

УДК 669.14.018.24

Слинько Г. І.¹, Стаднік О. В.²

¹ д-р техн. наук, проф. НУ «Запорізька політехніка»

² асп. НУ «Запорізька політехніка»

ВИЗНАЧЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ВИСОКОНАВАНТАЖЕНИХ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС ГТД

Основними експлуатаційними властивостями зубчастих передач газотурбінних двигунів є контактна та згинальна витривалість, опір заїданню, зносостійкість. При проектуванні зубчастих передач, згідно з ДСТУ ISO 6336-1:2005 не виконується розрахунок на опір заїданню. В сучасних авіаційних ГТД силові зубчасті колеса перших ступеней редукторів обертаються під великими навантаженнями зі значною швидкістю, що обумовлене жорсткими масогабаритними вимогами. За таких умов роботи

можливе значне місцеве нагрівання поверхонь зубів, що може призвести до торкання вершин мікронерівностей поверхонь, при цьому виникають адгезійні зв'язки контактуючих матеріалів. Це може призвести до заїдання, або, навіть, заклинювання зубчастих передач. Наприклад, в турбогвинтовому двигуні МС-500В ведуча шестерня редуктора ($z = 31$, $m = 2,35$ мм) обертається зі швидкістю 27500 хв^{-1} , при цьому, питома нормальне контактне навантаження $P = 360 \text{ Н/мм}$, швидкість ковзання профілю зуба на ніжці $v_{ков} = 1926 \text{ см/с}$, сумарна швидкість кочення $v\Sigma\kappa = 11878 \text{ см/с}$. З огляду на це, при проектуванні зубчастих передач перспективних ГТД, розрахунками основних параметрів на заїдання навантаженого контакту, а саме мінімальної товщини масляної плівки h_0 , критичної температури T_{CR} та коефіцієнту тертя f не слід нехтувати.

Відомо, що контактна втома може розвиватися на певній глибині під поверхнею в зоні дії найбільших дотичних напружень. Втомні тріщини під поверхнею набагато небезпечніші для зубчастих коліс які зміцнені ХТО. Вони викликають значне викришування поверхневих шарів контактуючих зубів (рис. 1).



Рисунок 1 – Викришування зубів зубчастого колеса авіаційного редуктора

В рекомендованому додатку ГОСТ 21354-81 розрахунку на глибинну контактну витривалість не враховується вплив сили тертя на складний напружено-деформований стан зони контакту.

Пропонується в розрахунках замість максимальних нормальних напружень використовувати еквівалентні контактні напруження $\sigma_{екв}$ з додатковим урахуванням дотичних навантажень від тертя. Екстремум еквівалентного контактного напруження повинен бути менше значення межі контактної витривалості для цієї точки.

Розглянуто циліндричне зубчасте колесо редуктора зі сталі 20Х3МВФШ з газовою цементацією зубів ($T = 930^\circ \text{C}$, $t = 14$ год).

Виконано розрахунок та побудовано графіки (рис. 2) еквівалентного контактного напруження $\sigma_{екв}$ та межі контактної витривалості σ_{Hlim} від координати по нормалі z до поверхні зуба.

Як видно з рисунку 2, максимальне еквівалентне контактне напруження діє на глибині 0,15 мм. В даній точці це напруження з урахуванням коефіцієнту запасу міцності $S_{HK} = 1,3$ дорівнює 910 МПа і не перевищує значення межі контактної витривалості $\sigma_{Hlim} = 1020$ МПа.

Уточнена методика визначення основних експлуатаційних властивостей дозволяє підвищити точність розрахунків при проектуванні зубчастих передач та зменшити вірогідність дострокового виходу з ладу високонавантажених зубчастих передач редукторів ГТД.

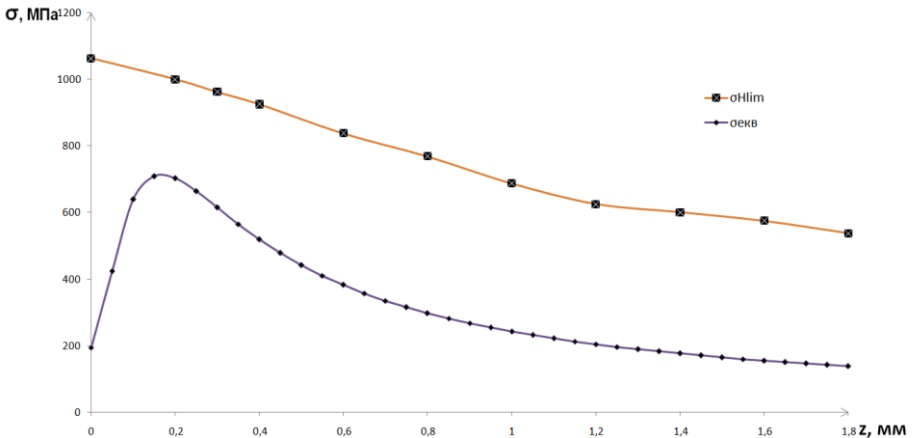


Рисунок 2 – Залежність еквівалентного контактного напруження $\sigma_{екв}$ та межі контактної витривалості σ_{Hlim} від координати по нормалі z до поверхні зуба в зоні дії максимальних дотичних напружень