиску товщина мастильної плівки може зменшитись до граничної величини і утворити не мастильний клин, а тонкий прошарок. В такому випадку тертя ковзання набуває граничного характеру. Перехід від нього до металевого контакту виникає або при появі значних пластичних деформацій поверхонь, або від високих температур, які виникають при наявності тертя ковзання в зоні контакту. Розрив мастильного прошарку може відбуватися перш за все на окремих мікронерівностях. При високих питомому тиску та температурі не приводить до міцного скріплення контактних поверхонь. Якщо міцність ділянки скріплення невелика, то при відносному русі поверхні руйнуватимуться і за-

ділення не буде. Якщо ж міцність скріплення (схоплення) більша, ніж міцність поверхневих прошарків металу, то при відносному русі зуб'їв відбувається відрив частинок металу, з'являються риски або гребінці (рис. 1). Поява на окремих ділянках сухого тертя ковзання призводить до значного підвищення температури в зоні контакту, в результаті чого має місце короточасні температурні стрибки. Тривалість їх незначна, але місцева температура може досягати декількох сотень градусів за Цельсієм. Кількість тепла, яка з'являється при кожному температурному спалаху, залежить від питомого тиску  $\omega_p$ , швидкості ковзання  $U_{ск}$  та коефіцієнта тертя  $f$ . Підвищення температури може досягати такого рівня, при якому мастильна речовина втрачає в'язкість та адсорбційні властивості.

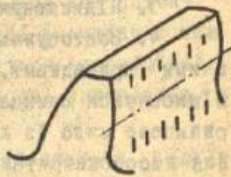


Рис. 1

В залежності від умов тертя ковзання процес заїдання зубчастих коліс через деякий час припиняється по мірі згладжування поверхонь або прогресує. Таким чином, заїдання може мати як обмежений, так і прогресувачий характер. Небезпечним для зубчастих передач є прогресуваче заїдання. Пошкоджені зубчасті ко-



леса швидко зношуються і через деякий час можуть стати непридатними для подальшого використання. В багатьох випадках заїдання є однією з головних причин пошкодження високонавантажених швидкісних зубчастих передач. Суттєвим для розвитку процесу заїдання є й те, що підвищення температури сприяє зниження твердості поверхонь, а це полегшує появу скріплення. При роботі високонавантажених зубчастих коліс можуть мати місце всі три процеси – заїдання, викрашіння (підтинг) і знос.

Найбільше піддається заїданню ділянки робочих поверхонь зуб'їв, розташовані на місці входу та виходу їх із зачеплення, а також в точках переспряження. Небезпечність заїдання зростає зі збільшенням модуля зачеплення, коефіцієнта висоти зуба та кута похилу зуба (у косозубих колісах).

Різні типи зубчастих передач мають неоднакову схильність до заїдання. Менш за все схильні до цього циліндричні колеса з внутрішнім зачепленням. При спряженні увігнуто-опуклих поверхонь зуб'їв краще утворюється мастильний прошарок.

Основні способи боротьби із заїданням:

1. Зниження питомого тиску за рахунок збільшення реальної площі контакту.
2. Зменшення швидкості ковзання.
3. Підвищення в'язкості мастильної речовини.
4. Застосування мастильних речовин із спеціальними (активними) присадками. До присадок, які перешкоджають схоплюванню, відносяться свинцеве мило з оліїнових або нафтенових кислотами, свинцеве мило із хлористов сірков, сіркохлорофосфорні присадки. Для високонавантажених тихохідних передач з великим модулем зачеплення застосовують осіркований тракторний нітрол. Для присадок базується на утворенні захисних плівок (фосфідних, хлоридних, сульфідних). Ці плівки перешкоджають появі металевого контакту поверхонь спряжених зуб'їв. При роботі передач з протиадирними (активізованими) мастилами підвищується знос робочих поверхонь, ці мастила характеризуються "р'ізальними" властивостями. Беручи до уваги зазначені властивості, використання таких мастил може бути доцільним лише у виняткових випадках.

## 2. МОЖЛИВІ КРИТЕРІЇ ЗАЙДАННЯ

Базою для визначення критеріїв зайдання, які використовуються в техніці, є добуток таких величин, як  $W_n \cdot v_{ск} \cdot f$ . Критерії можна розділити на емпіричні і теоретичні. Найрозповсюдженішими є емпіричні критерії. Автори цих критеріїв — Олмен.

Олмен — Штрауб та Інлі. Зсі критерії ґрунтуються на припущенні, що зайдання починається при певному значенні питомої потужності тертя в зоні контакту зубів.

Так, критерій Олмена [3] являє собою добуток  $\sigma_H \cdot v_{ск}$ . Цей критерій найчастіше використовується при розрахунках передач задніх мостів автомобіля.

Для розрахунків авіаційних передач іноді застосовується критерій Олмена — Штрауба [3], згідно з яким зайдання має бути тоді, коли добуток  $\sigma_H v_{ск} \ell_x$  перевищить граничну величину для даного виду передачі.

Добуток  $\sigma_H v_{ск} \ell_x$  змінюється в залежності від положення точки контакту вздовж робочої ділянки лінії зачеплення і досягає максимуму в точках входу в зачеплення або виходу з нього.

В експериментальних критеріях, особливо в критеріях Олмена та Олмена — Штрауба, робиться припущення, що коефіцієнт тертя між зубами незалежно від умов і якості змащування має сталі (якесь середнє) значення. Не враховується адсорбційні властивості мастил, а також фізичні властивості матеріалів, з яких виготовлені зубчасті колеса.

До експериментальних критеріїв також відноситься підхід, який пропонувався у ЦНДІТМАТІ [5]. Результати експериментальних досліджень, отримані в цьому інституті, не узгоджуються з розрахунковими критеріями Олмена та Олмена — Штрауба. У зв'язку з цим висунуто твердження, що для критерію зайдання більше підходить не добуток  $\sigma_H v_{ск} \ell_x$ , а нормальне контактне напруження в полюсі зачеплення. Вважають, що зайдання починається тоді, коли  $\sigma_H$  буде більше, ніж граничне значення контактного напруження  $\sigma_{за}$ . Це напруження треба встановлювати на підставі дослідів в залежності від найбільшої швидкості ковзання, температури мастила та твердості робочих поверхонь зубів.

Відповідно до такого підходу розрахунок на зайдання мусить

мати структуру

$$\sigma_n \leq [\sigma]_{3a} = \frac{\sigma_{3a}}{S_{3a}}, \quad (1)$$

де  $S_{3a}$  - коефіцієнт запасу стійкості проти заїдання.

Як зазначалось, критерій  $\sigma_n \leq [\sigma]_{3a}$  тех емпіричний, а правдо-ірність його використання в практиці проектування зубчастих передач ще не дістала достатнього підтвердження. Крім того, в ідності про граничну напругу, яка відповідає початку заїдання, не накопичені, що спричиняє труднощі щодо використання цього критерію в практиці проектування зубчастих передач.

Порівняно з критеріями, які ґрунтуються на експериментальних даних, досить поширений завдяки своїй універсальності теоретичний критерій Блона [2, 3, II]. Він базується на тому, що для кожної комбінації мастила та матеріалу зубчастих коліс існує своя критична температура, при якій мастило втрачає мастильні властивості, перестає запобігати безпосередньому зіткненню спряжених поверхонь зуб'їв, що призводить до пошкодження передачі.

Щоб уникнути появи заїдання, температура мастильної плівки згідно із зазначеним критерієм повинна бути менша за критичну:

$$t_z^{\circ} < t_{кр}^{\circ}. \quad (2)$$

Виходячи з цього, вона розглядається як сума температури на поверхні зуба  $t_z^{\circ}$  та миттєвої температури в зоні контакту  $\psi$ :

$$t_z^{\circ} = t_0^{\circ} + \psi. \quad (3)$$

В інтенсивно працюючих високонавантажених передачах температура мастила на поверхні зуб'їв коливається від 50 до 60° С. В авіаційних ГТД це досягається струминним змащуванням, яке викликає також і охолодження мастила.

При зазначених умовах стійкість проти заїдання пропонується [2] оцінювати не за сумарно, а за миттєвою температурою:

$$\psi < [\psi]. \quad (4)$$

Щоб скористатись виразами (2) або (4), треба розрахувати миттєву температуру  $\psi$ . Приблизне значення температури поверхонь зуб'їв в цьому випадку може визначатись або за допомогою контролю температурного середовища, або теоретичними підра-

хунками.

Як зазначалось, розрахунок зубчастих передач на заїдання вивчений значно менше, ніж розрахунки для оцінки викришіння або поломки зуб'їв в ід зтоми. Про таке твердження свідчить хоча б те, що в методиці [2], яка базується на гіпотезі Блока [11], величина питомого тиску  $w_n$  прямо пропорційна  $\rho_n^{V_3}$ , а в матеріалах, які викладаються в працях [5, 9], величина  $[w_n]_{3a}$  прямо пропорційна відповідно  $\rho_n$  та  $\rho_n^{-1}$ . Велика різниця в урахуванні впливу швидкості має місце в методиках [5, 9].  $[w_n]$  прямо пропорційна  $v_{ск}^{2/3}$ , а збільшення  $v$  приводить до зниження  $[w_n]_{3a}$  [14]. Але в цьому дослідженні йдеться а про те, що зниження  $[w_n]_{3a}$  закінчується при  $v_{ск} \approx 35\%c$  і далі зі збільшенням швидкості  $[w_n]_{3a}$  можна підвищувати. Порівнюючи дані [2] та [9], маємо, що  $v$  прямо пропорційна  $w_n^{3/4}$ ,  $v^{V_2}$  та  $w_n^{V_2} v^{3/4}$ .

На миттєву температуру впливає також коефіцієнт тертя.

Так, у праці [15] величина  $f$  не впливає на  $v$ , а величина  $[w_n]_{3a}$  не залежить від в'язкості мастила. У працях [2] та [9] величина  $[w_n]_{3a}$  прямо пропорційна відповідно  $f^{-4/3}$  та  $f^{-4}$ .

Згідно з рекомендаціями [2, 3] величина  $[w_n]_{3a}$  суттєво зростає з збільшенням твердості поверхонь зуб'їв. Водночас з досліджень [14] випливає, що  $[w_n]_{3a}$  мало залежить від твердості поверхонь зуб'їв.

Важачий підхід до оцінки впливу деяких факторів на величину несучої здатності зубчастих передач проти заїдання свідчить про те, що розрахунки передач за температурним критерієм також мають наближений порівняльний характер.

Але треба мати на увазі, що використання розрахунків за температурним критерієм Блока має задовільну залежність коефіцієнта тертя в зубчастих передачах, яку отримав П.М. Дроздов [9].

### 3. ВИЗНАЧЕННЯ МИТТЄВОЇ ТЕМПЕРАТУРИ ПРИ КОВЗАННІ КОНТАКТУЮЧИХ ЗУБ'ІВ

При визначенні миттєвої температури припускається, що інтенсивність тепловиділення пропорційна величині контактних напружень і змінюється по ширині площадки контакту за тим самим законом, що і напруження. Відомо, що контактні напруження змі-

ються по ширині площадки контакту за еліптичним законом. Раніше в літературі траплялись залежності, в яких зміна контактних напружень по ширині площадки контакту мала параболічний вираз. Наявність такого припущення, а також можливість полегшити розрахунки привели до того, що Блок при розв'язанні задачі прийняв закон зміни контактних напружень та інтенсивності тепловиділення параболічним. Це ще одне припущення, яких у розв'язанні задачі про визначення миттєвої температури декілька. Уточнення розв'язання задачі, яка розглядається, поступовим виключенням різних припущень дасть змогу більш ґрунтовно формулювати залежність. З цієї метов розв'язано задачу про визначення миттєвої температури при зміні контактних напружень та джерела тепла по ширині площадки контакту за еліптичним законом [8]. Розбіжність у цих двох випадках дорівнює більше ніж 10%.

Далі наводиться підхід до розв'язання задачі про визначення миттєвої температури у двох зазначених випадках.

### 3.1. Миттєва температура при зміні джерела тепла по ширині площадки за параболічним законом

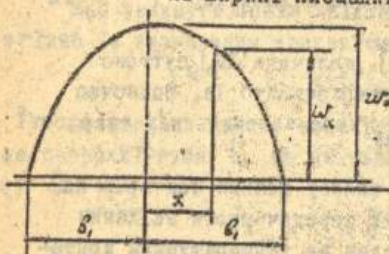


Рис. 2

Як впливає з рис. 2,

$$w_x = w_0 \left(1 - \frac{x^2}{s_1^2}\right). \quad (5)$$

Загальна кількість тепла, віднесена до одиниці довжини контактної лінії,

$$W = w_0 f U_{ск} \quad (6)$$

та

$$w_0 = \frac{3}{4} \frac{W}{B_1} = \frac{3 W_0 f (U_{т1} - U_{т2})}{4 B_1} \quad (7)$$

де  $w_0 = \frac{3 W_0 f}{4 B_1}$  - питомий тиск на оди-

ничну довжину контактної лінії;  $U_{ск} = U_{т1} - U_{т2}$  - швидкість ковзання;  $U_{т1}$  та  $U_{т2}$  - тангенціальні швидкості спряжених поверхонь зубів.

Прийняті припущення: контакт між спряженими поверхнями здійснюється без проміжного прошарку; ширина площадки контакту порівняно з розмірами тертьових тіл дуже мала, - все тепло,

яке виникає при терті, вбирається самими тілами. Загальна теплоемність кожного з тертьових тіл необмежено велика.

Джерело тепла сприймається з однаковою інтенсивністю по всій довжині зуба. Це дає змогу розглянути плоску задачу.

Згідно із загальною теорією теплопровідності [10]

$$d\dot{V} = \frac{2dw}{\gamma\sqrt{4\pi at}} \quad (8)$$

де  $\gamma$  - питома вага нагріваних тіл, кг/см<sup>3</sup>;

$c$  - питома теплоємність;

$a = \lambda/\gamma c$  - коефіцієнт температуропровідності;

$\lambda = a\gamma c$  - коефіцієнт теплопровідності;

$t$  - відлік часу з моменту прикладення тепла в дану точку до моменту визначення температури.

Тепловий імпульс, що відповідає дії елементарного джерела тепла шириною  $d(vt_x)$ ,

$$d\omega_x = \omega_x d(vt_x) = \omega_0 \left[ 1 - \frac{(vt_x - b_1)^2}{b_1^2} \right] \quad (9)$$

Підставляючи значення  $d\omega_x$  згідно з (9) у рівняння (8) та інтегруючи віддалі в інтервалах від  $t_0$  до  $T$ , дістанемо

$$\dot{V} = 0,85 \frac{\omega_0 f (v_{T_1} - v_{T_2})}{(\sqrt{\lambda_1 \gamma_1 c_1 v_{T_1}} + \sqrt{\lambda_2 \gamma_2 c_2 v_{T_2}}) \sqrt{b_1}} \quad (10)$$

Рівняння (10) називається формулою Бюка. В системі СІ його можна перетворити до вигляду

$$\dot{V} = 1,05 f \frac{\sqrt{\omega_0^2 (\sqrt{v_{T_1}} - \sqrt{v_{T_2}})}}{\sqrt{\rho}} \quad (11)$$

При цьому прийнято, що  $\lambda_1 \gamma_1 c_1 = \lambda_2 \gamma_2 c_2 = \lambda \gamma c$ ;

$b_1 = \frac{2\sqrt{\omega_0 \rho}}{0,418 \sqrt{\gamma E}}$ ;  $\omega_0$  к/мм;  $v_{T_1}$  та  $v_{T_2}$  м/с;  $\rho$  мм.

3.2. Миттєва температура при зміні джерела тепла по ширині площадки контакту за еліптичним законом [8]

Так само, як і в попередньому випадку, рівняння (8) приймаємо за вихідне. Тепловий імпульс, що відповідає дії елементарного джерела тепла шириною  $d(vt_x)$  при зміні його за еліптичним законом, визначається з рівняння

$$\frac{w_x^2}{w_0^2} + \frac{(x-b_1)^2}{b^2} = 1. \quad (12)$$

Після підставлення (12) у (8) матимемо повний еліптичний інтеграл, розв'язання якого дозволить отримати залежність для визначення миттєвої температури:

$$\bar{v} = 0,975 \frac{w_0 \cdot f(v_{\tau_1} - v_{\tau_2})}{(\sqrt{\lambda_1} \delta_1 v_{\tau_1} + \sqrt{\lambda_2} \delta_2 c_2 v_{\tau_2}) \sqrt{B_1}}. \quad (13)$$

Перетворюючи (13) так само, як і (10), в системі СІ дістанемо

$$\bar{v}_1 = 1,24 f \frac{\sqrt[3]{w_0} (\sqrt{v_{\tau_1}} - \sqrt{v_{\tau_2}})}{\sqrt[3]{\rho_1}}. \quad (14)$$

#### 4. РОЗРАХУНОК ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ НА ЗАІДАННЯ ЗА ТЕМПЕРАТУРНИМ КРИТЕРІЄМ

При проектуванні зубчастих передач стійкість робочих поверхонь зуб'їв проти заїдання найчастіше оцінюється перевірним розрахунком. В цьому випадку за вихідне рівняння приймається

$$\bar{v}_i = K_{3a} f \frac{\sqrt[3]{w_0^3} (\sqrt{v_{\tau_1}} - \sqrt{v_{\tau_2}})}{\sqrt[3]{\rho_1}}. \quad (15)$$

де коефіцієнт  $K_{3a}$  залежить від прийнятого закону теплового джерела по поперечній площадці контакту.

В системі СІ маємо:

$K_{3a} = 1,06$  - при зміні теплового джерела на площадці контакту за параболічним законом;

$K_{3a} = 1,24$  - при зміні теплового джерела на площадці контакту за еліптичним законом.

Для розрахунків прямих зубих циліндричних коліс на заїдання рівняння (15) перетворимо так:

$$v_{\tau_1} = \rho_{11} \omega_1; \quad v_{\tau_2} = \rho_{21} \omega_2 = \rho_{21} \frac{\omega_1}{u_{12}}; \quad \rho_i = \frac{\rho_{1i} \rho_{2i}}{\rho_{1i} \pm \rho_{2i}},$$

де  $\rho_{1i}$  і  $\rho_{2i}$  - довжини теоретичної ділянки лінії зачеплення;

Знаки "+" та "-" відносяться до зовнішнього та внутрішнього зачеплень.

Виразимо радіуси кривини профілів зуб'їв у частках довжини теоретичної ділянки лінії зачеплення  $\ell$ :

$$f_{11} = \chi l; \quad p_{21} = (1 + \chi) l.$$

Підставляючи значення  $U_{\tau_1}, U_{\tau_2}, p_1, p_2$  в (15), маємо

$$\dot{v} = K_{3a} \cdot f \cdot Y \sqrt{\omega_n^2 z_1 \omega_1^2 (u_{12} \pm 1) \sin \alpha_w} < [\dot{v}], \quad (16)$$

де  $Y = \sqrt{\chi(1-\chi)} \left( \sqrt{\frac{1}{1-\chi}} - \sqrt{\frac{1}{u_{12}\chi}} \right)$  - геометричний коефіцієнт заїдання;

$\omega_p$  - розрахунковий питомий тиск для циліндричних коліс.

$$\omega_{kp} = q_1 K_{\mu} = \frac{2T_1 K_{\mu}}{b d_w \cos \alpha} = \frac{2T_{p1} \mu}{b d_w \cos \alpha_w};$$

$K = K_p K_v$  - коефіцієнт розрахункового зусилля, який враховує нерівномірність розподілу тиску по довжині контактної лінії та наявність динамічних зусиль;

$\mu = 0,43 + \frac{71 \Delta b}{q_0}$  - коефіцієнт, що враховує нерозподія зусилля між одночасно працюючими парами зуб'їв [2].

При значних помилках в основному кроці  $\Delta_b$  приймають, що в зачепленні працює лише одна пара. Тоді  $\mu = 1$ .

Для інтенсивно працюючих важконавантажених передач такий вид пошкоджень, як заїдання, може бути найнебезпечнішим. В цьому разі проектувальний розрахунок проводиться за умов обмеження миттєвої температури в зоні контакту зуб'їв, і тоді рівняння (16) для сталевих зубчастих передач перетворюється до вигляду

$$b^3 d_w^2 = \frac{C \cdot f^4 T_{p1}^3 n_1^2 (u_{12} \pm 1) t g \alpha_w}{100 \cos^2 \alpha_w} \left( \frac{Y}{[\dot{v}]} \right)^4, \quad (17)$$

де  $C$  - сталий коефіцієнт.

У випадку прийняття зміни теплового джерела на площадці контакту за параболічним законом  $C = 5,7$ , за еліптичним законом  $C = 6,7$ .

При нульовому зачепленні ( $\alpha_w = 20^\circ$ ), а також середньому значенні коефіцієнта тертя  $f \approx 0,08$

$$b_w^3 d_w^2 = C_1 \cdot 10^{-7} T_{p1}^3 n_1^2 (u_{12} \pm 1) \left( \frac{Y}{[\dot{v}]} \right), \quad (18)$$

У випадку прийняття зміни теплового джерела на площадці контакту за параболічним законом  $C_1 = 9,3$ , за еліптичним за-



коном  $C_1 = 10,9$ .

Вважають [2], що найнебезпечнішими діючими зв'язками є точки зачеплення, які знаходяться на відстані 0,3 м від кінцевих точок активної поверхні зуб'їв. Випадок зовнішнього зачеплення наведено на рис. 3. Таке зображення неважко виконати і для внутрішнього зачеплення. При подальшому розгляді особливості зовнішнього та внутрішнього зачеплень знайдуть своє відбиття, про що вже говорилось у виразі

$$\rho_{11} = \rho_{21} = l$$

("+" - для зовнішнього зачеплення; "-" - для внутрішнього зачеплення).

Розрахунок косозубих та шевронних коліс на заїдання виконується за рівняннями (15). Швидкості  $v_{\tau_1}$  та  $v_{\tau_2}$  визначаються так само, як і для прямозубих коліс:

$$v_{\tau_1} = \rho_{11} \omega_1; \quad v_{\tau_2} = \rho_{21} \omega_2 = \rho_2 \frac{\omega_1}{u_{12}}$$

де  $\rho_{11}$  та  $\rho_{21}$  - радіуси кривини профілів спряжених зуб'їв у торцевому перерізі.

Дзерело тепла, як зазначалось, зміниється на площадці контакту так само, як і контактні напруження. Особливості їх визначення в знаходження зведених радіусів кривини спряжених профілів зуб'їв в нормальному перерізі:

$$\rho_i = \rho_{n1} = \frac{\rho_{n1} \rho_{n2}}{\rho_{n1} + \rho_{n2}} = \frac{\rho_1 \rho_2}{(\rho_1 + \rho_2) \cos \beta_6} = \frac{\rho_1 \rho_2}{l \cos \beta_6}$$

Розрахункове погонне зусилля для косозубих та шевронних коліс:

$$w_p = w_k = \frac{2 T_1 K}{b_w d_{w1} \cos \alpha_{w1}}$$

де  $K = K_p K_v K_f$  - коефіцієнт розрахункового зусилля;

$K_f = 0,325$  - коефіцієнт, який враховує зниження питомого навантаження біля торців зуб'їв, косозубих та шевронних коліс (відношення питомих навантажень в полюсі та біля торців зубів).

Підставляючи значення  $v_{\tau_1}$ ,  $v_{\tau_2}$  та  $\rho_{n1}$  у (16), отримаємо

$$\dot{v} = C_2 f Y_{3\beta} \sqrt{w_p^3 n_1^2 d_{w1} (u_{12} + 1) S_m \alpha_{w\alpha} \cos \beta_6} \leq [\dot{v}], \quad (19)$$

де  $\alpha_{w\alpha}$  - кут зачеплення нульового колеса в торцевому перерізі

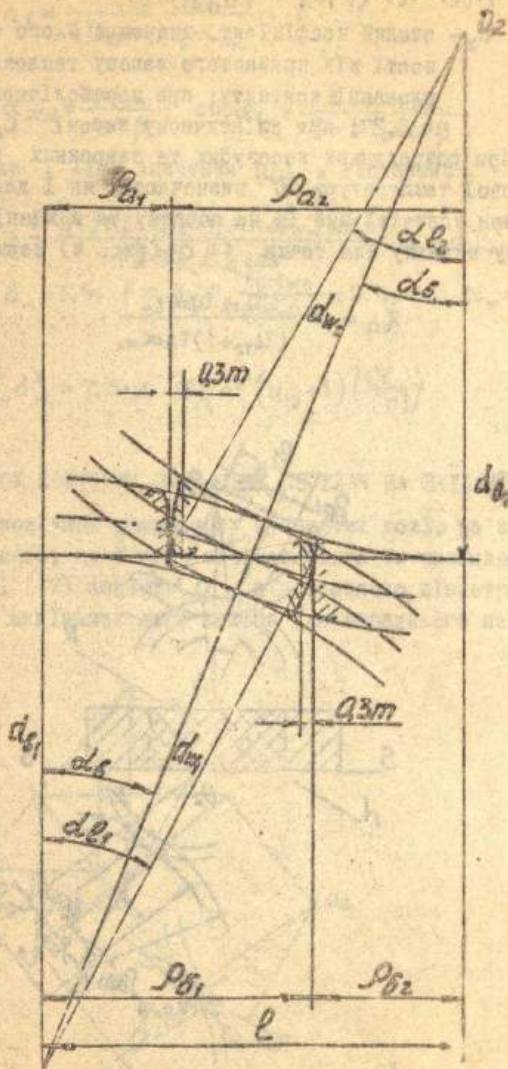


Рис. 3.

**НАУКОВО-ТЕХНІЧНА  
БІБЛІОТЕКА**

Національного аерокосмічного  
університету ім. М.С.Жуковського

$$Y_{30} = \sqrt{\chi(1-\chi)} \left( \sqrt{\frac{1}{1-\chi}} - \sqrt{\frac{1}{u_{12}\chi}} \right);$$

$C_2$  — сталий коефіцієнт, значення якого береться в залежності від прийнятого закону теплового джерела на площадці контакту: при параболічному законі  $C_2 = 0,29$ ; при еліптичному законі  $C_2 = 0,34$ .

При розрахунках косозубих та шевронних коліс підвищення миттєвої температури  $\dot{U}$  визначають, як і для прямозубих коліс: при контактї зубів на початку та в кінці зачеплення.

У цьому випадку для точки  $A$  (рис. 4) маємо

$$\chi_a = 1 - \frac{u_{12} \operatorname{tg} \alpha l_2}{(u_{12} + 1) \operatorname{tg} \alpha l_1} \quad (20)$$

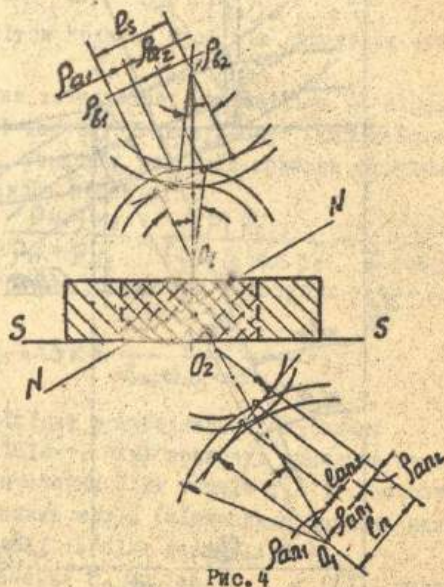


Рис. 4

для точки B

$$\chi_B = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{\omega_1}}{(u_{12} + 1) \operatorname{tg} \alpha_{\omega_2}}, \quad (20')$$

де

$$\operatorname{tg} \alpha_{\omega_2} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{\omega_1}}{\cos \beta}; \quad \cos \alpha_{\omega_2} = \frac{z \cos \alpha_{\omega_1}}{z + 2f_0 \cos \beta}.$$

Підставляючи, (17) значення  $\chi_B$ , дістанемо

$$U = C_2 f Y_{20} \sqrt[4]{\frac{8T_p^2 \pi_1^2 (u_{12} + 1) \sin \alpha_{\omega_1} \cos \beta \varepsilon}{b_w^3 d_w^2 \varepsilon_{\alpha}^3 \cos^3}} \leq [\sigma]. \quad (21)$$

Приймаючи  $\varepsilon_{\alpha} \approx 1,5$ ,  $f \approx 0,08$ ,  $\frac{\operatorname{tg} \alpha_{\omega_1}}{\cos^2 \alpha_{\omega_1}} \approx 0,4$ ,  $\alpha_{\omega_1} = 20^\circ$ ,  
маємо

$$b_w^3 d_w^2 = 7,3 \cdot 10^{-7} T_p^2 \pi_1^2 (u_{12} + 1) \left( \frac{Y}{[\sigma]} \right). \quad (21')$$

## 5. РОЗРАХУНОК КОНІЧНИХ ЗУБЧАТИХ ПЕРЕДАЧ НА ЗАЇДАННЯ

Розрахунок конічних прямозубих зубчастих коліс на заїдання проводиться так само, як і для еквівалентних їм циліндричних коліс. В рівнянні (17) замість  $d_w$ , підставляємо діаметр початкової окружності еквівалентного колеса для середнього перерізу (рис. 5).

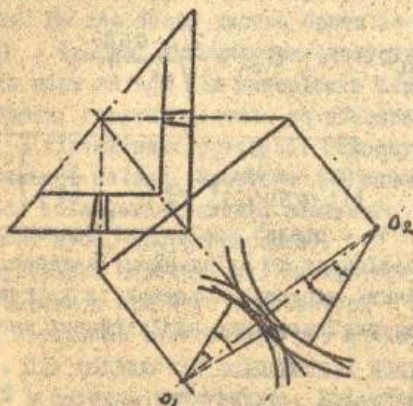


Рис. 5

$$\gamma = C_2 f Y_{3\beta} \sqrt[4]{10^3 p_1^2 d_{v m_1} (u_{12}^2 + 1) \sin \alpha_{w\omega}} \leq [\gamma]. \quad (22)$$

Як і для циліндричних коліс.

$$Y_{3\beta} = \sqrt[4]{\alpha(1-\chi)} \left( \sqrt{\frac{1}{1-\chi}} - \sqrt{\frac{1}{u_{12}\chi}} \right). \quad (23)$$

Значення  $\chi$  для початкової та кінцевої точок зачеплення визначаються за залежностями

$$\chi_a = \frac{p_{v1}^a}{l_v} = \frac{l_v - p_{v1}^a}{l_v} = 1 - \frac{u_{12} \operatorname{tg} \alpha_{e_2}}{(u_{12}^2 + 1) \operatorname{tg} \alpha_{w\omega}}. \quad (24)$$

$$\chi_b = \frac{p_{v1}^b}{l_v} = \frac{1}{u_{12}^2 + 1} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_{e_2}}{\operatorname{tg} \alpha_{w\omega}}. \quad (25)$$

Для проектувальних розрахунків при  $f \approx 0,08$  та  $\alpha_{w\omega} = 20^\circ$  з (22) дістанемо

$$b_w^3 d_{m_1}^2 = C_3 \cdot 10^{-7} T_{p_1}^3 n_1^2 \sqrt{\frac{(u_{12}^2 + 1)^3}{u_{12}}} \left( \frac{\gamma}{[\gamma]} \right)^4, \quad (26)$$

де  $C_3 = 9,3$  при параболічному законі зміни теплового джерела,

$C_3 = 10,9$  - при еліптичному законі зміни теплового джерела.

Вважаючи, що

$$b_w = \frac{b_w}{L} L = \psi_{6L} L \quad \text{та} \quad d_{m_1} = \frac{2(L - 0,5b)}{\sqrt{u_{12}^2 + 1}},$$

отримаємо

$$L = C_4 \sqrt{u_{12}^2 + 1} \cdot \sqrt{\frac{T_{p_1}^3 n_1^2}{(1 - 0,5\psi_{6L})^2 \psi_{6L}^3 u_{12}}} \left( \frac{\gamma}{[\gamma]} \right)^4, \quad (27)$$

де  $C_4 = 0,046$ ;  $0,054$  - сталий коефіцієнт теплового джерела відповідно при параболічному та еліптичному законах.

Розрахунок конічних передач з косими та круговими зуб'ями проводиться, як і для еквівалентних циліндричних косозубих коліс:

$$\gamma = C_2 f Y_{3\beta} \sqrt[4]{10^3 p_1^2 d_{v m_1} (u_{12}^2 + 1) \sin \alpha_{w\omega} \cos \beta} \leq [\gamma]. \quad (28)$$

При підрахунку  $\gamma_{3a}$  величини  $\chi$  для початкової та кінцевої точок зачеплення визначаються так:

$$\chi_a = 1 - \frac{u_{12}^5}{u_{12}^2 + 1} \frac{\operatorname{tg} \alpha_{\text{вх}2}}{\operatorname{tg} \alpha_{\text{вх}1}}$$

$$\chi_b = \frac{1}{u_{12}^2 + 1} \frac{\operatorname{tg} \alpha_{\text{вх}1}}{\operatorname{tg} \alpha_{\text{вх}2}}$$

Для проектувальних розрахунків при  $f = 0,08$  та  $\alpha_{\text{вн}} = 20^\circ$  з (28) матимемо

$$b_w d_m^2 = C_5 \cdot 10^{-7} T_p^3 n^2 \sqrt{\frac{(u_{12}^2 + 1)^3}{u_{12}^2} \left(\frac{\gamma}{[\gamma]}\right)^4} \quad (29)$$

та

$$L = C_6 \sqrt{u_{12}^2 + 1} \cdot \sqrt[5]{\frac{T_p^3 n^2}{(1 - 0,5 \psi_{\text{вх}})^2 \psi^3 u_{12}^2} \left(\frac{\gamma}{[\gamma]}\right)^4} \quad (29')$$

При зміні теплового джерела за параболічним законом  $C_5 = 2,75$ ,  $C_6 = 0,037$ ; за еліптичним законом  $C_5 = 3,01$ ,  $C_6 = 0,043$ .

## 6. ДОПУСТИМЕ ПІДВИЩЕННЯ МИТЬОВОЇ ТЕМПЕРАТУРИ

При розрахунках зубчастих передач на заїдання за температурним критерієм, як зазначалось, сумарна температура в зоні контакту мусить бути меншою за критичну температуру:

$$t_x^\circ = t_0^\circ + \check{\gamma} < t_{\text{кр}}^\circ$$

Об'ємна температура  $t_x^\circ$  для редукторів має більш-менш сталу величину. Це дає змогу умовно брати за критерій миттєву температуру  $\check{\gamma}$ . Для неї визначаються допустимі значення  $[\check{\gamma}]$ . Вони залежать перш за все від матеріалів шестірні та колеса, термічної обробки, гатунку мастила та обводової швидкості зубчастих коліс. З підвищенням останньої покращуються умови для утворення мастильної плівки. Зростання  $[\check{\gamma}]$  також доц. стане, якщо гарантується збільшена площа реального контакту (висока чистота поверхні зуба, добра приробка).

Для зубчастих передач, які змащуються мінеральним (неактивованим) мастилом при його температурі  $t_0^\circ \leq 50^\circ \text{C}$ , величину допустимої миттєвої температури  $[\check{\gamma}]$  можна приймати згідно з табл. 1, 2. При підвищеній температурі мастила в редукторі величина  $[\check{\gamma}]$  повинна знижуватись. Доп. стима миттєва температура в зоні контакту  $[\check{\gamma}]$  може підвищуватись при змащуванні передач мастилами із спеціальними присадками, які перешкоджа-

вть схоплюванню спряжених поверхонь зуб'їв. До таких присадок відносяться свинцеве мило з олеїнових або нафтенових кислотами, свинцеве мило з хлористим сірком, сірководорофосфідні присадки. Для дуже навантажених тихохідних передач з великим модулем зачеплення може використовуватись осіркований тракторний нігроз.

Т а б л и ц я 1  
Допустима миттєва температура  $[\sqrt{v}]$  [2]

Матеріал коліс, термообробка	Обводова швидкість, м/с	$[\sqrt{v}]$ , °C	Примітка
Нормалізовані та по- літшені вугленеві та малолеговані сталі при $HB < 350$	До 5	60	Для добре при- роблених пере- дач 5-го та 6-го ступенів точності
	Від 5 до 15	80	
	Більше 15	120	
	Більше 18	150...160	
Загартовані леги- ровані сталі при $HB > 350$		200...250	Більші значен- ня приймають при дуже чистих робочих поверхнях зуб'їв та висо- кому ступені виготовлення коліс

Т а б л и ц я 2  
Значення  $\alpha_c$  та добуток  $2,75 \operatorname{tg} \alpha_c$  для нульових коліс

$\Sigma$	$\alpha_c$	$\operatorname{tg} \alpha_c$	$2,75 \operatorname{tg} \alpha_c$	$\Sigma$	$\alpha_c$	$\operatorname{tg} \alpha_c$	$2,75 \operatorname{tg} \alpha_c$
16	33°20'	0,658	1,805	39	25°50'	0,484	1,330
17	32°40'	0,641	1,755	42	25°10'	0,470	1,290
18	32°05'	0,627	1,721	50	24°50'	0,466	1,280
20	31°20'	0,608	1,670	60	24°10'	0,449	1,232
22	30°20'	0,585	1,607	70	23°40'	0,438	1,205
24	29°30'	0,566	1,560	80	23°10'	0,428	1,180
26	28°55'	0,554	1,520	90	22°45'	0,419	1,150

$z$	$\alpha_e$	$\operatorname{tg} \alpha_e$	$2,75 \operatorname{tg} \alpha_e$	$z$	$\alpha_e$	$\operatorname{tg} \alpha_e$	$2,75 \operatorname{tg} \alpha_e$
28	$28^{\circ}20'$	0,540	1,482	100	$22^{\circ}30'$	0,414	1,135
30	$27^{\circ}45'$	0,526	1,445	120	$22^{\circ}10'$	0,407	1,117
33	$27^{\circ}05'$	0,512	1,405	140	$21^{\circ}30'$	0,393	1,080
36	$26^{\circ}30'$	0,499	1,370	160	$21^{\circ}15'$	0,389	1,070

### 7. ПОСЛІДОВНІСТЬ РОЗРАХУНКІВ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ НА ЗАІДАННЯ

Як зазначалось, розрахунки на заїдання необхідні лише для виконавантажених зубчастих передач. Особливо це стосується передач, які працюють в зоні підвищених температур.

Розрахунки зубчастих передач на заїдання можуть бути або проектувальними, або перевірними.

Проектувальні розрахунки мають за мету визначення геометричних розмірів та точності виготовлення зубчастих передач за умов стійкості їх проти заїдання. Поряд з розрахунками на заїдання ведуться також проектувальні розрахунки за умов контактної та згинної витривалості. Наприкінці приймаються найбільші значення геометричних розмірів передач.

Перевірними є й такий метод: визначаються геометричні показники передачі за умов стійкості проти заїдання, після чого виконуються перевірні розрахунки за умов контактної та згинної витривалості.

Послідовність проектувальних розрахунків може бути прийнята такою:

1. Призначають або визначають число зуб'їв.
2. Вибирають коефіцієнт зменшення за умов підвищення стійкості проти заїдання або міцності по контактних та згинних напруженнях. Використання того чи іншого показника залежить від призначення передачі та можливих видів пошкоджень.
3. Визначають кут зачеплення.
4. Визначають крутячий момент.
5. Призначають матеріал і визначають допустимі напруження за умов контактної та згинної витривалості.
6. Призначають мастило для змащування передачі та визна-



часть допустиму миттьову температуру.

7. Обчислюють коефіцієнт розрахункового зусилля.

8. Визначають розміри передачі за умов контактної та згинної витривалості, а також стійкості проти заїдання.

9. Приймають найбільші значення розмірів, визначених в п.8, які уточнюються, і з урахуванням їх виконують перевірний розрахунок, тобто визначають та порівнюють з допустимими контактні та згинні напруження, а також миттьову температуру.

Найчастіше розрахунки зубчастих передач на заїдання виконуються у формі перевірних розрахунків. Всі геометричні параметри визначаються розрахунками по контактних або згинних напруженнях. З урахуванням уточнень визначаються та порівнюються з допустимими контактні та згинні напруження, а також миттьова температура.

Допустимі значення  $[\sigma]$  призначаються згідно з рекомендаціями, наведеними в табл. I.

#### 8. ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКІВ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ НА ЗАЇДАННЯ ЗА МИТТЬОВИМ ПІДВИЩЕННЯМ ТЕМПЕРАТУРИ

П Р И К Л А Д I. Циліндрична передача із зовнішнім зачепленням  
редуктора авіаційного поштового двигуна.

Потужність, що підводиться до вала

шестірні .....  $P = 109$  кВт.

Число обертів ведучого вала .....  $n_1 = 2800$  об./хв.

Число обертів веденого вала .....  $n_2 = 1600$  об./хв.

Термін служби.....  $L_n = 1000$  год.

Передача прямозуба, евольвентна. Зачеплення - зміне.

Виготовлена за ступенем точності Ст. 5 з матеріалів:

шестірня - покійка зі сталі 12Х2Н4А;

колесо - покійка зі сталі 38ХМЮА.

Передача змащується мастилом МС-20.

Коефіцієнт довжини зуба  $\psi_{c1} = 0,05$ .

Число зубів шестірні  $Z_1 = 28$ , колеса  $Z_2 = 49$ .

Визначені розрахунками на контактну міцність та згин параметри, а також розрахунок їх за умов стійкості проти заїдання за ниттєосим підвищенням температури:

№ п/п	Назва параметра	Розрахункові залежності та числові величини
1	Параметри, визначені в розрахунках на контактну міцність та згин	<p>Ширина колеса <math>B_w = 30 \text{ мм}</math></p> <p>Діаметри початкових окружностей <math>d_{w1} = 80 \text{ мм}</math> <math>d_{w2} = 140 \text{ мм}</math></p> <p>Діаметри ділільних окружностей <math>d_{d1} = 77 \text{ мм}</math> <math>d_{d2} = 134,75 \text{ мм}</math></p> <p>Діаметри окружностей вершин зуб'їв <math>d_{a1} = 84,07 \text{ мм}</math> <math>d_{a2} = 145,89 \text{ мм}</math></p> <p>Модуль зачеплення <math>m = 2,75 \text{ мм}</math></p> <p>Число зуб'їв: - шестірні <math>Z_1 = 28</math> - колеса <math>Z_2 = 49</math></p> <p>Кут зачеплення (уточнене значення) <math>\alpha = 25^{\circ}15'</math></p> <p><math>\sin \alpha = 0,7716</math> <math>\operatorname{tg} \alpha = 0,472</math> <math>\cos \alpha = 0,904</math></p> <p>Коефіцієнт розрахункового зусилля <math>K = K_H \cdot K_V = 11,3</math></p>
2	Крутячий момент	$T_{K1} = 1,05 \cdot 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_P}{n_1} = 1,05 \cdot 9,55 \cdot 10^6 \frac{100}{2800} \approx 3,6 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм}$
3	Зусилля, нормальне до профілю зуба	$F_n = \frac{2T_1}{d_{w1} \cos \alpha} = \frac{2 \cdot 3,6 \cdot 10^5}{80 \cdot 0,904} \approx 9960 \text{ Н}$
4	Коефіцієнт перерозподілу зусиль між одночасно	$\mu = 9,43 + \frac{7,1 \Delta \sigma}{w_n} = 9,43 + \frac{7,1 \cdot 15}{3,32} \approx 76$

№ п/п	Назва параметра	Розрахункові залежності та числові величини
	працюючи зуб'ями	$\Delta_0 = \sqrt{\Delta p_{\beta_1}^2 + \Delta p_{\beta_2}^2} = \sqrt{11^2 + 11^2} = 15,5 \text{ мкм}$
5	Розрахунковий пито- мий тиск	$\omega_n = \frac{F_n K}{b_w} \mu = \frac{9660 \cdot 1,3 \cdot 0,76}{30} \approx 328 \text{ МПа}$
6	Геометрич- ний коефі- цієнт заї- дання	$Y_{3a} = \sqrt[4]{\chi(1-\chi)} \left( \sqrt{\frac{1}{1-\chi}} - \sqrt{\frac{1}{u_{12}\chi}} \right) =$ $= \sqrt[4]{0,22(1-0,22)} \left( \sqrt{\frac{1}{1-0,22}} - \sqrt{\frac{1}{0,75 \cdot 0,22}} \right) = 0,298$ $= 1 - \frac{1,75 \cdot 0,519}{2,15 \cdot 0,472} \approx 0,22$
7	Миттєве підвищення температури	$\dot{V} = 0,344 Y_{3a} \sqrt{\omega_n^3 n_1 d_1 (u_{12} + 1) \sin \alpha_w \cos \beta_{\beta_2}} =$ $= 0,34 \cdot 0,08 \cdot 0,298 \sqrt{328^3 \cdot 2800^2 \cdot 80 \cdot (1,75 + 1) \cdot 0,4265} \approx 102^\circ\text{C}$

Згідно з табл. I допустиме значення  
 $[\dot{V}] = 200^\circ\text{C}$ .

#### П Р И К Л А Д 2. Конічна передача для трансмісії вертольота.

Потужність, що підводиться до вала

шестірні .....	$P = 1105 \text{ кВт}$
Число обертів шестірні .....	$n_1 = 2800 \text{ об./хв.}$
Число обертів колеса .....	$n_2 = 1600 \text{ об./хв.}$
Термін служби .....	$L_h = 6000 \text{ год.}$
Змащування мастилом .....	МС-20

Передача з круговими зуб'ями, зачеплення нульове,  
 коефіцієнт довжини зуба  $\psi_{\beta L} = \frac{b_w}{L} = 0,3$ ,  
 кут похилу  $\beta_{\text{ср}} = 35^\circ$ .

Матеріал для виготовлення передачі:

шестірня - ІХ2Н4А,  $\sigma_{\beta} = 120 \text{ МПа}$ ,  $\sigma_{\tau} = 1150 \text{ МПа}$ ,  
 $\sigma_{-1} = 550 \text{ МПа}$ .

HRC = 400... 420 - серцевина, HRC = 62 - поверхня,

колесо - ІХ244А -  $\sigma_B = 1200$  МПа;  $\sigma_T = 1150$  МПа;  
 $\sigma_{T1} = 550$  МПа;  $HV = 400 \dots 420$ ;  $HRC = 50$ .

Визначені розрахунками на контактну міцність та згин параметри, а також розрахунок Іх за умов стійкості проти заїдання за миттєвим підвищенням температури:

№ п/п	Назва параметра	Розрахункові залежності та числові величини
1	Попередні числа зуб'їв	Шестірні $Z_1 = 26$ ; колеса $Z_2 = \frac{n_1}{n_2} \approx 40$
2	Число зуб'їв еквівалентних косозубих коліс	$Z'_{\epsilon_1} = \frac{Z_1 \sqrt{u_{12} + 1}}{u_{12}} = \frac{40 \sqrt{1,54^2 + 1}}{1,54} \approx 31$ $Z'_{\epsilon_2} = Z_2 \sqrt{u_{12}^2 + 1} = 40 \sqrt{1,54^2 + 1} \approx 74$
3	Число зуб'їв еквівалентних циліндричних прямозубих коліс	$Z_{\epsilon_1} = \frac{Z'_{\epsilon_1}}{\cos^3 \beta_{\text{ср}}} = \frac{31}{0,82} = 56$ $Z_{\epsilon_2} = \frac{74}{0,82} = 135$
4.	Передаточне відношення	$u_{12} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{40}{26} = 1,54$
5	Крутячий момент: - на валу шестірні - на валу колеса	$T_1 = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P}{n_1} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{1125}{2900} \approx 3,82 \cdot 10^6$ Н·мм $T_2 = T_1 \cdot u_{12} = 3,82 \cdot 10^6 \cdot 1,54 \approx 5,91 \cdot 10^6$ Н·мм
6	Число циклів навантаження зуб'їв: - шестірні - колеса	$N_{\epsilon_1} = L_h \cdot 60 n_1 = 6000 \cdot 60 \cdot 2800 = 100,8 \cdot 10^7$ $N_{\epsilon_2} = L_h \cdot 60 n_2 = 6000 \cdot 60 \cdot 1800 = 64,8 \cdot 10^7$

К.п/п	Назва параметра	Розрахункові залежності та числові величини
7	Поперелне значення коефіцієнта розрахункового зусилля	$K = K_v K_A K_B = 1,2 \cdot 1,15 = 1,38$
8	Допустиме контактне напруження	$[\sigma]_{H_1} = 1160 \text{ МПа}; [\sigma]_{H_2} = 1120 \text{ МПа}$
9	Допустиме напруження згину	Розрахункове значення $[\sigma]_{HP} = 1005 \text{ МПа}$ $[\sigma]_{F_1} = 321 \text{ МПа}; [\sigma]_{F_2} = 321 \text{ МПа}$
10	Допустима миттєва температура	$[\psi] = 200^\circ\text{C}$
11	Конусна віддаль; - за умов контактної міцності	$L_H = L/B_w \sqrt{U_{12}^2 + 1} \sqrt{\left(\frac{0,74 \cos \beta_{cp}}{(4B_w - 0,5)U_{12}[\sigma]_{HP}}\right)^2 \frac{T_2 K E}{E_6}} \approx 169 \text{ мм}$
	- за умов згинної міцності	$L_{HB} = L/B_w \sqrt{\frac{M, K E \cos \beta_{cp} (U_{12}^2 + 1) Y_F}{2(4t_w - 0,5)^2 E_s \cos \alpha w_n [\sigma]_F}} \approx 163 \text{ мм}$
	- за умов надійності проти заїдання	$L_{10} = 0,043 \sqrt{U_{12}^2 + 1} \cdot \sqrt{\frac{T_{P_1} n_1^2}{(1 - 0,5 \psi_{B_2}) \psi_{B_L} U_{12} ([\psi])^4}} \approx 189$

Визначена за умов надійності проти заїдання конусна віддаль ( $L_H = 169 \text{ мм}$ ) значно більша за віддаль, одержану за умов контактної та згинної міцності. З цього впливає недостатнє використання матеріалу, з якого виготовляється пестірна та колесо.

№ п/п	Назва параметра	Розрахункові залежності та числові величини
-------	-----------------	---

Щоб зменшити температуру, змінимо число зуб'їв:

$$z_1 = 32; z_2 = 50, \text{ тоді } u_{12} = 1,56;$$

$$z'_{e1} = 38; z'_{e2} = 92;$$

$$z_{e1} = 69; z_{e2} = 167$$

- розміри  
передачі  
за умов на-  
дійності  
проти заї-  
вання при  
 $\alpha_1 = 32$   
та  $\alpha_2 = 50$

$$\cos \alpha_{e_s} = \frac{z'_{e1} \cos \alpha_w}{z'_{e2} + 2 \cos \beta_{cp}} = 0,899;$$

$$\alpha_{e_{s2}} = 25^\circ 55'; \quad \operatorname{tg} \alpha_{e_{s2}} = 0,486;$$

$$\chi = 1 - \frac{u_{12}^2 \operatorname{tg} \alpha_{p_{s2}}}{(u_{12}^2 + 1) \operatorname{tg} \alpha_{w_s}} = 0,224;$$

$$Y_{3\theta} = \sqrt[4]{\chi(1-\chi)} \left( \sqrt{\frac{1}{1-\chi}} - \sqrt{\frac{1}{u_{12}\chi}} \right) = 0,356$$

$$L_3 = 164 \text{ мм}$$

12 Прийняті  
розміри  
передачі

При  $L_0 = 169$  мм, одержаним за умов кон-  
тактноі міцності, та  $z_1 = 32$ ,  $u_{12} =$

1,5 маємо:

$$L = \frac{m_s z_1 \sqrt{u_{12}^2 + 1}}{2} = 178 \text{ мм};$$

$$b_w = 45 \text{ мм}; \quad b_w/L = 25; \quad d_{a1} = 192 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = 300 \text{ мм}; \quad d_{cp} = d_{a1} (1 - 0,5 b_w) = 167.$$

Далі проводиться перевірний розрахунок.

Підраховується значення  $\sigma_{cp}$ , призначається ступінь точності, уточнюється значення розрахункового зусилля.

Базуючись на уточнених даних, визначаються і порівнюються з допустимими контактна та згина напруженість та миттєва температура.

Список використаної та рекомендованої літератури

1. Петрусевич А.И. Основные выводы из контактно-гидродинамической теории смазки. М., 1952. № 2. С. 21 - 53.
  2. Петрусевич А.И. Зубчатые передачи: Об. материалов по расчету и конструированию деталей машин. М., 1953.
  3. Тенжиш Н.Д., Кузьмин М.Ф., Мишарин В.А. Вопросы заедания зубчатых колес. М., 1959.
  4. Щедров В.С. Температура на скользящем контакте // Трение и износ в машинах. М., 1955. С. 31 - 36.
  5. Кистьян Я.Г. Методика расчета зубчатых передач на прочность. М., 1963.
  6. Мишарин В.А., Сухоруков А.В. Международная конференция по зубчатым передачам. М., 1962.
  7. Александров Л.М., Артеменко Н.П., Костюк В.И. Зубчатые передачи. Харьков, 1963.
  8. Артеменко Н.П. К расчету зубчатых передач на заедание. // Самолетостроение. Техника воздушного флота. Харьков, 1965. Вып. 2. С. 28 - 32.
  9. Дроздов Ю.Н., Гавриков С.А. Новый критерий для расчетов зубчатых передач на заедание // Вестник машиностроения. 1967. № 7. С. 20 - 28.
  10. Карлслюу Х.С. Теория теплопроводности / Пер. с англ. М., 1947.
- II. Blok H. Theoretical study of Temperature Raise at surfaces of Actual Contact Under Oilless Lubricating Conditions General Discussion of Lubrication Inst. of Mech. Engineers, № 2, 1967. 5.17-24.
12. Янке Е., Энде Ф. Таблицы функций / Пер. с нем. М., 1959.
  13. Рундик И.М. Таблицы интегралов, сум, рядов и произведений. М., 1948.
  14. Nieman G., Lechner G. Die Erzeugung des Zahnzodes im Betrieb. „Schmiertechnik“ 14. 1967. № 1. С. 19-25.

Микола Павлович Артеменко

Розрахунок авіаційних зубчастих передач  
на заїдання

Редактор С. П. Гевло

Зв. план, 1994, поз. Г3

Підписано до друку 04.11.94

Формат 60x84 1/16. Папір офс. № 2. Офс. друк.

Умовн.-друк. арк. 1,7. Обл.-друк. арк. 1,88. Т. 100 прим.

Замовлення 87. Ціна 600 крб.

---

Харківський авіаційний інститут

310070, Харків-70, вул. Чкалова, 17

Ротапринт друкарні ХАІ

310070, Харків-70, вул. Чкалова, 17