

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БІОРЕСУРСІВ І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ
УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ НАУКОВИЙ ЦЕНТР «ІМЕСГ» НААН**



***ЗБІРНИК
ТЕЗ ДОПОВІДЕЙ***

***VI Міжнародної науково-технічної конференції з нагоди
112-ї річниці від дня народження
доктора технічних наук, професора,
члена-кореспондента ВАСГНІЛ,
віце-президента УАСГН
КРАМАРОВА
Володимира Савовича
(1906-1987)***

«КРАМАРОВСЬКІ ЧИТАННЯ»

***21-22 лютого 2019 року
м. Київ***

УДК 621.717;631.3

ВПЛИВ ВЕЛИЧИНИ НАТЯГУ В СПРЯЖЕННІ ПІДШИПНИК-ВАЛ НА ЗМІНУ РАДІАЛЬНОГО ТА ОСЬОВОГО ЗАГОРІВ У ПІДШИПНИКУ

В. І. Рис, старший викладач
Львівський національний аграрний університет
E-mail: Rysvasyl@gmail.com

Вже сьогодні загально відомо є те, що цілісність машини забезпечується за рахунок різьбових та пресових з'єднань. В окрему групу пресових з'єднань можна віднести підшипникові вузли, які мають місце в більшості механізмів, зокрема в деталях, що обертаються. Характерним для підшипникових вузлів є встановлення з натягом одного із кілець підшипника, як правило того кільця, що обертається. Розбирати і складати підшипникові вузли приходиться не лише з метою заміни підшипників які вичерпали свій ресурс але і з метою створення доступу до інших деталей, які потрібно замінити.

Серед критеріїв, якими визначається придатність підшипників, зокрема кулькового радіального, є не лише цілісність його складових елементів але і радіальний і осьовий зазори, які виникають внаслідок спрацювання бігових доріжок кілець та кульок. Величина допустимого зазору є регламентована для всіх підшипникових вузлів кожної машини. Так як одне з кілець підшипника встановлене з натягом, то величина цього натягу залежить від геометричних параметрів спряжених деталей і може змінюватись в допустимих межах виходячи з міцності деталей, зокрема кільця підшипника. Таким чином можна припустити, що збільшуючи в допустимих межах натяг, наприклад, між валом і внутрішнім кільцем підшипника, за рахунок деформації кільця можна зменшити радіальний і боковий зазор, що дасть змогу збільшити ресурс, тобто термін експлуатації підшипника.

Під час проведення ряду досліджень була розроблена уточнена методика розрахунку зусилля запресування підшипникових вузлів, яка включає розрахунок тиску, при якому забезпечується міцність кільця, обчислення лінійної деформації у коловому напрямі, знаходження максимально можливого значення зміни параметрів Δ , щоб була забезпечена міцність кільця.

Знаючи залежність між натягом і зусиллям запресування, можна визначити зусилля, потрібне для запресування деталі, а складаючи підшипниковий вузол з використанням обладнання, яке дозволяє контролювати зусилля, можна встановити, чи забезпечений номінальний натяг у спряженні. З цією метою пропонується використати обладнання яке дає можливість контролювати температуру деталей та прикладене зусилля за допомогою встановлених тензодатчиків, розроблений і виконаний кафедрою експлуатації та технічного сервісу машин ім. проф. О.Д. Семковича.

Після проведених досліджень отримали результати (табл. 1) (для підшипника з діаметром внутрішнього кільця 25 мм) зусилля запресування P , збільшення зовнішнього розміру внутрішнього кільця підшипника U_2^s і питоме напруження $\sigma_{ек}$,

1. Результати досліджень

| Контрольований параметр | Δ , мм | | | | | | | | | | | | | | |
|-------------------------|---------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|---------|---------|---------|
| | 0,01 | 0,02 | 0,03 | 0,04 | 0,05 | 0,06 | 0,07 | 0,08 | 0,09 | 0,1 | 0,11 | 0,12 | 0,13 | 0,14 | 0,15 |
| P , кН | 3,80 | 6,90 | 9,07 | 12,23 | 16,44 | 19,60 | 22,76 | 25,92 | 28,02 | 32,23 | 35,87 | 38,49 | 42,61 | 46,21 | 50,14 |
| U_2^s , мм | 0,0036 | 0,0076 | 0,0131 | 0,0172 | 0,0212 | 0,0253 | 0,0294 | 0,0335 | 0,0376 | 0,0416 | 0,0453 | 0,0460 | 0,0510 | 0,0543 | 0,0615 |
| $\sigma_{ек}$, МПа | 92,47 | 169,27 | 246,09 | 322,84 | 399,62 | 476,38 | 553,15 | 629,90 | 706,65 | 783,39 | 867,26 | 943,35 | 1028,53 | 1012,25 | 1215,26 |

З таблиці бачимо, що при максимальному питомому напруженні $\sigma_{ек}=1215,26$ МПа, яке для термічно обробленої сталі ШХ-15 не є критичним, можна усунути зазор до 0,06 мм.

Зміну натягу в підшипникових вузлах, з метою зменшення зазору в підшипниках, можна досягнути наступними методами:

1. Збільшуючи діаметр вала.
2. Зменшуючи діаметр кільця підшипника.

Другий варіант забезпечує збереження параметрів деталей машин відповідно до конструкторської документації, але в окремих випадках виходячи з конкретної виробничої ситуації можна використати і перший варіант.

Вважаємо, що найбільш реальним для зміни геометричних параметрів кільця підшипника є способи електролітичного нарощування (хромування, нікелювання, залізнення, міднення), які можна реалізувати шляхом електролітичного нарощування у ванні, попередньо герметизувавши решта поверхнею підшипника а також методом електролітичного натирання і електролітичного нарощування в протічному електроліті.