

УДК 621.833.7: 614.84

С.В. Плешкунов, Р.М. Джус

Харківський університет Повітряних Сил імені Івана Кожедуба, Харків

МЕТОДОЛОГІЯ ПРОЕКТУВАННЯ НЕСУЧИХ ЕЛЕМЕНТІВ СИЛОВИХ СИСТЕМ НАЗЕМНОЇ АВІАЦІЙНОЇ ТЕХНІКИ

Викладено методологію проектування силових систем з позиції трибофатики, що забезпечує оптимальне конструювання несучих елементів наземної авіаційної техніки. Оцінено вибір матеріалу, площу контакту, ресурсне проектування і розміри поперечних перерізів проєктованих несучих елементів.

Ключові слова: надійність, несучий елемент, ресурсне проектування, силова система, трибофатика.

Вступ

Постановка проблеми та аналіз останніх досягнень і публікацій. Відомо, що несучі елементи силових систем наземної авіаційної техніки (НАТ) схильні до багаторазових перевантажень з високим коефіцієнтом динамічності. При цьому присутні як процеси механічного втомлювального руйнування, викликані повторно-змінним об'ємним деформуванням елементів, так і явища зносу при терті, викликані контактною взаємодією елементів трибосполучень. Великі втрати, викликані значною навантаженою силових елементів НАТ та, водночас, велика відповідальність цих систем, вимагають для них розробки сучасної методології проєктувальних та перевірочних розрахунків.

Саме така можливість надає відносно новий науково-практичний напрямок, який сформувався вже в окрему науку – трибофатику [1]. Трибофатика – це наука про зносовтомлювальні uszkodження і руйнування силових систем [2]. Отже, поняття про комплексне зносовтомлювальне uszkodження є основним. Саме цей підхід надає нові можливості для аналізу та розрахунку таких складних силових (трибофатичних) систем. Трибофатичний підхід до виконання проєктувальних і перевірочних розрахунків несучих елементів машин з метою оптимізації їхніх конструкцій займаються, в основному, фахівці з Білорусії [1, 3] та України [4, 5].

Ціль роботи. Завданням дослідження є: установити основні критерії, по яких виконуються проєктувальні та перевірочні розрахунки несучих елементів НАТ з позиції трибофатики.

У звичайній практиці розрахунків окремих деталей на міцність при проєктуванні [4, 5] вирішують два основні завдання: визначити розміри поперечного перерізу деталі і вибрати матеріал для їх виготовлення. Методики таких розрахунків розроблені давно й широко відомі. При проєктуванні силових систем вирішуються більше складні завдання, чим при розрахунках на міцність. По-перше, потрібно визначити розміри не одного, а двох елементів системи в

складних умовах навантаження, а також вибрати матеріали для їхнього виготовлення. По-друге, треба врахувати роботу системи як цілого, тобто взяти до уваги і прямий, і зворотній ефекти.

У цій роботі створена спроба запропонувати принципи проектування з позицій трибофатики найпростіших силових систем НАТ, які варто вважати принциповими, оскільки вони є під впливом як контактних, так і неконтактних (повторно-змінних) навантажень. Надається, також, порівняльний аналіз різних результатів розрахунку силових систем: 1 – традиційними методами (за окремими критеріями опору втомі та/або зносостійкості) і 2 – методами трибофатики (за комплексними критеріями зносовтомлювального uszkodження) [1, 3, 5].

Викладення матеріалів дослідження

Визначення розміру поперечного перерізу. Визначимо діаметр вала силової системи, що працює при фрикційно-механічній утомі. Умова міцності з коефіцієнтом запасу $n_{\sigma\tau}$ варто записати з урахуванням прямого ефекту

$$\sigma \leq [\sigma] = \sigma_{-1\tau} / n_{\sigma\tau}, \quad (1)$$

де $[\sigma]$ – допустиме напруження.

Величину $\sigma_{-1\tau}$ (межі витривалості вала з урахуванням впливу процесів тертя і зношування) можна встановити або експериментально (за допомогою машин серії СИ для зносовтомлювальних випробувань), або розрахунковим методом, наприклад, по формулі [4]:

$$\sigma_{-1\tau} = \sigma_{-1} \sqrt{1/\Lambda_{\sigma/\tau} - \tau_W^2/\tau_F^2}. \quad (2)$$

Нехай вал діаметром d згибається моментом M . Тоді, як відомо, найбільша нормальна напруга в ньому

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{M}{\pi d^3/32}, \quad (3)$$

де W – момент опору вигину.

Враховуючи (3) в (4), знайдемо, з урахуванням (2), необхідний діаметр вала:

$$d_{TF} \geq \sqrt[3]{32Mn_{\sigma\tau}/(\pi\sigma_{-1\tau})} =$$

$$= \sqrt[3]{32Mn_{\sigma\tau} / \left(\pi\sigma_{-1}\sqrt{1/\Lambda_{\sigma/\tau} - \tau_w^2/\tau_f^2} \right)}. \quad (4)$$

Таким чином, у рамках трібофатики (TF) необхідний діаметр вала (d_{TF}) можна визначити або по комплексній характеристиці зносотвом-лювального ушкодження ($\sigma_{-1\tau}$), або по окремих характеристиках опору втоми (σ_{-1}) і зносостійкості (τ_f) – залежно від того, які результати експериментів має розраховувач.

Графічний аналіз формули (4) даний на рис. 1, де віссю ординат служить відношення d_{TF} / d_F діаметра вала, визначеного за критерієм зносотвомлювального ушкодження (d_{TF}) або за критерієм механічної втоми (d_F). Тут прийнято, що коефіцієнти запасу в обох випадках однакові ($n_{\sigma\tau} = n_{\sigma}$). Випадку $d_{TF}=d_F$ відповідає горизонтальний пунктир на рис. 1. Облік процесів тертя й зношування при $\Lambda_{\sigma/\tau}=1$ ілюструється криволінійною пунктирною лінією; суцільні лінії характеризують випадки, коли $\Lambda_{\sigma/\tau} > 1$ або $\Lambda_{\sigma/\tau} < 1$.

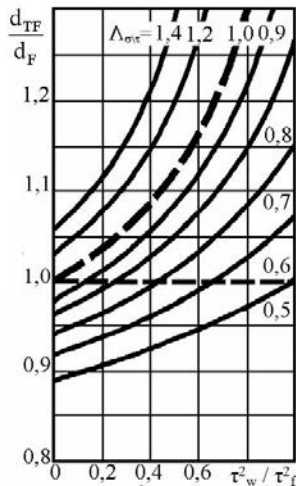


Рис. 1. Визначення діаметра вала

Нехай, наприклад, $\tau_w^2 / \tau_f^2 = 0,5$. Тоді виявляється, що $d_{TF} / d_F \approx 1,12$, коли $\Lambda_{\sigma/\tau} = 1$, і $d_{TF} / d_F \approx 1,2$, коли $\Lambda_{\sigma/\tau} \approx 1,2$. А у випадку, коли $\Lambda_{\sigma/\tau} \approx 0,5$, маємо $d_{TF} \approx 0,93 d_F$. Конкретні значення параметра $\Lambda_{\sigma/\tau}$ взаємодії ушкоджень визначають залежно від властивостей зміцнення-розміцнення матеріалів, прийнятих для елементів силової системи, і умов її експлуатації.

Загальний висновок такий: діаметр вала, визначений за критерієм трібофатики, може бути істотно меншим або більшим від того діаметра, що був би визначений за критерієм механічної втоми за умови, що згинальний момент в обох випадках однаковий.

Визначення площі контакту (рис. 2).

Це завдання вирішимо для силової системи, що працює при контактній-механічній втомі. У такому випадку умова міцності з коефіцієнтом запасу $n_{p\sigma}$ варто записати з урахуванням зворотного ефекту

$$p_0 \leq [p] = p_{f\sigma} / n_{p\sigma}, \quad (5)$$

де $[p]$ – допускаемий контактний тиск. Величину $p_{f\sigma}$ (межі контактної витривалості з урахуванням впливу циклічних напруг) установлюють або експериментально (з використанням машин серії СИ), або розрахунковим методом [4]:

нтально (з використанням машин серії СИ), або розрахунковим методом [4]:

$$p_{f\sigma} = p_f \sqrt{1/\Lambda_{\sigma/p} - \sigma^2/\sigma_{-1}^2}. \quad (6)$$

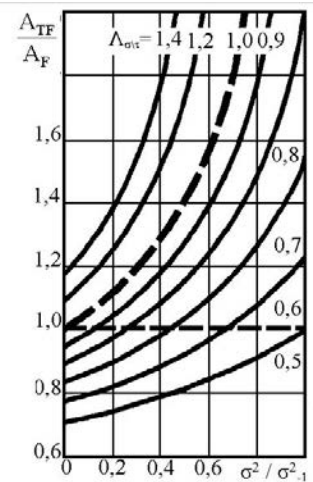


Рис. 2. Визначення площі контакту

Розглянемо далі випадки контакту вала із циліндричним роликом. З (5) з урахуванням (6) одержуємо формулу для розрахунку необхідної (номінальної) площі контакту:

$$A_{TF} \geq \frac{2F_N n_{p\sigma}}{\pi p_{f\sigma}} = \frac{2F_N n_{p\sigma}}{\pi p_f \sqrt{1/\Lambda_{\sigma/p} - \sigma^2/\sigma_{-1}^2}}. \quad (7)$$

Знаючи величину площі контакту (7) і радіус вала, радіус ролика обчислити неважко (наприклад, по відповідному рішенням Герца). Аналіз умови (7) аналогічний аналізу умови (4) і даний на рис. 3. Із цього рисунка видно, що залежно від умов роботи системи і обраних матеріалів для виготовлення її елементів може бути $A_{TF} \leq A_T$ або $A_{TF} \geq A_T$. Іншими словами, площа контакту, визначена за критерієм трібофатики (A_{TF}), може бути істотно більше або менше тієї площі, що була визначена за критерієм «чистого» тертя (A_T).

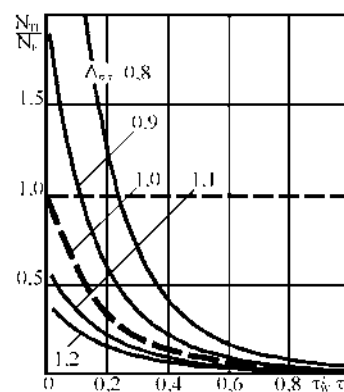


Рис. 3. Порівняння результатів ресурсного проектування силових систем ($m = 12$)

Вибір матеріалу. Як приклад розглянемо завдання про вибір матеріалу для вала на основі умови (1). Перепишемо його в наступному вигляді:

$$\sigma_{-1\tau}/n_{\sigma\tau} = [\sigma] \geq \sigma. \quad (8)$$

З (8) з урахуванням (2) маємо

$$[\sigma]_{TF} = \frac{\sigma_{-1}\sqrt{1/\Lambda_{\sigma/\tau} - \tau_w^2/\tau_f^2}}{n_{\sigma\tau}} \geq \sigma. \quad (9)$$

З (9) визначаємо допускаємо напруження, що, за критерієм зносотомлювального ушкодження $[\sigma]_{TF}$, а по ньому – конкретну марку матеріалу і його стан, які забезпечують прийнятий запас міцності.

Графічний аналіз умови (9) представлений на рис. 4, за умови, що коефіцієнти запасу міцності $n_{\sigma\tau} = n_{\sigma}$.

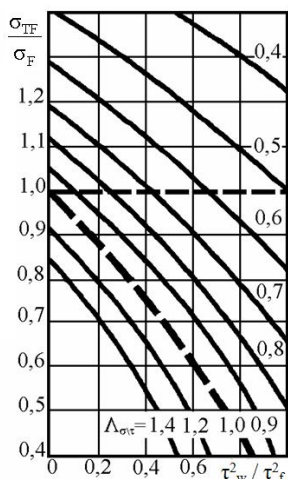


Рис. 4. Вибір матеріалу

Нормативні значення коефіцієнта запасу $[n_{\sigma}]$ стосовно до розрахунку елементів конструкцій на механічну втому наведені в табл. 1, там же дані рекомендує коефіцієнти $n_{\sigma\tau}$ стосовно розрахунку елементів силових систем за критерієм зносотомлювального ушкодження.

Таблиця 1

Коефіцієнти запасу міцності

Коефіцієнти запасу	Вимоги до надійності	
	середні	підвищені
$[n]$	1,4 - 1,6	1,5 - 1,8
$n_{\sigma\tau}$	1,2 - 1,3	1,3 - 1,5

Видно, що $n_{\sigma\tau} < n$; це один з ефективних шляхів зниження конструктивної маси виробу при забезпеченні необхідної експлуатаційної надійності його найбільш відповідальних силових систем.

Далі розглянемо аналогічне завдання про вибір матеріалу для підшипника ковзання. Маємо

$$\tau_{f\sigma}/n_{\tau\sigma} = [\tau] \geq \tau_w. \quad (10)$$

З (9) одержуємо

$$[\tau]_{TF} = \frac{\tau_f\sqrt{1/\Lambda_{\sigma/\tau} - \sigma^2/\sigma_{-1}^2}}{n_{\tau\sigma}} \geq \tau_w. \quad (11)$$

Знаючи допускаємо напруження, за критерієм зносотомлювального ушкодження $[\tau]_{TF}$, вибираємо конкретну марку матеріалу і його стан, які забезпе-

чують прийнятий запас міцності. Якщо рекомендації з вибору $n_{\tau\sigma}$ відсутні, у першому наближенні можна прийняти $n_{\tau\sigma} = n_{\sigma\tau}$ відповідно до табл. 1.

Вимоги до коефіцієнту тертя. Коефіцієнт тертя відіграє істотну роль при силовому аналізі механізмів руху. Тут коротко розглянемо інше завдання: якою повинна бути величина коефіцієнта тертя, щоб у силовій системі забезпечувався необхідний запас міцності. Тим самим визнається, що коефіцієнт тертя, хоча б і опосередковано, впливає на процеси зношування в силовій системі.

Запишемо умову перевірки міцності звичайної пари тертя [4, 5].

$$\tau_w = f p_a \leq [\tau], \quad (12)$$

з якого стосовно до силовій системі, що працює в умовах фрикційно-механічної втоми, одержимо вимогу для вибору коефіцієнта тертя

$$f_{TF} \leq [\tau]_{TF}/p_a. \quad (13)$$

З (13) з урахуванням (11) маємо

$$f_{TF} \leq \frac{\tau_f\sqrt{1/\Lambda_{\sigma/\tau} - \sigma^2/\sigma_{-1}^2}}{p_a n_{\tau\sigma}}. \quad (14)$$

Графічний аналіз формули (14) наведено на рис. 5. Підкреслимо: формула (13) або (14) дає відповідь на питання, яким повинен бути коефіцієнт тертя в силовій системі, щоб забезпечувалася її необхідна експлуатаційна надійність.

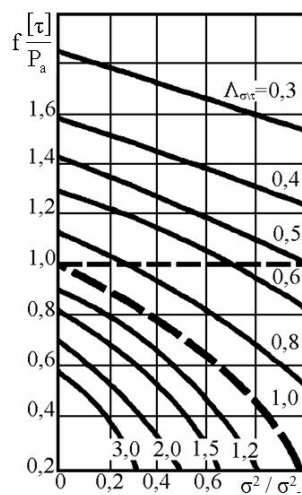


Рис. 5. Визначення коефіцієнта тертя

Ресурсне проектування. Як вже відзначалося, проектування по граничному стану є традиційним методом, тоді як ресурсне проектування прийшло в машинобудування лише в останні десятиліття [1, 3, 5]. Частіше воно базується на моделях оцінки довговічності в заданих умовах експлуатації. Умова міцності має вигляд

$$N \geq N_R, \quad (15)$$

тобто розрахункова довговічність N не повинна бути менше нормативного ресурсу N_R , установленого в

результаті техніко-економічного обґрунтування. Методи розрахунку довговічності N викладені в [5].

Оскільки стосовно до силових систем розроблена процедура урахування взаємодії ушкоджень від контактної і неконтактної навантажень, то для цілей проектування можна використовувати не умову (15), а, наприклад, формулу для розрахунку необхідного діаметра вала

$$d_R \geq 3 \sqrt[3]{\frac{32MK_R}{\pi\sigma_{-1}\sqrt{1/\Lambda_{\sigma/\tau} - \tau_W^2/\tau_f^2}}}, \quad (16)$$

де параметр ресурсу

$$K_R = (N_R/N_{G\sigma})^{1/m_{\sigma\tau}}. \quad (17)$$

Нехай для заданої силової системи нормативним документом установлений необхідний технічний ресурс N_R . Тоді по формулі (17) обчислюють величину параметра K_R , а, знаючи його, по формулі (16) знаходять діаметр вала, що забезпечує необхідну величину N_R . У формулі (17) $N_{G\sigma}$ і $m_{\sigma\tau}$ - параметри кривої втоми (у відповідних умовах), які визначають або експериментально (наприклад, на машинах серії СИ), або розрахунковим методом. [1, 3].

Порівняння результатів розрахунку довговічності силових систем методами трибофатиги (N_{TF}) і традиційними методами (N_T) показує (рис. 3), що неврахування взаємодії необоротних ушкоджень, обумовлених контактним і неконтактним навантаженнями, приводить до великої погрішності.

Проектування з урахуванням надійності.

Узагальнену систему умов надійності побудуємо на базі статистичної моделі деформуємого твердого тіла з небезпечним об'ємом.

Система базується на основному поданні, що небезпечний об'єм дорівнює нулю, якщо поле діючих напруг виявляється неушкоджуючим так, що імовірність відмови $P = 0$. І, навпроти, імовірність відмови настає лише за умови, що в тім або іншому елементі силової системи з деякою імовірністю виявляється відповідний небезпечний об'єм ($V_{P\gamma}$, $S_{P\gamma}$). Це рівносильне виникненню ненульового ушкодження ($\omega > 0$). Комплексний небезпечний

об'єм $W_{P\gamma}$ при зносовтомлювальному ушкодженні визначається як відповідна функція місцевих небезпечних об'ємів $V_{P\gamma}$ і $S_{P\gamma}$ з урахуванням взаємодії ушкоджуючих явищ.

Умова надійності має вигляд

$$P(\sigma, \tau_W) \leq [P] \quad (18)$$

або

$$Q(\sigma, \tau_W) = 1 - P(\sigma, \tau_W) \geq [Q]. \quad (19)$$

Такі основні теоретичні передумови розрахунку з позиції трибофатиги.

Висновок

Таким чином, створена методологія проектування силових систем з позиції трибофатиги, що забезпечує оптимальне конструювання несучих елементів наземної авіаційної техніки. Найближчим часом трибофатичний підхід стане ключовим при розрахунку і проектуванні несучих елементів будь-якої техніки.

Список літератури

1. Сосновский Л.А. Сюрпризы трибофатиги / Л.А. Сосновский, С.С. Щербаков. – Гомель: УО «БелГУТ», 2005. – 194 с.
2. ГОСТ 30638–99. Трибофатига. Термины и определения. – М.: Изд-во стандартов, 1999. – 23 с.
3. Богданович А.В. Девять сюрпризов трибофатиги [Електронний ресурс] / А.В. Богданович // Наука и инновации. – 2010. – № 9(91). – Режим доступа до журн.: http://innosfera.org/open_access.
4. Троценко В.Т. Деформирование и разрушение металлов при многоцикловом нагружении / В.Т. Троценко. – К.: Наукова думка, 1981. – 343 с.
5. Приймаков А.Г. Основы конструирования силовых волновых механизмов с позиции трибофатиги. Монография / А.Г. Приймаков, Ю.А. Градыский, Г.А. Приймаков. – Х.: Оберіг, 2012. – 302 с.

Надійшла до редколегії 22.04.2014

Рецензент: д-р техн. наук, ст. наук. співр. Є.О. Українець, Харківський університет Повітряних Сил ім. І. Кожедуба, Харків.

МЕТОДОЛОГИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ НЕСУЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ СИЛОВЫХ СИСТЕМ НАЗЕМНОЙ АВИАЦИОННОЙ ТЕХНИКИ

С.А. Плешкунов, Р.Н. Джус

Изложена методология проектирования силовых систем с позиции трибофатиги, что обеспечивает оптимальное конструирование несущих элементов наземной авиационной техники. Оценен выбор материала, площадь контакта, ресурсное проектирование и размеры поперечных сечений проектируемых несущих элементов.

Ключевые слова: надежность, несущий элемент, ресурсное проектирование, силовая система, трибофатига.

METHODOLOGY OF DESIGNING OF BEARING ELEMENTS OF POWER SYSTEMS OF GROUND AVIATION TECHNIQUES

S.A. Pleshkunov, R.N. Dzhus

Methodology of planning of the power systems is expounded from position of tribofatigue, that provides the optimal constructing of bearing elements of ground aviation techniques. The choice of material, area of contact, resource planning and sizes of crossrunners of the designed bearing elements, is appraised.

Keywords: reliability, bearing element, resource planning, power system, tribofatigue.