

**ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ КОНТАКТНОЇ РІВНОМЦНОСТІ РОБОЧИХ ПОВЕРХНЕЙ  
ШЕСТЕРНІ ТА КОЛЕСА**Національний аерокосмічний університет ім. Н.Є. Жуковського  
«Харківський авіаційний інститут»

Відповідно до ГОСТ 21354 допустиме контактне напруження (ДКН) визначають окремо для шестерні і колеса за формулою:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{Hlim} Z_N}{S_H} Z_R Z_V Z_X Z_L,$$

де  $\sigma_{Hlim}$  – межа контактної витривалості поверхонь зубців, що відповідає базовому числу циклів;  $Z_N$  – коефіцієнт довговічності;  $S_H$  – мінімальний коефіцієнт запасу міцності;  $Z_R$  – коефіцієнт, що враховує вплив шорсткості сполучених поверхонь;  $Z_V$  – коефіцієнт, що враховує вплив окружної швидкості;  $Z_X$  – коефіцієнт, що враховує розміри коліс;  $Z_L$  – коефіцієнт, що враховує вплив мастила.

Базова межа витривалості залежить від твердості та виду термічної обробки, її визначають за емпіричними формулами.

Коефіцієнт довговічності теж залежить від твердості через базове число циклів навантаження і від передатного числа при заданому терміні служби – через еквівалентне число циклів. Він визначається за формулою:

$$Z_N = \sqrt[m]{\frac{N_{Hlim}}{N_{Hk}}},$$

де базове число циклів

$$N_{Hlim} = 30(H_{HB})^{2,4} \leq 120 \cdot 10^6,$$

Числа циклів навантажень шестерні/колеса:

$$N_{Hk} = 60CnL_h,$$

де  $n$  – частота обертання шестерні/колеса,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$C$  – число навантажень зубця шестерні/колеса за один оборот;

$L_h$  – ресурс;

$H_{HB}$  – твердість за Брінеллем;

$N_{HE}$  – еквівалентне число циклів навантаження;

$m$  – показник ступеня,  $m = 6$  при  $N_K \leq N_{Hlim}$ ,  $m = 20$  при  $N_K > N_{Hlim}$ .

При проектувальному розрахунку використовують менше з двох ДКН. Таким чином, при невдалому виборі значень твердості робочих поверхонь передача може виявитися надмірно міцною та дорогою. Але знайти аналітичну залежність ДКН від основних параметрів досить важко, тому доцільно встановити цю залежність розрахунковим шляхом, тобто для різних значень параметрів визначити таку різницю твердості робочих поверхонь шестерні і колеса, при якій різниця ДКН буде мінімальною.

З перерахованих вище параметрів найбільш істотними є межа витривалості і коефіцієнт довговічності, а добуток інших коефіцієнтів при проектуванні приймають рівним 0,9.

Для вирішення поставленої задачі змінювалися передатне число та твердість робочої поверхні зубців колеса при незмінній твердості шестерні (55 HRC). Таким чином виявлені

зони мінімальної різниці ДКН шестерні та колеса.

Отримані залежності при різних передатних числах показано на рис. 1.

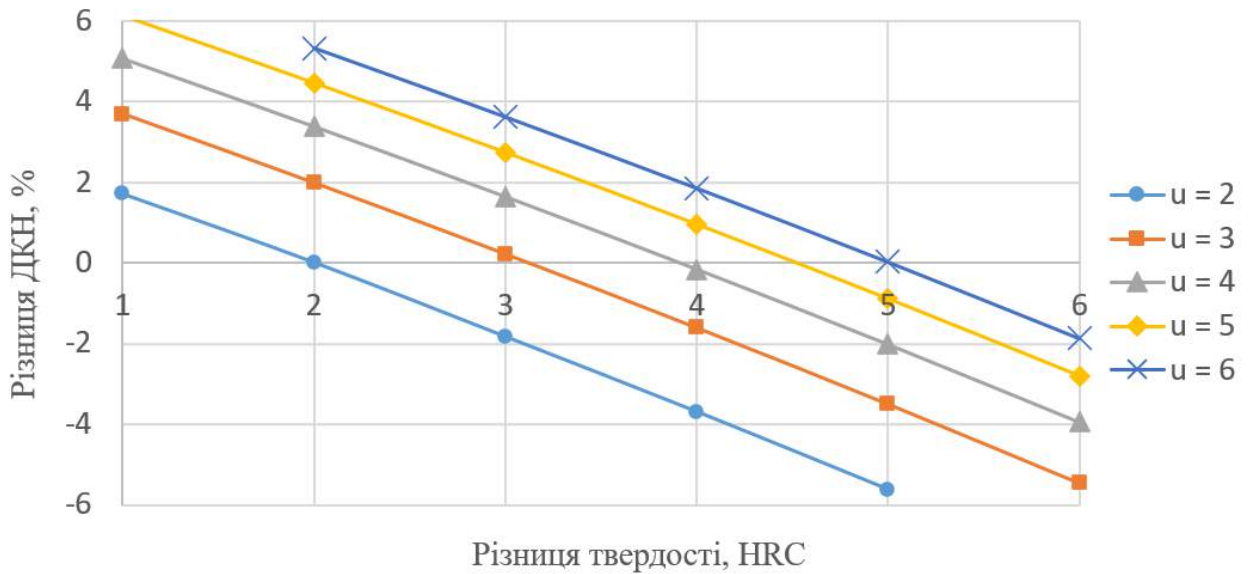


Рисунок 1 – Залежність відносної різниці ДКН, %, від абсолютної різниці твердості шестерні та колеса, HRC

Очевидно, що для кожного  $u$  є точка, де лінія різниці ДКН перетинає нуль, і ця точка на осі абсцис приблизно дорівнює передатному числу. Крім того, зі збільшенням передатного числа різниця твердості також збільшується. Цей результат, отриманий розрахунковим шляхом при частотах обертання шестерні  $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$ ,  $n = 3000 \text{ хв}^{-1}$  та  $n = 100 \text{ хв}^{-1}$ , показано на рис. 2 (дві перші лінії співпали).

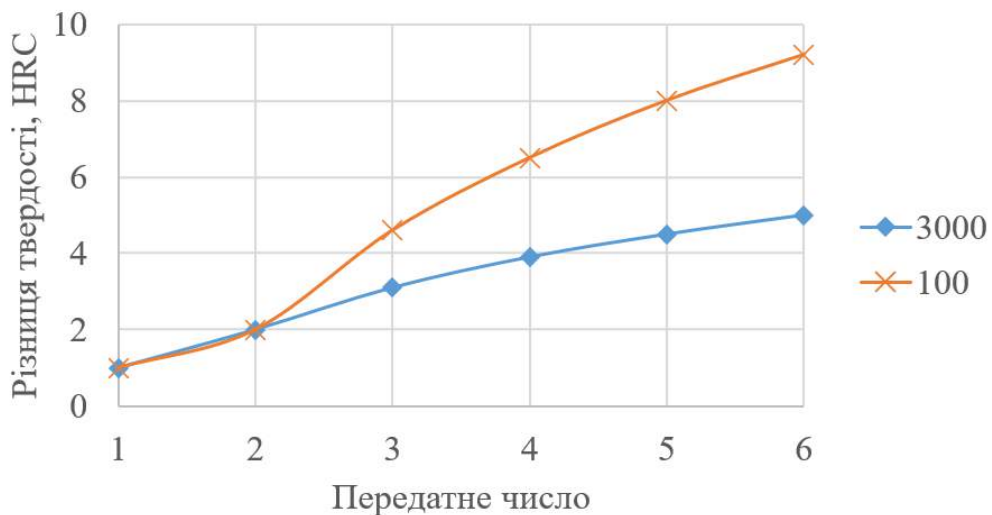


Рисунок 2 – Залежність різниці твердості від передатного числа  $u$

Встановлено, що рівномірність зубчастого зчеплення забезпечується при різниці твердостей шестерні і колеса, приблизно рівної передатному відношенню передачі. За низької частоти обертання ( $100 \text{ хв}^{-1}$ ) різниця твердостей має бути більшою, чим при більш високих частотах.