

## ПОРІВНЯННЯ МЕТОДІВ ВИБОРУ ПОСАДОК ВАЛЬНИЦЬ КОЧЕННЯ

*В. С. Некрасов, А. Д. Полудень, студенти*

*Г. О. Іванов, кандидат технічних наук, доцент*

*П. Н. Полянський, кандидат економічних наук, доцент*

*Миколаївський національний аграрний університет*

Метою даної роботи є дослідження загальних факторів, що забезпечують точність складаних одиниць з вальницями кочення з досягненням при цьому потрібного характеру сполучення їхніх кілець з поверхнями вала та отвору.

Проблема забезпечення складаємості є комплексною і включає, передусім, питання призначення оптимальних допусків, граничних відхи-лів і посадок при проектуванні.

Посадки вальниць кочення на вал і в корпус мають вибиратись з врахуванням типу і розміру вальниці, умов її експлуатації, значення і характеру навантажень, що діють на нього, але, перш за все, як відомо, виду навантаження кілець: місцеве, циркуляційне чи коливальне [1].

Згідно найбільш поширеного серед практиків довідника [2], а також усіх без винятку підручників і навчальних посібників посадка циркуляційно навантаженого кільця вальниці визначається за так званою інтенсивністю радіального навантаження за формулою:

$$P_R = \frac{R}{(B - 2 \cdot r)} \cdot k_D \cdot k_1 \cdot k_2, \quad (1)$$

де  $P_R$  – інтенсивність радіального навантаження, кН/м;  $R$  – постійне за напрямком радіальне навантаження, кН;  $k_D$  – динамічний коефіцієнт посадки, що залежить від навантаження (за перевантаження до 150 %, помірних поштовхах і вібрації  $k_D = 1$ , за перевантаження до 300 %, сильних поштовхах і вібраціях  $k_D=1,8$ );  $k_1$  – коефіцієнт, що враховує ступінь послаблення посадкового натягу за

порожнього вала і тонкостінного корпусу (для вала порожнього  $k_1 = 1-3$ ; суцільного –  $k_1 = 1$ , для корпусу  $k_1 = 1-1,8$ );  $k_2$  – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження  $R$  між рядами роликів у дворядних конічних роликівих вальницях чи між подвоєними кульковими вальницями за наявності осьового навантаження на опору ( $k_2 = 1-2$ ; за відсутності осьового навантаження  $k_2 = 1$ );  $B$  – ширина підшипника, м;  $r$  – радіус закруглення фаски кільця, м.

Для вибору місцево навантажених кілець у згаданих джерелах наводиться поля допусків отворів і валів залежно від типу вальниці, умов роботи і характеру навантаження.

Ця методика і величини коефіцієнтів наводяться з посиланням на публікації 1948 - 1960 років без будь-яких доказів.

Якщо динамічний коефіцієнт ( $k_d$ ) знайти важко, посадку можна визначити за мінімальним натягом між циркуляційно навантаженим кільцем і поверхнею сполученої деталі. Послідовність розрахунків така.

Визначаємо найменший натяг циркуляційно навантаженого кільця за формулою:

$$N_{min} = \frac{13 \cdot R \cdot k}{(B - 2 \cdot r) \cdot 10^6}, \quad (2)$$

де  $N_{min}$  – найменший розрахунковий натяг, що забезпечує необхідну міцність з'єднання циркуляційно навантаженого кільця вальниці з валом, мм;  $R$  – радіальне навантаження на вальницю, кН;

$k$  – конструктивний коефіцієнт, що залежить від серії вальниці ( $k = 3,5$  – особливо легка серія;  $k = 2,8$  – легка серія;  $k = 2,3$  – середня серія;  $k = 2,0$  – важка серія).

Вибираємо необхідну стандартну посадку, що відповідає умові:

$$N_{min.cm} \geq N_{min}. \quad (3)$$

Тут  $N_{min.cm}$  – найменший натяг стандартної посадки.

Перевіряємо правильність вибору посадки, виходячи із умови міцності, для цього визначаємо допустимий натяг:

$$N_{max} = \frac{11,4 \cdot k \cdot d \cdot [\sigma_p]}{(2 \cdot k - 2) \cdot 10^6}, \quad (4)$$

де  $d$  – номінальний діаметр сполученого кільця вальниці, мм;

$[\sigma_p]$  – допустиме напруження за розтягування (для сталі вальниць  $[\sigma_p]=400$  МПа).

Перевіряємо міцність з'єднання, дотримуючись умови:

$$N_{max.cm} \leq N_{доп}. \quad (5)$$

Тут  $N_{max.cm}$  – найбільший натяг стандартної посадки.

*Приклад 1.* Вибрати посадку циркуляційно навантаженого внут-рішнього кільця радіальної однорядної вальниці № 205 класу точності **6** ( $d = 25$  мм,  $D = 52$  мм,  $B = 15$  мм,  $r = 1,5$  мм) на суцільний вал, що обертається. Розрахункова радіальна реакція опори  $R = 3$  кН. Навантаження ударне, перевантаження 200 %. Осьового навантаження немає.

*Розв'язання.* Визначаємо інтенсивність навантаження за формулою (1):

$$P_R = \frac{3}{(15 - 2 \cdot 1,5) \cdot 10^{-3}} \cdot 1,8 \cdot 1 \cdot 1 = 450 \text{ кН / м.}$$

Тут значення коефіцієнтів за заданими умовами роботи вальниці приймаємо:  $k_d = 1,8$ ;  $k_1 = k_2 = 1$ .

За табл. 2.31 [3] заданим умовам для вала відповідає поле допуску **k6**, тобто  $\varnothing 25k6^{(+0,015}_{+0,002})$ .

Граничні відхили діаметра отвору внутрішнього кільця вальниці знаходимо за табл. Г.18 [4]:  $EI = -0,01$  мм,  $ES = 0$ . Тоді посадка внут-рішнього кільця вальниці на вал  $\varnothing 25L0 / k6$ .

Граничні натяги:

$$N_{min} = ei - ES = 0,002 - 0 = 0,002 \text{ мм};$$

$$N_{max} = es - EI = 0,015 - (-0,01) = 0,025 \text{ мм}.$$

Поле допуску отвору в корпусі під зовнішнє місцево навантажене кільце вальниці призначаємо за табл. 2.32 [4]. За діаметра отвору  $D = 52$  мм для заданих умов роботи вальниці приймаємо поле допуску  $JS7$  (для вальниці шостого класу точності), тобто  $\varnothing 52JS7(\pm 0,015)$ .

Граничні відхилення зовнішнього діаметра зовнішнього кільця вальниці знаходимо за табл. Г. 19 [4]:  $ei = -0,013$  мм,  $es = 0$ . Тоді посадка зовнішнього кільця вальниці у корпус  $\varnothing 52JS7/10$ .

Граничні натяги і зазори:

$$S_{max} = ES - ei = 0,015 - (-0,013) = 0,028 \text{ мм};$$

$$N_{max} = es - EI = 0 - (-0,015) = 0,015 \text{ мм}.$$

За формулою (2) знаходимо:

$$N_{min} = \frac{13 \cdot 3 \cdot 2,8}{(15 - 2 \cdot 1,5)10^{-3} \cdot 10^6} = 9,1 \cdot 10^{-3} \text{ мм} = 9,1 \text{ мкм}.$$

Поле допуску внутрішнього кільця вальниці  $\varnothing 25m6\left(\begin{smallmatrix} +0,025 \\ +0,009 \end{smallmatrix}\right)$ . Тоді посадка внутрішнього кільця вальниці на вал  $\varnothing 25L0/m6$ .

Граничні натяги:

$$N_{min} = ei - ES = 0,009 - 0 = 0,009 \text{ мм};$$

$$N_{max} = es - EI = 0,025 - (-0,01) = 0,035 \text{ мм}.$$

Умова (3) виконано.

За формулою (4) знаходимо:

$$N_{max} = \frac{11,4 \cdot 2,8 \cdot 25 \cdot 400}{(2 \cdot 2,8 - 2) \cdot 10^6} = 0,1064 \text{ мм} = 106,4 \text{ мкм}.$$

Умова (5) виконано.

Натомість, як відомо, чинним в Україні є ГОСТ 3325-85 [ ], де наведені не тільки методологічні основи призначення посадок кілець вальниць, а також докладні таблиці для їх вибору з врахуванням, перш за все, режиму її роботи (залежно від співвідношення діючого радіального навантаження та динамічної

вантажопідйомності вальниці), виду розглянутого вище навантаження, типу та діаметру вальниці і навіть з численними прикладами машин і складаних одиниць.

До речі, з посиланням на цей стандарт в [2] наведено укладену таблицю з простим переліком рекомендованих полів допусків і посадок кілець різних типів вальниць залежно тільки від виду навантаження, але без прикладів обґрунтованого підбору посадок.

*Приклад 2.* Підібрати посадку роликової конічної вальниці однорядної №7209 на вал. Найбільш навантаженим є вальниця правої опори. Навантаження внутрішнього кільця – циркуляційне. Радіальне навантаження  $F_r = 4788 \text{ Н}$ . Очікувана різниця температур вальниці і навколишнього повітря  $20 \text{ }^\circ\text{С}$ . Розміри вказаної вальниці в мм:  $d = 45$ ,  $D = 85$ ,  $B = 19$ ,  $r = 2$ ,  $r_1 = 0,8$ .

*Розв’язання.* Найменший допустимий натяг за формулою (2.142) [4]:

$$N_{min} \geq [(45 + 3) / 45] (0,08 \sqrt{45 \cdot 4788 / 16,2} + 45 \cdot 0,0015 \cdot 20) = 11,28 \text{ мкм}.$$

З урахуванням необхідності тривалої роботи  $N_{min} = 1,1 \cdot 11,28 = 12,4 \text{ мкм}$ .

Для наочності вибору посадки складемо табл. 1.

Таблиця 1

Значення імовірних зазорів і натягів

| Відхил отвору внутрішнього кільця, мкм | Вал, мкм     |                | Імовірний, мкм |       |       |       |
|--|--------------|----------------|----------------|-------|-------|-------|
|  | поле допуску | $es / ei$      | зазор          |       | натяг |       |
|  |              |                | $min$          | $max$ | $min$ | $max$ |
| 0<br>- 12                              | $js6$        | $+8 + 8 / - 8$ | -              | 1,2   | -     | 18,8  |
|  | $k6$         | $+ 18 / + 2$   | -              | -     | 8,8   | 28,8  |
|  | $m6$         | $+ 25 / + 9$   | -              | -     | 15,8  | 35,8  |
|  | $n6$         | $+ 33 / + 17$  | -              | -     | 23,8  | 43,8  |

Із табл. 1 виходить, що ближчим полем допуску вала, яке забезпечує сполучення з внутрішнім кільцем вальниці потрібний натяг, є  $m6$ .

*Приклад 3.* Користуючись табл. 2.42 і 2.43 [4], підібрати поля допусків вала і корпуса для установки роликої вальниці конічної однорядної №7209. Найбільш навантаженим є вальниця правої опори. Радіальне і осьове навантаження відповідно  $F_r = 4788 \text{ Н}$ ,  $F_a = 2471 \text{ Н}$ , коефіцієнт безпеки  $K_6 = 1,4$ , температурний коефіцієнт  $K_T = 1$ . Навантаження вальниці змінне: **40%** терміну служби вальниця працює при номінальному навантаженні, а **60%** – при навантаженні, що дорівнює половині номінального.

*Розв'язання.* Еквівалентне динамічне навантаження з урахуванням змінності навантаження вальниці становить  $P = 6005 \text{ Н}$ , що менше  $0,15 \cdot C = 0,15 \cdot 42700 = 6405 \text{ Н}$ .

Розрахункова довговічність за заданих умов роботи складає **9500** годин.

Отже, режим роботи вальниці – нормальний. Внутрішнє кільце вальниці має циркуляційний режим навантаження. Для встановлення циркуляційно навантаженого внутрішнього кільця роликої вальниці за табл. 1 вибираємо поле допуску вала **т6**.

Порівнюючи отриманий результат з підсумками *прикладу 2*, можна виявити їх збіг. Однак, не слід очікувати збігу результатів у всіх випадках, тому, що розрахунковий метод не враховує, наприклад, режим роботи вальниці, а у табл. 2.42 і 2.43 [4] не врахована можлива різниця температур працюючої вальниці і навколишнього середовища.

Порівняльний аналіз обох методик призначення розглядуваних посадок чи полів допусків показує наступні їх відмінності.

В таблицях для вибору посадок кілець з циркуляційним навантаженням за методикою [2] відсутні деякі поля допусків валів, а саме *p6, r6, r7*, що рекомендуються ГОСТ 3325-85 для численного класу машин та агрегатів, працюючих в важких умовах та полів допусків з основним відхилом *h*, передбачених стандартом для прецизійних машин (гідромотори, малогабаритні електромашини, внутрішшліфувальні шпинделі та ін.) і вальниць на закріплювальних втулках (ГОСТ 8545-75).

Для місцево навантажених кілець зазвичай потрібні посадки з зазором або перехідні з більшою ймовірністю зазору - за такої посадки кільце під дією пускового моменту, поштовхів і вібрацій час від часу прокручується відносно спряженої поверхні, завдяки чому забезпечується рівномірне спрацювання доріжки кочення і можливість осьового переміщення з компенсацією таким чином температурних деформацій.

Для вибору посадок таких кілець ГОСТ 3325-85, на відміну від матеріалів в [2], наведені конкретні посадки, звичайно, з врахуванням потрібного класу точності вальниці і режиму роботи відповідної машини.

Але найгіршим у методиці вибору згідно праці [2] і інш. вищенаведених джерел є те, що вони не враховують особливості виготовлення та складання одиниць з роз'ємними корпусами. Як свідчить досвід машинобудування, номінальна (розрахункова) довговічність з'єднань з вальницями кочення в реальних умовах може набагато знижуватися через деформації кілець вальниць, недостатню площу прилягання їх до поверхонь (менше 70...75 %) через необгрунтоване призначення технічних вимог до точності з'єднань і поверхонь з'єднаних деталей, а також деформації обох частин корпусу після оброблення площин роз'єму та отворів (тут після попереднього їх складання). Останнє зумовлене технологічною спадковістю, пов'язаною з деформаціями, які виникають при обробки деталей, особливо отворів нежорстких (якими є корпусні деталі), через перерозподіл внутрішніх залишкових напружень в товщі металу.

Для мінімізації цього явища при виготовленні і складанні роз'ємних корпусів виконують ряд заходів, спрямованих на забезпечення якості розглянутих складаних одиниць. Так, наприклад, зміщення  $e$  осі отвору відносно площини роз'єму обмежують допусками (рис. 1, а), а перед установкою крупних вальниць в напівотвори припасовують його посадочні поверхні на ділянках, прилеглих до площини роз'єму, виконуючи так званий розвал, розміри якого регламентовані спеціальним нормативним документом залежно від габаритів отвору (рис. 1, б).

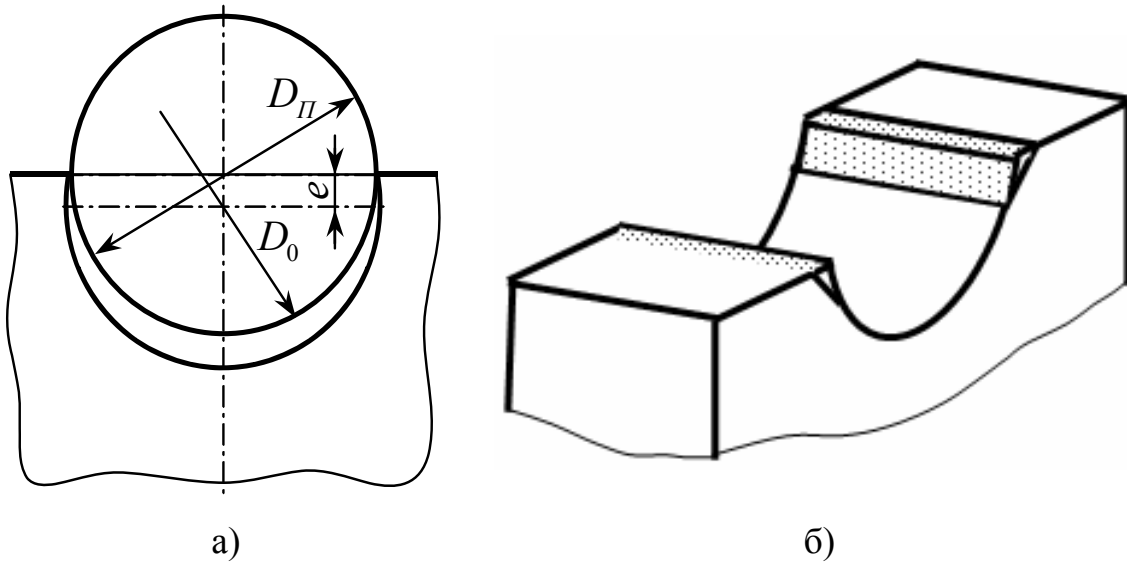


Рис. 1. Схема установки зовнішнього кільця вальниці в напівотвір корпусу (а) та припасування поверхонь (б)

Неважко побачити з рис. 1, а, що умову складаємості зовнішнього кільця вальниці з напівотвором можна виразити умовою:

$$2\sqrt{\frac{D_0^2}{4} - e^2} \geq D_{II},$$

де  $D_{II}$  і  $D_0$  – дійсні діаметри зовнішнього кільця відповідно вальниці і отвору корпусу.

Після нескладних розрахунків одержуємо, що теоретично складаємість забезпечується за умови [5], що

$$e \leq \frac{1}{2}\sqrt{D(ES_0 - \Delta D_m)}.$$

Тут  $D$  – номінальний діаметр з'єднання;  $\Delta D_m$  і  $ES_0$  – відповідно нижній відхил зовнішнього діаметра кільця вальниці і верхній відхил отвору корпусу.

Розрахунки з врахуванням ГОСТ 25346-82 (приймалися 6 і 7 квалітети для отворів) і ГОСТ 3325-85 показали, що, наприклад, для діапазону діаметрів 100...500 мм, найбільш поширеного у крупних редукторах, допустима величина зміщення осі отвору відносно площини роз'єму корпусу складає 1...4 мм [6], що з урахуванням економічно досяжної точності вивірювання



борштанги розточувальних верстатів практично не обмежує складаємості складаної одиниці вальниці.

Щоб гарантувати зазор у з'єднаннях зовнішніх місцево навантажених кілець вальниці в отворах роз'ємних корпусів відповідно до ГОСТ 3325-85 рекомендується призначати поля допусків  $H6$ ,  $H7$ ,  $G6$ ,  $G7$  незалежно від типу вальниці, габаритів і умов експлуатації. Схема розташування полів допусків з'єднань зовнішнього кільця вальниці згідно рекомендованих варіантів наведена на рис. 2.

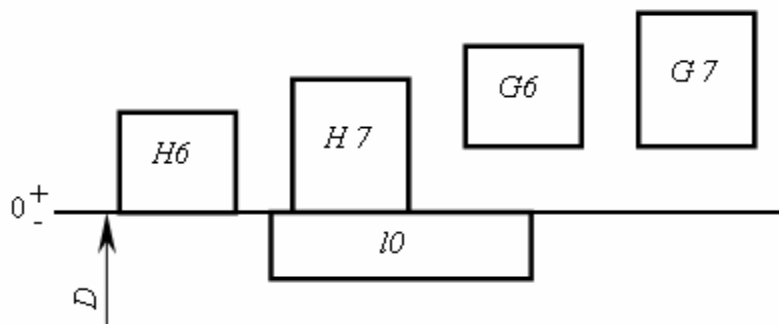


Рис. 2. Схема розташування полів допусків зовнішнього кільця вальниці (10) і отвору ( $H6$ ,  $H7$ ,  $G6$ ,  $G7$ ) в корпусі

Зауважимо, що поля допусків  $JS7$ ,  $K7$  і  $M7$ , які наведені серед інших в таблицях [2] та інших вищезгаданих джерелах для отворів тут взагалі недопустимі, бо, по перше, з полями допусків кілець  $l0$ ,  $l6$  і ін. вони дадуть перехідні (а не з зазором) посадки, а по друге, не враховують описані виробничі явища технологічної спадковості.

Як показує виробничий досвід, на діаметри отворів роз'ємних корпусів призначаються поля допусків з основним відхилом  $H$ . Це, на наш погляд, пояснюється звичним традиційним принципом призначення полів допусків на розміри усіх внутрішніх поверхонь в "тіло" деталі, тобто в даному випадку в "плюс" від нульової лінії, що технологічно раціонально.

Незважаючи на це, не завжди якість складання, особливо крупних роз'ємних корпусів, відповідає необхідним нормам. Виробничі спостереження показали, що частенько для установки вальниць при припасуванні доводиться знімати шар, в 2...3 рази більший за нормований.

Проведені розрахунки середніх зазорів у з'єднаннях у разі використання полів допусків отвору *H6, H7*, з одного боку, і полів допусків *G6, G7*, з іншого боку (за схемою рис. 2) показали, що в останньому випадку величина зазору в з'єднаннях з номінальними діаметрами 100...500 мм більше в 1,2...1,7 разів [6].

Принадно зауважити, що у разі призначення на отвори таких корпусів полів допусків *H6, H7* та характерної через психологічний чинник оператора від'ємної асиметрії при обробці отвору за методом пробних проходів, зазори в з'єднаннях (особливо з урахуванням відхилів форми і розташування сполучених поверхонь) взагалі близькі до 0, а в деяких випадках (при несприятливому підсумовуванні відхилів поверхонь в процесі складання) замість необхідних для експлуатації зазорів в таких з'єднаннях фактично може утворюватись навіть натяг.

### Висновки

1. При проектуванні складаних одиниць з вальницями кочення посадки циркуляційно навантажених кілець потрібно призначати з врахуванням співвідношення величини навантаження та динамічної вантажопідйомності.

2. На діаметри отворів роз'ємних корпусів під зовнішні кільця з місцевим навантаженням доцільно призначати поля допусків *H6, H7, G6, G7*, а в крупних складаних одиницях - поля допусків *G6, G7*, що дозволить створити зазор в з'єднанні із кільцем, а, значить, можливість періодичного повертання останнього в процесі експлуатації складаної одиниці вальниці і зниження нерівномірності зносу доріжок кочення і пов'язаного з цим підвищення довговічності складаних одиниць з вальницями кочення.

### Література

1. Мартынов А. П., Иванов Г. А. Конструктивно - технологічні фактори підвищення складаємості складаних одиниць з вальницями кочення. // Вісник аграрної науки Причорномор'я. Науковий журнал. Вип. 2 (72). 2013. Миколаїв 2013. С. 186-193.

2. Палей М. А. Допуски и посадки: Справочник / М. А. Палей, А. Б. Романов, В. А. Брагинский. – СПб.: Политехника, 2001. – 576 с.
3. Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання [підруч. для студ. вищ. навч. закл.] / Г. О. Іванов, В. С. Шебанін, Д. В., Бабенко та ін; за ред. Г. О. Іванова і В. С. Шебаніна. – [2-е вид., перероб. і допов.]. –К.: Видавництво „Аграрна освіта”, 2010. – 577 с.
4. Практикум з дисципліни “Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання: [навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл.] / Г. О. Іванов, В. С. Шебанін, Д. В. Бабенко та ін; за ред. Г.О. Іванова і В.С. Шебаніна. – К.: Видавництво „Аграрна освіта”, 2008. – 648 с.
5. Іванов Г.О. Дослідження процесу високопродуктивного шліфування деталей сільськогосподарських машин / Г.О. Іванов, В.В. Дитинченко, В.В. Кушнар'єв // Вісник аграрної науки Причорномор'я. Вип. 2. – Миколаїв, 1998. С. 123- 129.
6. Мартынов А. П. Исследование собираемости подшипниковых узлов крупных редукторов / А. П. Мартынов, Ю. В. Евсеенко // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Зб. наук. пр. Вип. 13. Краматорськ – Київ 2007. С. 174–176.