

УДК 629.735.45

DOI: 10.25140/2411-5363-2019-1(15)-80-96

Олег Шаповалов, Денис Колесник, Олег Пилипенко

КОЛИВАЛЬНІ ПРОЦЕСИ В ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧАХ АВІАЦІЙНИХ РЕДУКТОРІВ ТА ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ЇХНЬОЇ ВІБРАЦІЙНОЇ МІЦНОСТІ

Актуальність теми дослідження. Редуктори авіаційної техніки зазнають у польоті багаточастотне вібраційне навантаження в результаті численних взаємодій зубчастих коліс різних ступенів із різними швидкостями їх обертання. Зубчасті колеса в експлуатації редукторів, зокрема вертольотів, зазнають багатокомпонентне різночастотне навантаження при основній частоті від обертання колеса в декілька тисяч обертів за хвилину. Існуючі вібрації можуть породжувати коливання дисків зубчастих коліс, що призводить до виникнення багатоциклової втоми і швидкого вичерпання дисками їх довговічності.

Постановка проблеми. Виявлення можливості збільшення ресурсів зубчастих передач, зокрема головного, проміжного і хвостового редукторів вертольотів Ми-8 та їх модифікацій.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У розкиданих по різних публікаціях, у тому числі закритих, розрізнених відомостях про вібраційний стан зубчастих передач авіаційних редукторів не приділено належної уваги до комплексного розгляду різних типів коливань, що супроводжують їх експлуатацію, до питань зв'язку між коливальними процесами в редукторах і станом їхніх деталей.

Виділення недосліджених частин загальної проблеми. Крутильні, параметричні та згинальні коливання, що невідворотно супроводжують експлуатацію зубчастих передач авіаційних, зокрема, вертольотних редукторів і шляхи підвищення їхньої вібраційної міцності.

Мета статті. Розглянути коливальні процеси в зубчастих передачах авіаційних редукторів та шляхи їх подолання.

Виклад основного матеріалу. Розглянути крутильні, параметричні резонансні та згинальні коливання зубчастих передач редукторів, частоти власних коливань та їх форми, вплив коефіцієнтів перекриття, характеристики вібрацій редуктора та шляхи підвищення їх вібраційної міцності.

Висновок відповідно до статті. Особливо небезпечні підвищені динамічні навантаження в зачепленні, зумовлені резонансними крутильними і параметричними коливаннями зубчастих приводів. Наявний позитивний досвід експлуатації циліндричних і конічних зубчастих коліс свідчить про перспективність застосування розглянутих методів підвищення вібраційної міцності зубчастих передач авіаційних редукторів.

Ключові слова: зубчасті передачі авіаційних редукторів; крутильні; параметричні; згинальні коливання.

Рис.: 11. Табл.: 1. Бібл.: 16.

Актуальність теми дослідження. Редуктори авіаційної техніки зазнають у польоті багаточастотне вібраційне навантаження в результаті численних взаємодій зубчастих коліс різних ступенів із різними швидкостями їх обертання. Зубчасті колеса в експлуатації редукторів, зокрема вертольотів, зазнають багатокомпонентне різночастотне навантаження при основній частоті від обертання колеса в декілька тисяч обертів за хвилину. Наявні вібрації можуть породжувати коливання дисків зубчастих коліс, що призводить до виникнення багатоциклової втоми і швидкого вичерпання дисками їх довговічності.

Постановка проблеми. Виявлення можливості збільшення ресурсів зубчастих передач, зокрема головного, проміжного і хвостового редукторів вертольотів Ми-8 та їх модифікацій.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У розкиданих по різних публікаціях, у тому числі закритих, розрізнених відомостях про вібраційний стан зубчастих передач авіаційних редукторів не приділено належної уваги до комплексного розгляду різних типів коливань, що супроводжують їх експлуатацію, до питань зв'язку між коливальними процесами в редукторах і станом їхніх деталей.

Виділення недосліджених частин загальної проблеми. Крутильні, параметричні та згинальні коливання, що невідворотно супроводжують експлуатацію зубчастих передач авіаційних, зокрема, вертольотних редукторів і шляхи підвищення їхньої вібраційної міцності.

Мета статті. Розглянути коливальні процеси в зубчастих передачах авіаційних редукторів та шляхи їх подолання.

Виклад основного матеріалу.

Статичні та динамічні цикли навантаження зубців зубчастих коліс. Цикл навантаження зубчастого колеса складається з початкового зростання максимального рівня еквівалентного напруження під час запуску редуктора з накладанням на цей рівень асиметричного навантаження від контакту працюючих зубців колеса. Самі зубці піддаються згину,

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

максимальний рівень яких реалізується в їх основі в западині. Особливість форми циклу навантаження зубців полягає в його несиметричності. Під час моменту входження в контакт пари зубців навантаження різко зростає, а потім поступово знижується до певного рівня, поки не здійсниться його зняття в результаті виходу зубців із зачеплення (рис. 1) [1].

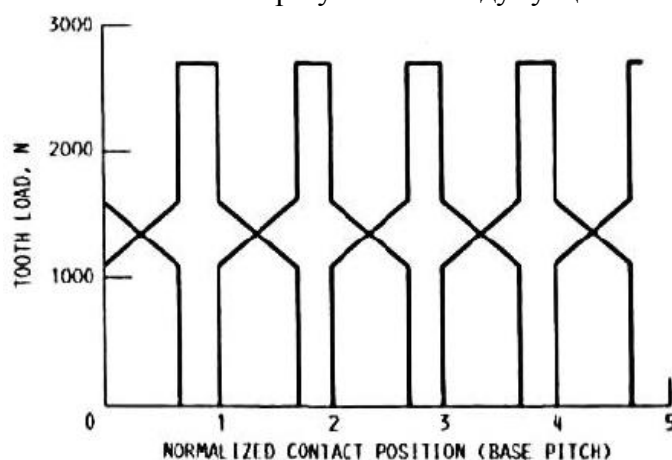


Рис. 1. Цикли навантаження зубців зубчастого колеса

Вказана дія найбільш помітна в моменти чисто ударного навантаження зубців, яке може виникати, зокрема під час зміни режимів роботи редукторів у польоті.

Присутність у зубчастому зачепленні широкого спектра рівнів і частот коливань призводить до того, що поза основною частотою навантаження зуба за кожен оберт колеса може бути реалізоване додаткове його навантаження з різною моделюючою частотою і змінною амплітудою (рис. 2) [1].

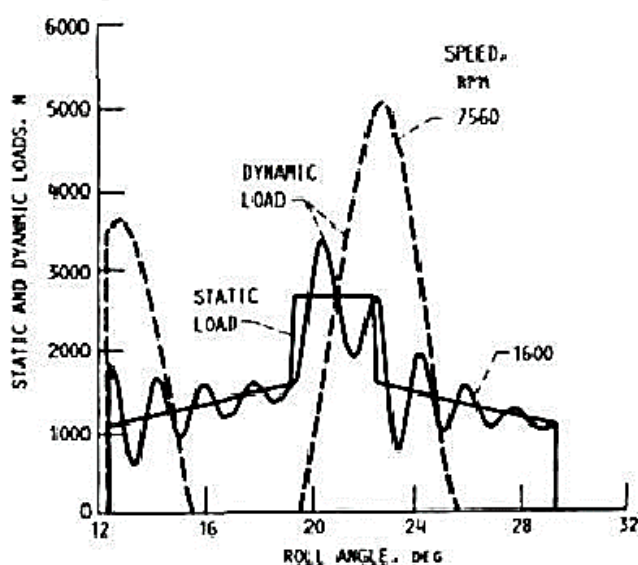


Рис. 2. Динамічні навантаження при різних швидкостях: модуль зачеплення $t = 3,18$ мм; кут тиску $\alpha = 20^\circ$; радіус початкового кола $r = 57,1$ мм; прикладене навантаження $F = 2760$ Н

Зубчасті колеса вертольота Ми-8 працюють при частоті 4200 хв⁻¹. Кожен зуб колеса зазнає контакту з двома сусідніми меншими за розміром колесами й тому за один оберт колесо входить 2 рази в контактне зачеплення. У зв'язку з цим частота навантаження кожного зубчастого колеса від одиничного акту навантаження становить 8340 цикл/хв.

Обертання зубчастих коліс головного редуктора вертольота Ми-6 відбувається з частотою обертання 7800 – 8300 хв⁻¹. Кожен зуб входить у зачеплення один раз за оберт

колеса й тому частота накопичення пошкоджень від одиничного циклу навантаження відповідає частоті обертання колеса.

Збудження резонансних згинальних вібрацій коліс викликається динамічними навантаженнями в зубчастому зачепленні, джерелом яких є крутильні коливання зубчастих приводів під час обертання коліс. Особливо небезпечні підвищені динамічні навантаження в зачепленні, зумовлені резонансними крутильними коливаннями зубчастих приводів.

Частоти власних згинальних коливань зубчастих коліс та їх форми. Для визначення резонансних частот обертання зубчастих коліс під час їх згинальних вібрацій необхідно знати частоти власних коливань та їх форми: для циліндричних коліс у радіальному напрямку, для конічних – в осьовому. Можна приблизно розрахувати частоти власних коливань, наприклад, за енергетичним методом Рітца. При цьому неточності визначення тим більше, чим ажурніше і складніше форма колеса [2].

Для циліндричних зубчастих коліс під час коливання обода в радіальному напрямку (як кільця на пружній основі – діафрагмі) власні частоти визначаються за формулою:

$$f_i = \frac{1}{\pi R_0} \sqrt{\frac{Eu^4}{\rho_m(1+\mu)} \frac{v^4(2v-1)^2}{64v^3\xi(u^2+1)+(2v-1)^4u^2}}, \quad (1)$$

де $R_0 = 0,25(d_a + d_f) + 0,5R_2$, м;

d_a і d_f – діаметри вершин і западин зубців колеса;

R_2 – внутрішній радіус обода;

E – модуль поздовжньої пружності;

u – передавальне число;

ρ_m – густина матеріалу колеса;

μ – коефіцієнт Пуассона;

$v = \frac{d_a + d_f + 4R_2}{2(d_a + d_f) - 8R_2}$; ξ – на рис. 3.

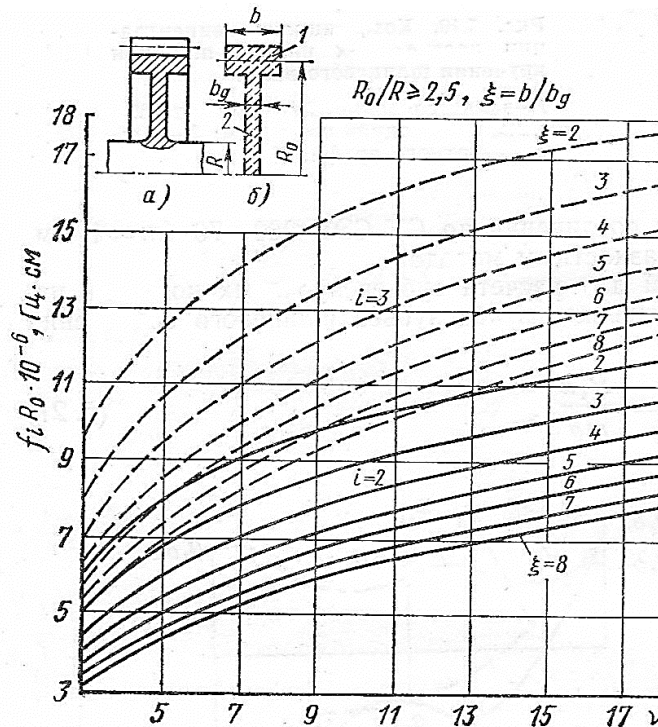


Рис. 3. Власні частоти циліндричного зубчастого колеса: а – циліндричне зубчасте колесо; б – еквівалентне колесо; 1 – обод; 2 – діафрагма

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

Знайдені за формулою (1) частоти власних коливань коліс можуть бути використані для попереднього визначення резонансних частот обертання коліс. Точно частоти власних коливань коліс та їх форми визначаються експериментально у вільному їх стані.

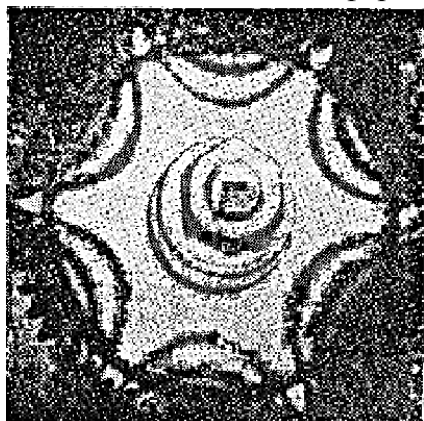


Рис. 4. Форми коливань зубчастого колеса з трьома вузловими діаметрами

Резонують форми коливань із пружними хвилями деформацій (вузловими діаметрами), що розповсюджуються в коловому напрямку по колесу (рис. 4) [2]. Для визначення частот власних коливань сталевих циліндричних зубчастих коліс при коливаннях їх по формах з двома ($i = 2$) і трьома ($i = 3$) вузловими діаметрами приведені графіки на рис. 3.

Крутильні коливання. Існує два види крутильних вібрацій зубчастих приводів – низькочастотні і високочастотні. Низькочастотні вібрації зумовлені коливанням системи ротор двигуна – редуктор – гвинти ТВД (турбо-вентиляторний двигун) або несучий гвинт вертольота; ротор двигуна – коробка приводів агрегатів – агрегати ГТД (газотурбінний двигун). Низькі частоти коливань зазвичай перебувають поза робочим діапазоном згинальних вібрацій коліс і не є небезпечними для обох коліс.

Найбільш небезпечні високочастотні крутильні коливання з частотою зубців і кратною їй гармонікою. Основним джерелом таких коливань є різна жорсткість зубців, що знаходяться в зачепленні [1].

Високочастотні крутильні коливання коліс підсилюються внаслідок циклічних похибок виготовлення зубців і складання коліс, що особливо позначається на роботі конічних коліс. Динамічні навантаження в зубчастому зачепленні, зумовлені крутильними коливаннями коліс, підсилюються поперечними коливаннями їх за наявності податливих валів і опор [1].

Зачеплення зубчастих коліс у редукторах і трансмісіях є джерелами збудження динамічних навантажень і високочастотних вібрацій у всьому механізмі. Під час проектування редукторів транспортного машинобудування в розрахунках зубчастих коліс на міцність відповідно до вимог стандартів ISO 6336 [3], DIN 3990 [4], ГОСТ 21354-87 [5] динамічні навантаження враховуються через коефіцієнт k_v , що залежить від частоти обертання коліс і точності їх виготовлення. Вплив податливості опор, параметрів зачеплення й елементів конструкції редуктора, здебільшого, не враховувалися, а вібрації замикалися звичайно на масивних корпусах редукторів [6].

Сучасна динамічна модель зубчастої пари (рис. 5) повинна враховувати крутильні й поперечні коливання коліс [6].

Система диференціальних рівнянь, що описують ці коливання, має вигляд:

$$\begin{aligned}
 m_1 x_1 + k_1(\omega) x_1 + k_3(\omega) x_3 + C_1 x_1 + C_3(t) x_3 &= -F(t), \\
 m_2 x_2 + k_2(\omega) x_2 - k_3(\omega) x_3 + C_2 x_2 - C_3(t) x_3 &= F(t), \\
 J_1 \varphi_1 + k_3(\omega) R_{01} x_3 + C_3(t) R_{01} x_3 &= M_1 - F(t) R_{01}, \\
 J_2 \varphi_2 - k_3(\omega) R_{02} x_3 - C_3(t) R_{02} x_3 &= -M_2 + F(t) R_{02},
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

де $x_3 = (x_1 + \varphi_1 R_{01}) - (x_2 + \varphi_2 R_{02})$ – деформація зубчастого зачеплення; m_i, J_i – маси і моменти інерції коліс; C_i – жорсткість опор; $C_3(t)$ – змінна з часом жорсткість зачеплення; $F(t)$ – функція силового збудження коливань; $k_i(\omega), k_3(\omega)$ – коефіцієнти демпфірування в опорах коліс і в зачепленні.

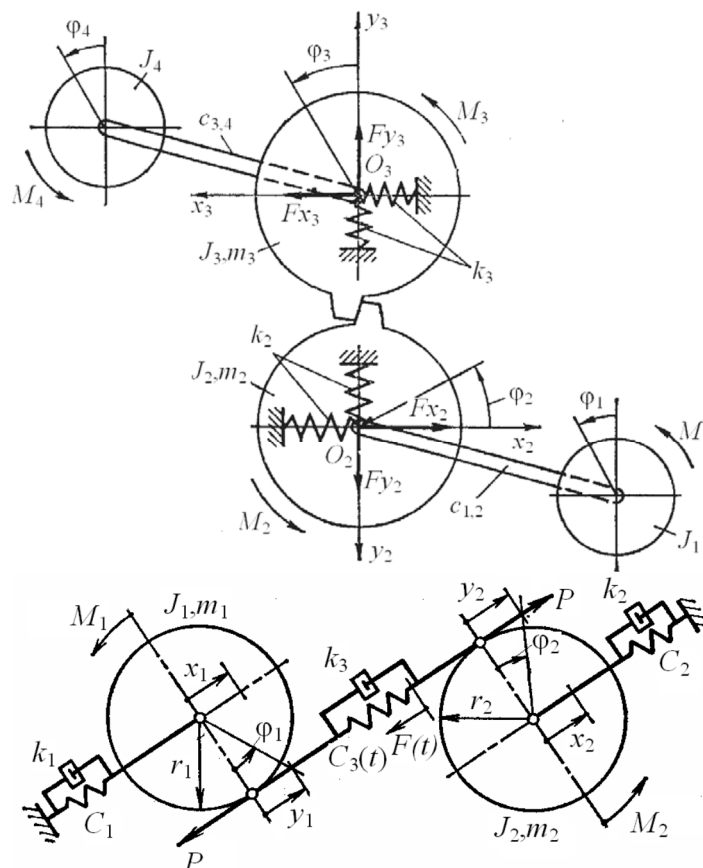


Рис. 5. Динамічна модель пари зубчастих коліс при крутильно-поперечних коливаннях

Отримана за допомогою методу скінченних елементів періодична функція жорсткості зачеплення $k_z(t, M)$ є функцією часу та навантаження і залежить передусім від числа зубців, що знаходяться в зачепленні в цей момент часу [7]:

$$k_z(t) = k_0 + \sum_{n=1}^N k_n \cos(n\omega_z t + \gamma_n), \quad (3)$$

де k_0 – середня постійна жорсткість зачеплення; ω_z – частота переспряження зубців (кількість входів у зачеплення зубців за одиницю часу); γ_n – фазовий кут n -ої гармоніки.

Власну крутильну податливість зубчастої передачі згідно з [8] можна визначити за емпіричною залежністю:

$$e_{пз} = \frac{K_3}{bR_i^2 \cos^2(\alpha + \rho)}, \quad (4)$$

де K_3 – пружна деформація пари зубців під час дії одиничного нормального тиску, що був прикладений до одиниці ширини зуба: для сталевих прямозубих коліс коефіцієнт контактної податливості $K_3 = 6 \cdot 10^{-11} \text{ м}^2/\text{Н}$; для сталевих косозубих коліс $K_3 = 3,6 \cdot 10^{-11} \text{ м}^2/\text{Н}$; для шевронних коліс $K_3 = 4,4 \cdot 10^{-11} \text{ м}^2/\text{Н}$. Згідно [9] податливість зубців коліс лежить у межах $(3,5 - 5) \cdot 10^{-11} \text{ м}^2/\text{Н}$, що практично збігається з [10].

Параметричні резонансні коливання. Вони є джерелом підвищеного шуму в зубчастих передачах, інтенсивного зношування профілів зубців і т. ін.

Більшість високонавантажених зубчастих передач мають перекриття в зачепленні $1 < \varepsilon_\alpha < 2$, а сумарна жорсткість зубців у зоні двопарного зачеплення приблизно в 1,75 рази вище жорсткості однопарного зачеплення. Вказана особливість у робочих умовах є джерелом збудження параметричних коливань зубчастих коліс, а при деяких

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

умовах – найбільш небезпечних параметричних резонансних коливань. Амплітуда параметричних коливань залежить від точності виготовлення та завантаження коліс робочим моментом і обмежена величиною статичної деформації зубців.

Зниження збуджуваності параметричних коливань зубчастих коліс є важливим завданням як для зниження збуджуваності згинальних вібрацій коліс, так і підвищення надійності і довговічності зубчастих передач загалом.

Канонічна форма однорідного рівняння Мат'є [11] має вигляд:

$$\frac{d^2 f}{dz^2} + (a - 2q \cos 2z) f = 0. \tag{5}$$

Рівняння Мат'є має періодичні рішення, які називають функціями Мат'є тільки в тому випадку, коли параметри a і q пов'язані певною залежністю, яка представляється зазвичай у вигляді ряду: $a = h^2 + \alpha_1 q + \alpha_2 q^2 + \alpha_3 q^3 + \dots$, де h – ціле число; $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ і т. д. – постійні коефіцієнти, що підлягають визначенню; обчислені для різних значень, вони називаються власними значеннями відповідних функцій Мат'є. Існують таблиці парних $se_h(z, q)$ і непарних $se_h(z, q)$ функцій Мат'є і власних значень, що їм відповідають [11]. На рис. 6 представлені характеристичні криві, які показують залежність між q і власними значеннями функцій a_h і b_h . Ці характеристичні криві поділяють площину a, q на ряд областей стійкості. Залежно від того, в яку з областей діаграми стійкості попадає характеристична точка (a, q) системи, вихідне рівняння (5) отримує стійке або нестійке рішення. Области, в яких рішення цього рівняння нестійкі, на діаграмі заштриховані.

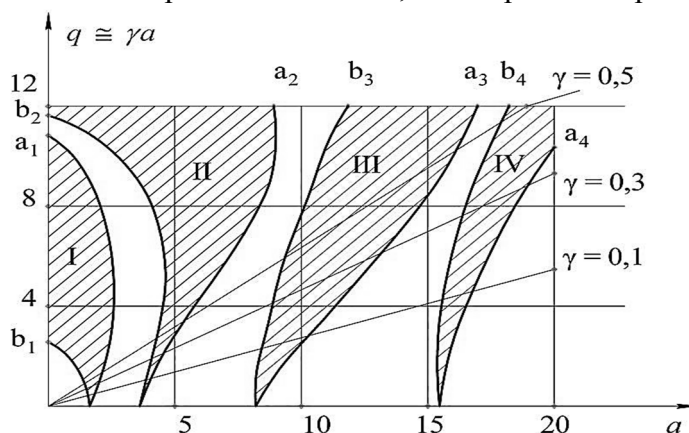


Рис. 6. Діаграма стійкості Айнса-Стретта

Параметр a являє собою квадрат відношення власної частоти коливань до половини частоти збуджуючої сили:

$$a = \left(\frac{\omega_C}{\omega_K} \right)^2. \tag{6}$$

Параметр q характеризує амплітуду коливань, а γ – коефіцієнт модуляції параметра a , що являє собою відношення амплітуди коливань до постійної сили. Для більшості реальних умов γ буде малим у порівнянні з одиницею.

Щоб встановити границі можливих величин параметрів a і q , треба мати в розпорядженні дані про межі зміни як власних частот коливань ω_C , так і частот їх збурення $2\omega_K$.

При $\gamma \ll 1$ характеристичні точки (a, q) системи розташовуються на діаграмі стійкості дуже близько до осі a і практично попадають в області нестійкості, коли $a = (\omega_C / \omega_K)^2 = h^2$, де h – цілі позитивні числа. Отже, параметричні коливання будуть

виникати при співвідношенні власної частоти коливань і частоти збудження $2\omega_k$, що визначається послідовністю:

$$k = \frac{\omega_c}{2\omega_k} = \frac{h}{2} = \frac{1}{2}, 1, \frac{3}{2}, 2, \dots \quad (7)$$

При значеннях $k = 1; 2; 3; \dots$ і т. д., поза нестійкістю, з'являється ще й небезпека резонансу. Зауважимо, що для виникнення параметричного резонансу не обов'язково точне виконання вказаних співвідношень, оскільки параметричний резонанс виникає за більш широкою умовою: переважання позитивної роботи збуджуючої сили над абсолютною величиною її негативної роботи. Резонанс виникає і за наявності сил, які викликають розсіювання механічної енергії, коли це розсіювання не перевищує її позитивного приросту, викликаного дією збуджуючої сили. Найбільш небезпечною щодо стійкості є частота збудження, удвічі більша власної частоти пружної системи, зокрема і тому, що для її збудження потрібно менше енергії, ніж при збудженні більш високих власних форм.

Слід зазначити, що демпфірування дещо скорочує області нестійкості. З цієї причини в реальних системах при невеликих амплітудах збудження з явищем нестійкості стикаються лише в першій області (рідше – у перших двох областях), а наростання амплітуди поперечних коливань при деяких малих значеннях частоти збудження можна пояснити тільки виникненням резонансу (7). Якщо звичайний резонанс виникає при точному збігу частоти власних коливань з частотою збуджуючої сили за відсутності дисипативних сил, то в разі параметричного резонансу існують цілі області частот збуджуючої сили, яким відповідають резонансні явища (рис. 7) [1].

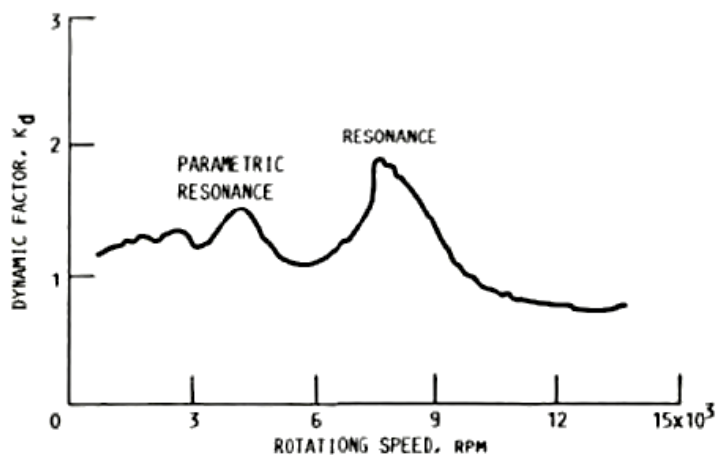


Рис. 7. Динамічний фактор як функція частоти обертання

Джерело: [1].

При звичайному резонансі амплітуда росте прямо пропорційно часу, якщо сили опору відсутні, і залишається обмеженою з часом за їх наявності. На відміну від звичайного резонансу, при параметричному амплітуда коливань може зростати за експоненціальним законом навіть за наявності сил опору. Тому параметричний резонанс є куди небезпечнішим, ніж звичайний.

Отже, параметричні резонансні коливання мають гармоніки збурення

$$k = 0,5; 1; 1,5; 2; \dots$$

від частоти зубців [12], а найбільш сильні з них мають ціле число $k = 1; 2; 3; \dots$

Тут $k = \omega_c / \omega_k$, де $\omega_k = 2\pi n z / 60$, s^{-1} ; n – частота обертання колеса, xv^{-1} ; z – число зубців колеса;

$$\omega_c = \sqrt{\frac{c_2}{M} [(2 - \varepsilon_p) + (1 + c_1 / c_2)(\varepsilon_p - 1)]} \quad (8)$$

– середня власна частота крутильних коливань зубчастої передачі, c^{-1} ; c_1 – питома жорсткість одної пари спряжених зубців на початку або в кінці зачеплення, H/m^2 ; c_2 – питома жорсткість пари зубців на початку однопарного зачеплення, H/m^2 ;

$$M = \frac{4J_1J_2}{b(J_1d_{b2}^2 + J_2d_{b1}^2)} \quad (9)$$

– приведена питома маса зубчастих коліс, $кг/м$; J_1, J_2 – моменти інерції коліс, $кг \cdot м^2$; d_{b1}, d_{b2} – діаметри основних кіл коліс, $м$; b – робоча ширина зубчастого вінця, $м$; ε_p – повний коефіцієнт перекриття в прямозубих зубчастих передачах з урахуванням деформації зубців під навантаженням, модифікації профілю зубців по висоті і похибок виготовлення. Він дорівнює

$$\varepsilon_p = \varepsilon_\alpha + \frac{\sqrt{2 \frac{\rho_{\alpha 2} \rho_{p1}}{\rho_{\alpha 2} + \rho_{p1}} (\delta - \Delta\alpha_{\alpha 2} - \Delta_0)}}{p_a \operatorname{tg} \alpha_{\alpha 2}} + \frac{\sqrt{2 \frac{\rho_{p2} \rho_{\alpha 1}}{\rho_{p2} + \rho_{\alpha 1}} (\delta - \Delta\alpha_{\alpha 1} - \Delta_0)}}{p_a \operatorname{tg} \alpha_{\alpha 1}}, \quad (10)$$

де ε_α – геометричний коефіцієнт перекриття; $\rho_{p1}, \rho_{\alpha 2}, \rho_{\alpha 1}, \rho_{p2}$ – радіуси кривизни профілів спряжених коліс на початку і в кінці зачеплення відповідно, $м$; $\delta = q/c_2$ – деформація зубців від робочого питомого навантаження на початку зони однопарного зачеплення, $м$; q – питома нормальне робоче навантаження на зубчастому колесі, $Н/м$; $\Delta_{\alpha 1}, \Delta_{\alpha 2}$ – глибина модифікації головки зуба шестерні і колеса, $м$; $\Delta_0 = \sqrt{f_{pb1}^2 + f_{pb2}^2}$ – найбільш ймовірна різниця основних кроків зубців спряжених коліс, $м$; f_{pb1}, f_{pb2} – похибка нормальних кроків шестерні і колеса, $м$; p_a – крок зачеплення, $м$; $\alpha_{\alpha 1}, \alpha_{\alpha 2}$ – кути профілів у вершині зуба шестерні і колеса, градуси (знак «плюс» – для зубчастих коліс зовнішнього зачеплення; знак «мінус» – для зубчастих коліс внутрішнього зачеплення).

На рис. 8 представлені області нестійкості однопарного зачеплення залежно від коефіцієнтів перекриття [13].

З графіків видно, що для кожної частоти збудження, починаючи з частоти, кратної власній і нижче, мають місце як зони нестійкості, так і стійкі зони. Число зон нестійкості вдвічі більше ніж число параметра k (7).

Автори роботи [13] відзначають, що при побудові цієї діаграми прийнята незалежність власної частоти пружної системи від коефіцієнта перекриття зачеплення. Але коефіцієнт перекриття може сильно впливати на жорсткість зачеплення, а отже, і на власну частоту пружної системи (табл. 1).

Таким чином, динамікою пружної системи можна керувати за допомогою коефіцієнта перекриття в зачепленні зубчастих коліс, який не залежить від потужності, що передається, тоді як потрібна величина фланку або різнокроковості в зонах двопарного зачеплення для зняття параметричного збудження системи залежить від потужності і пропорційна їй [13].

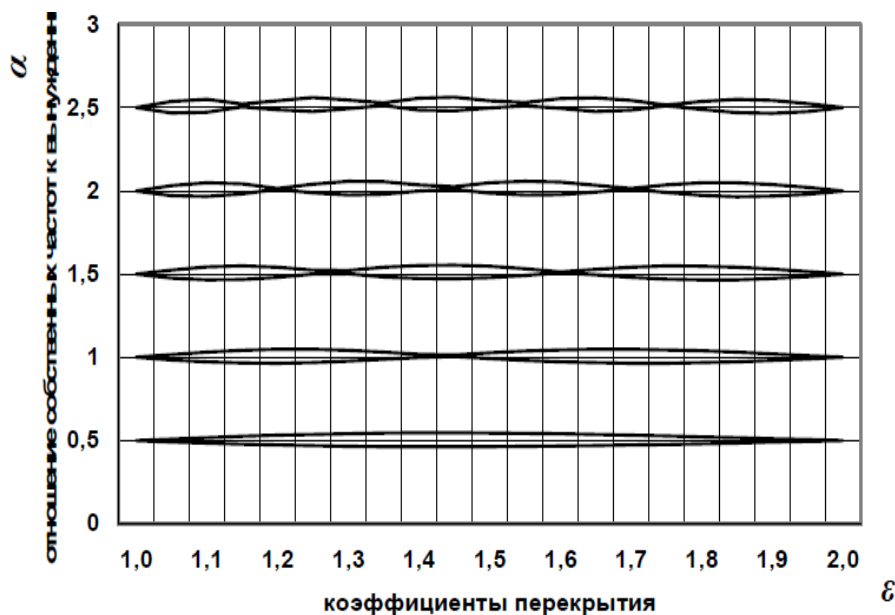


Рис. 8. Области нестійкості зубчастого однопарного зачеплення

Таблица 1

Відношення власних частот до вимушених k

$k = 1$	$k = 1,5$	$k = 2$	$k = 2,5$	$k = 3$
Діапазони коефіцієнтів перекриття				
1,4020...1,4675	1,2510...1,3046	1,1824...1,2259	1,1432...1,1785	1,1178...1,1490
	1,5733...1,6379	1,4013...1,4683	1,3082...1,3701	1,1250...1,3061
		1,6692...1,7258	1,5012...1,5699	1,3998...1,4697
			1,7276...1,7784	1,5772...1,6391
				1,7713...1,8154

Згинальні коливання. Під час збудження коливань зубчастого колеса динамічними навантаженнями від зачеплення зубців у ньому утворюються вперед і назад бігаючі пружні хвилі згинальних деформацій по власних формах. При збігу частоти зачеплення з частотою проходження однієї з цих хвиль настає резонанс згинальних коливань колеса (хв^{-1}):

$$n_p = \frac{60 f_i}{kz \pm i}, \tag{11}$$

де f_i – власна частота згинальних коливань колеса, Гц; $k = 1; 2; 3$; – гармоніки збудження згинальних коливань із частотою зубців; i – число пружних хвиль деформації на колесі (число вузлових діаметрів) під час його коливань по власних формах (знак «плюс» відповідає резонансу з назад біжучою хвилею; знак «мінус» – резонансу з вперед біжучою хвилею).

З виразу (11) слідує, що для однієї власної частоти згинальних коливань зубчастого колеса f_i з i вузловими діаметрами під час його обертання можливі дві резонансні частоти обертання колеса з однією гармонікою збудження. Найбільш небезпечна перша гармоніка збудження з частотою зубців, тому що інтенсивність її вище. Але при низькій точності виготовлення і складання коліс небезпечні й високі гармоніки збудження.

При малому числі kz , тобто коли $kz < i$, можливий другий резонанс із назад біжучою хвилею (хв^{-1}):

$$n_p = \frac{60 f_i}{i - kz}. \tag{12}$$

Під час зовнішнього збудження, не пов'язаного з частотами зачеплення колеса, резонансні частоти обертання колеса будуть дорівнювати (хв^{-1}):

$$n_p = \frac{\pm 60(f_{3\phi} - f_i)}{i}, \quad (13)$$

де $f_{3\phi}$ – зовнішня частота збудження, Гц; знак «плюс» відповідає випадку $f_{3\phi} > f_i$; знак «мінус» – випадку $f_{3\phi} < f_i$.

Можливі згинальні вібрації коліс з одними вузловими колами при коливанні їх по парасольній формі без вузлових діаметрів. Тоді біжучих хвиль деформацій не буде і резонансні частоти обертання колеса (у хв^{-1}) визначаються за (11) з умови $i = 0$:

$$n_p = \frac{60f_i}{kz}, \quad (14)$$

де f_i – власна частота згинальних коливань колеса без вузлових діаметрів з i вузловими колами, Гц.

У зубчастому зачепленні, крім динамічних сил, що виникають під час переспряження зубців коліс, є завжди робоча статична сила, яка збуджує назад біжучу хвилю деформації колеса. Якщо швидкість збудженої хвилі деформації дорівнює швидкості назад біжучої хвилі деформації по власній формі з i вузловими діаметрами, то настає критичний стан колеса. У цьому випадку

$kz = 0$, і критична частота обертання колеса

$$n_{kp} = \frac{60f_i}{i}. \quad (15)$$

Зазвичай зубчасті колеса є жорсткими, і критичні частоти їх обертання не є небезпечними, тому що вони знаходяться значно вище робочих частот обертання колеса.

Іноді згинальні вібрації зубчастих коліс збуджуються динамічними навантаженнями в зачепленні від низькочастотних крутильних коливань передач, зумовлених наявністю підвищених кінематичних похибок у зачепленні передач з причини незадовільної якості виготовлення і складання коліс. У цьому випадку згинальні вібрації коліс збуджуються низькими частотами, що відповідають гармонікам, кратним частотам обертання коліс. Такі вібрації не є небезпечними, оскільки вони зазвичай мають нерезонансний характер.

На рис. 9 представлена резонансна діаграма [2], яка дає наочне уявлення про границю існування резонансних частот обертання колеса. По осі абсцис відкладені частоти обертання колеса, по осі ординат – частота його коливань. Від початку координат будуються промені, що являють собою геометричне місце частот, що відповідають гармонікам $kz \pm i$ частоти обертання колеса. Для колеса з числом зубців z для кожної форми коливань i та гармоніки зубців k будуються два промені, що відповідають вперед і назад біжучим збудженим хвилям деформацій. Резонансні частоти обертання колеса на діаграмі визначаються перетином лінії власних частот f_i і відповідних променів гармонік збудження.

Побудовані графіки дуже зручні під час дослідження зон резонансних частот обертання колеса, а також під час дослідження можливості відлагодження коливань колеса від резонансних частот і є результатом досліджень та розрахунків вібрацій зубчастих коліс.

Шляхи підвищення вібраційної міцності. Збільшення вібраційної міцності зубчастих коліс є однією з проблем підвищення надійності їхньої роботи, особливе значення це має для авіаційних зубчастих коліс у зв'язку з продовженням ресурсу їхньої роботи. Проблема ускладнюється тим, що зубчасті колеса при високих напруженості та швидкості обертання мають малу масу і складну конструкцію. Збільшення вібраційної міцності здебільшого дає паралельно і збільшення надійності та довговічності роботи зубчастих коліс.

Відлагодження власних частот згинальних коливань коліс від небезпечних резонансних частот обертання здійснюється на практиці, але це не завжди можливо, оскільки густий спектр резонансних частот не дозволяє вийти їм за зону робочих частот.

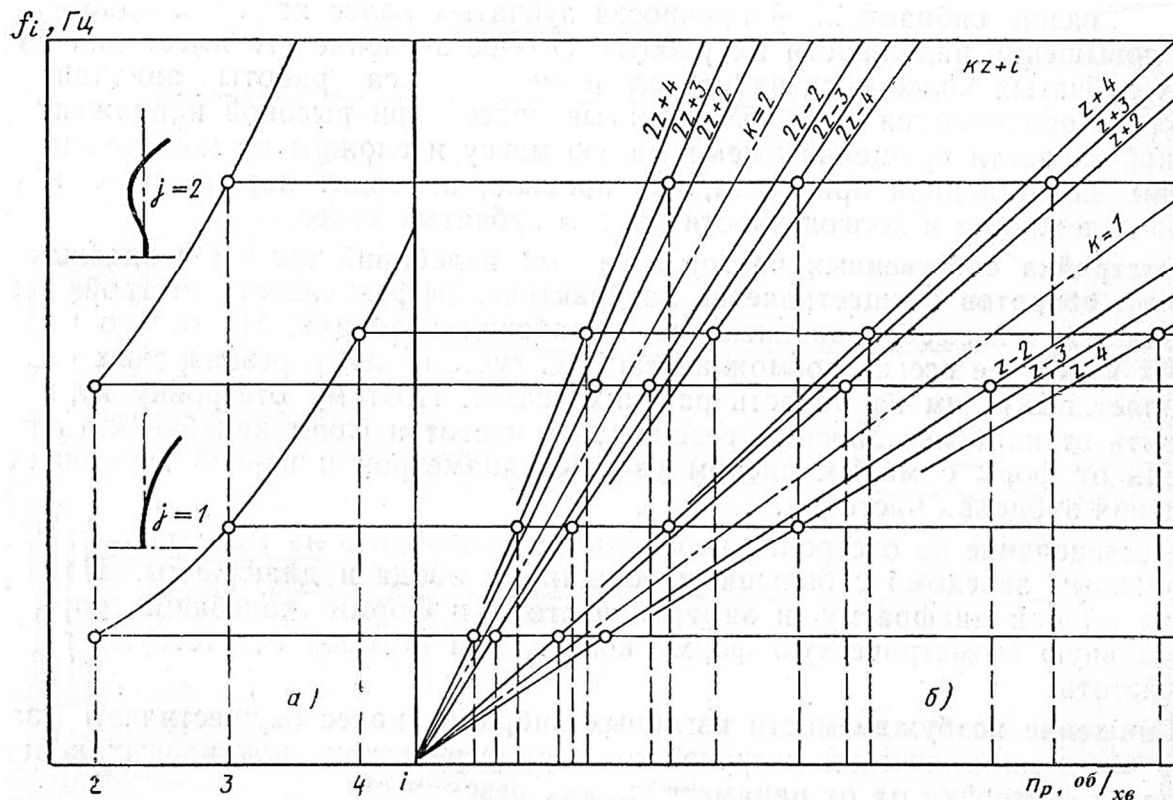


Рис. 9. Резонансна діаграма

Тому відлагодження необхідно проводити від найбільш небезпечних резонансних частот і форм коливань (передусім від форм із малим числом вузлових діаметрів і першої гармоніки збудження частоти зубців).

Дослідження відлагодження проводяться на модельному колесі [2], виготовленому з завідомо більшими товщинами обода і діафрагми. Поступово стоншуючи обід і діафрагму та заміряючи частоти і форми коливань, визначають оптимальну геометричну форму колеса, за якою відсутні резонансні частоти.

Зниження збуджуваності згинальних вібрацій коліс здійснюється за рахунок зменшення динамічних навантажень від параметричних крутильних коливань передач і відлагодження їх від параметричних резонансів.

З (7) видно, що при великій частоті зачеплення, коли $k < 0,5$, параметричні коливання передач відсутні і динамічні навантаження нижче, ніж у нерезонансній зоні при $k > 0,5$. У цьому випадку треба виконати умову $\omega_k > 2\omega_c$, тобто необхідно збільшити частоту зачеплення ω_k за рахунок збільшення чисел зубців колеса і зменшення при цьому модуля зачеплення.

Інший напрямок відлагодження від параметричних коливань – зниження власної частоти крутильних коливань за рахунок збільшення маси коліс або зменшення крутильної жорсткості зубчастих передач. Збільшення мас коліс неприйнятно для авіаційних зубчастих передач. Зменшення крутильної жорсткості коліс – амортизація – конструктивно складна, але за досвідом доцільна [15]. Амортизація здійснюється шляхом розділення обода й діафрагми колеса та введення податливого елемента між ними, наприклад, пружних втулок. При цьому геометричне положення зубчастого вінця відносно осі обертання колеса не порушується, а рівномірність роботи зубця по його довжині збільшується.

Зниження збуджуваності згинальних вібрацій коліс досягається також виготовленням їх з несиметричним ободом. Зменшення амплітуди згинальних вібрацій колеса здійснюється за рахунок його асиметрії.

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

За наявності асиметрії в колесі мають місце дві ортогональні форми коливань з однаковим числом хвиль, зміщених по колу на кут $\pi/2i$, які жорстко «прив'язані» до колеса і відрізняються за частотами. Під час обертання колеса в робочих умовах на цих частотах резонанс відсутній, оскільки не виникає біжучих хвиль деформацій з власними формами. У цьому випадку резонують біжучі хвилі із середніми частотами цих форм, але з меншою амплітудою.

Демпфірування згинальних вібрацій коліс – широковідомий спосіб зменшення резонансних напружень. Часткове демпфірування в зубчастих колесах здійснюється за рахунок розсіювання енергії коливань усередині матеріалу колеса, передачі енергії коливань у зовнішнє середовище і втрат енергії під час тертя в контактні зачеплення зі спряженим колесом, у стиках і місцях посадок коліс. Для зниження вібрацій використовують додатковий пристрій – демпфер. Враховуючи досвід застосування демпферів у машинобудуванні, необхідно зауважити, що він обмежений внаслідок конструктивної складності демпфера й ненадійності його роботи [2].

Зменшення динамічних сил у зубчастому зачепленні здійснюється за рахунок зниження збуджуваності параметричних крутильних коливань модифікацією профіля зуба за висотою. У цьому випадку різна жорсткість однопарного і двопарного зачеплень здійснюється за рахунок умовного вирівнювання жорсткостей шляхом модифікації головки зуба спряжених коліс.

Вплив якості складання конічних зубчастих передач на їх віброактивність показаний у [14]. Наприклад, зміщення одного колеса збільшило різницю в кроках спряжених коліс на 0,04 мм і призвело до збільшення вібрацій їх у 8 разів.

Слід мати на увазі, що надмірна модифікація за висотою зуба може призвести до оберненого ефекту – підвищення динамічного навантаження, а перевищення по глибині – до зменшення перекриття в зачепленні, що також підвищуватиме віброактивність передачі. Під час модифікації голівки зуба вирішуються й інші важливі проблеми – збільшення надійності й довговічності роботи зубчастих коліс. При вході зубців у зачеплення покращується утворення масляної плівки, внаслідок чого підвищується протизадирна стійкість, контактна міцність тощо [2].

Зменшення збуджуваності крутильних і згинальних вібрацій коліс відбувається за рахунок збільшення коефіцієнта перекриття в зачепленні. З рис. 8 видно, що при перекритті в зачепленні, який дорівнює цілому числу, параметричні крутильні коливання не збуджуються і зменшується збуджуваність згинальних вібрацій коліс.

Практичне застосування передач з перекриттям в зачепленні $\varepsilon_\alpha \geq 2$ здійснюється модифікацією вихідного контуру за висотою зуба з $\alpha = 20^\circ$ і 18° . Наявний позитивний досвід роботи таких прямозубих коліс, як циліндричних, так і конічних, свідчить про перспективність їх застосування. Такого ж ефекту можна досягти, застосовуючи косо-зубі або з круговими зубцями передачі. Підвищення перекриття зачеплення до $\varepsilon_\alpha = 2$ веде до підвищення згинальної та контактної міцності.

Висота і глибина модифікації профіля вибираються конструктивно за досвідом експлуатації з умови плавного входу в зачеплення зубців з метою утворення масляної плівки.

Збільшення кінематичної та циклічної точності виготовлення і складання коліс є ефективним способом зменшення збуджуваності вібрацій передачі, що має особливе значення для конічних коліс. Складання їх виконують за калібрами з метою суміщення вершин ділільних конусів коліс. Для отримання необхідних плям контакту і зазора в зачепленні допускається зміщення обох коліс до центру передачі на величини, пропорційні числам зубців. Цим забезпечується робота коліс із рівними модулями (кроками) зачеплення.

Характеристика вібрацій редуктора. Вібрації авіаційного редуктора значної інтенсивності мають механічне походження і проявляються у широкому діапазоні частот. Джерелами цих вібрацій є обертові елементи кінематичного ланцюга редуктора. Спектр вібрацій містить велике число дискретних складових і значною мірою визначається спектром похибок обертання елементів кінематичного ланцюга.

На рис. 10 показаний типовий спектр вібрацій вертольотного редуктора [2]. У його спектрі можна виділити роторні вібрації з частотою f_n і вібрації, збуджувані підшипниками та зубчастими колесами з частотою f_z .

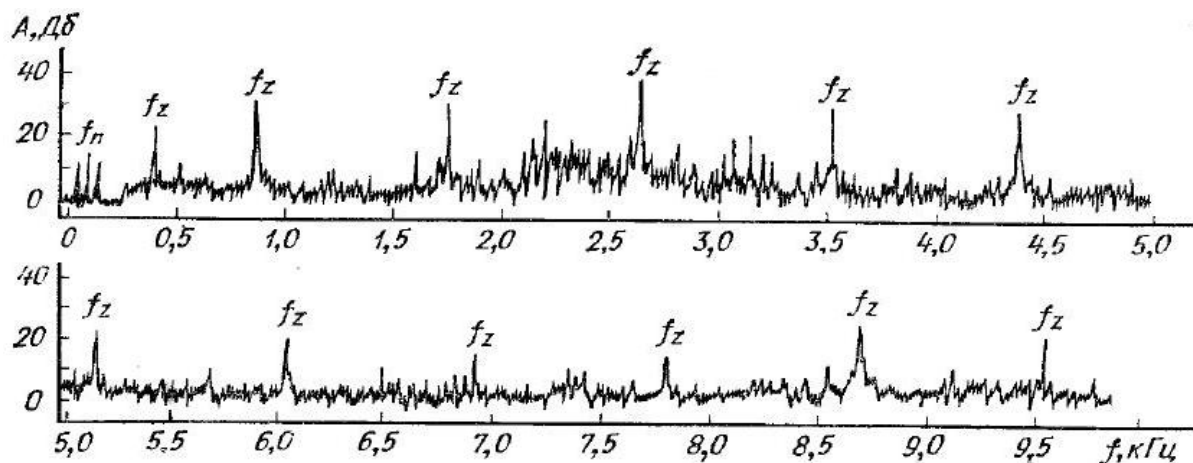


Рис. 10. Спектр вібрацій вертольотного редуктора

Роторні вібрації збуджуються в редукторі в результаті дисбалансів валів, підшипників і зубчастих коліс. Причиною цього є неоднорідність матеріалу, похибки геометрії, дефекти конструкції та монтажу, нерівномірність зношування деталей і послаблення їх спряжень у процесі експлуатації.

Зміна стану зубчастих передач великою мірою відбивається на зміні як роторних гармонік f_n і nf_n , так і гармонік з частотою зачеплення f_z і nf_z , а також комбінованих частот $f = f_z \pm nf_n$. Результати стежачого аналізу першої і другої гармонік від переспряження зубчастих коліс $z_1 = 22$, $z_2 = 41$ показує, що зношування робочих поверхонь викликає швидке зростання рівня вібрацій на частоті f_z і менш інтенсивне – на частоті $2f_z$. При виникненні заїдань, одночасно зі зростанням вібрацій на частоті f_z , що триває, відбувається пришвидшене зростання інтенсивності складової $2f_z$.

Максимуми в спектрі роторних вібрацій проявляються на частотах, що збігаються з частотами власних коливань зубчастих коліс, які можуть бути визначені за такими залежностями [16]:

$$f \approx 3,54 \cdot 10^4 \frac{\sqrt{1+u^2}}{d_2}; \quad f' \approx 1,27f, \quad (16)$$

де u – передаточне число; d_2 – діаметр початкового кола коліс.

Дискретні частотні складові роторних вібрацій визначаються виразом:

$$f_n = \frac{mn}{60}, \quad (17)$$

де $m = 1, 2, 3, \dots, n$ – частота обертання, хв^{-1} .

Причинами виникнення вібрацій, збуджуваних у редукторі зубчастими передачами, є нерівномірність обертових мас, імпульсне, параметричне й кінематичне збудження. Імпульсне збудження відбувається від співудару зубців при вході і виході із зачеплення. У результаті імпульсного збудження в спектрі вібрацій редуктора присутні дис-

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

кретні складові з частотою переспряження зубців і кратні їм гармоніки. В спектрах вертольотних редукторів може бути більше десяти гармонік значного рівня, кратних частоті зубців. Частоти переспряжень зубців для різних типів передач, застосовуваних у вертольотних редукторах, можуть бути визначені з залежностей (18.19)–(18.30), наведених у табл. 18.1 роботи [2]. Параметричне збудження зумовлене змінною жорсткістю зубців у зачепленні (рис. 11) [1].

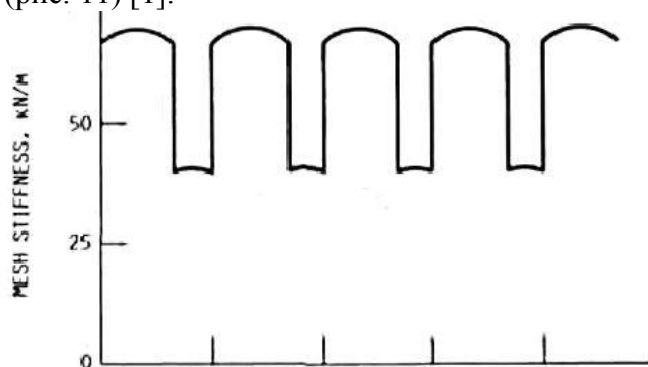


Рис. 11. Жорсткості зубців у зачепленні

Найбільш важливе кінематичне збудження виникає в результаті нерівномірності обертання ланок кінематичного ланцюга редуктора, викликаного похибками обертання. Нерівномірність обертання викликає зміну в часі діючих сил і моментів, і, як результат, виникнення вібрацій. У результаті кінематичного збудження в спектрі вібрацій вертольотного редуктора присутні дискретні складові, що відповідають гармонічним складовим спектрів похибок усіх зубчастих передач цього редуктора. У спектрі вібрацій редуктора можуть бути присутні також вібрації з максимумами, що відповідають власним частотам зубчастих коліс. Крім цього, у спектрі присутні випадкові широкополосні вібрації, викликані випадковими складовими похибок обертання.

Корпус редуктора внаслідок його резонансних властивостей може підсилювати або послаблювати збуджувані вібрації. Інтенсивність складових спектра вібрацій редуктора зростає з ростом частоти обертання та навантаження і залежить від стану його деталей.

Процес вібрацій, збуджуваних у редукторі, можна представити у вигляді суми вузькополосних компонент, пов'язаних певними співвідношеннями з частотами обертання елементів кінематичного ланцюга, і широкополосної шумової складової. Вузькополосні компоненти в діапазоні $1 \dots 3 \cdot 10^3$ Гц можуть досягати рівня до 200 g.

Вібрації в редукторі розповсюджуються від джерел збудження по кінематичному ланцюгу через всі опорні зв'язки на корпус редуктора, де можуть бути виміряні первинним віброперетворювачем, здатним перетворити вібраційний сигнал в електричний. Для виділення із сигналу загальних вібрацій частотних компонент, що несуть інформацію про стан елементів кінематичного ланцюга редуктора, здійснюється його спектральний аналіз.

Зв'язок вібрацій редуктора зі станом його деталей. Нині значне поширення отримали дослідження зв'язку між станом деталей редуктора та його віброакустичними характеристиками. Ці дослідження дають можливість підвищити ефективність вібраційного контролю і в результаті – надійність авіаційних редукторів. Зміна стану елементів кінематичного ланцюга викликає зміну нерівномірності їх обертання, спектра сигналу, пропорційного цій нерівномірності, і спектра вібрацій корпусу редуктора. Наприклад, збільшення дисбалансу обертових мас викликає збільшення роторних вібрацій і особливо найбільш інтенсивної першої гармоніки. Інтенсивність роторних гармонік значною мірою залежить від того, наскільки положення режиму роботи віддалене від резонансного.

Висновки відповідно до статті. Редуктори авіаційної техніки, зокрема вертольотів, зазнають у польоті багаточастотне вібраційне навантаження в результаті багаточисель-

них взаємодій зубчастих коліс різних ступенів з різними швидкостями їх обертання. Існуючі вібрації можуть породжувати коливання дисків коліс, що призводить до виникнення багатоциклової втоми і швидкого вичерпання дисками їх довговічності.

Присутність у зубчастому зачепленні широкого спектру рівнів і частот коливань призводить до того, що поза основною частотою навантаження зуба за кожен оберт колеса може бути реалізоване додаткове його навантаження з різною моделюючою частотою і змінною амплітудою.

Збудження резонансних згинальних вібрацій коліс викликається динамічними навантаженнями в зубчастому зачепленні, джерелом яких є крутильні коливання зубчастих приводів під час обертання коліс. Особливо небезпечні підвищені динамічні навантаження в зачепленні, зумовлені резонансними крутильними і параметричними коливаннями зубчастих приводів. Існуючий позитивний досвід експлуатації циліндричних і конічних зубчастих коліс свідчить про перспективність застосування розглянутих методів підвищення вібраційної міцності зубчастих передач авіаційних редукторів.

Список використаних джерел

1. Hsiang-Hsi (Edward) Lin, Ronald L. Huston, John J. Coy. Dynamic Loads in Parallel Shaft Transmissions. Part I, II. Published in ASMJ. *Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design*. Vol. 110. No 2. June, 1988. P. 221–229, and as NASA Technical Memorandum 100280, 100281 and AVSCOM T.M. 87-C-2, C-3. Reprinted with permission.
2. Авиационные зубчатые передачи и редукторы: справочник / под ред. Э. Б. Вулгакова. Москва: Машиностроение, 1982. 375 с.
3. ISO 6336-6:2006/Cor 1: 2007. Calculation of load capacity of spur and helical gears. Pt. 6: Calculation of service life under variable load. 2006.
4. DIN 3990-2-1987. Calculation of load capacity cylindrical gears. Calculation of pitting resistance. 01.12.1987.
5. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. Москва: Изд-во стандартов, 1989. 129 с.
6. Гришечкина М. Г., Щепин А. Н., Иптышев А. А., Смирнов А. П. Применение критериев динамического качества для оценки работоспособности зубчатых передач. *Вестник СибГАУ*. 2017. Т. 18, № 1. С. 33–39.
7. Калинин Д. В. Нелинейные колебания в планетарных редукторах с податливыми опорами центральных колёс. *Наука и Образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана*: электрон. журн. 2016. № 10. С. 69–84.
8. Динамика машин и управление машинами: справочник / под ред. Г. В. Крейнина. Москва: Машиностроение, 1988. 240 с.
9. Kahraman A., Lim J., Ding H. A Dynamic Model of a Spur Gear Pair with Friction. *12th IFTOMM World Congress (Besançon (France), June 18–21, 2007)*.
10. Щепин А. Н., Лимаренко Г. Н., Шевчук М. В. Конечно-элементная модель динамической системы механического привода. *Вестник Красноярского государственного технического университета*. 2004. Вып. 36. С. 46–51.
11. Мак-Лахлан Н. В. Теория и приложения функций Матъе. Москва: Иностранная литература, 1953.
12. Алексеев В. И. Параметрические резонансные колебания зубчатых колёс. *Труды КуАИ*. 1967. Вып. 30. С. 215–225.
13. Курушин М. И., Балякин В. Б., Курушин С. А. Параметрическая неустойчивость динамики зубчатых колёс. *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета*. 2014. № 5 (47), ч. 1. С. 106–111.
14. Шнеерсон Л. М., Алексеев В. И. Разрушение зубчатых колёс от вибраций. *Вестник машиностроения*. 1961. № 4. С. 8–12.
15. Берестнев О. В., Соболев А. С. Зубчатые колёса пониженной виброактивности. Минск: Наука и техника, 1978. 120 с.
16. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б. Расчёты на прочность деталей машин: справочник. Москва: Машиностроение, 1979. 702 с.

References

1. Hsiang-Hsi (Edward) Lin, Ronald L. Huston, John J. Coy (June 1988). Dynamic Loads in Parallel Shaft Transmissions. Part I, II. Published in *ASME Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design*, 10 (2), 221–229, and as NASA Technical Memorandum 100280, 100281 and AVSCOM T.M. 87-C-2, C-3. Reprinted with permission.
2. Vulgakov, A. B. (Ed.) (1982). *Aviazionnyye zubchatye peredachi i reduktory [Aviation gearing and reducers]*. Moscow: Mashinostroenie [in Russian].
3. ISO 6336-6:2006/Cor 1: 2007. Calculation of load capacity of spur and helical gears. Pt. 6: Calculation of service life under variable load. 2006.
4. DIN 3990-2-1987. Calculation of load capacity cylindrical gears. Calculation of pitting resistance. 01.12.1987.
5. GOST 21354-87. *Peredachi zubchatye zilindricheskie evolventnye vneshnego zacepleniya. Raschet na prochnost. [Transmissions are toothed cylindrical evolvent of the external mesh. Calculation on durability]* (1989). Moscow: Izd-vo standartov [in Russian].
6. Grisechikina, M. G., Stechepin, A. N., Iptyshev, A. A., Smirnov, A. P. (2017). Primenenie kriteriev dinamicheskogo kachestva dlja ozenki rabotosposobnosti zubchatykh peredach [Application of criteria of dynamic quality for the estimation of capacity of gearing]. *Vestnik SibGAU – Siberian Journal of Science and Technology*, 18 (1), 33–39 [in Russian].
7. Kalinin, D. V. (2016). Nelineinye kolebaniia v planetarnykh reduktorakh s podatlivymi oporami zentralnykh kolos [Nonlinear vibrations in planetary reducers with pliable bearings of the central wheels]. *Nauka i Obrazovanie. MGTU im N E Bauman – Science and Education. MSTU nam. N.A. Bauman*, 10, 69–84 [in Russian].
8. Kreinin, G. V. (Ed.) (1988). *Dinamika mashin i upravlenie mashinami: spravochnik [Dynamics of machines and management by machines: reference book]*. Moscow: Mashinostroenie [in Russian].
9. Kahraman A., Lim J., Ding H. A Dynamic Model of a Spur Gear Pair with Friction. *12th IFToMM World Congress* (Besançon (France), June 18–21, 2007).
10. Shechepin, A. N., Limarenko, G. N., Shevchugov, M. V. (2004). Konechno-elementnaja model dinamicheskoi sistemy mehanicheskogo privoda [Certainly-element model of the dynamic system of mechanical drive]. *Vestnik Krasnoyarskogo gosudarstvennogo tehnikeskogo universiteta – Bulletin of Krasnoyarsk State Technical University*, 36, 46–51 [in Russian].
11. Mak-Lahlan, N. V. (1953) *Teoriia i prilozheniia funktsii Mate [Theory and applications of functions Mate]*. Moscow: Inostrannaia literatura [in Russian].
12. Alekseev, V. I. (1967). Parametricheskie rezonansnye kolebaniia zubchatykh kolos [Parametric resonant vibrations of gear-wheels]. *Trudy KuAI – Proceedings of Kuai*, 30, 215–225 [in Russian].
13. Kurushin, M. I., Baljakin, V. B., Kurushin, S. A. (2014). Parametricheskaia neustoiichivost dinamiki zubchatykh kolos [Parametric instability of dynamics of gear-wheels]. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta – VESTNIK of Samara University*, 1 (5 (47)), 106–111 [in Russian].
14. Shneerson, L. M., Alekseev, V. I. (1961). Razrushenie zubchatykh kolos ot vibratsii [Destruction of gear-wheels from vibrations]. *Vestnik mashinostroeniia – Mechanical Engineering Bulletin*, 4, 8–12 [in Russian].
15. Berestnev, O. V., Sobolev, A. S. (1978). *Zubchatye kolea ponizhennoi vibroaktivnosti [Gear-wheels of vibrohypoactivity]*. Minsk: Nauka i tehnika [in Russian].
16. Birger, I. A., Shorr, B. Ph., Eosilevitch, G. B. (1979). *Raschety na prochnost detalei mashyn [Calculations on strength of machine elements]*. Moscow: Mashinostroenie [in Russian].

UDC 629.735.45

*Oleg Shapovalov, Denis Kolesnik, Oleg Pilipenko***OSCILLATION PROCESSES IN GEARING OF AVIATION REDUCERS
AND WAY OF INCREASE OF THEIR VIBRATIONAL DURABILITY**

Urgency of the research. The reducers of aerotechs undergo on wing to the multifrequency oscillation loading as a result of the numerous co-operating of gear-wheels of the different stages with different speeds of rotation. Gear-wheels are in exploitation of reducers, in particular helicopters, test multicomponent different-frequency loadings at fundamental fre-

quency from the rotation of wheel in a few thousand rev/min. Existent vibrations can generate the oscillations of disks of gear-wheels, that conduces to the origin of multisequencing fatigue and rapid exhausting the disks of their longevity.

Target setting. Exposure of possibility of increase of resource of gearing main, intermediate and tail reducing gears of helicopters of Mu-8 and their modifications.

Actual scientific researches and issues analysis. In sparse on different publications, including closed, separate information about the oscillation state of gearing of aviation reducers it is not spared due attention to complex consideration of different types of vibrations, accompanying their exploitation, questions of connection between shake processes in reducing gears and state of their elements.

Uninvestigated parts of general matters defining. Turning, self-reactance and flexural vibrations, inevitably accompanying exploitation of gearing aviation, in particular, helicopter reducers and way of increase of their oscillation durability.

The research objective. To consider shake processes in gearing of aviation reducers and ways of their overcoming.

The statement of basic materials. The torsional, parametric resonance and flexural vibrations of gearing of reducers, natural frequencies and their form, influence of overhead coefficients, descriptions of vibrations of reducers and way of increase of their oscillation durability, are considered.

Conclusion in accordance with the article. The enhanceable dynamic loading in mesh, conditioned by the resonance torsional and parametric vibrations of toothed drives is especially dangerous. Existent positive experience of exploitation of cylindrical and conical gear-wheels testifies to perspective of application of the considered methods of increase of oscillation durability of gearing of aviation reducers.

Keywords: gearing of aviation reducers; torsional; parametric; flexural vibrations.

Fig.: 11. Table: 1. References: 16.

Шаповалов Олег Леонідович – начальник відділу, Державний науково-дослідний інститут випробувань і сертифікації озброєнь та військової техніки Збройних сил України (вул. Стрілецька, 1, 14033, м. Чернігів, Україна).

Shapovalov Oleg – Head of Department, State Research Institute of Tests and Certification of Armaments and Military Technique of the Armed Forces of Ukraine (1 Striletska Str., 14033 Chernihiv, Ukraine).

E-mail: ak1149cv@ukr.net

Колесник Денис Миколайович – начальник відділення, Державний науково-дослідний інститут випробувань і сертифікації озброєнь та військової техніки Збройних сил України (вул. Стрілецька, 1, 14033, м. Чернігів, Україна).

Kolesnik Denis – Chief of Separation, State Research Institute of Tests and Certification of Armaments and Military Technique of the Armed Forces of Ukraine (1 Striletska Str., 14033 Chernihiv, Ukraine).

E-mail: denis1971@ukr.net

Пилипенко Олег Іванович – доктор технічних наук, професор, керівник секції основ конструювання машин кафедри зварювального виробництва та автоматизованого проектування будівельних конструкцій, Чернігівський національний технологічний університет (вул. Шевченка, 95, м. Чернігів, 14035, Україна), провідний науковий співробітник, Державний науково-дослідний інститут випробувань і сертифікації озброєнь та військової техніки Збройних сил України (вул. Стрілецька, 1, 14033, м. Чернігів, Україна).

Pilipenko Oleg – Doctor of Technical Sciences, Professor, leader of the Fundamental Machine Design section, the Welding Technology and Automatized Projecting of Building Structures Department, Chernihiv National University of Technology (95 Shevchenka Str., 14035 Chernihiv, Ukraine), leading scientific coworker, State Research Institute of Tests and Certification of Armaments and Military Technique of the Armed Forces of Ukraine (1 Striletska Str., 14033 Chernihiv, Ukraine).

E-mail: opilip@ukr.net

ORCID: <http://orcid.org/0000-003-0590-0107>

Scopus Author ID: 16510833000

ResearcherID: G-2533-2016