



# **СУЧАСНІ ПРОБЛЕМИ ВЗАЄМОЗАМІННОСТІ ТА СТАНДАРТИЗАЦІЇ У МАШИНОБУДУВАННІ**

**МАТЕРІАЛИ IV-ої ВСЕУКРАЇНСЬКОЇ НАУКОВО-ПРАКТИЧНОЇ  
КОНФЕРЕНЦІЇ МОЛОДИХ УЧЕНИХ І СТУДЕНТІВ**



**Миколаїв - 2016**



Міністерство освіти і науки України  
Миколаївська обласна державна адміністрація  
Національний університет біоресурсів і  
природокористування України  
Кіровоградський національний технічний університет  
Миколаївський національний аграрний університет

---

---

## **СУЧАСНІ ПРОБЛЕМИ ВЗАЄМОЗАМІННОСТІ ТА СТАНДАРТИЗАЦІЇ У МАШИНОБУДУВАННІ**

### **МАТЕРІАЛИ**

**IV-ої ВСЕУКРАЇНСЬКОЇ НАУКОВО-ПРАКТИЧНОЇ  
КОНФЕРЕНЦІЇ МОЛОДИХ УЧЕНИХ І СТУДЕНТІВ**

**м. Миколаїв, 6-7 квітня 2016 року**

**MODERN PROBLEMS INTERCHANGEABILITY  
AND STANDARDIZATION IN ENGINEERING**

### **MATERIALS**

**III THE NATIONAL YOUNG SCIENTISTS AND STUDENTS  
SCIENTIFIC-RESEARCH CONFERENCE**

**Mykolaiv, 6-7 April 2016**

---

---

**2016, Mykolaiv national agrarian university. Faculty of mechanization.**

**Миколаїв  
2016**

УДК 62-1:621:006.4  
ББК 34.4+30ц+34.5  
С-91

Рекомендовано до друку рішенням вченої ради інженерно-енергетичного факультету Миколаївського національного аграрного університету. Протокол № 7 від ” 28 ” березня 2016 р.

Редакційна колегія:

Головний редактор: Г.О. Іванов, кандидат технічних наук, доцент.

Заступники головного редактора: Д.В. Бабенко, кандидат технічних наук, професор;  
В.І. Гавриш, доктор економічних наук, професор;  
І.П. Атаманюк, доктор технічних наук, професор;  
Л.В. Вахоніна, кандидат фізико-математичних наук, доцент;  
О.А. Горбенко, кандидат технічних наук, доцент;  
Д.Д. Марченко, кандидат технічних наук, доцент;  
К.М. Горбунова, кандидат педагогічних наук, доцент.

Відповідальний секретар: П.М. Полянський, кандидат економічних наук, доцент.

С-91 Сучасні проблеми взаємозамінності та стандартизації у машинобудуванні: матеріали IV-ої Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих учених і студентів, 6-7 квітня 2016 р., м. Миколаїв / Міністерство освіти і науки України; Миколаївський національний аграрний університет. – Миколаїв: МНАУ, 2016. – 100 с.

УДК 62-1:621:006.4  
ББК 34.4+30ц+34.5

© Миколаївський національний аграрний університет, 2016

## ОРГКОМІТЕТ

### *Президія оргкомітету*

#### **Голова:**

- **В.С. Шибанін** – ректор Миколаївського національного аграрного університету, доктор технічних наук, професор.

#### **Співголови:**

- **О.Є. Новіков** – проректор з наукової роботи Миколаївського національного аграрного університету, доктор економічних наук, професор;
- **К.М. Горбунова** – в.о. декана інженерно-енергетичного факультету Миколаївського національного аграрного університету, кандидат педагогічних наук, доцент;

### *Склад організаційного комітету*

#### **Члени організаційного комітету:**

- **М.І. Чорновол** – доктор технічних наук, професор, член-кореспондент Національної академії аграрних наук України, ректор Кіровоградського національного технічного університету;
- **Л.М. Тищенко** – доктор технічних наук, професор, член-кореспондент Національної академії аграрних наук України; ректор Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка;
- **Д.Д. Марченко** – кандидат технічних наук, доцент, заступник декана з наукової роботи інженерно-енергетичного факультету Миколаївського національного аграрного університету;
- **Г.О. Іванов** – кандидат технічних наук, доцент кафедри загальнотехнічних дисциплін Миколаївського національного аграрного університету.

#### **Відповідальний секретар організаційного комітету:**

- **П.М. Полянський** – кандидат економічних наук, доцент, в.о. завідувача кафедри загальнотехнічних дисциплін Миколаївського національного аграрного університету.

## ORGANIZATION COMMITTEE

### *The Presidium of the Organization Committee*

#### **The Head of the Committee:**

- **V.S. Shebanin** – Rector of Mykolayiv National Agrarian University, Ph.D (Engineering), Professor.

#### **Subheads of the Committee:**

- **A.E. Novikov** – Vice-rector of scientific work Mykolayiv National Agrarian University, Ph. D (Economic), professor.
- **K.M. Gorbunov** – Acting Dean of the Faculty of Engineering and Energy at Mykolayiv National Agrarian University, Ph. D (Pedagogical), Associate Professor;

### *The Staff of the Organization Committee*

#### **The Members of the Organization Committee:**

- **M.I. Chornovol** – Corresponding member of the Academy of Agrarian Sciences, Rector of Kirovograd National Technical University, Ph. D (Engineering), Professor;
- **L.M. Tishchenko** – Corresponding member of the Academy of Agrarian Sciences, Rector of Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture, Ph. D (Engineering), Professor;
- **D.D. Marchenko** – Assistant Dean in Academic Affairs at the Faculty of Engineering and Energy at Mykolayiv National Agrarian University, Kandidat of Sciences (Engineering), assistant;
- **G.O. Ivanov** – Associate Professor of General Technics Disciplines Mykolayiv National Agrarian University, Kandidat of Sciences (Engineering), Associate Professor.

#### **The Executive Secretary of the Organization Committee:**

- **P.M. Polyansky** - Acting Head of the Department General Technics Disciplines Mykolayiv National Agrarian University, Kandidat of Sciences (Economic), Associate Professor.

## ***ПЕРЕДМОВА***

В умовах науково-технічного прогресу стандартизація є однією з галузей, що синтезує наукові, технічні, господарські й економічні аспекти. Розвиток народного господарства, підвищення рівня виробництва, поліпшення якості продукції, зростання життєвого рівня тісно пов'язані з широким використанням принципів стандартизації.

Про важливість системи стандартизації свідчить те, що Кабінетом Міністрів України затверджено такі Декрети: про державний нагляд за додержанням стандартів, норм і правил та відповідальність за їх порушення (8 квітня 1993 р.); про стандартизацію і сертифікацію (10 травня 1993 р.); про забезпечення єдності вимірювань (26 квітня 1993 р.), а також Закон України про стандартизацію (17 травня 2001 р.).

Стандартизація допусків, посадок і технічних вимірювань тісно пов'язана із взаємозамінністю і фактично є основою, за допомогою якої її принципи здійснюються на практиці. Саме стандартизація передбачає можливість взаємозамінності, уніфікації та агрегування машинобудівної продукції.

Питання стандартизації, взаємозамінності і технічних вимірювань безпосередньо пов'язані з якістю машин, їх надійністю і довговічністю. Тому спеціалістам, які працюють у машинобудівних галузях, ремонтних підприємствах, що експлуатують сучасну складну і енергоємну техніку, потрібно добре знати систему допусків і посадок, уміти кваліфіковано її застосовувати та проводити контроль розмірів деталей сучасними вимірювальними засобами.

Для збільшення міжремонтних термінів експлуатації машин необхідно, щоб принципи взаємозамінності на ремонтних підприємствах були на рівні основного (машинобудівного) виробництва.

При ремонті машин потрібно вміти правильно призначати допуски на розміри деталей з урахуванням наявних вимірювальних засобів, оскільки не

повинно бути допусків і посадок перевірка яких метрологічно не забезпечена. Тому на ремонтних підприємствах сільського господарства потрібно постійно підвищувати їх технічний рівень, удосконалювати метрологічне забезпечення з метою досягнення точності вимірювань, оскільки точність розмірів значною мірою є гарантією якості виробів.

Розвиток і вдосконалення техніки, впровадження нових технологічних процесів у сільське будівне і ремонтне виробництво, підвищення якості продукції й продуктивності праці тісно пов'язане з упровадженням нових засобів і методів вимірювання.

Потрібно більше уваги приділяти технічному контролю, що має бути невід'ємною складовою частиною технологічного процесу ремонту машин, на ефективність якого впливає і кваліфікація контролерів.

З урахуванням вище викладеного в галузі сільськогосподарського машинобудування необхідно здійснити ряд відповідних організаційних і структурних перетворень, спрямованих на удосконалення технологічних процесів проектування й виготовлення сільськогосподарської техніки.

Вирішенню зазначених питань присвячена IV-а Всеукраїнська науково-практична конференція молодих учених і студентів "Сучасні проблеми взаємозамінності та стандартизації у машинобудуванні", що проводиться на базі інженерно-енергетичного факультету Миколаївського національного аграрного університету (6-7 квітня 2016 року).

Організатори конференції і автори статей - вчені, спеціалісти, аспіранти, здобувані і студенти вищих навчальних закладів, академічних і галузевих науково-дослідних установ, проектно-технологічних центрів, організацій, відомств та підприємств сподіваються, що публікація даних наукових праць сприятиме розвитку теорії та практики використання досягнень науково-технічного прогресу в аграрному виробництві.

## **СЕКЦІЯ «АКТУАЛЬНІ ПРОБЛЕМИ ВЗАЄМОЗАМІННОСТІ І СТАНДАРТИЗАЦІЇ»**

**УДК 006**

### **СТАН ТА ПРОБЛЕМИ ВДОСКОНАЛЕННЯ НАЦІОНАЛЬНОЇ СИСТЕМИ СТАНДАРТИЗАЦІЇ**

*Н. В. Ярошик, студентка*

*О. О. Жиліна, старший викладач*

*Харківський національний технічний університет сільського господарства  
імені Петра Василенка*

Жодне суспільство не може існувати без технічного законодавства та нормативних документів, які регламентують правила, процеси, методи виготовлення та контролю продукції, а також гарантують безпеку життя, здоров'я людей та збереження навколишнього середовища. Стандартизація є тією діяльністю, яка виконує ці функції [1].

Національна система стандартизації в Україні формувалася на розгалуженій системі стандартизації колишнього СРСР усіх рівнів: державному, республіканському, галузевому, підприємства чи організації.

Сплило декілька років з моменту впровадження основних документів державної системи стандартизації. За цей час набутий досвід у розробленні та експортуванні НД, відбулись значні зміни в законодавчо-правовій сфері та соціально-економічному житті України, міжнародній та регіональних системах стандартизації.

На сьогодні здійснюється інтенсивне роздержавлення економіки, зменшується державне регулювання та втручання в господарську діяльність приватизованих чи колективних підприємств.

В законах та правових актах не набула належного застосування

стандартизована науково-технічна термінологія, вживаються слова – синоніми для означення певних понять. Спостерігаються надлишковість вимог чи неузгодженість окремих положень щодо правил контролю, вироблення, застосування тощо, що призводить до дублювання у роботі органів державної виконавчої влади чи додаткових витрат на погодження.

За таких умов технічні норми, встановлені в НД, повинні базуватись на відповідних правових та законодавчих актах, які мають бути гармонізовані з аналогічними міжнародними чи європейськими актами, що дозволить гармонізувати національні НД з міжнародними, європейськими чи національними стандартами промислово розвинених країн.

### **Література**

1. Лифиц И.М. Стандартизация, метрология и сертификация: Учебник. - 5-е изд., перераб и доп. / И.М. Лифиц. - М.: Юрайт-Издат, 2005. - 345 с.
2. Крылова Г.Д. Основы стандартизации, сертификации, метрологии / Г.Д. Крылова. - М.: ЮНИТИ-ДАНА: Аудит, 1998. – 465 с.

УДК 620.114.2.02-191

## ПРОБЛЕМИ ТА ОСОБЛИВОСТІ ГАРМОНІЗАЦІЇ СТАНДАРТІВ У МАШИНОБУДУВАННІ

*В. І. Карась, старший викладач,*

*О. М. Клендій, кандидат технічних наук, доцент*

*Відокремлений підрозділ Національного університету біоресурсів і природокористування України «Бережанський агротехнічний інститут»*

Стратегічною метою сучасної України, як європейської держави, є досягнення високої якості життя народу. Важливими кроками для цього є вступ нашої країни в 1993 році до Міжнародної організації з стандартизації (ISO), Міжнародної електротехнічної комісії (IEC), Європейського комітету з стандартизації (CEN) та приєднання до Кодексу добровільної практики щодо розроблення та використання стандартів інших країн. З лютого 2008 року Україна вступила до світової організації торгівлі (WTO) [1]. Всі ці етапи інтеграції країни в міжнародні організації створили передумови для гармонізації національних нормативних документів (НД) з міжнародними та європейськими. Гармонізація національних стандартів створює перспективні умови для рівноправної присутності вітчизняної продукції на закордонних ринках. Зважаючи на високу інтенсивність розвитку виробництва і відповідно вимог до якості продукції, роботи з гармонізації необхідно виконувати у стислі терміни. Тому основним принципом гармонізації НД повинна бути випереджаюча стандартизація. Затягування процесу кожного з етапів станів гармонізації НД, а саме розроблення та погодження проекту гармонізованого стандарту, скасування застарілих стандартів, видання та затвердження проекту нормативного документу значно ускладнює процес роботи будь-якої галузі виробництва. Так, наприклад введений в дію національний стандарт України-ДСТУ ISO/IEC17000: 2007 «Оцінювання відповідності. Словник термінів і

загальні принципи» погоджувався з стандартом ISO/IEC 17000: 2004 протягом трьох років за цей період вже відбулося видавництво аналогічного нового міжнародного стандарту [2].

В сучасних умовах розвитку машинобудівного комплексу, в якому значне місце займає кооперація і співпраця виробників різних галузей та підприємств, що знаходяться в інших країнах, без гармонізації міжнародних НД будь-яке виробництво неможливе. Тому зараз значно підвищується роль технічних комітетів (ТК) з стандартизації України, які тісно співпрацюють з структурними підрозділами міжнародної електротехнічної комісії та міжнародної організації з стандартизації. Позначення і назви технічних комітетів України та позначення міжнародних підрозділів, які співпрацюють між собою в галузі машинобудування або суміжних галузях виробництва вказано в таблиці 1 [3, 4].

Наприклад: ТК 19 «Нуково технічна термінологія» співпрацює в галузі гармонізації стандартів з структурним підрозділом ISO TC37-P «Термінологія та інші мовні засоби/ Управління мовними засобами» і з підрозділом IEC TC1-P «Інформаційні технології / Опис документу та мови для оброблення даних».

Так як, наша сучасна галузь машинобудування не так давно була тісно пов'язана з підприємствами Російської Федерації, то в сучасних умовах розвитку світової економіки переорієнтуватися на європейський та міжнародний ринки буде досить складно. Так само і в гармонізації нормативних документів є свої особливості та складності. Прийняття міжнародного стандарту, як національного, ускладнюється, якщо національні правила та норми стандартизації відрізняються від світових.

Враховуючи національні інтереси держави, необхідно прискорювати гармонізацію НД в галузі норм і правил стандартизації в цілому, так і в машинобудуванні, де є свої особливості технічних норм та позначень, що використовуються при конструюванні, проектуванні, виробництві, транспортуванні і експлуатації машин.

Таблиця 1- Технічні комітети стандартизації України які співпрацюють з міжнародними організаціями

№ п/п	№ ТК	Участь в роботі ТК		Назва технічного комітету (ТК)
		IEC	ISO	
1	TK10	-	TC79-0	Легкі, рідкісноземельні метали, вуглицеві та напівпровідникові матеріали
2	TK11	-	TC26, TC79, TC155	Колорові метали і сплави
3	TK16	-	TC96-P	Крани, підйомні пристрої та відповідне обладнання
4	TK19	TC1-P	TC37-P	Науково-технічна термінологія
5	TK25	TC20, TC61, TC235C.A.I., TC79	TC21/SC2, TC92/SC2-P, TC8/SC1	Пожежна безпека та протипожежна техніка
6	TK39	-	TC25-0	Ливарне виробництво
7	TK44	TC26-P	TC44-P	Зварювання та споріднені процеси
8	TK47	-	TC41, TC80-0	Механічні приводи
9	TK63	-	TC12-0, COOMET, TC-108	Загальні норми і правила державної системи забезпечення єдності вимірювань
10	TK65	TC65/SC8-P	TC30/SC2	Прилади промислового контролю та регулювання
11	TK68	TC56-0	TC98, TC107, TC125, TC156	Надійність техніки
12	TK69	-	TC23-0	Трактори і сільськогосподарські машини
13	TK78	-	TC135-P	Технічна діагностика та неруйнівний контроль
14	TK81	-	TC5	Стандартизація методів контролю механічних,металографічних і корозійних випробувань металопродукції
15	TK95	TC23, TC34	-	Металеві та інші неорганічні покриття. Лакофарбові та полімерні покриття

Примітка: IEC- Міжнародна електротехнічна комісія  
ISO- Міжнародна організація з стандартизації.

Для встановлення єдиних правил Міжнародною організацією з стандартизації (ISO) та Міжнародною електротехнічною комісією (IEC) розроблено настанову ISO/IEC Guide 21:1999 «Прийняття міжнародних стандартів як регіональних чи національних стандартів». Декретом КМУ «Про стандартизацію і сертифікацію» передбачено, що міжнародні, регіональні та національні стандарти інших країн застосовуються в Україні відповідно до міжнародних договорів. Якщо міжнародним договором встановлено інші норми, ніж ті, що передбачені Законом України «Про стандартизацію», то застосовуються норми міжнародного договору. В статті 11 Закону України «Про стандарти, технічні регламенти та процедури оцінки відповідності» передбачено, що міжнародні та регіональні стандарти приймаються як національні стандарти центральним органом виконавчої влади з питань стандартизації [5].

Отже, перед тим як започаткувати користування в Україні міжнародним чи регіональним стандартом, кожен з них повинен бути прийнятий як національний. Саме прийняття міжнародних та регіональних стандартів як національних в нашій державі розуміється, як гармонізація, що проводиться з 2001 року. Але на жаль, її темпи залишаються низькими, тому Мінекономрозвитку України була розроблена Концепція впровадження стандартів ЄС методом «обкладинки», яка затверджена наказом від 16.11.2011 №224.

Відповідно до вимог стандарту ДСТУ 1.7:2001 «Національна стандартизація. Правила і методи прийняття та застосування міжнародних і регіональних стандартів» передбачається приймати міжнародних і регіональних стандартів на національному рівні, як на національній мові (методом «перекладу»), так і мовою оригіналу (методи «підтвердження», «передруку» та «обкладинки»). За методом «обкладинки» європейський стандарт застосовують мовою оригіналу, до якого повинні бути розроблені національні структурні елементи («Титульний аркуш», «Передмова», «Зміст», «Національний вступ» і «Бібліогріфічні дані») та додатки українською мовою [6].

Але при перекладі стандартів пов'язання з технічною термінологією є свої особливості, без дотримання яких переклад не буде відповідати міжнародним і національним нормам.

По-перше, синтаксична структура англійських текстів певної галузі відрізняється конструктивною складністю: наявністю дієприкметникових, інфінітивних зворотів, що ускладнює розуміння тексту і вимагає від перекладача відмінного знання англійської та української мов, а також галузевої термінології.

По-друге, серед лексичних труднощів провідне місце належить багатозначності термінів та вибору адекватного словникового відповідника.

Наприклад, у ядерному приладобудуванні термін *module* – це змінний блок, тоді як у точних науках – це назви деяких коефіцієнтів, а в архітектурі й будівництві – початкова одиниця вимірювання.

По-третє, ще більші труднощі під час перекладу виникають, коли один і той же термін має різне значення залежно від приладу чи обладнання.

Наприклад, термін *key*- ключ, шпилька,кнопка, перемикач; термін *selector*- відбірник, шукач,перемикач, ручка налагодження. У такому випадку вирішальним під час перекладу багатозначного терміна є контекст.

Розглянувши деякі особливості в галузі гармонізації українських стандартів з міжнародними можна зробити висновок, що необхідно прискорювати сам процес гармонізації, узгоджувати правила та норми національних нормативних документів з міжнародними, враховуючи сучасну науково- технічну термінологію. Слід зрозуміти, що прийняття міжнародних стандартів як національних є найбільш швидким та економічно вигідним вирішенням проблеми забезпечення вітчизняної машинобудівної галузі сучасними нормативними документами.

### Література

1. Боженко Л.І. Стандартизація, метрологія та кваліметрія у машинобудуванні / Л.І. Боженко // Навчальний посібник- Львів: Світ, 2003,- 328с.

2. Гриньов Б.В. Щодо питання гармонізації стандартів і особливостей перекладу/ Б.В. Гриньов //Стандартизація, сертифікація, якість. – 2014.- №4-с.21-22.

3. Міжнародні та європейські системи сертифікації і акредитація діяльності норми та правила. Довідник- Київ, ТК-93 «Управління якістю і забезпечення якості», 1995,- 267с.

4. Сучасний тлумачний словник української мови: 60000 слів. За заг. ред. д-р. філол.наук., проф. В.В. Дубілінського. – Х: ВД «Школа», 2009,-832с.

5. Закон України «Про стандарти, технічні регламенти та процедури оцінки відповідності» Редакція від 1 грудня 2005 року, №3164-IV.

6. ДСТУ 1.7:2001 «Національна стандартизація. Правила і методи прийняття та застосування міжнародних і регіональних стандартів»

**УДК 006.057.2**

## **ЩОДО ГАРМОНІЗАЦІЇ НАЦІОНАЛЬНОГО СТАНДАРТУ СИСТЕМИ ДОПУСКІВ ТА ПОСАДОК ІЗ МІЖНАРОДНИМ**

*С. Ю. Бесарабець, студент*

*О. М. Герасимчук, старший викладач*

*Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»*

Одними із основних напрямків державної політики України у сфері стандартизації є впровадження міжнародних стандартів, використання однозначної термінології, усунення технічних бар'єрів у торгівлі на підставі стандартів, сприяння науково-технічному співробітництву. Успішне вирішення цих питань пов'язане із гармонізацією національних стандартів з міжнародними та регіональними.

Національний стандарт – це стандарт прийнятий національним органом стандартизації, а міжнародний стандарт - стандарт прийнятий міжнародною організацією зі стандартизації [1].

Гармонізація стандарту - це приведення його змісту у відповідність з іншим стандартом для забезпечення взаємозамінності продукції (послуг), взаємного розуміння результатів випробувань і інформації, що міститься в стандартах.

Прийняття міжнародних і регіональних стандартів як національних здійснюється відповідно до ДСТУ 1.7:2001 «Правила і методи прийняття та застосування міжнародних та регіональних стандартів» [2]. Під час прийняття міжнародних чи регіональних стандартів повинен бути дотриманий принцип зворотності, за яким усе, що прийнятне за умовами міжнародного стандарту, є прийнятне в національному стандарті, і навпаки. Міжнародний стандарт

вважається прийнятним, якщо національний стандарт ідентичний або модифікований стосовно міжнародного стандарту.

Ідентичні стандарти – це гармонізовані стандарти, повністю ідентичні за змістом і за формою. Часто це тотожний переклад стандарту (міжнародного, регіонального), прийнятого в національній системі стандартизації. Ці стандарти можуть відрізнятися лише позначенням (шифром, кодом). Але «тотожний» переклад термінів і визначень з іноземної мови нерідко не забезпечує однозначності їхнього розуміння і не узгоджується з термінами та визначеннями діючих національних стандартів. Модифіковані стандарти мають стосовно міжнародного стандарту технічні відхилення, які точно визначені і пояснені. Принцип зворотності в модифікованих стандартах не дотримується. Також в Україні застосовується такий метод прийняття міжнародних стандартів як метод «обкладинки», який у цілому зводиться до перекладу обкладинки міжнародного стандарту, а сам текст залишається на мові оригіналу. В результаті користувач самостійно робить переклад, що може призвести до багатьох проблем.

Оскільки міжнародні стандарти можуть прийматись одночасно з діючими національними (ДСТУ) та міждержавними стандартами (ГОСТ), що поширюються на ту ж саму область застосування, принцип зворотності, за яким усе, що прийнятне за умовами міжнародного стандарту, є прийнятне в національному стандарті, і навпаки [2], не завжди дотримується повністю.

Зазначені проблеми розглядалися в публікаціях вітчизняних науковців. Зокрема аналізувалися результати гармонізування національних стандартів у різних галузях [3], мовні проблеми та характерні помилки перекладу термінів та понять [4].

Метою даної статті є аналіз чинних міжнародно гармонізованих стандартів, які встановлюють терміни, визначення і позначення допусків і посадок, та виявлення неузгодженості в частині визначення термінів.

Гармонізація українських національних стандартів системи допусків та посадок з міжнародними стандартами передбачає передусім гармонізацію із

стандартами ISO. Наразі терміни і визначення для гладких елементів деталей (циліндричних і обмежених паралельними площинами) та утворених ними з'єднань встановлені у декількох чинних національних стандартах: ДСТУ 2500-94 «Основні норми взаємозамінності. Єдина система допусків та посадок. Терміни та визначення. Позначення і загальні норми» [5] та ДСТУ ISO 286-1-2002 «Допуски і посадки за системою ISO. Частина 1. Основи допусків, відхилів та посадок (ISO 286-1:1988, IDT)» [6].

У ДСТУ 2500-94 використані посилання на ISO 286-1:1989, а стандарт ДСТУ ISO 286-1-2002 є ідентичним, тобто тотожним перекладом з англійської мови стандарту ISO 286-1:1988. Причому посилання в першому стандарті на ISO 286-1:1989 скоріш за все є друкарською помилкою, так як є тільки ISO 286-1:1988, а наступною є редакція - ISO 286-1:2010.

Обидва стандарти містять основи системи допусків і посадок ISO, формули для розрахунку і числові значення допусків та основних відхилів, встановлюють терміни, визначення та позначення допусків та посадок.

Оскільки пряме впровадження міжнародних стандартів є одним з принципів державної політики у сфері стандартизації, то для користувача, скоріш за все, ДСТУ ISO 286-1-2002 буде пріоритетним. Але аналіз цього стандарту виявив розбіжності з чинним стандартом ДСТУ 2500-94, які стосуються відмінностей у термінології та визначеннях термінів і пов'язані, на нашу думку, з проблемами перекладу (табл.1). Дуже важливо, щоб усі науковці та спеціалісти з проектування, виготовлення та експлуатації машинобудівної продукції однаково тлумачили одні й ті ж самі терміни, це дозволить запобігти багатьох проблем.

Також за стандартом ДСТУ ISO 286-1-2002 введений новий термін – клас допуску, термін, використаний для комбінації основного відхилення і квалітету допуску, наприклад h9, D13 тощо. За сутністю цей термін відповідає поняттю поля допуску за ДСТУ 2500-94.

Таблиця 1. Розбіжності у визначеннях термінів за  
ДСТУ ISO 286-1-2002 та ДСТУ 2500-94

Термін	Визначення	
	за ДСТУ ISO 286-1-2002	за ДСТУ 2500-94
Вал	Термін, застосовуваний для позначення зовнішнього елемента деталі, охоплюючи елементи які не є циліндричними	Термін, що умовно застосовується для позначення зовнішніх елементів деталей, включаючи і нециліндричні елементи.
Отвір	Термін, застосовуваний для позначення внутрішнього елемента деталі, охоплюючи елементи які не є циліндричними	Термін, що умовно застосовується для позначення внутрішніх елементів деталей, включаючи і нециліндричні елементи.
Граничні розміри	Два критичні допустимі розміри елемента між якими повинен перебувати дійсний розмір, разом з граничними розмірами	Два гранично допустимі розміри елемента, між якими повинен знаходитись (або яким може дорівнювати) дійсний розмір
Ступені (квалітети) стандартних допусків	Для цілей допусків і посадок за системою ISO група допусків (наприклад, IT7) вважається за відповідну тому самому ступеню точності для всіх номінальних розмірів	Сукупність допусків, що розглядаються, як відповідні одному рівню точності для всіх номінальних розмірів
Посадка	Відношення, що впливає із різниці між розмірами двох елементів (отвір і вал), які повинні бути складені	Характер з'єднання двох деталей, визначений різницею їх розмірів до складання
Границя максимуму матеріалу	Визначення, що стосується того, з двох граничних розмірів, якому відповідає найбільший матеріальний розмір елемента, тобто: найбільша (верхня) границя розміру для зовнішнього елемента (вал); найменша (нижня) границя розміру для внутрішнього елемента (отвір)	Термін, що відноситься до того з граничних розмірів, якому відповідає найбільший об'єм матеріалу, тобто найбільшому граничному розміру вала чи найменшому граничному розміру отвору
Границя мінімуму матеріалу	Визначення, що стосується того, з двох граничних розмірів, якому відповідає найменший матеріальний розмір елемента, тобто: найменша (нижня) границя розміру для зовнішнього елемента (вал); найбільша (верхня) границя розміру для внутрішнього елемента (отвір)	Термін, що відноситься до того з граничних розмірів, якому відповідає найменший об'єм матеріалу, тобто найменшому граничному розміру вала чи найбільшому граничному розміру отвору

**Висновок.** За результатами проведеного аналізу встановлено, що гармонізування національного стандарту ДСТУ ISO 286-1-2002 «Допуски і посадки за системою ISO. Частина 1. Основи допусків, відхилів та посадок» призвело до неузгодженості в чинних національних стандартах, що ускладнює проектування та виробництво виробів, взаєморозуміння спеціалістів у галузі нормування точності геометричних елементів та приймання готових виробів. З огляду на це можна констатувати, що необхідно переглянути або внести змістові зміни до цього стандарту.

### Література

1. Стандартизація та суміжні види діяльності. Терміни та визначення основних понять: ДСТУ 1.1:2001. – [Чинний від: 01.07.2001]. – К.; Держспоживстандарт України, 2003. – 38 с. (Національний стандарт України).
2. Правила і методи прийняття та застосування міжнародних та регіональних стандартів: ДСТУ 1.7:2001 – [Чинний від: 01.07.2001]. – К.; Держспоживстандарт України, 2003. – 28 с. (Національний стандарт України).
3. Мартинов А.П. Аналіз сучасного стану нормування точності геометричних параметрів виробів у машинобудуванні / А.П.Мартинов, Р.М.Тріщ // Машинобудування. – 2012. - №10. – С.207-222.
4. Гриньов Б. Щодо питання гармонізації стандартів і особливостей перекладу / Б. Гриньов, Л.Ламааши, В.Любинський, Н.Молчанова // Стандартизація, сертифікація, якість. – 2014. - №4. - С.21-22.
5. Основні норми взаємозамінності. Допуски форми та розташування поверхонь. Терміни та визначення: ДСТУ 2498-94 – [Чинний від: 01.07.1995]. – К.; Держстандарт України, 1994. – 28 с. (Державний стандарт України).
6. Допуски і посадки за системою ISO. Частина 1. Основи допусків, відхилів та посадок (ISO 286-1:1988, IDT): ДСТУ ISO 286-1-2002 – [Чинний від: 01.10.2003] – К.; Держспоживстандарт України, 2003. – 37 с. (Національний стандарт України).

## **ХАРАКТЕРНІ ВЛАСТИВОСТІ СИСТЕМАТИЗАЦІЇ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ ЯКІСТЮ ПІДПРИЄМСТВ З УРАХУВАННЯМ ВИМОГ МІЖНАРОДНИХ СТАНДАРТІВ**

*Н. А. Доценко, кандидат технічних наук, асистент*

*Миколаївський національний аграрний університет*

Процеси інтеграції України до світового співтовариства диктують нові вимоги до діяльності вітчизняних підприємств із забезпечення якісних характеристик продукції. Це знайшло своє відображення у гармонізації та запровадженні в Україні міжнародних стандартів ISO серії 9000, які спрямовані на побудову системи управління якістю (СУЯ), як сукупності процесів, і управління ними, що у результаті забезпечить належний рівень якості продукції.

Системне дослідження структури СУЯ підтверджує, що для забезпечення управління необхідно здійснювати оцінювання системи та процесів в цілому. Для оцінки процесів і системи, як об'єкта кваліметрії, необхідно знати детальну інформацію про сам об'єкт. Щодо системи управління якістю, то необхідно знати, до якого виду систем управління вона належить. Для цього необхідно визначити приналежність СУЯ за різними ознаками до класифікації систем.

### **Аналіз актуальних досліджень**

У загальному вигляді системи є різних видів, вони відрізняються своєю структурою, видами зв'язків, рівнем управління тощо. У науковій літературі зустрічається чимало робіт, присвячених обґрунтуванню видів систем за різними ознаками. Для аналізу СУЯ та її складових елементів розглянемо класифікацію систем з метою визначення, до якого класу вона належить за ознаками, що є найбільш характерним для соціальних систем [1-8].

За кількістю елементів системи бувають: малі та великі. Розглянемо СУЯ підприємств за зазначеною вище ознакою класифікації і визначимо, до якого із

класів вона належить. Одним із принципів сучасного управління якістю, який покладено в основу розробки СУЯ, є процесний підхід, згідно з яким «...будь-яка діяльність на підприємстві, для якої використовуються ресурси, щоб перетворити вхідні дані на вихідні, розглядається як процес» [9].

Згідно з вимогами до СУЯ [10], процеси об'єднано в чотири групи: управлінської діяльності; забезпечення ресурсами; виготовлення продукції (надання послуг); вимірювання; аналізування та поліпшення. Взаємозв'язок процесів у даних групах утворює підсистеми у складі загальної СУЯ. Залежно від масштабності підприємства, складності продукції, вимогливості споживачів, такі підсистеми можуть налічувати у своїй структурі системи ще нижчого порядку. Послідовність та взаємодія між підсистемами та елементами СУЯ встановлюється за рахунок вхідних та вихідних даних. Згідно з [10], входом та виходом процесу є як матеріальний об'єкт, так і інформація. Кожен процес має значну кількість на вході та виході матеріальних та інформаційних потоків, що ускладнює структуру СУЯ. Окрім внутрішніх зв'язків, СУЯ тісно взаємодіє з навколишнім середовищем, зокрема: замовниками, постачальниками, міністерствами чи відомствами, зацікавленими організаціями тощо. Ці зв'язки можуть мати вигляд документації, наданих послуг, продукції, сировини, фінансових ресурсів та ін.

На підставі збирання та аналізу інформаційних потоків про стан функціонування окремих елементів та системи в цілому як в середині системи, так і за її межами, здійснюється управління СУЯ. Відповідно до вимог розділу 8.2.2. ДСТУ ISO 9001:2009 [10], методом отримання такої інформації є внутрішній аудит, на результат якого впливає суб'єктивна думка експертів. Це потребує пошуку додаткових методів отримання інформації та перевірки її достовірності, що ускладнює управління СУЯ.

Таким чином, на підставі аналізу вимог стандартів серії ISO 9000, можна відзначити, що за ознакою кількості елементів, СУЯ повністю відповідає характеристикам великих систем: вона налічує у своїй структурі значну кількість підсистем, процесів та окремих операцій, має значну кількість зв'язків

усередині системи та за її межами, складна в управлінні та здійснює цілеспрямований вибір своєї поведінки.

### **Мета дослідження**

Дане дослідження присвячено питанню оцінки системи управління якістю та відношення її до певного класу систем. В ході даного аналізу необхідно розглянути вимоги до системи менеджменту якості з точки зору системного та процесного підходів і визначити, до якого типу систем належить система управління якістю.

### **Викладення основного матеріалу**

За складністю зв'язків у структурі системи бувають: прості, складні. У результаті зазначеного вище аналізу стосовно визначення класу СУЯ за ознакою кількості елементів було виявлено, що дана система має складну будову, оскільки налічує у своїй структурі підсистеми, процеси, під процеси, операції та розгалужені зв'язки між ними. Зв'язки у структурі СУЯ відіграють важливу роль, оскільки забезпечують її функціонування як єдиного цілого. Зв'язки між процесами характеризуються призначенням (матеріальні та інформаційні), силою (суттєві та слабкі), спрямованістю (прямі та зворотні).

Розглянемо детальніше види зв'язків між процесами:

- послідовний зв'язок – вихід одного процесу є входом до наступного (рис. 1.а) Наприклад, результат процесу «оцінювання постачальників», а саме визначене підприємство-постачальник сировини, буде входом для реалізації процесу «закупівля»;

- збіжний зв'язок – виходи декількох процесів є входом до одного (рис.1.б). Наприклад, процес «внутрішній аудит» потребує отримання даних про функціонування усіх інших процесів, що входять до складу СУЯ;

- розбіжний зв'язок – вихід одного процесу є входом до декількох (рис.1.в). У якості прикладу виступають процеси «управління персоналом», «аналізування з боку керівництва», тощо;

- збіжно-розбіжний зв'язок – (рис. 1 г), виходи багатьох процесів можуть бути входом одного і, навпаки, виходи одного процесу можуть бути входами багатьох;

- реверсивний зв'язок – вихід наступного процесу є входом попереднього (рис.1.д). Процес «управління невідповідною продукцією» і його місце в системі є прикладом реверсивної структури зв'язків.

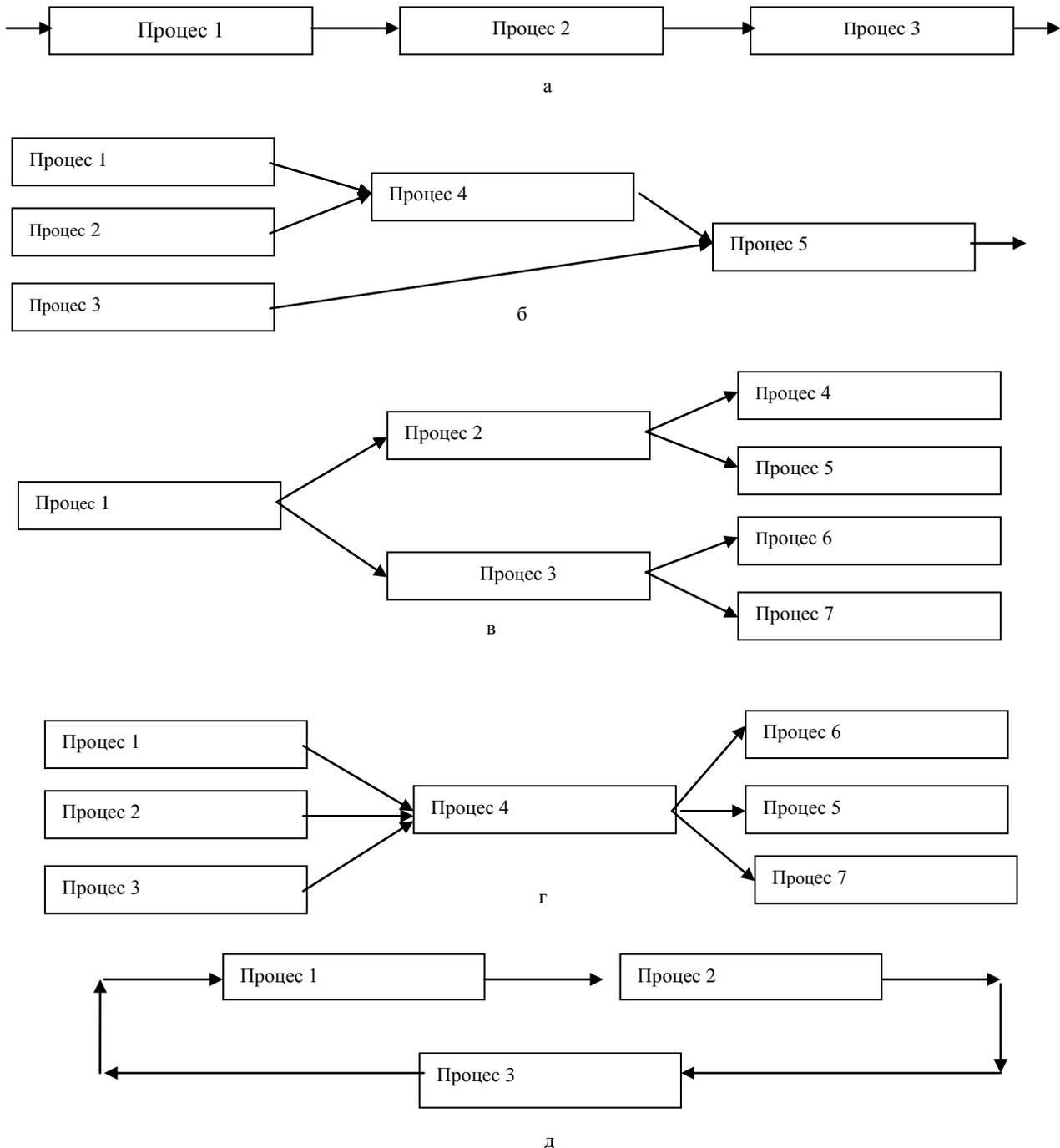


Рис.1. Види зв'язків між процесами СУЯ:

а – послідовний зв'язок, б – збіжний зв'язок, в – розбіжний зв'язок, г – збіжно-розбіжний зв'язок, д – реверсивний зв'язок.

Складові СУЯ, її підсистеми, процеси можуть мати один із зазначених видів зв'язків, а можуть налічувати у своїй структурі їх сукупність.

За походженням системи бувають: природні, штучні. Вимоги до діяльності, що описано у розділах 4-8 ДСТУ ISO 9001:2009 [10], стосуються діяльності найвищого керівництва, представника у сфері управління якістю, відповідальних за процеси тощо, тому СУЯ підприємства – це створена людиною система, що забезпечує досягнення цілей у сфері якості.

За способом управління системи бувають ручні, автоматизовані та автоматичні. Залежно від специфіки підприємства та наукоємності технологічних процесів, що забезпечують випуск продукції, СУЯ підприємства може мати один з трьох способів управління, але, в рамках нашої наукової роботи, будемо розглядати підприємства з автоматизованим способом управління. Це пояснюється тим, що є процеси з ручним керуванням (управління персоналом, зв'язок із споживачами, тощо), а є процеси з автоматичним управлінням (процеси автоматичного контролю якості, процеси механічної обробки, складання тощо). Однак, для реалізації кожного процесу СУЯ потрібна участь людини і можуть бути присутні елементи автоматизації.

За характером зв'язків системи з зовнішнім середовищем системи бувають відкриті та закриті.

На відкритість СУЯ підприємств вказують принципи управління якістю, а саме: «орієнтація на споживача» та «взаємовигідні відносини з постачальниками, реалізація яких передбачає встановлення прямого [10, п.7.2.1, п.7.4] та зворотного [10, п.7.2.3] зв'язків для визначення ступеню задоволеності [3,4]. За результатами цієї інформації здійснюється планування СУЯ [10, п.5.4.1], аналізування з боку керівництва [10, п.5.6], планування даних [10, п.8.4], постійне поліпшення [10, п.8.5] та ін.

На підприємстві окрім СУЯ можуть існувати системи пов'язані з управлінням довкілля, охороною праці та професійною безпекою, фінансовою діяльністю, безпекою харчових продуктів тощо. Між цими системами повинен бути встановлений зв'язок та взаємодія для досягнення поставлених цілей.

Таким чином, СУЯ на підприємстві – це відкрита система, функціонування якої залежить від: вимог і потреб замовників і зацікавлених сторін; енергії, обладнання, сировини, що надаються постачальниками; норм,

що ставляться законодавчими органами; меж, що задаються іншими системами управління на підприємстві тощо.

Відкриті системи бувають неадаптивні та адаптивні. У першому випадку навколишнє середовище має пасивний вплив на систему, а у другому, остання реагує та пристосовується до заданих умов. З зазначеного вище аналізу видно, що СУЯ за ознакою зв'язку з навколишнім середовищем є відкритою адаптивною системою.

За поведінням в часі системи бувають статичні і динамічні. Науково-технічний прогрес, розвиток суспільного виробництва, моральне та фізичне старіння матеріалів, обладнання продукції, їх сезонне призначення тощо, надають СУЯ підприємств характеристик динамічних систем.

На стан її функціонування з часом впливає низка факторів, це – специфіка підприємства та продукції, компетентність персоналу, фінансове забезпечення, досвід найвищого керівництва і т.п., тому на даний момент питання дослідження закономірності функціонування СУЯ є відкритим.

За ступенем визначеності системи бувають детерміновані та імовірнісні. Характеристики імовірнісних систем відповідають СУЯ підприємств, оскільки, як було зазначено вище, їх функціонування залежить від багатьох внутрішніх і зовнішніх факторів, передбачити вплив яких є часто неможливим.

Встановлені цілі у сфері якості, розроблені стратегічні напрями розвитку підприємства, планування продукції, і на їх підставі встановлена взаємодія між процесами, забезпечують тільки знання імовірної поведінки системи.

Це неповна класифікація систем, але зазначені ознаки найбільш повно характеризують СУЯ на відповідність вимогам міжнародних стандартів ISO серії 9000 (рис.2).

Досліджено питання оцінки системи управління якістю. В ході цього дослідження розглянуто класифікацію систем.

Проведено аналіз вимог до СУЯ щодо процесного та системного підходів. У результаті здійсненого аналізу встановлено, що СУЯ підприємства – це велика, складна, створена людиною, з автоматизованим управлінням, тісно взаємодіюча з навколишнім середовищем, змінна з часом та імовірнісна система взаємопов'язаних процесів.



Рис.2. Результати аналізу СУЯ за ознаками класифікації систем

### Література

1. Коваленко И. Н. О некоторых классах сложных систем / И. Н. Коваленко. – Техническая кибернетика. – 1965. – №6.
2. Методологія системного аналізу технічних систем / В. А. Краснобаєв, І. О. Фурман, В. П. Поляков та ін. – Х. : Факт, 2009. – 297 с.
3. Воскобоев В. Ф. К вопросу распознавания технического состояния сложных систем / В. Ф. Воскобоев, В. Б. Алексеева, Ю. А. Юрков // Основные вопросы теории и практики надежности. – М., 1980. – 428 с.
4. Рогов Е. И. Классы математических моделей больших систем / Е. И. Рогов // Труды Института горного дела. – М., 1968. – С. 32.
5. Теория систем и методы системного анализа в управлении и связи / В. Н. Волкова, В. А. Воронков, А. А. Денисов и др. – М. : Радио и связь, 1983. – 248 с.
6. Ушаков И. А. Эффективность функционирования сложных систем / И. А. Ушаков // О надежности сложных технических систем. – М., 1966.
7. Шкурба В. В. Некоторые вопросы автоматизированного управления предприятиями / В. В. Шкурба // Кибернетика. – 1967. – №5.
8. Трапезников В. А. Автоматическое управление и экономика / В. А. Трапезников // Автоматика и телемеханика. – 1966. – №1.
9. ДСТУ ISO 9000:2007. Системи управління якістю. Основні положення та словник / Національний стандарт України. – Чинний від 2008-01-01. – К. : Держспоживстандарт України, 2008. – 72 с.
10. ДСТУ ISO 9000:2007. Системи управління якістю. Вимоги / Національний стандарт України. — Чинний від 2009-09-01. – К. : Держспоживстандарт України, 2009. – 72 с.

## **ВИБІР СИСТЕМИ ПОСАДОК, КВАЛІТЕТУ І ВИДУ ПОСАДОК**

*А. Г. Мех, студент*

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

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

*Миколаївський національний аграрний університет*

Різноманітні посадки можуть бути призначені конструктором у системі отвору або системі вала. Обидві системи є рівноправними. Для роботи з'єднання не має значення, у якій системі виготовлено сполучення деталі. Вибір системи визначається як складністю виготовлення (складання) деталей, так і вартістю виготовлення. Проте система отвору застосовується частіше з таких причин:

- потрібно менше номенклатури ріжучих інструментів (свердел, протяжок, розверток тощо);
- є можливість обійтися меншою кількістю вимірювального інструменту (калібри – пробки, мікрометричні та індикаторні нутроміри тощо).

Усе це робить дешевшим виробництво, відповідно ремонт машин та агрегатів. Тому система отвору є економічно вигідна.

Система вала обов'язково застосовується у таких випадках:

1. У конструкціях, коли вали виготовляються із пруткового каліброваного матеріалу без механічної обробки посадочних місць.
2. При наявності довгих валів, а також трубчастих деталей, особливо тоді, коли на окремих ділянках вала одного номінального розміру необхідно розмістити деталі з різними посадками (рис. 1).

Так, у з'єднанні «бобишка поршня-поршневий палець» повинен бути натяг, а в з'єднанні «втулка верхньої головки шатуна-поршневий палець» – має бути зазор. Щоб одержати в бобишках натяг, діаметр пальця в зоні бобишок повинен бути більшим від номінального розміру. Для одержання зазору між

втулкою верхньої головки шатуна і пальцем потрібно діаметр останнього виконати меншим від номінального. Це означає, що поршневий палець буде ступінчастим, тобто на кінцях він матиме діаметр більший, ніж у середній частині.

Під час складання поршневий палець, проходячи потовщену частиною через втулку верхньої головки шатуна меншого діаметра, роздасть її, і зазор збільшиться. Це зменшить довговічність роботи даного з'єднання.

А в системі вала поршневий палець по всій довжині матиме один і той самий діаметр і, проходячи через втулку, не спотворить характеру посадки з'єднання.

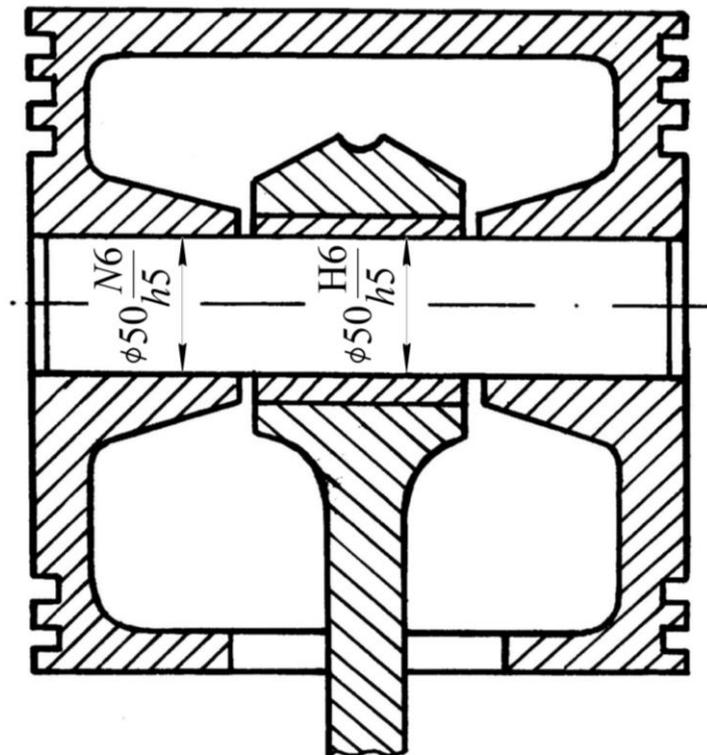


Рис. 1. Приклад застосування системи вала для з'єднань:  
втулка верхньої головки шатуна-палець поршневий і  
отвори бобишок поршня-палець поршневий

3. У випадку застосування стандарт-них з'єднань деталей і складаних одиниць, виконаних за системою вала. Наприклад, у з'єднаннях зовнішніх кілець вальниць кочення з отворами корпусів машин, шпонок за пазами у втулці і на валу тощо.

Якщо в автотракторній промисловості, де більш застосовується система отвору, то в сільськогосподарському машинобудуванні переважає система вала.

Під час виготовлення з'єднань питання вибору точності виготовлення деталей набуває першочергового значення. Якщо вибирати грубіший квалітет, то погіршується якість роботи даного з'єднання, якщо вищий квалітет, то збільшується вартість виготовлення.

При виборі квалітетів необхідно враховувати ряд факторів:

1. Техніко-економічні фактори. Із зменшенням допуску підвищується якість, але ускладнюється процес виготовлення і різко збільшується вартість виробів. У зв'язку з цим потрібно призначати таку точність, яка при найменших затратах забезпечить задану працездатність.

2. Технологічні можливості досягнення заданої точності. Кожний метод обробки металів характеризується певною точністю. Можливості досягнення точності одних і тих самих технологічних процесів залежать від стану верстатів і обладнання, а також від організації технологічних процесів. Наприклад, за допомогою спеціальних пристроїв точність одних і тих самих технологічних процесів можна дещо підвищити.

3. Середній рівень точності, який забезпечує працездатність виробів. Наприклад, більшість з'єднань сільськогосподарських машин виконують за ІТ8, ІТ9.

4. Можливість перевірки наміченої точності розмірів. Дія цього потрібно, щоб була відповідність між точністю виготовлення виробів і досяжною точністю вимірювальних засобів.

5. Наявність необхідних посадок у квалітеті. Наприклад, в інтервалі 1...500 мм посадки із зазором у квалітетах 4...12, перехідні – 4...7, з натягом – 5...8.

Квалітети застосовуються у таких випадках:

4-й і 5-й квалітети – порівняно рідко, в особливо точних з'єднаннях (точні шпindelьні і приладні вальниці у корпусах і валах; плаваючий поршневий

палець у бобишках поршня і в шатунній голівці та ін.);

6-й і 7-й квалітети – у важливих з'єднаннях, де потрібні підвищена механічна міцність деталей, точні переміщення, плавність ходу, герметичність (рухомі з'єднання у корбово-гонковому механізмі важливих двигунів внутрішнього згорання; зубчасті колеса високої і середньої точності);

8-й і 9-й квалітети – у з'єднаннях, у яких передаються зусилля, виконуються переміщення деталей і в посадках, що забезпечують середню точність складання (сполучені поверхні у посадках з великими натягами; посадки з зазором для компенсації значних похибок форми);

10-й квалітет – у посадках із зазором у тих самих випадках, що й 9-й, якщо для здешевлення обробки деталей потрібно розширити допуск;

11-й і 12-й квалітети – у з'єднаннях, у яких робляться великі зазори і допускаються їх значні коливання, які поширені у неважливих з'єднаннях машин (накривки, фланці тощо).

Квалітет можна орієнтовано вибрати і за розрахунковими або одержаними на практиці граничними значеннями зазорів або натягів. Наприклад, якщо при номінальному розмірі з'єднання 95 мм встановлено, що зазор між шийкою вала і вкладишем вальниці повинен бути в межах  $S_{\max}=70$  мкм, а  $S_{\min}=10$  мкм, то допуск зазора  $TS = S_{\max} - S_{\min} = 70 - 10 = 60$  мкм.

Розподіляючи допуск посадки порівну між отвором і валом, матимемо:

$TD = T_d = T/2 = 30$  мкм, що відповідає 6-му і 7-му квалітетам ( $IT_6 = 22$  мкм;  $IT_7 = 35$  мкм).

З урахуванням більшої складності виготовлення отвору можна прийняти для нього допуск за 7-м квалітетом, для вала – за 6-м ( $TS = 35 + 22 = 57$  мкм).

Вибирати різні посадки можна на підставі попередніх розрахунків експериментальних досліджень або орієнтації на аналогічні з'єднання. Розрахунковий метод дає більш обґрунтовані результати. Проте різноманітність з'єднань перешкоджає створенню універсального методу розрахунку. У методі аналогії використовуються рекомендації щодо застосування окремих посадок,

розроблених внаслідок узагальнення досвіду проектування та експлуатації машин.

### Література

1. Взаємозамінність та технічні виміри: навч. посіб. для вищ. навч. закл. освіти / Г. О. Іванов, Д. В. Бабенко, С. І. Пастушенко, О. В. Гольдшмідт. – К.: Видавництво “Аграрна освіта”, 2006. – 335 с.

2. Практикум з дисципліни “Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання: навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. освіти / [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.

3. Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання : підр. для вищ. навч. закл. освіти / Г. О. Іванов, В. С. Шебанін, Д. В. Бабенко, С. І. Пастушенко; за ред. Г. О. Іванова і В. С. Шебаніна – К.: Видавництво „Аграрна освіта”, 2010. – 503 с.

**УДК 006**

## **ЗАСТОСУВАННЯ ПОСАДОК З ГАРАНТОВАНИМ ЗАЗОРОМ**

*М. В. Шліхар, студент*

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

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

*Миколаївський національний аграрний університет*

Посадки з зазором призначаються для рухомих і нерухомих з'єднань. У рухомих з'єднаннях зазор забезпечує свободу переміщення, розміщення шару мастила, компенсації температурних деформацій, а також компенсації відхилів форми і розташування поверхонь, помилок складання тощо. Для важливіших з'єднань, які повинні працювати в умовах рідинного тертя, зазори підраховують на основі гідродинамічної теорії змащування.

У випадках, коли допускається робота з'єднання в умовах напіврідинного, напівсухого і сухого тертя, посадки найчастіше вибирають за аналогією з посадками відомих і добре працюючих з'єднань. У нерухомих з'єднаннях посадки з зазором застосовуються для забезпечення безперешкодного складання деталей. Їх відносна нерухомість забезпечується за допомогою додаткового кріплення шпонками, гвинтами, тощо. Посадки для нерухомого з'єднання вибираються таким чином, щоб зазор  $S_{\min}$  забезпечував компенсацію відхилів форми і розташування сполучених поверхонь. Найбільший зазор  $S_{\max}$  у посадках нерухомих з'єднань визначається з допустимого ексцентриситету  $e$ , тобто зміщення осей сполучних деталей. При цьому потрібно дотримуватись такої умови:

$$S_{\max} \leq 2e - 2(R_{zD} + R_{zd}), \quad (7.1)$$

$$S_{\max} \leq 2e - 5(R_{aD} + R_{ad}), \quad (7.2)$$

де  $R_{zD}, R_{zd}, R_{aD}, R_{ad}$  – параметри шорсткості поверхонь отвору і вала.

Приклади застосування посадок з зазором в автотракторному і сільськогосподарському машинобудуванні приведені на рис. 1.

Посадки Н/н характеризуються тим, що найменший зазор дорівнює нулю. Вони встановлюються в 4-му...12-му квалітетах. Посадки ковзання застосовуються для нерухомих з'єднань з додатковим кріпленням, якщо їх потрібно часто розбирати, а також для центрування нерухомих з'єднаних деталей, коли немає необхідності в точному центруванні. У рухомих з'єднаннях ці посадки використовуються для повільних переміщень деталей звичайно у поздовжньому напрямі, для точного напрямку при зворотно – поступальному русі.

Посадки високої точності Н5/н4, Н6/н5 застосовуються у нерухомих з'єднаннях, які часто розбираються (вимірювальні зубчасті колеса на шпинделях зубовимірювальних приладів, шпиндель у корпусі задньої бабки токарного верстата). В окремих випадках ці посадки застосовуються для рухомих з'єднань при поздовжньому переміщенні деталей з невеликою швидкістю (наприклад, шпиндель у корпусі задньої бабки верстата). У цілому застосування посадок високої точності має обмежений характер через значну складність виготовлення деталей.

Посадка Н7/н6 – широко розповсюджена, застосовується у нерухомих з'єднаннях при високих вимогах до точності центрування деталей, які часто розбираються (змінні шестерні на валах металообробних верстатів, фрикційні муфти тощо). У рухомих з'єднаннях посадка застосовується при вертально-поступних переміщеннях (поршні у циліндрах, шпиндель у корпусі свердлильного верстата).

Посадка Н8/н7 має приблизно те саме призначення, що й посадка Н7/н6, але характеризується більш широкими допусками, що полегшує виготовлення деталей, їй надається перевага, і застосовується вона при великій довжині сполучення. Наприклад, з'єднання змінних вимірювальних наконечників із стрижнями приладів, нерухомих з'єднання зубчастих коліс з довгими гладкими валами.

Посадки H8/h8, H8/h9, H9/h8, H9/h9 широко використовуються для рухомих і нерухомих з'єднань і належать до числа тих, яким надається перевага.

Посадка H10/h10 застосовується, в основному, замість посадки H9/h9.

Посадки низької точності H11/h11 і H12/h12 призначаються для нерухомих і рухомих з'єднань малої точності. Перевага надається посадці H11/h11, яка застосовується в нерухомих з'єднаннях – для деталей, які потрібно зварювати (зірочки тягових ланцюгів на валах), а в рухомих з'єднаннях – там, де одна деталь має вільно ковзати відносно іншої під час регулювання.

Посадки H/g, G/h встановлено для валів у квалітетах 4...6 і для отворів – у квалітетах 5...7 і застосовуються здебільшого для точних рухомих з'єднань, у яких потрібно забезпечити плавність і точність переміщень, а в нерухомих з'єднаннях – для забезпечення легкого встановлення деталей. Посадки H7/g6, G7/h6 використовуються у повзунах напрямних довальних верстатів, у клапанних коромислах на осях у механізмі газорозподілу, у пересувних шестернях на валах коробок передач тощо.

Посадки високої точності H5/g4, G6/h5, G5/h4 застосовуються в особливо точних механізмах. Наприклад, плунжерні і золотникові пари, шпindelь ділильної головки тощо.

Посадки H/f, F/h характеризуються помірним гарантованим зазором для забезпечення вільного обертання в легких і середніх режимах роботи (помірні швидкості – до 150 рад/с).

Посадкам H7/f7, F8/h6 надається перевага для вальниць валів у коробках передач, для головних валів токарних і фрезерних верстатів, поршнів у гальмовому циліндрі автомобіля тощо.

Посадки високої точності H6/f6, F7/h5 застосовуються у з'єднаннях там, де необхідна підвищена точність центрування (корінні шийки колінчастого і шийки розподільного валів у вальницях автомобільних двигунів).

Посадки зниженої точності H8/f8, F8/h8, F8/f9, F9/h9; призначаються для з'єднань з гарантованим зазором при невисоких вимогах до точності (вальниці

ковзання, плунжери в циліндрах гідропідійомників і домкратів та ін.).

Посадки Н/е, Е/н характеризуються значним гарантованим зазором (удвічі більшим, ніж для ходових посадок), рекомендовані у з'єднаннях при підвищених режимах роботи (значні перевантаження, високі швидкості обертання – понад 150 рад/с).

Посадкам Н7/е8, Е9/н8 надається перевага. До цієї групи середньої точності належать посадки Н8/е8, Е8/н7 (корінні шийки колінчастого вала і шийки розподільного вала у вальниках двигунів внутрішнього згорання, випускні клапани в напрямних автомобільного двигуна тощо).

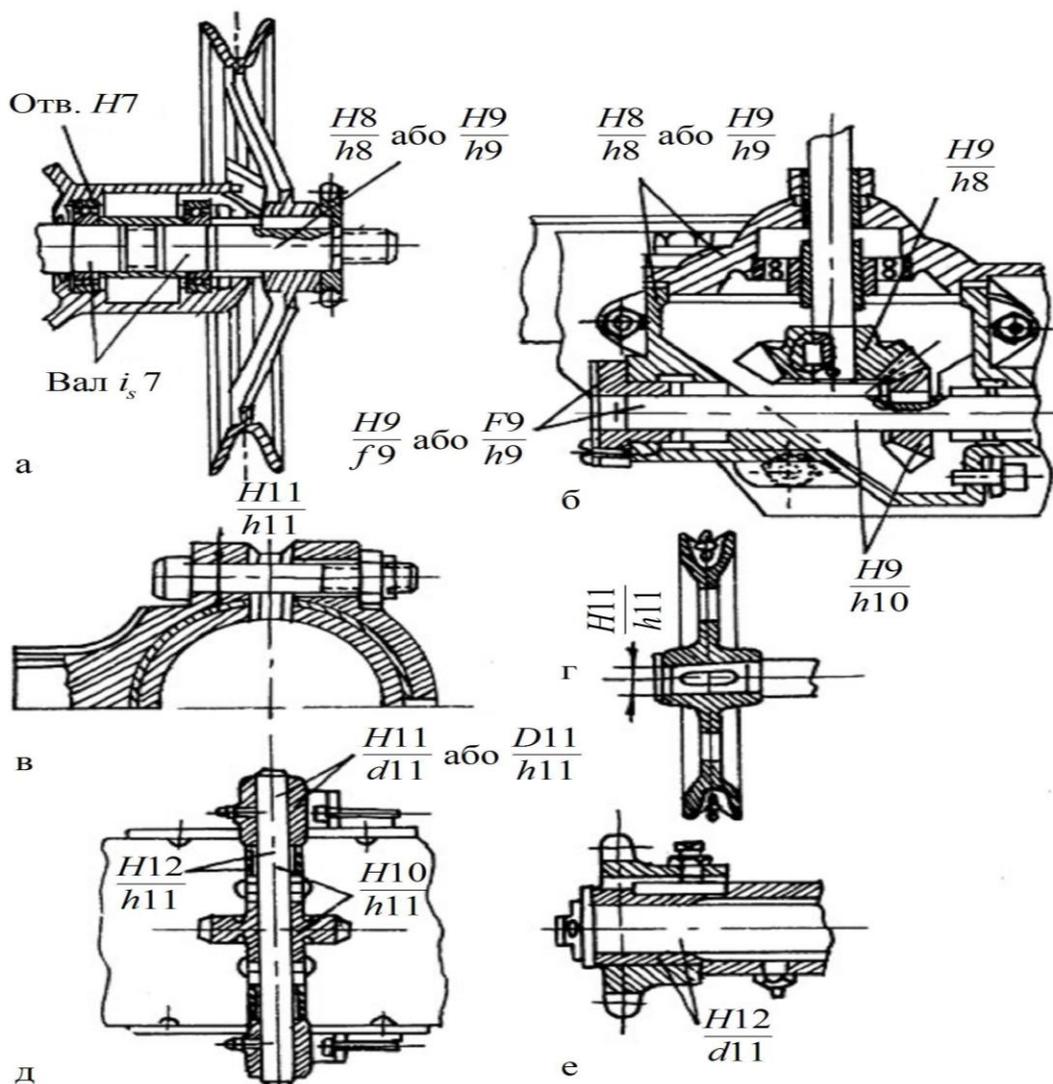


Рис. 7.8. Приклади застосування посадок із зазором [14]:

а – вузол кріплення шківа; б – коробка передач; в – нижня головка шатуна колінчастого вала трактора; г – зірочка тягового ланцюга; д – ведений валик колосового елеватора; е – контрпривід мотовила

Посадки високої точності H6/e7, E8/h6 призначаються головним чином для вальниць рідинного тертя в машинах підвищеної точності й довговічності, застосовуються в корінних вальницях колінчастих валів важливих двигунів внутрішнього згорання. Посадки зниженої точності застосовуються в менш важливих ковзаннях для обертального і поступального переміщення H8/e9, E9/h9.

Посадки H/d, D/h характеризуються великим гарантованим зазором. Посадки H7/d8, D8/h7 належать до числа посадок підвищеної точності – впускні та випускні клапани в напрямних втулках двигунів внутрішнього згорання, поршневі кільця в канавках поршня та ін.).

Посадка H8/c8 використовується для поршнів у двигунах внутрішнього згорання.

### Література

1. Взаємозамінність та технічні виміри: навч. посіб. для вищ. навч. закл. освіти / Г. О. Іванов, Д. В. Бабенко, С. І. Пастушенко, О. В. Гольдшмідт. – К.: Видавництво “Аграрна освіта”, 2006. – 335 с.

2. Практикум з дисципліни “Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання: навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. освіти / [Г. О. Іванов, В. С. Шобанін, Д. В. Бабенко та ін.; за ред. Г. О. Іванова і В. С. Шобаніна.]. – К.: Видавництво „Аграрна освіта”, 2008. – 648 с.

3. Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання : підр. для вищ. навч. закл. освіти / Г. О. Іванов, В. С. Шобанін, Д. В. Бабенко, С. І. Пастушенко; за ред. Г. О. Іванова і В. С. Шобаніна – К.: Видавництво „Аграрна освіта”, 2010. – 503 с.

4. Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання. Навчально-методичний комплекс : навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. освіти / [Г. О. Іванов, В. С. Шобанін, Д. В. Бабенко та ін.; за ред. Г. О. Іванова, В. С. Шобаніна і І. М. Бендери]. – Миколаїв, 2014. – 576 с.

**УДК. 006**

## **ЗАСТОСУВАННЯ ПОСАДОК З ГАРАНТОВАНИМ НАТЯГОМ**

*В. М. Качан, студент*

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

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

*Миколаївський національний аграрний університет*

Посадки з натягом призначаються для утворення нерухомих нерознімних з'єднань. Відносна нерухомість деталей при таких посадках досягається за рахунок напруг, що виникають у матеріалі сполучених деталей внаслідок деформацій їх контактних поверхонь.

Іноді при передачі великих обертаючих моментів, щоб розвантажити поверхні, які контактують, застосовують додаткові кріпильні деталі (шпонки, гвинти, штифти). При одному й тому самому натягу міцність з'єднання залежить від матеріалу, розмірів деталей, шорсткості сполучених поверхонь, способу з'єднання деталей, швидкості запресування тощо.

Розрізняють такі основні способи складання деталей в посадках з натягом: складання під пресом при нормальній температурі; складання з попереднім розігрівом охоплюючої деталі або охолодженням охопленої деталі до певної температури. У кожному конкретному випадку вибір способу складання визначається конструктивними міркуваннями (форма, розміри та ін.).

Складання під пресом – найбільш відомий і найпростіший процес, що застосовується переважно при відносно невеликих натягах (до  $0,001 d_n$ ). Недоліки способу: нерівномірність деформації деталей, можливість їх пошкодження, потреба у потужних пресах.

Складання способом термічних деформацій застосовується як при відносно великих, так і при невеликих натягах і дає вищу якість з'єднання за рахунок менших пошкоджень деталей.

Комбінований спосіб з'єднання – за рахунок нагрівання отвору й охолодження вала – застосовується тоді, коли самого нагрівання чи самого охолодження недостатньо.

Оскільки надійність посадки з натягом залежить від багатьох факторів (конструктивних, технологічних та ін.), то у важливих випадках обрану посадку слід перевіряти експериментально.

Посадка вважається придатною, якщо при найменшому натягу гарантується нерухомість з'єднання, а при найбільшому – міцність з'єднаних деталей. За цих умов з'єднання передаватиме заданий крутний момент або осьову силу, а деталі, не руйнуючись, витримуватимуть викликані натягом напруги.

Посадки H/p, P/h характеризуються нормальним гарантійним натягом, для них встановлено точніші квалітети (вали 4...6, отвори 6...7). Застосовуються: коли T або  $F_a$  малі; для точних з'єднань; для центрування великогабаритних деталей, що важко навантажені або швидко обертаються.

Посадки H/r, R/h, H/s, S/h, H/t, T/h характеризуються помірним натягом у межах  $(0,0002 \dots 0,0006) d$  і забезпечують передачу навантаження середньої величини без додаткового кріплення.

Встановлені для квалітетів (вали 5...7, отвори 6...7).

Приклади: зубчасті колеса на проміжному валу коробки переміни передач вантажних автомобілів з додатковим кріпленням шпонкою; шестерня на валу масляного насоса трактора з додатковим кріпленням шпонкою та ін.

Посадки H/u, U/h, H/x, H/z характеризуються більшим натягом  $(0,001 \dots 0,002) d$  і призначаються для з'єднань, на які діють важкі динамічні навантаження і застосовуються, як правило, без додаткового кріплення деталей з'єднання у 6-му, іноді в 7-му квалітеті (втулка поворотного кулака трактора; втулка важеля очищення зернозбирального комбайну та ін).

Приклади застосування посадок наведено на рис. 1.

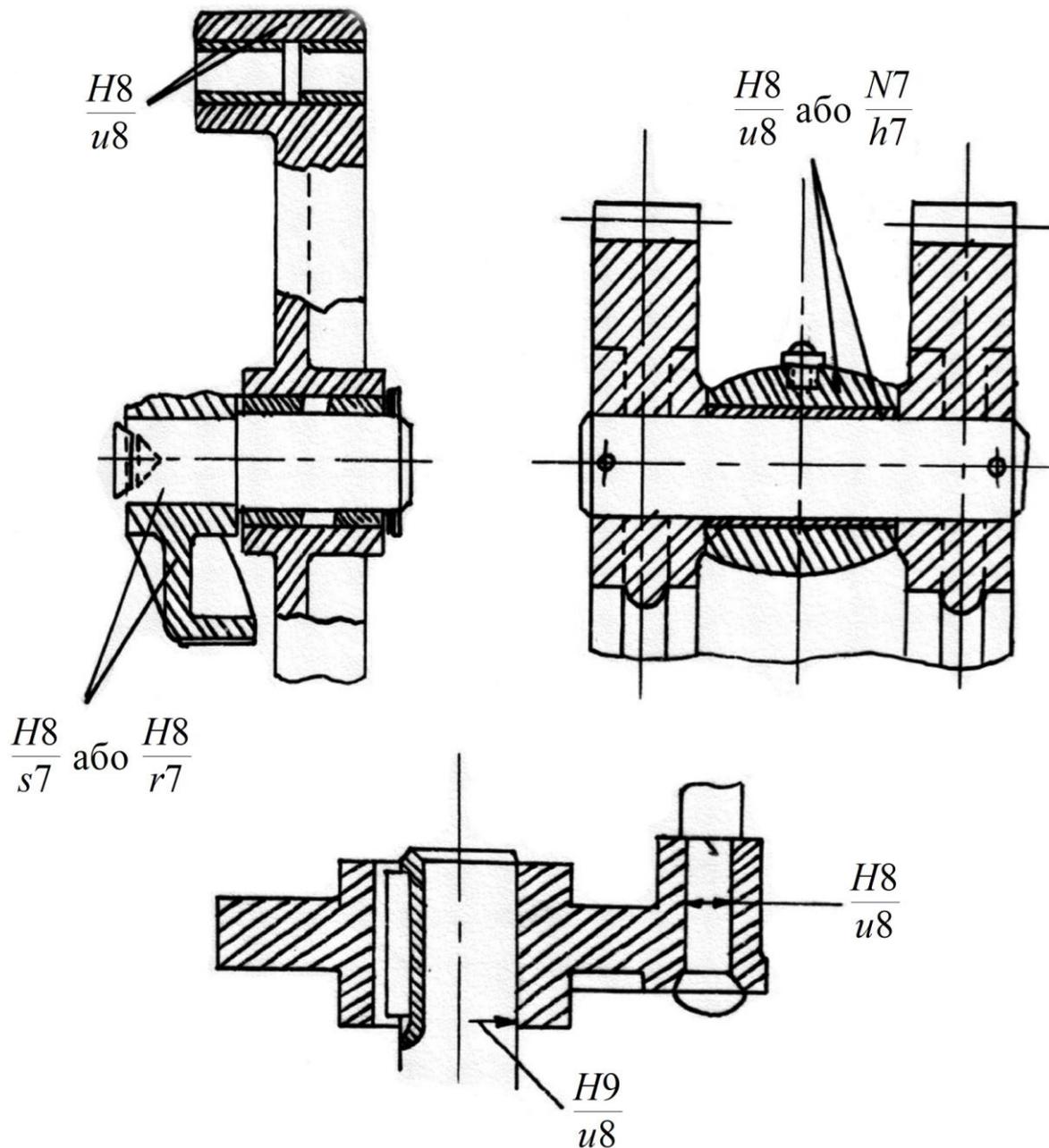


Рис. 1. Приклади застосування посадок з натягом: а – важіль приводу зернозбирального комбайну; б – кривошипні шестерні сінного преса; в – кривошип косарки для косозубчастого циліндричного, прямозубчастого конічного і черв'ячного коліс

### Література

1. Взаємозамінність та технічні виміри: навч. посіб. для вищ. навч. закл. освіти / Г. О. Іванов, Д. В. Бабенко, С. І. Пастушенко, О. В. Гольдшмідт. – К.: Видавництво “Аграрна освіта”, 2006. – 335 с.

2. Практикум з дисципліни “Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання: навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. освіти / [Г. О. Іванов, В. С. Шибанін, Д. В. Бабенко та ін.; за ред. Г. О. Іванова і В. С. Шибаніна.]. – К.: Видавництво „Аграрна освіта”, 2008. – 648 с.

3. Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання : підр. для вищ. навч. закл. освіти / Г. О. Іванов, В. С. Шибанін, Д. В. Бабенко, С. І. Пастушенко; за ред. Г. О. Іванова і В. С. Шибаніна – К.: Видавництво „Аграрна освіта”, 2010. – 503 с.

4. Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання. Навчально-методичний комплекс : навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. освіти / [Г. О. Іванов, В. С. Шибанін, Д. В. Бабенко та ін.; за ред. Г. О. Іванова, В. С. Шибаніна і І. М. Бендери]. – Миколаїв, 2014. – 576 с.

## ВИБІР І ПРИЗНАЧЕННЯ ПЕРЕХІДНИХ ПОСАДОК

*М. О. Літньовський, студент*

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

*Миколаївський національний аграрний університет*

Перехідні посадки часто використовуються у тих випадках, коли потрібно забезпечити, з одного боку, якісне центрування у парі і, з другого боку, можливість розбирання у процесі експлуатації з'єднання.

Натяги у перехідних посадках відносно малі і, як правило, не вимагають перевірки деталей на міцність. Зазори у перехідних посадках також відносно малі. Таким чином, перехідні посадки характеризуються наявністю або зазору, або натягу. Перехідні посадки встановлено у відносно точних квалітетах: вали в 4-му – 7-му, отвори в 5-му – 8-му. Отвори у перехідних посадках, як правило, застосовують на один квалітет грубіші від вала. Основний ряд перехідних посадок утворюється валами 6-го і отворами 7-го квалітетів.

Розрахунок перехідних посадок полягає у визначенні ймовірних зазорів і натягів та їх процентного співвідношення. Розраховуючи посадки, звичайно виходять з нормального закону розподілу розмірів деталей при виготовленні. Розподіл зазорів і натягів також підлягає нормальному закону розподілу (рис.1).

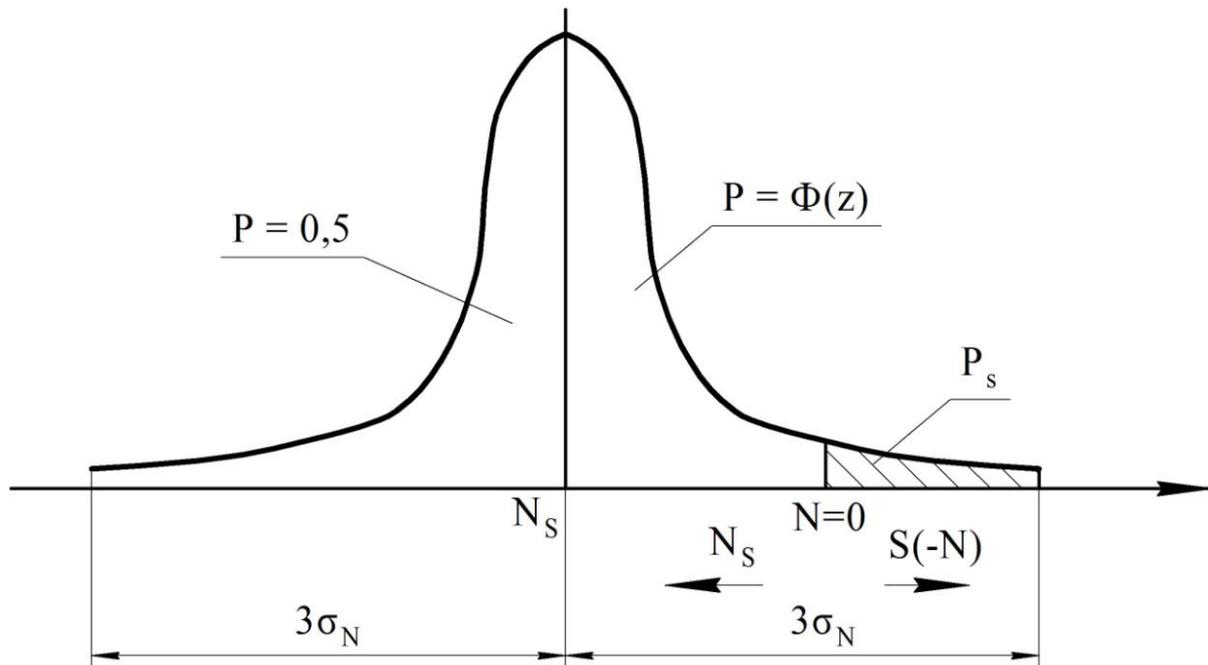


Рис. 1. Схема співвідношення зазорів та натягів у перехідній посадці

Розглянемо методику розрахунку перехідних посадок на прикладі такого

з'єднання:  $\varnothing 65 \frac{H7(+0,030)}{h6(+0,039/+0,020)}$ .

1. Визначаємо величину граничних натягів (зазорів):

$$N_{max} = es - EI = 39 - 0 = 39 \text{ мкм};$$

$$N_{min} = ei - ES = 20 - 30 = -10 \text{ мкм}.$$

2. Знаходимо величину середнього натягу:

$$N_c = \frac{N_{max} + N_{min}}{2} = \frac{39 + (-10)}{2} = 14,5 \text{ мкм}.$$

3. Допуски деталей дорівнюють:

$$T_D = ES - EI = 30 - 0 = 30 \text{ мкм};$$

$$T_d = es - ei = 39 - 20 = 19 \text{ мкм}.$$

4. Визначаємо середнє квадратичне відхилення натягу:

$$\sigma_N = \frac{1}{6} \sqrt{T_D^2 + T_d^2} = \frac{1}{6} \sqrt{30^2 + 19^2} = 5,9 \text{ мкм}.$$

5. Межа інтегрування ( коефіцієнт ризику) складає:

$$Z = \frac{N_c}{\sigma_N} = \frac{14,5}{5,9} = 2,46$$

6. За знайденим значенням  $Z$  визначаємо за таблицями функцію  $\Phi_z$ , яка

дорівнює  $\Phi_z=0,493$ .

7. Ймовірність появи натягів визначається за такими залежностями:

$$P_N = 0,5 + \Phi_z, \text{ якщо } Z > 0;$$

$$P_S = 0,5 - \Phi_z, \text{ якщо } Z < 0.$$

У даному прикладі:

$$P_N = 0,5 + \Phi_z = 0,5 + 0,493 = 0,993.$$

8. Ймовірність появи зазорів:

$$P_S = 1 - P_N = 1 - 0,993 = 0,007$$

Перехідні посадки утворюються сполученням полів допусків, складених сполученням основних відхилень  $J_s(j_s)$  до  $N(n)$  і квалітетів.

Посадки  $H/j_s$ ;  $J_s/h$  характеризуються тим, що для них ймовірнішим є зазор, але можливі й невеликі натяги. Такі посадки застосовуються, якщо при центруванні деталей допускаються невеликі зазори або потрібно забезпечити легке складання. До них належать:  $H7/j_6$ ;  $J_7/h_6$ .

Приклади: невеликі шківни і ручні маховики на кінцях валів; конусна втулка у підшипнику передньої бабки токарних верстатів.

Для посадок  $H/k$ ;  $K/h$  ймовірність одержання зазорів і натягів однакова.

Посадки  $H7/k_6$ ;  $K7/h_6$  застосовуються в зубчастих колесах на валах редукторів верстатів та інших машин, у втулках головок шатунів тракторних двигунів та ін. Посадки  $H6/k_5$ ;  $K6/h_5$  - підвищеної точності (поршневий палець у бобишках поршня).

Посадки  $H/m$ ;  $M/h$  переважно забезпечують натяг. Ймовірність одержання зазорів відносно мала. Посадки  $H7/m_6$ ;  $M7/h_6$  застосовуються для нерухомих з'єднань деталей на валах, які швидко обертаються (зубчасті колеса на валах редукторів; посадки деталей на кінцях валів електромашин та ін).

Посадки  $H/n$ ;  $N/h$  - найміцніші з перехідних посадок. Зазори при складанні практично не виникають. Застосовуються у важконавантажених зубчастих колесах; у втулках штовхача у блоці циліндрів тракторного двигуна тощо.

Приклади застосування перехідних посадок наведено на рис. 2.

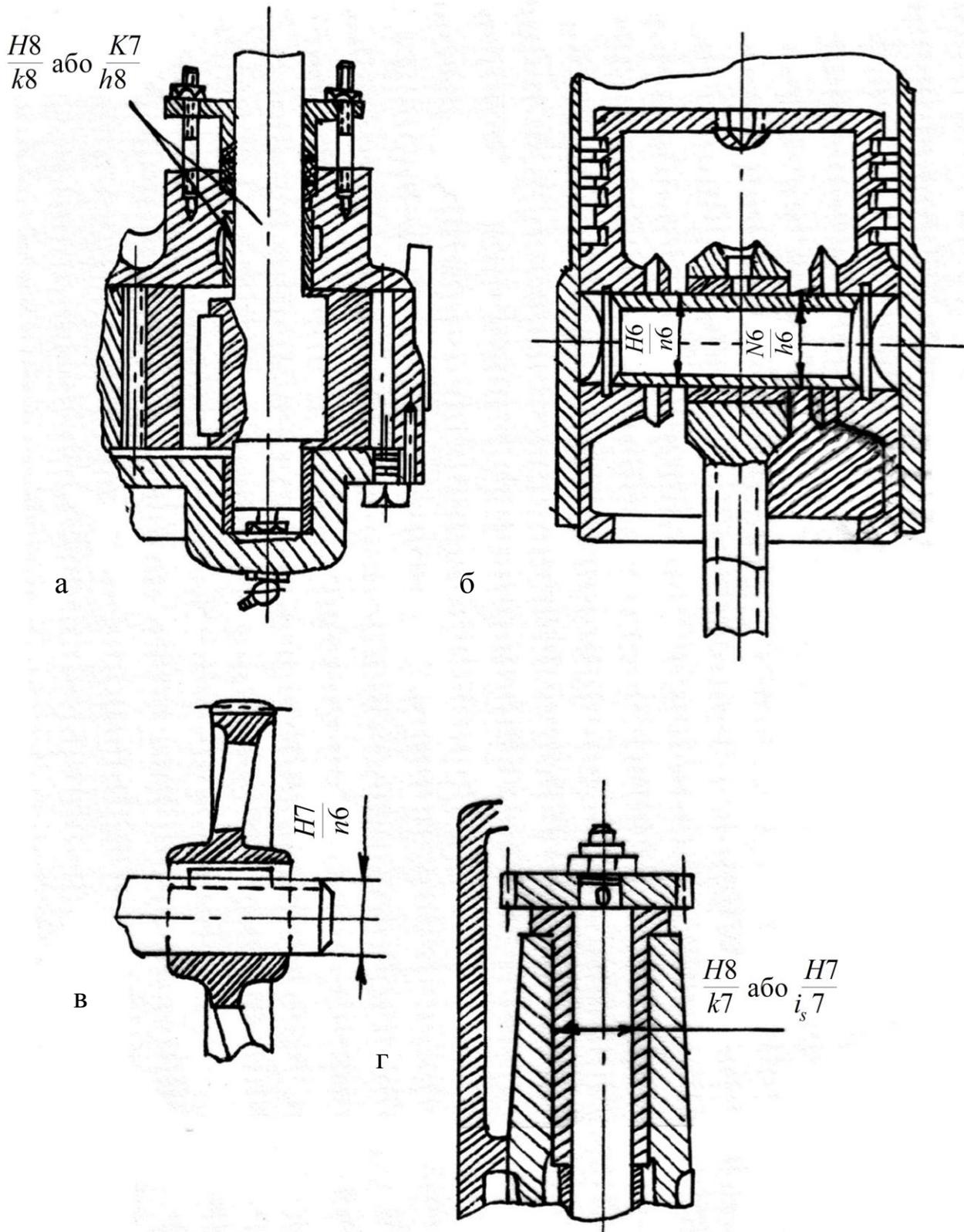


Рис. 2. Приклади перехідних посадок: а – шестеренчастий насос; б – вузол кривошипно-шатунного механізму трактора; в – кріплення зубчастого колеса; г – вузол масляного насоса трактора

### Література

1. Взаємозамінність та технічні виміри: навч. посіб. для вищ. навч. закл. освіти / Г. О. Іванов, Д. В. Бабенко, С. І. Пастушенко, О. В. Гольдшмідт. – К.: Видавництво “Аграрна освіта”, 2006. – 335 с.

2. Практикум з дисципліни “Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання: навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. освіти / [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.

3. Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання : підр. для вищ. навч. закл. освіти / Г. О. Іванов, В. С. Шебанін, Д. В. Бабенко, С. І. Пастушенко; за ред. Г. О. Іванова і В. С. Шебаніна – К.: Видавництво „Аграрна освіта”, 2010. – 503 с.

4. Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання. Навчально-методичний комплекс : навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. освіти / [Г. О. Іванов, В. С. Шебанін, Д. В. Бабенко та ін.; за ред. Г. О. Іванова, В. С. Шебаніна і І. М. Бендери]. – Миколаїв, 2014. – 576 с.

**СЕКЦІЯ «ТЕОРІЯ ТА ПРАКТИКА  
ВЗАЄМОЗАМІННОСТІ І СТАНДАРТИЗАЦІЇ»**

**УДК 630.171.075.3**

**МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ РЕСУРСУ ЗА ДИНАМІКОЮ  
ЗНОШУВАННЯ ДЕТАЛЕЙ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ**

*А. О. Богатко, студент*

*О. М. Бистрий, старший викладач*

*Національний університет біоресурсів і природокористування України, м.  
Київ*

Анотація – в статті представлено результати аналітичних положень опису методики визначення ресурсу за динамікою зношування деталей зернозбиральних комбайнів.

Ключові слова – деталь, зношування, наробіток, комбайн, спрацювання, ресурс.

Постановка проблеми. Розподіл ресурсу поверхні, що зношується, її середній і  $\gamma$ -відсотковий показники необхідно визначати за динамікою зношування при спрацюванні, яка рівна граничному значенню  $U=U_{гр}$ . Якщо деталь має одну поверхню, що зношується, то ресурс деталі рівний ресурсу поверхні.

В загальному випадку деталь має декілька поверхонь, що зношуються.

Аналіз останніх досліджень. Початкові дані про результати обстеження деталей, що мають, декілька поверхонь, які зношуються, рекомендується представити у вигляді [1]:

$$(\tau_1, u_{11}, u_{12}, \dots, u_{1k}), \dots, (\tau_N, u_{N1}, \dots, u_{Nk}),$$

де  $\tau_i$  – наробіток  $i$ -ої деталі;

$u_{ij}$  – спрацювання  $j$ -ої поверхні  $i$ -ої деталі;

$k$  – кількість поверхонь;

$N$  – об'єм вибірки.

Для визначення довговічності таких деталей застосовується узагальнене спрацювання деталі  $\tilde{U}$ , яке рівне найбільшому із спрацювань її поверхонь, що вимірюється в частках свого граничного спрацювання [2]:

$$\tilde{U}_i = \max(u_{i1}/U_{гп1}, u_{i2}/U_{гп2}, \dots, u_{ik}/U_{гпk}),$$

де  $U_{гп1}, U_{гпk}$ , - граничні спрацювання поверхонь.

Це дає можливість визначити відповідно  $\tilde{t}(\tilde{U})$  і  $t_\gamma(\tilde{U})$ , які характеризують узагальнену динаміку спрацювання деталі, що дозволить визначити відповідно до [3] ресурс деталі в цілому. Узагальненим граничним спрацюванням буде значення  $\tilde{U}_{гп} = 1$ .

Раптові (не пов'язані із спрацюванням) відмови враховуються аналогічно, для чого їх узагальнене спрацювання  $\tilde{U}$  слід прийняти рівним  $\tilde{U} = \tilde{U}_{гп} = 1$ .

Формулювання цілей статті. Динаміку зношування необхідно використати і при визначенні граничних спрацювань. Для встановлення граничного спрацювання деталей і спряжень передбачено три критерії: технічний, технологічний і економічний. В той же час основним критерієм для деталей певної частини машин, залежно від їх призначення, буде лише один, решта ж двоє критеріїв матиме допоміжне, контрольне значення. Зокрема, для деталей механічних передач, що становлять переважну більшість деталей будь-якої машини, таким основним критерієм є технічний, а економічний критерій застосовується в основному при обґрунтуванні величин допустимого спрацювання.

Основна частина. Для деталей, у яких основним критерієм є технічний, знання динаміки їх зношування дозволяє визначити величину граничного спрацювання в зоні переходу від періоду нормальної експлуатації до аварійного зношування (рис. 1).

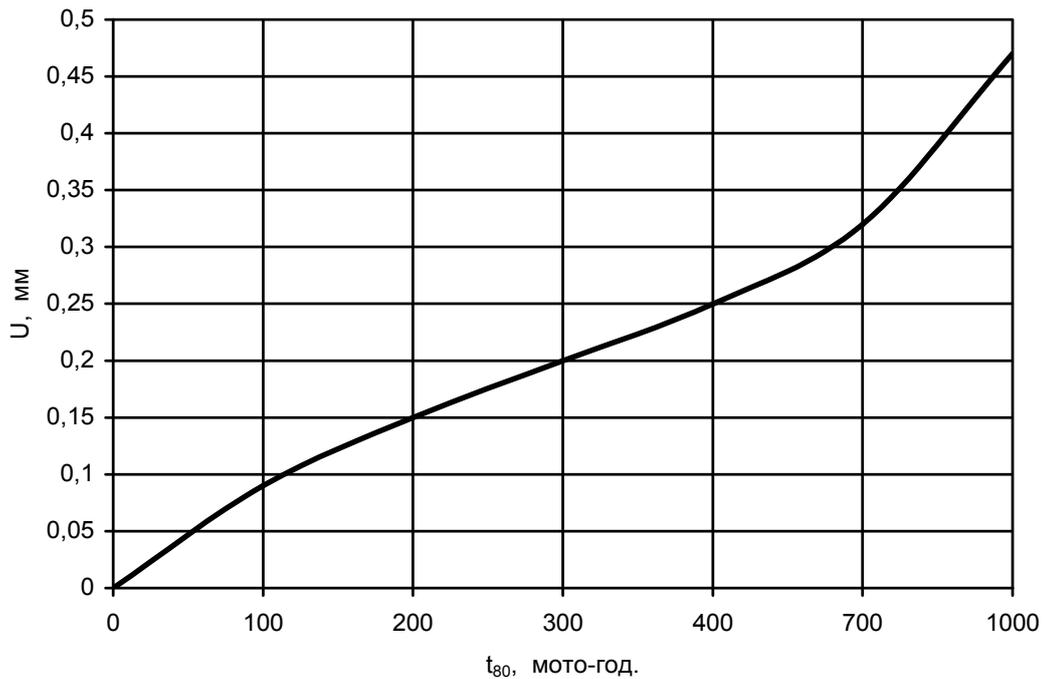


Рис. 1 – Типова динаміка зношування поверхонь під підшипники деталей типу “вал” зернозбиральних комбайнів КЗС-9М-01 “Славутич”.

При недостатній інформації на рівні граничного спрацювання (тобто мала кількість деталей із спрацюванням вище граничного), що не дає можливості достовірно встановити зону переходу від першого періоду зношування до другого, необхідно оцінювати нижню межу граничного спрацювання, що відповідає найбільшому значенню спрацювання, яке необхідно віднести до першого періоду. У разі відсутності другого періоду поступають таким же чином. Критерієм недостатці інформації на рівні граничного спрацювання є ширина довірчих інтервалів. Величину спрацювання, при якій нижня 80% довірна межа динаміки перестає зростати, необхідно прийняти за межу зони недостатці інформації.

При частці відмов  $r_2/N \leq 0,2 - 0,3$ , що спостерігається вельми часто при побудові динаміки зношування в зоні очікуваного граничного спрацювання, точність оцінки 80%-го наробітку  $t_{80}$  істотно вища за точність оцінки середнього  $\bar{t}$ . Тому необхідно для визначення граничного спрацювання використовувати динаміку  $t_{80}(U)$ .

Якщо з апріорної інформації відомий вид закону розподілу наробітку деталей на довільному рівні спрацювання, то рекомендується застосувати метод максимальної правдоподібності. При цьому параметри розподілу необхідно визначати з умови максимуму функції правдоподібності, яка у випадку двосторонньо цензурованої вибірки має вигляд:

$$L(t) = \prod_{i=1}^{r_1} F(\tau_i) \prod_{i=r_1+1}^{r_2} f(\tau_i) \prod_{i=r_2+1}^N [1 - F(\tau_i)], \quad (1)$$

де  $F(\tau_i)$  – функція розподілу;  $f(\tau_i)$  – щільність розподілу.

Максимум функції правдоподібності необхідно визначати з умови рівності нулю її часткових похідних за невідомими параметрами.

Для розрахунку параметрів розподілу наробітку рекомендується використати розподіл Вейбулла-Гнеденко в двопараметричній формі:

$$F(t) = \begin{cases} 1 - \exp\left[-\left(\frac{t}{a}\right)^b\right], & t > 0, \\ 0 & t < 0 \end{cases}, \quad (2)$$

де  $a$  – параметр масштабу розподілу Вейбулла-Гнеденко;  $b$  – параметр форми розподілу Вейбулла-Гнеденко.

Якщо з апріорної інформації відомо, що для деякої конкретної задачі розподіл Вейбулла непридатний, слід використовувати непараметричну методу. В обґрунтованих випадках допустимо також використовувати інші, відмінних від Вейбулла-Гнеденко, законів розподілу.

Параметри розподілу Вейбулла-Гнеденко за методом максимальної правдоподібності необхідно визначати із системи рівнянь:

$$\begin{cases} \frac{a}{b} \frac{\partial \ln L}{\partial a} = -\sum_{i=1}^{r_1} \frac{(\tau_i/a)^b}{\exp[(\tau_i/a)^b] - 1} + \sum_{i=r_1+1}^N (\tau_i/a)^b - (r_2 - r_1) = 0 \\ \frac{\partial \ln L}{\partial b} = \sum_{i=1}^{r_1} \frac{(\tau_i/a)^b \ln(\tau_i/a)}{\exp[(\tau_i/a)^b] - 1} + \sum_{i=r_1+1}^{r_2} \ln(\tau_i/a) + \frac{r_2 - r_1}{b} - \sum_{i=r_1+1}^N (\tau_i/a)^b \times \ln(\tau_i/a) = 0. \end{cases}, \quad (3)$$

Для підвищення точності розрахунків динаміки зношування необхідно проводити в два етапи.

На першому етапі визначити значення параметра форми для всіх розрахункових рівнів спрацювання  $b(U_j)$  і визначити за допомогою

згладжування залежність  $b(U)$ . При обмежених об'ємах інформації точність оцінки параметра форми  $b$  на рівні максимального спрацювання  $U_j$  (для яких частка деталей, що відмовили  $r_2/N \leq 0,1-0,15$ ) недостатня, і тому залежність  $b(U)$  в цій області спрацювань необхідно визначити методом екстраполяції.

На другому етапі значення параметра форми  $b$  для кожного розрахункового рівня спрацювання  $U_j$  взяти із згладженої залежності  $b(U)$  і при прийнятому значенні  $b$  визначити значення параметра масштабу  $a$ .

Середній  $\bar{t}$  і гамма-відсотковий  $t_\gamma$  наробітки необхідно визначати через параметри  $a$  і  $b$  за формулами:

$$\bar{t} = a\Gamma\left(1 - \frac{1}{b}\right) \text{ і } t_\gamma = a(-\ln \gamma)^{1/b} \quad (4)$$

Відповідно отримана залежність  $\bar{t}(U)$  або  $t_\gamma(U)$  і є шуканою динамікою зношування.

Точність оцінки динаміки зношування визначається шириною довірчих інтервалів для оцінок середніх  $\bar{t}$  і 80%-вих  $t_{80}$  наробіток, які рекомендується визначити методом максимальної правдоподібності за цензурованими вибірками з розподілу Вейбулла-Гнеденко.

В цій методиці довірчі інтервали встановлено для рівнів спрацювання  $U_j$ , у яких  $r_2 N \leq 0,4$ , що охоплює частину динаміки зношування, яка визначає довговічність деталей.

Порядок розрахунку довірчих інтервалів оцінок  $\bar{t}$  і  $t_{80}$  (для кожного розрахункового рівня спрацювання  $U_j$ ) наступний.

При розрахунку величини  $r_2$ ,  $b$  і  $t_{80}$  відомі, а довірчу ймовірність  $P$  приймати рівною 0,8 або 0,9. За номограмою (рис. 2) визначають, при прийнятій величині параметра форми  $b$  і довірчої ймовірності  $P$ , значення  $\varepsilon'_n$  і  $\varepsilon'_e$ . Рекомендується приймати  $P=0,8$ .

Визначають нижні і верхні відносні похибки оцінок  $t_{80}$ :

$$\varepsilon_e^{80} = (1 - \varepsilon'_e)^{1/b} - 1, \quad \text{і} \quad \varepsilon_n^{80} = (1 - \varepsilon'_n)^{1/b} - 1, \quad (5)$$

де  $b$  – значення параметра форми при  $U=U_j$ .

Визначають нижні і верхні відносні похибки оцінок  $\bar{t}$ :

$$\begin{aligned} \bar{\varepsilon}_e &= \begin{cases} \varepsilon_e^{80} + 0,12 - 0,4r/N, & \text{при } r/N \leq 0,3 \\ \varepsilon_e^{80} & \text{при } r/N > 0,3 \end{cases}; \\ \bar{\varepsilon}_n &= \begin{cases} \varepsilon_n^{80} + 0,12 - 0,4r/N, & \text{при } r/N \leq 0,3 \\ \varepsilon_n^{80} & \text{при } r/N > 0,3 \end{cases} \end{aligned} \quad (6)$$

Довірчі межі оцінок  $t_{80}$  і  $\bar{t}$  визначають за формулами:

$$\begin{cases} t_{80н} = t_{80}(1 + \varepsilon_n^{80}); \\ t_{80в} = t_{80}(1 + \varepsilon_b^{80}); \\ \bar{t}_н = \bar{t}(1 + \bar{\varepsilon}_н); \\ \bar{t}_в = \bar{t}(1 + \bar{\varepsilon}_в), \end{cases} \quad (7)$$

де  $t_{80}$ ,  $\bar{t}$  – точкові оцінки  $t_{80н}$ ,  $\bar{t}_н$  – нижні, а  $t_{80в}$ ,  $\bar{t}_в$  – верхні довірчі межі 80%-го і середнього наробітку, відповідно.

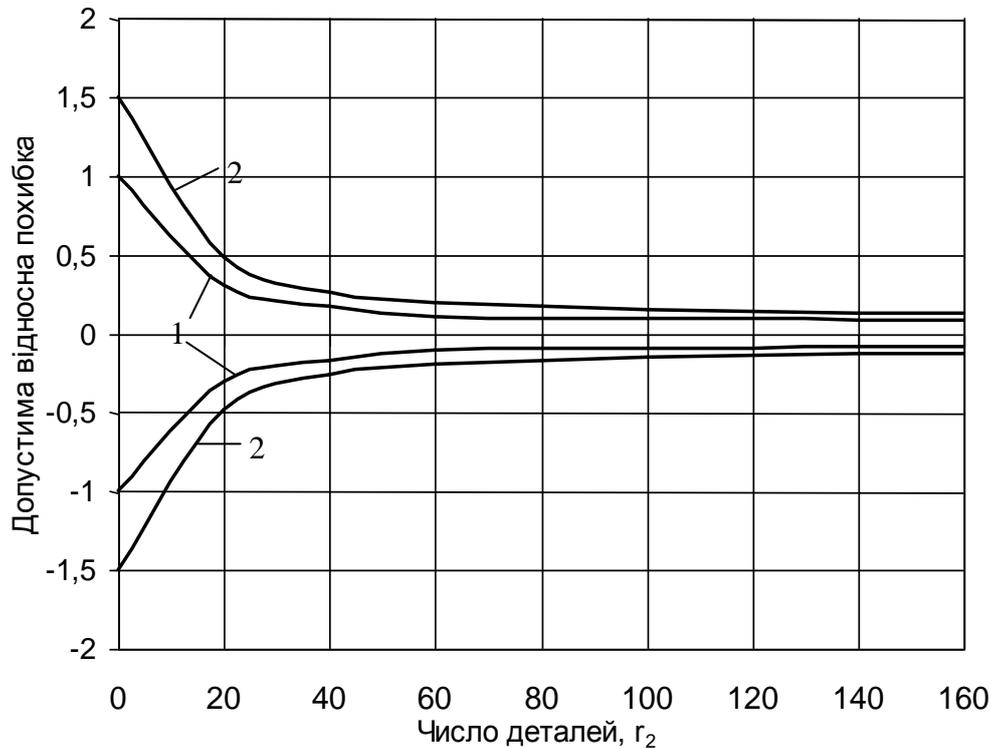


Рис. 2 – Відносні похибки при  $b=1$ : 1 – довірна ймовірність  $P=0,8$ ; 2 – довірна ймовірність  $P=0,9$ .

Описані вище довірчі інтервали оцінок  $t_{80}$  і  $\bar{t}$  знайдені методом статистичного моделювання для вибірок, об'єм яких лежить в межах  $30 \leq N \leq 100$ .

Знаходження необхідного об'єму спостережень є зворотною задачею по відношенню до визначення довірчих інтервалів. Цим і пояснюється описаний порядок визначення необхідного об'єму спостережень  $N$ .

Висновки. Разом з оцінкою граничного спрацювання  $U_{гр}$ , яка отримана вище, необхідно також враховувати обмеження на величину  $U_{гр}$ , які залежать від: порушенням умов міцності деталей, функціональними порушеннями у зв'язку із спрацюванням і порушеннями умов праці.

Їх значимість не слід перебільшувати, оскільки мікрометражу піддаються деталі роботоздатних машин. Тому необхідно враховувати і два інші критерії, за умови, що розглядаються деталі, для яких основним критерієм є технічний.

### Література

1. Молодик М.В. Оцінювання надійності машин при експлуатації, технічному обслуговуванні і ремонті / М.В. Молодик // Механізація та електрифікація сільського господарства. – Глеваха: “ННЦ ІМЕСГ”, 2008. – Вип. 92. – С. 381–389.

2. Гринченко А.С. Прогнозирование ресурса на основе регрессионных моделей накопления деформационных повреждений / А.С. Гринченко, А.И. Алферов, А.П. Лупандина, Ю.Д. Красников // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Харків, 2009. – Вип. 80 “Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва”. – С. 33–39.

3. Клімов П.М. Обґрунтування режимів і розробка засобів контролю технічного стану машинно-тракторних агрегатів вібродіагностуванням : Дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук ; 05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва / Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. Петра Василенка // Клімов Павло Миколайович. – Харків, 2008. – 152 с.

4. Розробити наукові основи та рекомендації щодо формування інформаційної бази даних матеріально-технічних і енергетичних ресурсів : звіт про НДР (заключний) / Національний університет біоресурсів і природокористування України. – № держ. реєстр. 0107U012058 ; № держ. обл. 0209U002599. – К., 2014. – 119 с.

## ЩОДО ЗМЕНШЕННЯ ПОХИБКИ ДІАМЕТРАЛЬНИХ РОЗМІРІВ ПРИ ОБРОБЦІ НА УНІВЕРСАЛЬНИХ ТОКАРНИХ ВЕРСТАТАХ

*В. В. Шевчук, С. А. Ткачов, студенти*

*А. В. Васильєв, кандидат технічних наук, доцент*

*Полтавський національний технічний університет імені Юрія  
Кондратюка*

Метою цього дослідження є вирішення проблеми підвищення точності токарно-гвинторізного верстата, який дасть змогу обробляти поверхні деталей з більшою якістю і необхідною точністю.

В зв'язку із спрацюванням ходових гвинтів не можливо досягти фіксованої величини подачі суппорта, що знижує точність оброблювальної поверхні деталі, що призводить до збільшення бракованих деталей.

Точність звичай досягається шляхом повороту лімба поперечної подачі із шкалою ціна поділки якого, для верстата 1И611П, становить 0.025 мм. Переміщуючи супорт на задану величину, ми очікуємо отримати передбачений розмір, але лімб має поправку 0.5 на діаметр, що призводить до підвищення похибки на дієному діаметрі.

Підвищити точність даної групи верстатів можна шляхом радіального переміщення каретки верстата з ріжучим інструментом. Згідно із цим методом каретку попередньо потрібно відхилити від нульового положення на певний кут повороту ( $2^{\circ}..5^{\circ}$ ). Потрібно зазначити, що при малому куті повороту каретки, точність підвищується.

Для забезпечення руху різальної кромки різця у радіальному напрямку АВ, де передбачаються переміщення в межах 0,01 – 0,06 мм, складно забезпечити безпосередньо радіальним рухом супорта з ціною поділки 0,025 мм. Нами запропоновано розвернути різцеві салазки під деяким кутом,

наприклад, як вказано в межах  $2...5^0$ . Забезпечення руху в радіальному напрямку АВ здійснюємо шляхом переміщення у напрямку АС. Якщо розглянути прямокутний трикутник АВС, забезпечуємо переміщення за напрямком по катету АВ шляхом руху по гіпотенузі АС. Аналітично переміщення різального інструменту можна розрахувати через тригонометричні залежності за допомогою добутку косинуса кута повороту супорта та величини повздовжнього переміщення каретки супорта. Загальна формула переміщення має вигляд:

$$\cos \alpha = \frac{AC}{AB} \quad (1)$$

де  $\cos \alpha$  – це кут повороту супорта;

АС- це величини повздовжнього переміщення каретки супорта;

АВ- це величина зміщення різального інструмента.

При точності лімба поперечної подачі супорта в 0.025 мм та лімба повздовжньої подачі каретки 0.025, за рахунок цього методу ми зможемо підвищити точність верстата до 0.01, що призводить до зменшення браку та значно підвищує якість та точність виготовлених деталей, без заміни наявного обладнання

Одночасно пропонуємо підвищувати точність одержання розмірів, закріпивши паралельно радіальному переміщенню різцевих салазок електронний штангенциркуль та продублюємо координати переміщення ріжучого інструмента на екран цифрового приладу.

Але проблемою є користування змінними параметрами показу електронного штангенциркуля. Розвиток елементної бази електронних вузлів дозволяє виводити чисельні значення показань штангенциркуля на цифрову шкалу, яка розташована у зручному місці перед очима токаря на повздовжньому супорті верстата.

Висновок. Запропонований метод руху під кутом каретки супорта верстата контролю переміщенні каретки, за допомогою електронно-вимірювальних приладів, дав змогу використовувати приховані можливості та

підвищити точність верстата не замінюючи матеріальну базу, яким можна досягти обробку поверхні 6,7 квалітету.

### Література

1. Решетов Д. Н., Портман В. Т. Точность металлорежущих станков. — М.: Машиностроение, 1986. — 336 с.
2. Пуша – М: Машиностроение, 1985 – 256 с. Металлорежущие станки: Учебник для машиностроительных вузов // Под ред. В.Э.
3. Довідниково-інформаційний фонд циклу електротехнічних дисциплін, ЖВПТ ДНУ, 2007.
4. Mechanics of Materials (Mcgraw-Hill Series in Mechanical Engineering) by Ferdinand P. Beer, E. Russell Johnston Jr., John T. DeWolf.
5. Maschinelle Putztechnik fur mehr Produktivitat // Baugewerbe. – 1990. – № 13-14. – S.18, 23–25 (нем).

УДК 621.793.8

## ХАРАКТЕРНІ ДЕФЕКТИ ТА ТЕХНОЛОГІЯ ВІДНОВЛЕННЯ ЛАП КУЛЬТИВАТОРІВ

*В. А. Довгалюк, студент*

*А. В. Новицький, кандидат технічних наук, доцент*

*Національний університет біоресурсів і природокористування України, м.  
Київ*

Важливим напрямком підвищення ефективності використання техніки, економії матеріалів, паливно-енергетичних і трудових ресурсів у виробничій і аграрній сфері є відновлення зношених деталей. Економічна доцільність відновлення деталей обумовлена, перш за все, можливістю повторного неодноразового використання до 60-70% деталей машин та обладнання сільськогосподарського виробництва. Вартість відновлених деталей не перевищує 75% ціни нових, а витрата металу в 15-20 разів нижче, ніж при їх виготовленні. Особливий інтерес як об'єкт відновлення представляють стрілчасті лапи культиваторів, оскільки їх технічний стан істотно впливає на енерговитрати і врожайність сільськогосподарських культур. При експлуатації вони зазнають інтенсивного абразивного зношування і стають непрацездатними.

Вивчення літературних джерел показує, що понад 60% стрілчастих лап культиваторів втрачають працездатність в результаті зносу носка на 30 мм і крил по ширині на 15 мм. Існуючі способи відновлення досить трудомісткі, при цьому ресурс цих робочих органів становить 70 ... 90% від нових деталей.

Технологія відновлення стрілчастих лап культиваторів повинна бути високопродуктивною, економічно доцільною, мінімальною за трудомісткістю і забезпечувати при цьому підвищені агротехнічні властивості. Нами

пропонується ефективний метод відновлення стрілчастих культиваторних лап в умовах ремонтних майстерень, який включає наступні технологічні операції: миття, дефектування, слюсарна операція (відрізання зношеної частини); пресова; термічна (відпуск); хіміко-термічна обробка (борирування); гальванічна; заточувальна; зварювальна; контрольна.

Зношену частину леза лапи культиватора видаляють шліфувальним відрізним кругом А24SBF по ГОСТ 23182-78 за допомогою кутової шліфувальної машини МШУ-2-230. Кутову пластину виготовляють шляхом вигину, під кутом  $65^\circ$ , смуги товщиною 5 мм сталі 30, за допомогою кривошипно-механічного преса КД2128 К. Ріжучу крайку пластини слід заточити під кутом  $i = 12^\circ$  на універсально - заточувальному верстаті ЗД642Е.

Після попередньої ізоляції приварювальні крайки гальванічною міддю, кутову пластину піддають електролізному борируванню за наступним режимом:  $T = 1194$  К;  $i_k = 0,22$  А/см<sup>2</sup>;  $t = 1,74$  год. Після завершення борирування поверхню кутової пластини, яка вкрита шаром застиглого шлаку, для його відділення опускають у ванну з водою. Зміцнену заготовку приварюють до відновлюваної деталі суцільним швом ручним електродуговим зварюванням електродами типу ЭА-1Г6 діаметром 4 мм при силі струму 180 А.

Порівняльними експлуатаційними випробування встановлено, що ресурс стрілчастих лап культиваторів відновлених за представленою технологією підвищився в 1,5-1,7 разів вище ніж у серійних.

### Література

1. Люляков И. В. Нанесение износостойких покрытий при восстановлении почворезущих элементов / И. В. Люляков // Молодые учёные агропромышленному комплексу поволжского региона: Сборник научных работ. СГАУ, 2004. – С.83 – 85.
2. Підвищення надійності машин методами наплавлення й напилювання / М. І. Черновол, В. Н. Кропівний, Є. К. Солових, О.Д. Саїнсус, Ф.І. Златопольский / Високі технології в машинобудуванні: Збірник наукових праць НТУ «ХПГ». - Вип.1, Харків, 2002. - С.432 - 436.

**УДК 62-242.004.67**

## **ОСОБЛИВОСТІ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ КОМБАЙНІВ**

*А. О. Богатько, студент*

*О. М. Бистрий, старший викладач*

*Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ*

Аналіз стану парку сільськогосподарської техніки та обладнання показує, що він сильно зношений. В даний час свій термін використання виробили понад 70% тракторів, 65% - зернозбиральних комбайнів, 68% кормозбиральної, а також понад 60% ґрунтообробної техніки. Відмічається тенденція старіння парку машин і устаткування обумовлює розвиток сфери технічного обслуговування (ТО) і ремонту техніки [2].

Дослідженнями встановлено, що за останнє десятиліття істотно зростає роль мережі дилерів заводів-виготовлювачів основних транспортних і технологічних машин. Це пов'язано з тим, що інвестування відповідних галузей промисловості значною мірою належить приватному бізнесу, головна мета якого отримання максимального прибутку. Це умова і формує ядро нової стратегії технічного сервісу машин в сільському господарстві. Тому, економічно доцільніше інвестувати кошти в обслуговуючу інфраструктуру підприємств, які забезпечують ТО, ремонт і технічний сервіс, ніж усувати наслідки відмов в умовах сільськогосподарських підприємств. За рахунок раціональної організації та передових технологій ТО і ремонту скорочується тривалість простоїв машин з технічних причин на 20-28%, збільшується надійність техніки, підвищується продуктивність машин, знижуються витрати палива на 6-11%[1]. Проведений аналіз показав, що методик прогнозування попиту аграрних товаровиробників на послуги дилерських підприємств з технічного сервісу кормозбиральних комбайнів в даний час немає. Розроблені подібні методики тільки для прогнозування потреби в запасних частинах. Нами

проводяться дослідження зі створення моделі прогнозування попиту сільськогосподарських товаровиробників на весь комплекс послуг дилерських підприємств з ТО, ремонту, технічного сервісу кормозбиральної техніки.

При розробці моделі слід розглядати наступні чинники: рівень цін на обслуговування; рівень цін на запчастини; рівень якості робіт з ТО і ремонту; доступність сервісного пункту (відстань); забезпечення коефіцієнта готовності машин; тривалий термін очікування обслуговування; відсутність необхідних запчастин; час очікування запчастин; середній час обслуговування; відсутність сервісних центрів в районі; рівень компетенції працівників сервісу; трудомісткість оформлення документів; інформованість фахівців про послуги (реклама); культура виробництва; культура обслуговування.

В останні 5-10 років в Україні та країнах СНД відмічається активізація дилерської діяльності при технічному сервісі сільськогосподарської техніки. Розвиток технічного сервісу проходить шляхом створення наступних структур: торгових домів заводів - виготовлювачів; регіональних технічних центрів сервісу (дилерів); районних технічних центрів сервісу (філій дилерів).

Встановлено, що поряд з активізацією технічного сервісу проглядаються і негативні тенденції. По-перше, дилерські підприємства не проводять технологічну підготовку своїх підприємств під складні ремонтно-обслуговуючі роботи. Для агропромислового комплексу, особливо техніки для кормовиробництва, це дуже важливо у зв'язку з великим відсотком зносу парку машин.

По-друге, дилерські підприємства створюються заводами - виробниками, як правило, на базі постачальницьких організацій, які не пристосовані до проведення складних ремонтно-обслуговуючих робіт.

По-третє, з ринку сервісних послуг поступово зникають ремонтні майстерні та ремонтно-механічні заводи, які оснащені ремонтним обладнанням, але не залучається для забезпечення працездатності сільськогосподарської техніки.

### Література

1. Быков В. В. Анализ состояния и перспектив развития дилерской деятельности при техническом сервисе / В.В. Быков // Вестник Российского государственного аграрного заочного университета, Научный журнал №2 (7). – М., РГАЗУ, 2007. - С. 8 – 10.
2. Кухмазов М.К. Прогнозирование спроса на услуги технического сервиса / М. К. Кухмазов // Вестник Российского государственного аграрного заочного университета, Научный журнал №2 (7). – М., РГАЗУ, 2007. - С. 40 – 42.

## НОРМУВАННЯ НАДІЙНОСТІ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ВУЗЛІВ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ

*В. А. Довгалюк, студенти*

*О. М. Бистрий, старший викладач*

*Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ.*

Вирішення проблеми оптимального синтезу сучасних вбудованих систем контролю параметрів технічного стану зернозбиральних комбайнів пропонується виконувати за критеріями надійності та економічної ефективності. Для цього була розроблена наступна модель. Оптимізація показників надійності систем контролю та діагностики в цілому та оптимальне нормування надійності функціональних вузлів виконували за критерієм мінімуму приведених річних витрат:

$$W(\lambda) = W_0(\lambda) + W_1(\lambda), \quad (1)$$

де  $\lambda$  – інтенсивність відмов,  $W_0(\lambda)$  – частина приведених річних витрат, що визначає етапи розроблення та виробництва систем контролю,  $W_1(\lambda)$  – частина приведених річних витрат, що визначає етап технічної експлуатації.

Для визначення оптимальних значень показників надійності пристроїв комплексу за умови обмеження за показником надійності комплексу в цілому необхідно знайти мінімум функції:

$$W_i(\tau) = \sum_{i=1}^n \frac{K_i(\tau)P_i(\tau)}{1 - P_i(\tau)} + \frac{K_{\Pi}(\tau)P_0(\tau)}{\prod_{i=1}^n P_i(\tau) - P_0(\tau)} \rightarrow \min, \quad (2)$$

де  $W_i(\tau)$  - наведені річні витрати (ПРВ) для  $i$ -го функційного вузла;  $K_i(\tau)$  - коефіцієнт, що встановлює залежність між ПРВ для  $i$ -го функціонального вузла і значенням показника надійності в момент  $\tau$ ;  $P_i(\tau)$  - показник надійності в

момент часу безвідмовної роботи в момент  $\tau$ ;  $P_0(\tau)$  - значення яке вимагається від показника надійності в момент  $\tau$ .

Значення показників надійності функціональних вузлів знаходять з системи нелінійних рівнянь такого вигляду:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial W(\tau)}{\partial P_i(\tau)} = 0, \\ \frac{K_i(\tau) K_n(\tau) P_0(\tau) \prod_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^{n-1} P_j(\tau)}{[1 - P_i(\tau)]^2} = \frac{K_n(\tau) P_0(\tau) \prod_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^{n-1} P_j(\tau)}{\left[ \prod_{i=1}^n P_j(\tau) - P_0(\tau) \right]^2}, \\ i = \overline{0, n-1}. \end{array} \right. \quad (3)$$

Так, при експоненціальному законі розподілу часу безвідмовної роботи та часу відновлення для невідновлюваних пристроїв маємо  $\lambda_i = -\frac{1nP_i(\tau)}{\tau}$ ; для

відновлюваних пристроїв  $\lambda_i = \frac{\mu_i(1 - K_{zi})}{K_{zi}}$ ,  $a\mu_i = \frac{K_{zi}\lambda_i}{1 - K_{zi}}$ ; для приладів, які

характеризуються змінним режимом роботи  $\mu_i = \frac{\lambda_i K_{н\phi_i}(\tau)}{e^{-\lambda_i\tau} - K_{н\phi_i}(\tau)}$ , а  $\lambda_i$

визначається з трансцендентного рівняння  $\lambda_i\tau + 1n \frac{K_{н\phi_i}(\tau)(\lambda_i + \mu_i)}{\mu_i} = 0$ .

## РОЗРАХУНОК ДОПУСКІВ ФОРМИ І РОЗТАШУВАННЯ ВАЛІВ

*В. О. Алєєв, студент*

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

*Миколаївський національний аграрний університет*

Складальна одиниця вихідного вала циліндричного редуктора зображена на рис. 1. На кресленні задано посадки колеса на вал і вальниць на вал і в корпус.

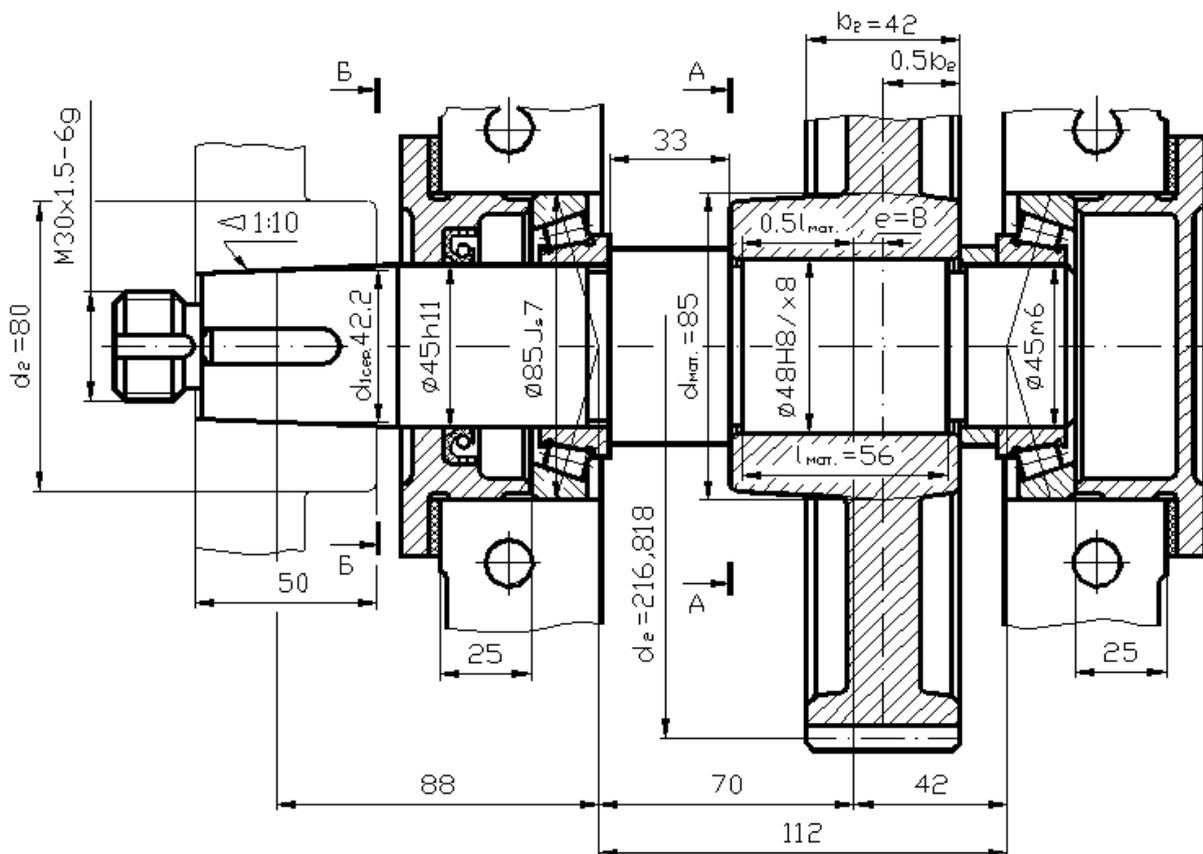


Рис. 1. Складання одиниця циліндричного редуктора

Осьовий розмір вала 33 мм входить у складальний розмірний ланцюг. Тому, що осьовий зазор в вальницях кочення регулюють компенсатором – набором прокладок, то згідно з рекомендаціями табл. 2.20 [1] на розмір 33 мм призначено поле допуску h12.

За даними табл. 2.19 [1] призначаємо допуски форми і розташування поверхонь елементів вала.

1. Допуски циліндричності посадкових поверхонь:

для вальниць кочення  $T = 0,3 \cdot T_d = 0,3 \cdot 16 = 4,8$  мкм або 0,005 мм;

для зубчастого колеса  $T = 0,3 \cdot T_d = 0,3 \cdot 39 = 11,7$  мкм або 0,012 мм.

2. Допуски співвісності посадкових поверхонь:

для вальниць кочення за табл. 2.16;

для вальниць III групи (радіально-упорні конічні) на діаметрі  $\varnothing 45$  мм за 5-м квалітетом (табл. 2.17) допуск  $T=0,011$  мм. Після округлення  $T=0,011$  мм;

для зубчастого колеса 8-го ступеня точності за табл. 2.17 на діаметрі  $\varnothing 48$  мм за 6-м квалітетом допуск  $T = 0,016$  мм;

для муфти допуск співвісності посадкової поверхні не призначаємо, тому що частота обертання вала менше 1000 об/хв.

3. Допуски перпендикулярності торців буртиків для базування:

вальниць кочення – за табл. 2.16, для вальниць III групи на діаметрі буртиків  $\varnothing 52$  мм за 5-м квалітетом допуск  $T = 0,013$  мм.

Після округлення  $T = 0,012$  мм;

зубчастого колеса – оскільки відношення довжини посадкової поверхні колеса до діаметра ( $56/48$ ) більше 0,8, то допуск перпендикулярності до торця буртика вала для базування колеса не ставимо.

4. Допуск радіального биття поверхні вала під манжетою не задаємо, тому, що частота обертання вала менше 1000 об/хв.

5. Допуск паралельності й симетричності розташування шпонкового паза на кінці вала. За шириною паза 12 мм в частках від 9-го квалітету:

паралельності  $T = 0,6 \cdot 43 = 25,8$  мкм, після округлення  $T = 0,025$  мм;

симетричності  $T = 4 \cdot 43 = 172$  мкм, після округлення  $T = 0,16$  мм.

Ескіз вала з вказанням баз і допусків форми і розташування поверхонь наведено на рис. 2.

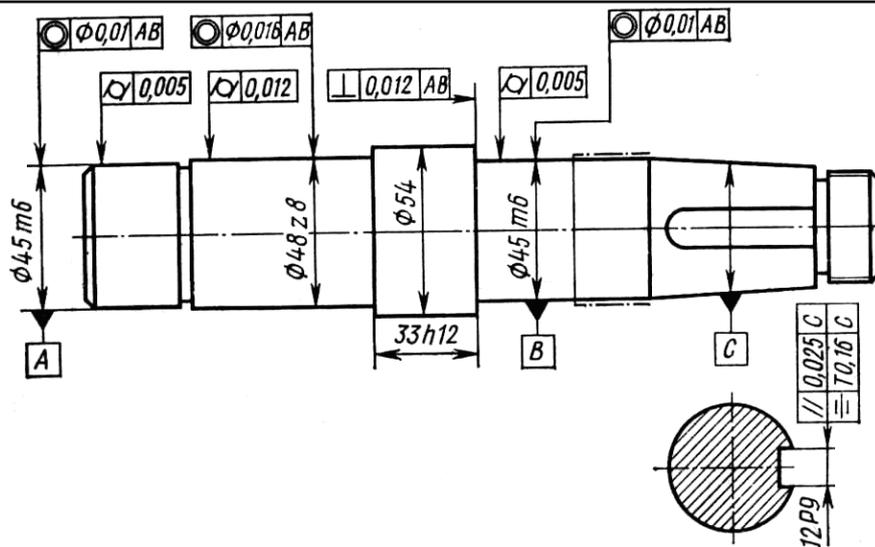


Рис. 2. Допуски форми і розташування поверхонь вала

### Література

1. Практикум з дисципліни “Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання : навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. освіти / Г. О. Іванов, В. С. Шибанін, Д. В. Бабенко та ін.; за ред. Г. О. Іванова і В. С. Шибаніна. – К. : Видавництво „Аграрна освіта”, 2008. – 648 с.
2. Взаємозамінність та технічні виміри: навч. посіб. для вищ. навч. закл. освіти / Г. О. Іванов, Д. В. Бабенко, С. І. Пастушенко, О. В. Гольдшмідт. – К.: Видавництво “Аграрна освіта”, 2006. – 335 с.
3. Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання : підр. для вищ. навч. закл. освіти / Г. О. Іванов, В. С. Шибанін, Д. В. Бабенко, С. І. Пастушенко; за ред. Г. О. Іванова і В. С. Шибаніна – К.: Видавництво „Аграрна освіта”, 2010. – 503 с.

**УДК 006**

## **СЕЛЕКТИВНЕ СКЛАДАННЯ. РОЗРАХУНОК ЧИСЛА ГРУП ДЛЯ З'ЄДНАНЬ З ГАРАНТОВАНИМ ЗАЗОРОМ**

*П. Г. Скорбілін, студент*

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

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

*Миколаївський національний аграрний університет*

Сортування на групи в з'єднаннях з гарантованим зазором застосовується у таких випадках:

- коли допуск посадки малий, тобто деталі повинні бути виготовленими за висо-ким квалітетом;

- коли в таблицях немає стандартної посадки, яка задовольняє умову  $S_{ст. min} \geq S_{м. min}$ ;

- коли потрібно помітно збільшити довговічність з'єднання.

У з'єднаннях з гарантованим зазором кращим за довговічністю вважатимуться з'єднання з мінімальним зазором  $S_{min}$ . Може бути три випадки співвідношення між допусками з'єднаних деталей: допуски деталей однакові, допуск отвору більший від допуску вала і допуск вала більший від допуску отвору.

Якщо допуски деталей з'єднання однакові (рис. 1), тобто  $TD = Td$ , то будуть однаковими і групові допуски, тобто  $T^{гp}D = T^{гp}d$ . Мінімальні зазори у з'єднаннях деталей, в межах однойменних груп, будуть однаковими, тобто  $S_{min}^1 = S_{min}^2 = S_{min}^n$ .

У такому випадку число груп  $n$  дорівнюватиме:

$$n = \frac{TD}{T^{гp}D} = \frac{Td}{T^{гp}d}. \quad (1)$$

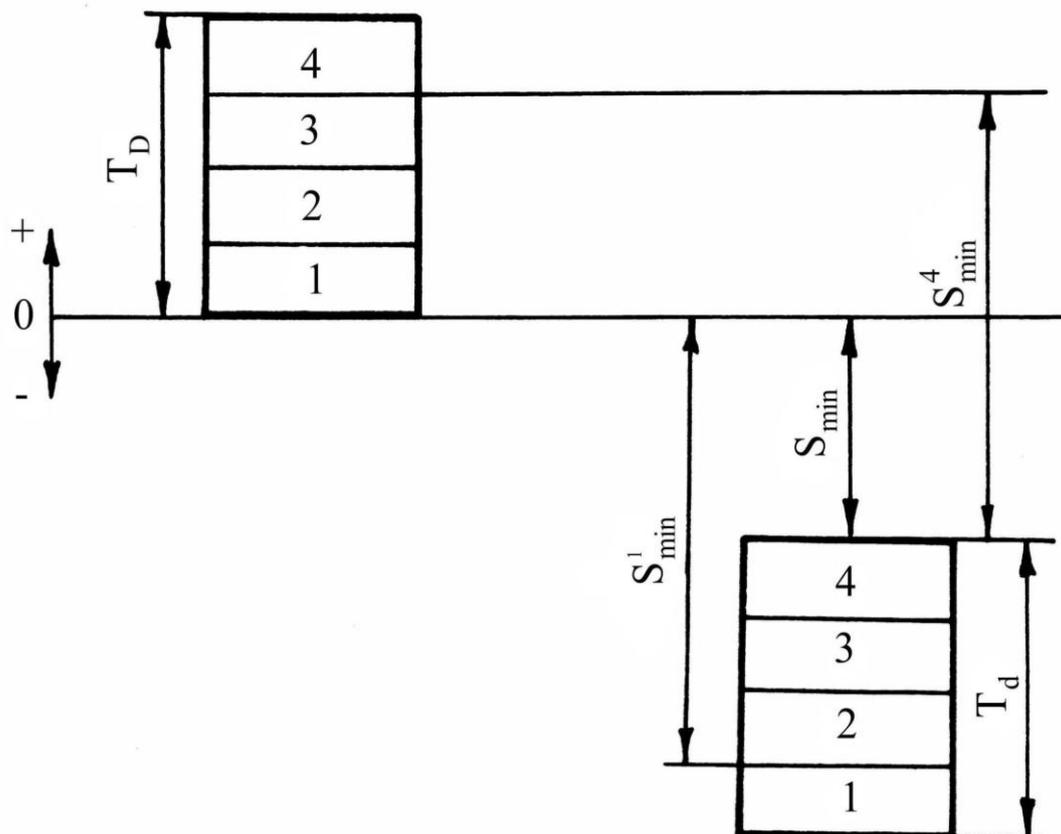


Рис. 1. Схема зміни зазорів при рівних допусках деталей

У випадку, коли допуск отвору більший від допуску вала, тобто  $T_D > T_d$ , мінімальний зазор збільшується із збільшенням числа груп (рис. 2).

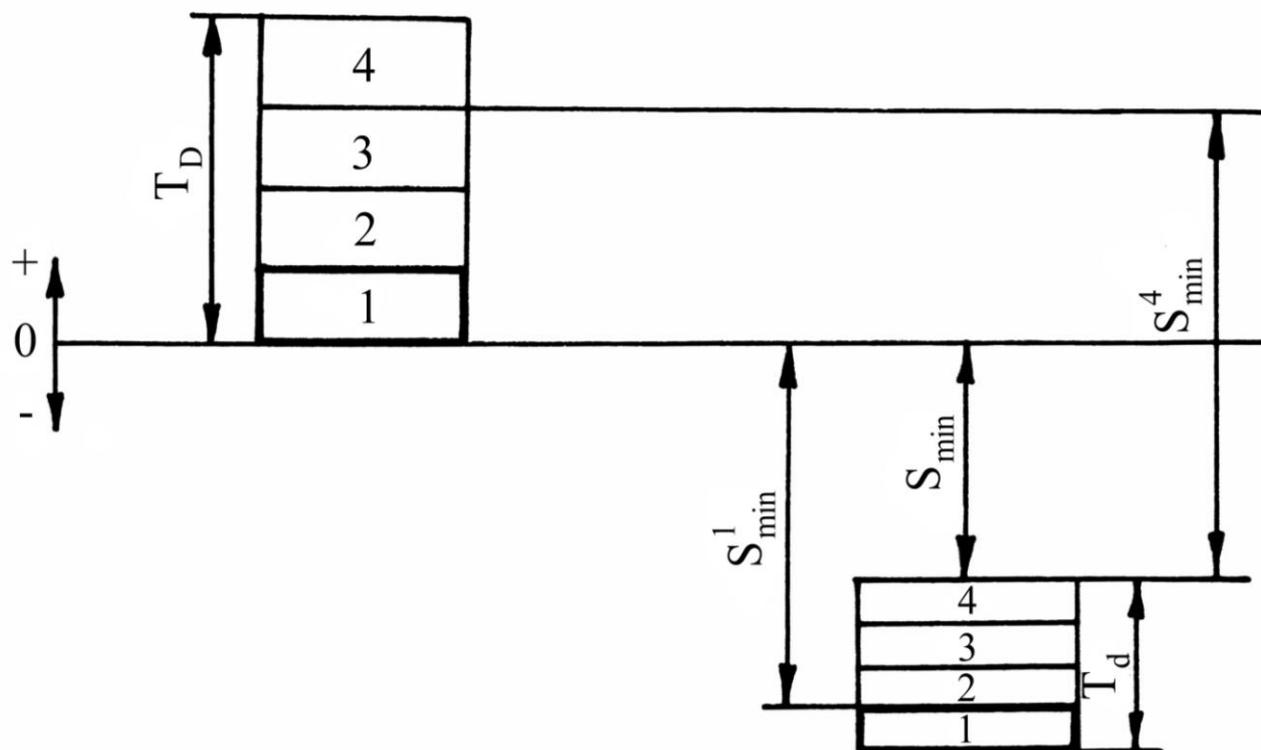


Рис. 2. Схема зміни зазорів при  $T_D > T_d$

Як видно із рисунку, самий мінімальний зазор буде у з'єднанні деталей першої групи, тобто  $S_{\min}^1 < S_{\min}^4$ .

За основу розрахунку числа груп беремо мінімальний зазор у першій групі, тобто:  $S_{\min}^1 = S_{\min}^{\text{rp}}$ .

З даної схеми можна записати:

$$S_{\min}^{\text{rp}} = S_{\min} + TD - TD/n. \quad (2)$$

Звідси:

$$n = \frac{TD}{S_{\min} - S_{\min}^{\text{rp}} + TD}. \quad (3)$$

Розглянемо випадок, коли допуск вала буде більшим від допуску отвору, тобто  $TD < Td$  (рис. 3). Мінімальний зазор зменшуватиметься із збільшенням числа груп.

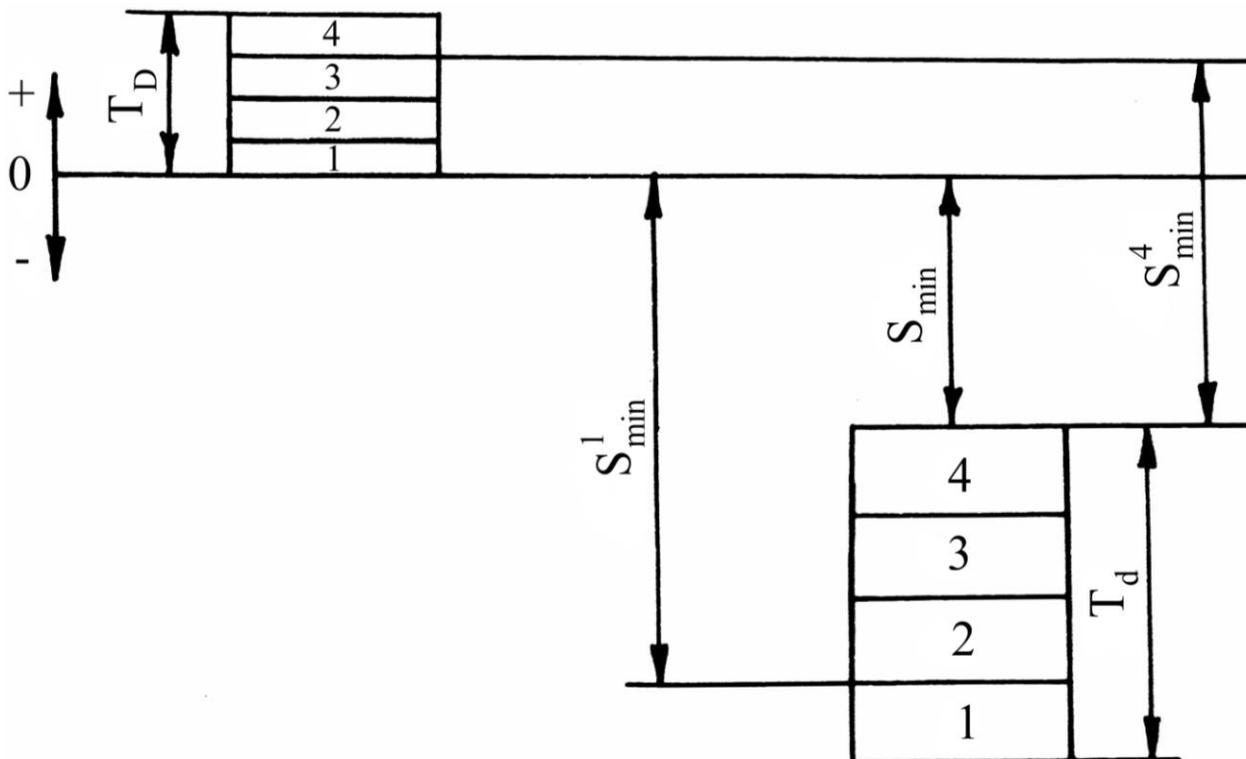


Рис. 3. Схема зміни зазорів при  $TD < Td$

Як видно з рисунка, самий мінімальний зазор буде у четвертій групі, тобто  $S_{\min}^4 < S_{\min}^1$ . При визначенні числа груп за основу беремо мінімальний зазор у четвертій групі, тобто  $S_{\min}^4 = S_{\min}^{\text{rp}}$ .

Як видно з рис. 3, мінімальний груповий зазор дорівнює:

$$S_{\min}^{\text{гр}} = S_{\min} + Td - Td/n. \quad (9.4)$$

Звідси:

$$n = \frac{Td}{S_{\min} - S_{\min}^{\text{гр}} + Td}. \quad (9.5)$$

### Література

1. Взаємозамінність та технічні виміри: навч. посіб. для вищ. навч. закл. освіти / Г. О. Іванов, Д. В. Бабенко, С. І. Пастушенко, О. В. Гольдшмідт. – К.: Видавництво “Аграрна освіта”, 2006. – 335 с.
2. Практикум з дисципліни “Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання: навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. освіти / [Г. О. Іванов, В. С. Шибанін, Д. В. Бабенко та ін.; за ред. Г. О. Іванова і В. С. Шибаніна.]. – К.: Видавництво „Аграрна освіта”, 2008. – 648 с.
3. Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання : підр. для вищ. навч. закл. освіти / Г. О. Іванов, В. С. Шибанін, Д. В. Бабенко, С. І. Пастушенко; за ред. Г. О. Іванова і В. С. Шибаніна – К.: Видавництво „Аграрна освіта”, 2010. – 503 с.
4. Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання. Навчально-методичний комплекс : навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. освіти / [Г. О. Іванов, В. С. Шибанін, Д. В. Бабенко та ін.; за ред. Г. О. Іванова, В. С. Шибаніна і І. М. Бендери]. – Миколаїв, 2014. – 576 с.

**УДК 006**

**СЕЛЕКТИВНЕ СКЛАДАННЯ. РОЗРАХУНОК ЧИСЛА ГРУП ДЛЯ  
З'ЄДНАНЬ З ГАРАНТОВАНИМ НАТЯГОМ**

*О. С. Стасів, студент*

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

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

*Миколаївський національний аграрний університет*

Сортування деталей на групи у з'єднаннях з гарантованим натягом застосовується у таких випадках:

- при малому значенні допуску посадки;
- коли у таблицях немає посадки, яка б задовольняла умові:

$$N_{\text{ст.мін}} \geq N_{\text{м.мін}}; N_{\text{ст.макс}} \leq N_{\text{м.макс}}.$$

Для забезпечення довговічності роботи з'єднання з гарантованим натягом потрібно, щоб між з'єднуваними деталями був максимальний натяг  $N_{\text{макс}}$ . Може бути три випадки співвідношення між допусками деталей, з яких складається з'єднання: допуски деталей однакові, допуск отвору більший від допуску вала і допуск вала більший від допуску отвору.

Якщо допуски деталей рівні між собою, тобто  $TD = Td$ , то будуть рівні між собою і групові допуски, тобто  $T^{\text{гп}}D = T^{\text{гп}}d$  (рис. 1).

У цьому випадку максимальні натяги у кожній групі будуть однаковими, тобто:  $N_{\text{макс}}^1 = N_{\text{макс}}^2 = N_{\text{макс}}^n$ .

Число груп сортування деталей дорівнюватиме:

$$n = TD / T^{\text{гп}}D = Td / T^{\text{гп}}d. \quad (1)$$

Якщо допуск отвору більший від допуску вала, тобто  $TD > Td$  максимальний натяг зменшується із збільшенням числа груп (рис. 2).

Як видно з рисунка, самий максимальний натяг буде у з'єднанні деталей

першої групи, тобто  $N_{\max}^1 > N_{\max}^4$ . За основу розрахунку беремо максимальний натяг у першій групі, тобто  $N_{\max}^1 = N_{\max}^{\text{рп}}$ .

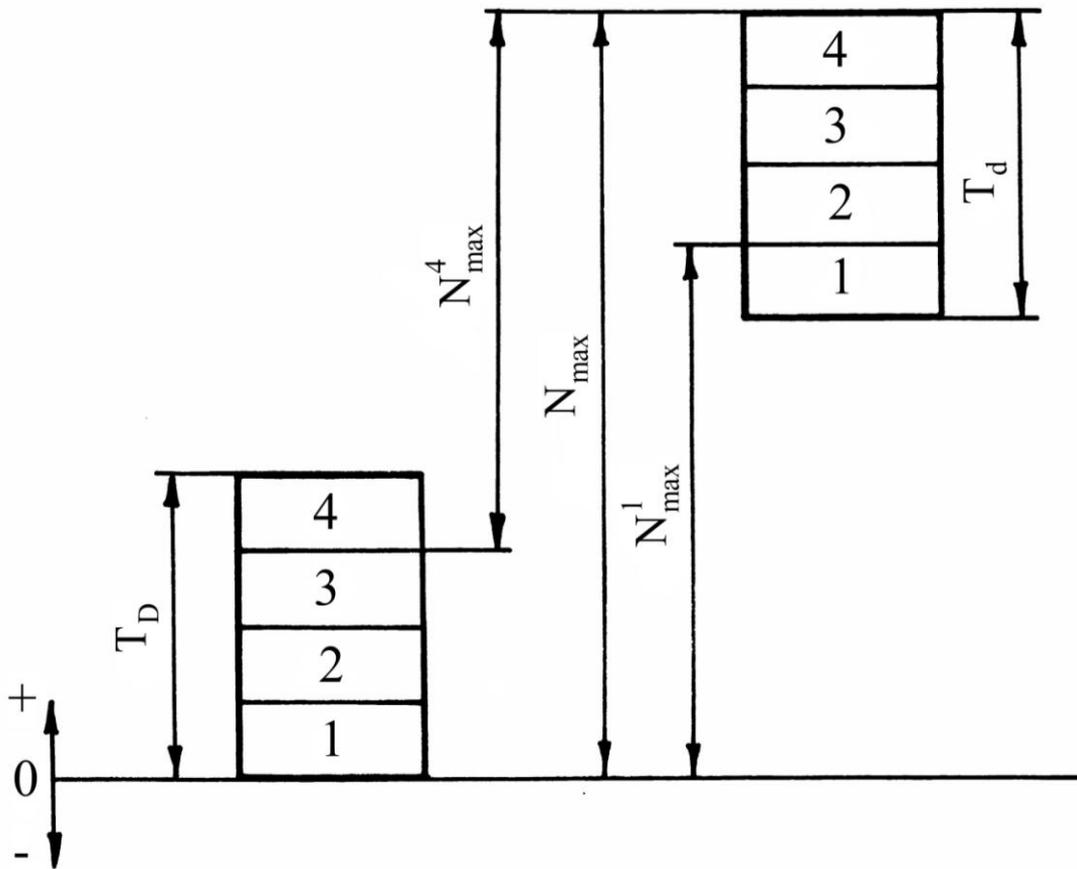


Рис. 1. Схема зміни натягів при рівності допусків деталей

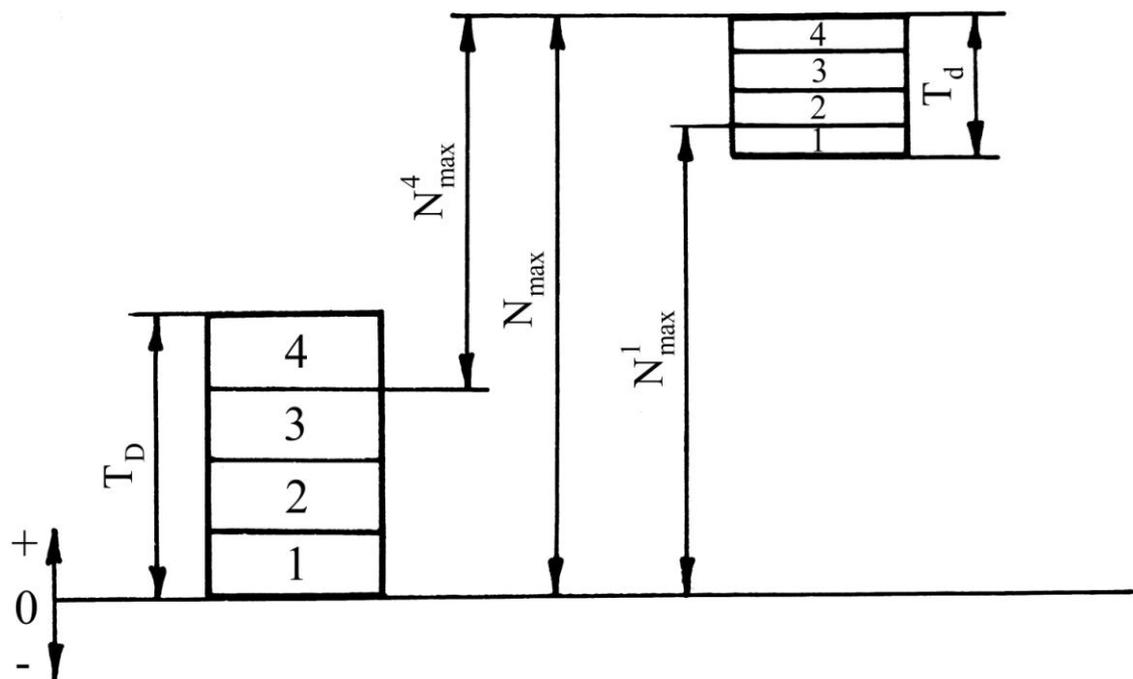


Рис. 2. Схема співставлення натягів при  $T_D > T_d$

З рис. 1. визначаємо:

$$N_{\max}^{\text{гп}} = N_{\max} - T_d + T_d/n. \quad (2)$$

Звідси:

$$n = \frac{T_d}{N_{\max}^{\text{гп}} - N_{\min} + T_d}. \quad (3)$$

Розглянемо визначення числа груп сортування, коли допуск вала буде більшим від допуску отвору, тобто  $T_D < T_d$  (рис. 3). Максимальний натяг зростатиме із збільшенням числа груп. Самий максимальний натяг буде у четвертій групі, тобто при визначенні числа груп за основу беремо максимальний натяг у четвертій групі, тобто  $N_{\max}^4 > N_{\max}^1$ .

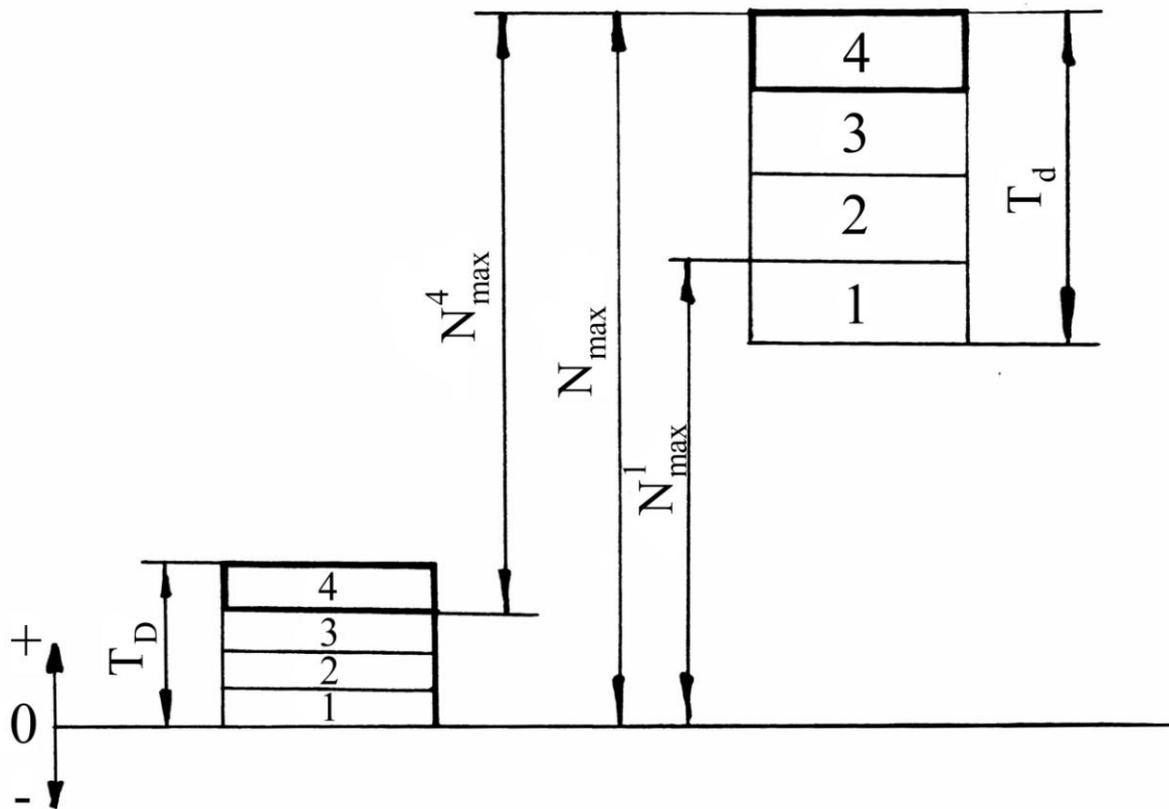


Рис. 3. Схема співставлення натягів при  $T_D < T_d$

При визначенні числа груп за основу беремо максимальний натяг у четвертій групі, тобто  $N_{\max}^4 = N_{\max}^{\text{гп}}$ .

Максимальний груповий натяг (рис. 3) дорівнює:

$$N_{\max}^{\text{гп}} = N_{\max} - T_D + T_D/n. \quad (4)$$

Звідси:

$$n = \frac{TD}{N_{\max}^{\text{гр}} - N_{\max} + TD}. \quad (5)$$

Сортуючи деталі на групи, потрібно враховувати, що при великому числі груп груповий допуск мало відрізняється від допуску при меншому числі груп, але значно ускладнюються організація і процес складання. На практиці оптимальне число груп беруть рівним 4 або 5, а для з'єднань вольниць при сортуванні тіл кочення  $n > 10$ .

### Література

1. Взаємозамінність та технічні виміри: навч. посіб. для вищ. навч. закл. освіти / Г. О. Іванов, Д. В. Бабенко, С. І. Пастушенко, О. В. Гольдшмідт. – К.: Видавництво “Аграрна освіта”, 2006. – 335 с.
2. Практикум з дисципліни “Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання: навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. освіти / [Г. О. Іванов, В. С. Шибанін, Д. В. Бабенко та ін.; за ред. Г. О. Іванова і В. С. Шибаніна.]. – К.: Видавництво „Аграрна освіта”, 2008. – 648 с.
3. Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання : підр. для вищ. навч. закл. освіти / Г. О. Іванов, В. С. Шибанін, Д. В. Бабенко, С. І. Пастушенко; за ред. Г. О. Іванова і В. С. Шибаніна – К.: Видавництво „Аграрна освіта”, 2010. – 503 с.
4. Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання. Навчально-методичний комплекс : навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. освіти / [Г. О. Іванов, В. С. Шибанін, Д. В. Бабенко та ін.; за ред. Г. О. Іванова, В. С. Шибаніна і І. М. Бендери]. – Миколаїв, 2014. – 576 с.

УДК 006

## РОЗРАХУНОК ДОПУСКІВ ФОРМИ І РОЗТАШУВАННЯ СТАКАНІВ І КРИШОК

*Р. В. Юрескул, студент**Г. О. Іванов, кандидат технічних наук, доцент**П. М. Полянський, кандидат економічних наук, доцент**Миколаївський національний аграрний університет*

Частка креслення конічно-циліндричного редуктора наведена на рис. 1. Опорами вала конічного колеса є конічні роликіві вальниці. На валу, крім конічного зубчастого колеса і вальниць, є дистанційне кільце. Частота обертання вала досягає 480 об/хв.

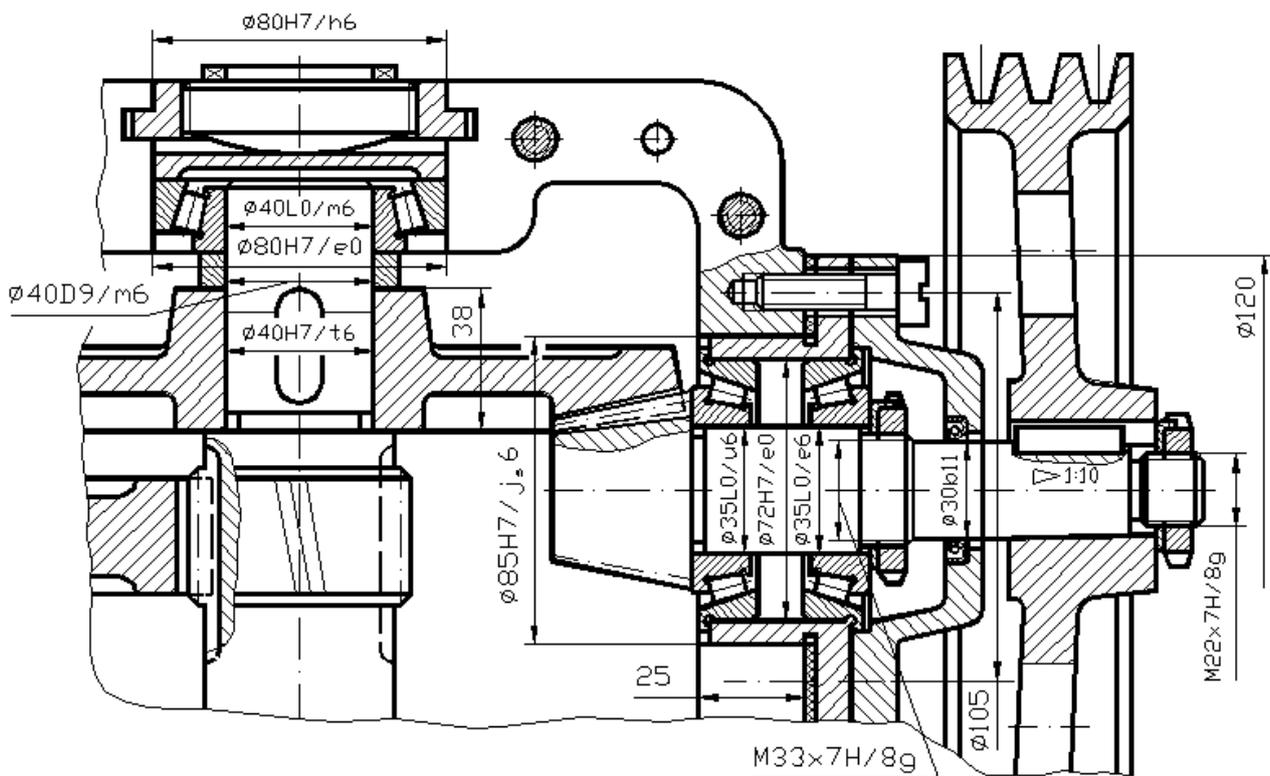


Рис. 1. Креслення конічно-циліндричного редуктора

Розмір товщини кільця входить у два складальних розмірних ланцюга, що визначають осьове положення колеса і осьовий зазор у вальниці. Точність осьового положення колеса і осьового зазору досягається регулюванням

гвинтами. Тому відповідно з рекомендаціями табл. 2.45 [1] на розмір товщини кільця призначаємо поле допуску h14.

Поле допуску посадкової поверхні вала m6 таке ж, як і посадкової поверхні для вальниці. У зв'язку з цим посадка кільця на вал здійснюється відповідно з рекомендаціями табл. 2.36  $\varnothing 40D9/m6$ .

Один торець кільця є базою для вальниці, а другим торцем кільце саме базується по торцю маточини конічного колеса. Тому слід задати допуск паралельності торців кільця.

За табл. 2.23 в зв'язку з установкою конічної роликової вальниці допуск паралельності на зовнішньому діаметрі кільця  $D = 53$  мм приймається за 4-м квалітетом  $T_{//} = 0,008$  мм.

На рис. 1 опори вала конічної передачі шестірні розміщені в стакані. Відстань 25 мм між внутрішньою поверхнею фланця і торцем стакана входить складовим розміром у складальний розмірний ланцюг, що визначає осьове положення конічної шестірні. Точність цього положення досягається компенсаторними прокладками 1. У зв'язку з цим, за рекомендаціями табл. 2.20 на розмір 25 мм призначаємо граничні відхилення, що відповідають 12-му квалітету, тобто  $25 \pm 0,105$  мм.

Поле допуску отвору стакана на розмір  $\varnothing 72$  мм за табл. 2.24 встановлено H7.

Регулювання осьового положення конічної шестірні створюють осьовим переміщенням стакана. В зв'язку з цим, відповідно до рекомендацій табл. 2.24 призначаємо посадку стакана в корпус  $\varnothing 85H7/js6$ .

Отвори для кріплення стакана до корпусу розташовані на діаметрі  $D_o = 105$  мм. Приймаємо, що виробництво редукторів середнє серійне. Тоді точність розташування отворів для кріплення забезпечується позиційним допуском (табл. 2.24):

$$T_{\text{поз}} \approx 0,4(d_{\text{отв}} - d_o) \approx 0,4(9 - 8) = 0,4 \text{ мм.}$$

Співвідношення зовнішньої поверхні стакану до осі посадкового отвору за формулою:

$$T_{\odot} \approx 0,6 \cdot T_D = 0,6 \cdot 0,03 = 0,018 \text{ мм.}$$

Після округлення приймаємо  $T_{\odot} = 0,020 \text{ мм}$ .

Тут  $T_D$  – допуск отвору  $\varnothing 72H7^{(+0,03)}$ .

Допуски циліндричності отвору і зовнішньої поверхні відповідно до табл.

2.24 [1]:

для отвору  $T_{\text{цв}} \approx 0,3 \cdot T_D = 0,3 \cdot 0,03 = 0,009 \text{ мм}$ ;

для зовнішнього циліндра  $T_{\text{цн}} \approx 0,3 \cdot T_D = 0,3 \cdot 0,022 = 0,0066 \text{ мм}$ .

Після округлення приймаємо  $T_{\text{цв}} = 0,010 \text{ мм}$  і  $T_{\text{цн}} = 0,006 \text{ мм}$ .

Допуски паралельності торців для базування вальниць внутрішньої поверхні фланця стакану на діаметрі фланця  $D_{\text{ф}} = 120 \text{ мм}$  за 6-у квалітетом  $T_{//} = 0,022 \text{ мм}$ . Після округлення приймаємо  $T_{//} = 0,022 \text{ мм}$ .

На рис. 2 наведено ескіз стакану з зазначенням баз і допусків форми і розташування поверхонь.

На кресленні рис. 3 показано дві прикручувальні кришки вальниці. Одна глуха, а друга з манжетою. Висоти поверхонь, що центруються, 23 мм для глухої і 25 мм для кришки з манжетою входять у число розмірів складального розмірного ланцюга, які визначають осьові зазори в кінцевих роликів вальницях. Регулювання цих зазорів проводять підбором компенсаторних прокладок. У зв'язку з цим граничні відхилення розмірів 23 і 25 мм встановлені відповідно до рекомендацій табл. 2.21, відповідають 12-му квалітету і рівні  $\pm 0,105 \text{ мм}$ .

Поле допусків за рекомендаціями табл. 2.25 встановлено: центруючої поверхні кришок – глухої d11, з манжетою – h8; посадкового отвору для манжети – H8.

Торці поверхонь кришки, що центруються, є базою вальниці. У зв'язку з цим визначаємо допуск паралельності базових торців. Для вальниць III групи

допуск на діаметр фланця  $D_{\phi} = 115$  мм за 6-м квалітетом дорівнює  $T_{//} = 0,022$  мм. Після округлення приймаємо  $T_{//} = 0,02$  мм.

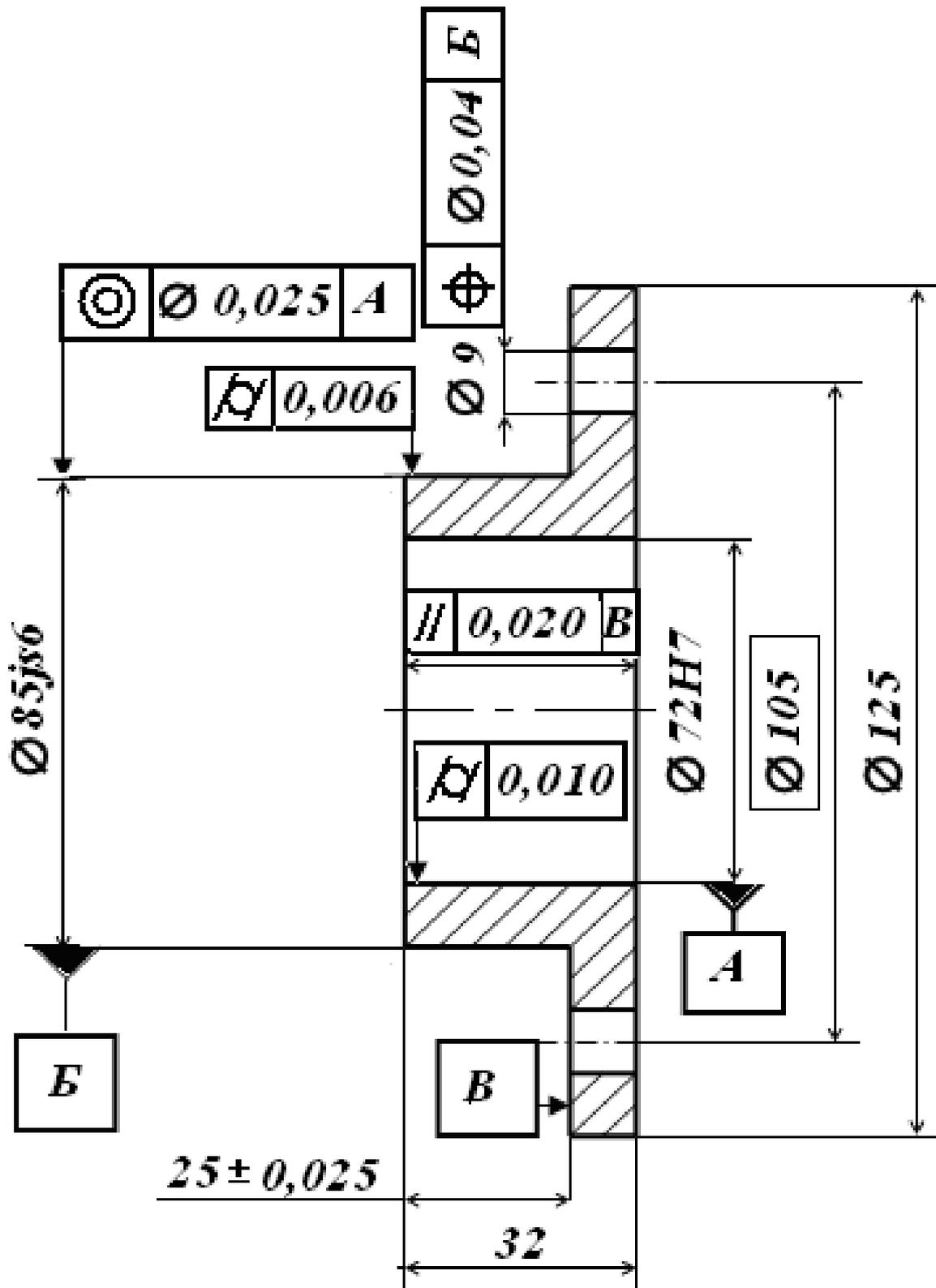


Рис. 2. Ескіз стакана з зазначенням баз і допусків форми і розташування поверхонь

На діаметрі  $D_o = 100$  мм розташовані отвори для кріплення. Оскільки отвори свердяться в пристроях, на їх розташування задаємо позиційний допуск за формулою:

$$T_{\oplus} \approx 0,4(d_o - d_e) = 0,4(9 - 8) = 0,4 \text{ мм.}$$

Допуск співвісності посадкового отвору для манжети (табл. 2.25) на діаметрі  $D_m = 65$  мм за 8-м квалітетом  $T_{\odot} = 0,046$  мм. Після округлення приймаємо  $T_{\odot} = 0,05$  мм.

Допуск паралельності торця для базування манжети до базового фланця кришки на діаметрі  $D_{\phi} = 115$  мм приймаємо за 12-м квалітетом  $T_{//} = 0,35$  мм. Після округлення  $T_{//} = 0,3$  мм.

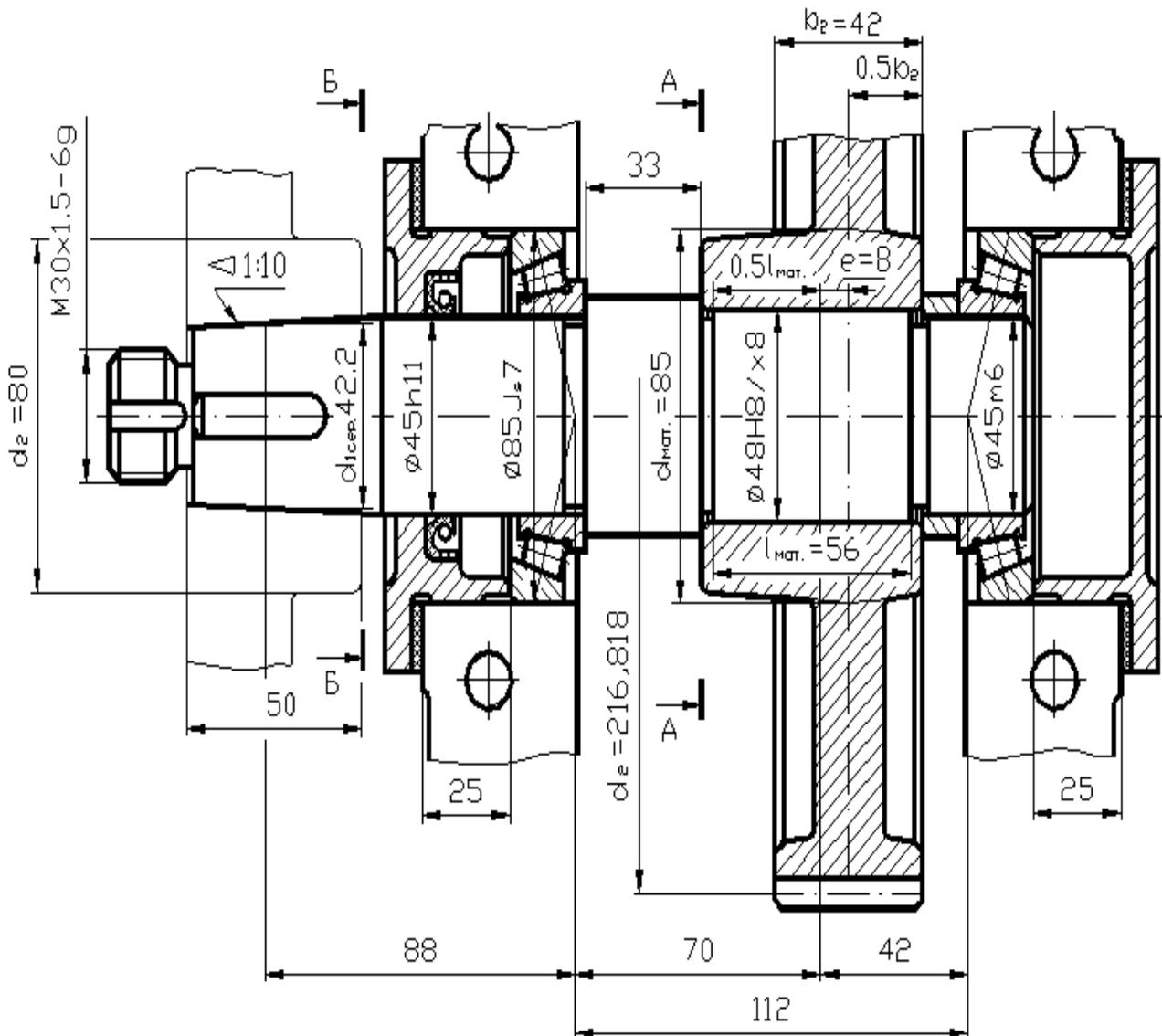


Рис. 3. Складанна одиниця циліндричного редуктора

Ескіз кришки вальниці з зазначенням баз, допусків розмірів і розташування поверхонь наведено на рис. 4.

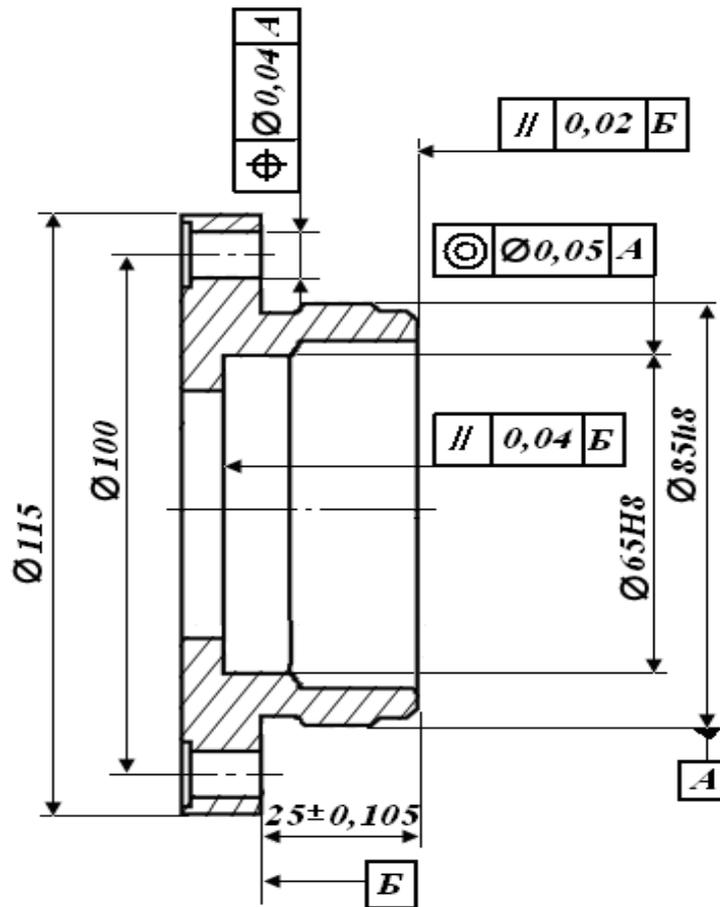


Рис. 4. Ескіз кришки з зазначенням баз, допусків форми і розташування поверхонь

### Література

1. Практикум з дисципліни “Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання : навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. освіти / Г. О. Іванов, В. С. Шибанін, Д. В. Бабенко та ін.; за ред. Г. О. Іванова і В. С. Шибаніна. – К. : Видавництво „Аграрна освіта”, 2008. – 648 с.

2. Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання : підр. для вищ. навч. закл. освіти / Г. О. Іванов, В. С. Шибанін, Д. В. Бабенко, С. І. Пастушенко; за ред. Г. О. Іванова і В. С. Шибаніна – К.: Видавництво „Аграрна освіта”, 2010. – 503 с.

УДК 629

## ОБҐРУНТУВАННЯ РОЗРАХУНКУ ДОПУСКІВ ФОРМИ І РОЗТАШУВАННЯ ПОВЕРХОНЬ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

*В. С. Некрасов, студент*

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

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

*Миколаївський національний аграрний університет.*

Якісні показники сучасних виробів машинобудування (точність, довговічність, надійність та ін.) значною мірою залежать від правильності вибору посадок, тобто характеру сполучення деталей і правильності вибору допусків форми і розташування поверхонь.

Робота машини в сучасних умовах характеризується значним підвищенням навантажень і швидкостей. У зв'язку з цим все більш актуального значення набувають питання динаміки роботи машин. Відомо, що більшість аварій машин і випадків їх непрацездатності пов'язано з вібраціями і динамічними навантаженнями. Тому нині ставлять підвищені вимоги до точності й безшумності роботи машин.

Однією із найголовніших причин вібрацій, шуму і динамічних навантажень є невисока точність деталей машин, особливо точність форми і розташування поверхонь. Тому дуже важливо, щоб на кресленнях деталей, крім допусків розмірів, були задані також допуски форми і розташування поверхонь, що гарантують високі показники роботи виробів вітчизняного машинобудування.

Нижче наведено обґрунтування допусків розташування деталей, що пов'язані з установкою підшипників кочення, а також зубчастих і черв'ячних коліс.

**Базові поверхні вала і корпусу для вальниць кочення.** Одним із джерел вібрацій, динамічних навантажень, шуму і зниження довговічності виробів машинобудування є вальниці кочення. Складальні одиниці вальниць, крім власне вальниці кочення, мають корпуси з кришками, пристрої для кріплення кілець вальниць, захисні, мастильні й регулювальні пристрої. В наш час вальниці кочення є основними видами опор у машинах.

Вимоги точності, що ставляться стандартами до посадочних поверхонь валів і корпусів, мають на меті обмежити пошкодження доріжок кочення і перекіс кілець вальниць.

Особливого значення набувають допуски розташування поверхонь, що призначені для установки вальниць кочення на валах і в корпусах.

Відносно перекошення внутрішнього і зовнішнього кілець вальниць викликає додатковий опір обертанню валів. Чим більше перекошення, тим більші втрати енергії, нижче ККД вальниць та їх довговічність.

Перекося кілець вальниць кочення бувають з таких причин: відхили від співвісності  $\Delta S_v$  відносно загальної осі посадочних поверхонь вала (рис. 1); відхили від перпендикулярності  $\Delta q_v$  базових торців вала або деталей, що встановлені на ньому (рис. 2), відносно загальної осі посадочних поверхонь вала: відхиленням від співвісності  $\Delta S_k$  відносно загальної осі посадочних отворів корпусу (рис. 3); відхилення від перпендикулярності  $\Delta q_k$  (рис. 4) базових торців деталей корпусу до осі отвору; нахил  $\theta$  пружної лінії вала в опорі під дією навантаження (рис. 5).

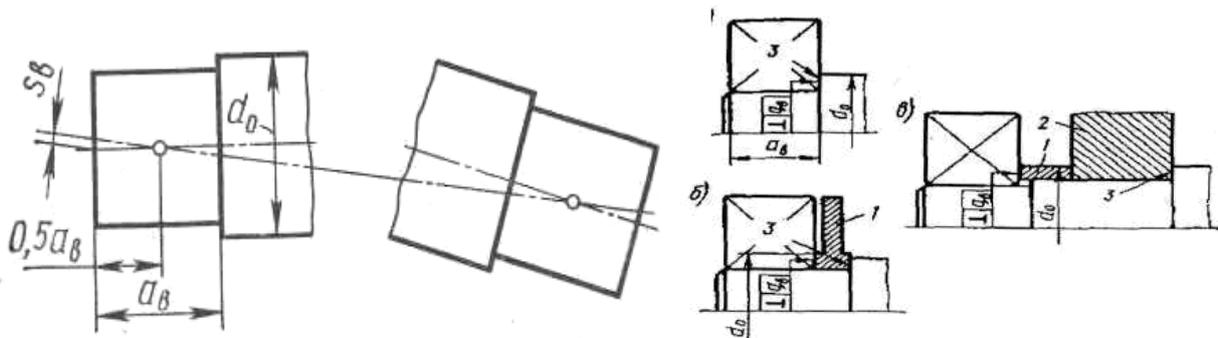


Рис. 1. Відхил від співвісності для вала    Рис. 2. Відхил від перпендикулярності

Відхили від перпендикулярності  $\Delta q_e$  і  $\Delta q_k$  в загальному випадку величини комплексні. Так, наприклад,  $\Delta q_e$  за рис. 2 а відноситься тільки до торця 3 заплечика вала, за рис. 2, б – до торця мазеутримуючого кільця 1. Тут значення  $\Delta q_e$  містить суму похибок двох деталей: кільця 1 і кільця 3 заплечика вала.

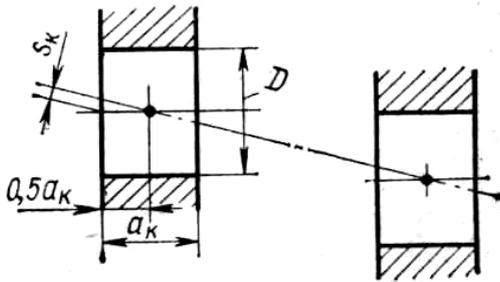


Рис. 3. Відхил від співвісності отворів.

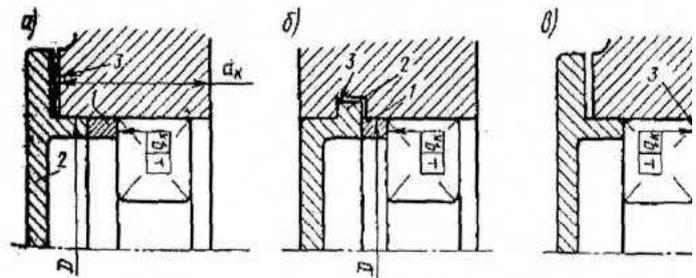


Рис. 4. Відхил від перпендикулярності базових поверхонь.

Відхили від перпендикулярності  $\Delta q_e$  за рис. 2, в містить уже суму похибок трьох деталей – втулки 1, деталі 2 і торця 3 заплечика вала.

Відхили від перпендикулярності:  $\Delta q_e$  за рис. 4, а і б містять суму похибок деталей 1, 2 і торця 3 корпусу).

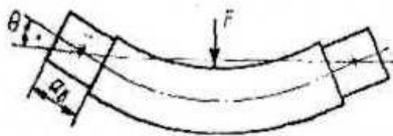


Рис. 5. Схема нахилу пружної лінії вала.

Відхил від перпендикулярності  $\Delta q_e$  за рис.

1, в відноситься лише до торця 3 отвору корпусу.

Як розрахункові значення граничних перекосів приймають для вальниць: кулькових радіальних і радіально-упорних –  $8'$ ; радіальних з короткими циліндр-ричними роликами –  $3'$ ;

конічних роликових –  $2'$ .

У подальшому для скорочення запису вальниці розподіляють на такі групи: група I – кулькові радіальні, радіально-упорні і роликові з бобиною; група II – радіальні з короткими циліндричними роликами; група III – конічні роликові.

За результатами серії розрахунків для вальниць класу точності 0 з діаметрами отворів  $d=20-80$  мм складено табл. 1. Менші значення  $[\theta]$

відносяться до вальниць легкої, а більші – до вальниць середньої серії. Для вальниць 6-го класу точності значення допусків необхідно приймати на один квалітет точніше наведених в табл. 1.

Допуски співвісності посадочних поверхонь вала  $T_{SB}$  і корпуса  $T_{SK}$  задають у діаметральному виразі й відносять до номінального діаметра  $d$  і  $D$  в місці установки вальниці. Допуски перпендикулярності базових торців вала  $T_{qB}$  і корпуса  $T_{qK}$  відносять відповідно до діаметра  $d_o$  заплечика вала і діаметра  $D_I$  отвору.

Таблиця 1

Значення допусків для обмеження перекосу кілець і граничних кутів нахилу пружної лінії вала в опорі (у хвилинах)

Група вальниць	$T_{SB}$	$T_{SK}$	$T_{qB}$	$T_{qK}$	$[\theta]$
I	IT7	IT8	IT7	IT8	5,6-6,3
II	IT6	IT7	IT6	IT7	1,6-1,9
III	IT5	IT6	IT5	IT6	1,0-1,3

**Зубчасті й черв'ячні передачі.** Для обмеження концентрації тиску по поверхні отвору від натягу в з'єднанні зубчастих коліс із валом задають допуск циліндричності посадочного отвору (рис. 6, 1), що визначають співвідношенням:  $T_{цил} \approx 0,3TD$ ,

де  $TD$  – допуск розміру отвору. Щоб обмежити можливий дисбаланс повністю механічно оброблених коліс, задають допуск співвісності (2, рис. 6, а) при частоті обертання  $n > 1000$  об/хв.;  $T = 46/n$ .

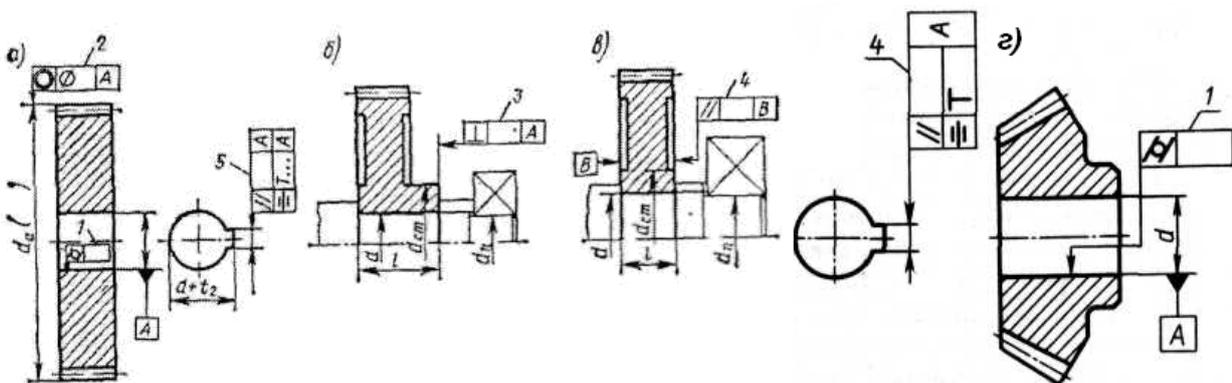


Рис. 6. Допуски циліндричності посадочних поверхонь шестірні.

Для коліс не повністю механічно оброблених, за частоти обертання  $n > 500$  об/хв., задають допуск дисбалансу, г·мм:

$$T = 623 \cdot m/n. \quad (1)$$

Тут  $m$  – маса колеса, г.

У технічних вимогах креслення роблять запис типу: “Допустимий дисбаланс не більше ... г·мм”.

Торець маточини колеса часто використовують як базу для установки підшипника. За відносної довжини посадочного отвору до його діаметра  $l/d \geq 0,8$  на торець маточини колеса задають допуск перпендикулярності (3, рис. 6, б). Квалітет для визначення допуску на діаметр маточини визначають за табл. 2.

За відношення  $l/d < 0,8$  задають допуск паралельності торців маточини (4, рис. 6, в), що відносять до діаметра маточини  $d_M$ . Квалітет визначають за табл. 2.

Якщо колесо без виточок і не має явно вираженої маточини, допуск паралельності задають на умовному діаметрі вимірювання  $d'$ , залежно від розміру колеса  $d' = (1,5 - 2,0)d$ ,

де  $d$  – діаметр посадочного отвору колеса. В рамці умовного позначення записують числове значення допуску і діаметр вимірювання, наприклад,

//	0,1/20	A
----	--------	---

.Тут  $d = 20$  мм.

Для обмеження концентрації контактного тиску, шпонковий паз повинен бути паралельний і симетричний осі посадочного отвору. Допуски паралельності й симетричності приймаються:  $T_{//} = 0,6 \cdot t_{шп}$ ;  $T_{сим} = 0,6 \cdot t_{шп}$ .

Тут  $t_{шп}$  – допуск розміру ширини шпонкового паза.

Рекомендації з вибору допусків наведено в табл. 3.

**Вали.** Допуски форми і розташування поверхонь валів приймають відповідно до посадок вальниць кочення, зубчастих і черв'ячних коліс, втулок і кілець, муфт, шківів, зірочок.

Таблиця 2

## Квалітет точності маточини

Група вальниці	Квалітет	
	допуск перпендикулярності	допуск паралельності
I	7	6
II	6	5
III	5	4

Кільця вальниць кочення дуже податливі. Вони облягають посадочні поверхні валів і набувають форму цих поверхонь. Тому, щоб в найменшій мірі пошкоджувати доріжку кочення внутрішніх кілець, задають допуски циліндричності посадочних поверхонь валів для підшипників (1, рис. 7):

$$T_{\text{цил}} \approx 0,3Td, \quad (2)$$

де  $Td$  – допуск розміру посадочної поверхні вала.

Таблиця 3

## Точність посадочних поверхонь зубчастих і черв'ячних передач

Номер позиції за рис. 6	Зміст	Рекомендована точність
1	Циліндричність отвору	$T_{\text{цил}} \approx 0,3TD$
2	Співвісність зовнішньої поверхні повністю обробленого колеса	$T = 46/n$
3	Перпендикулярність торця маточини до осі отвору $l/d \geq 0,8$	За $n > 1000$ об/хв. Квалітет за табл. 2.30
4	Паралельність торців маточини $l/d < 0,8$	Квалітет за табл. 2.30
5	Паралельність шпонкового паза	$T_{\parallel} = 0,6t_{\text{шп}}$
6	Симетричність шпонкового паза	$T_{\text{сим}} = 0,6 \cdot t_{\text{шп}}$

Зубчасті й черв'ячні колеса, муфти, шківни, зірочки насаджують на вали за посадками з натягом. Щоб обмежити концентрацію тиску, на посадочні поверхні валів також задають допуски циліндричності, які визначають за співвідношенням (3), рис. 7 (поз. 2 і 3).

Таблиця 4

## Точність посадочних поверхонь вала

Група підшипників	Квалітет	
	співвісності	паралельності
I	7	7
II	6	6
III	5	5

Для забезпечення норм кінематичної точності і норм контакту зубчастих і черв'ячних передач задають допуски задають допуски співвісності посадочних поверхонь валів для деталей цього типу відносно загальної осі посадочних поверхонь для вальниць (рис. 7, поз. 5). Допуски співвісності задають у діаметральному вираженні на діаметрі посадочної поверхні. Квалітет визначають за табл. 5. Щоб обмежити перекіс кілець вальниць, задають допуски співвісності посадочних поверхонь для вальниць відносно їх загальної осі (рис. 7, поз. 4). Допуск співвісності задають у діаметральному вираженні на діаметрі посадочної поверхні (знак  $\varnothing$  у рамці). Квалітет визначають за табл. 4.

Щоб обмежити можливий дисбаланс вала і деталей, що посаджені на вал, задають допуск співвісності посадочних поверхонь вала для муфт, шківів, зірочок відносно загальної осі посадочних поверхонь для підшипників.

Допуск співвісності в діаметральному вираженні (6, рис. 7) визначають за співвідношенням, в мкм:

$$T = 46/n, \quad (3)$$

де  $n$  – частота обертання вала, об/хв.

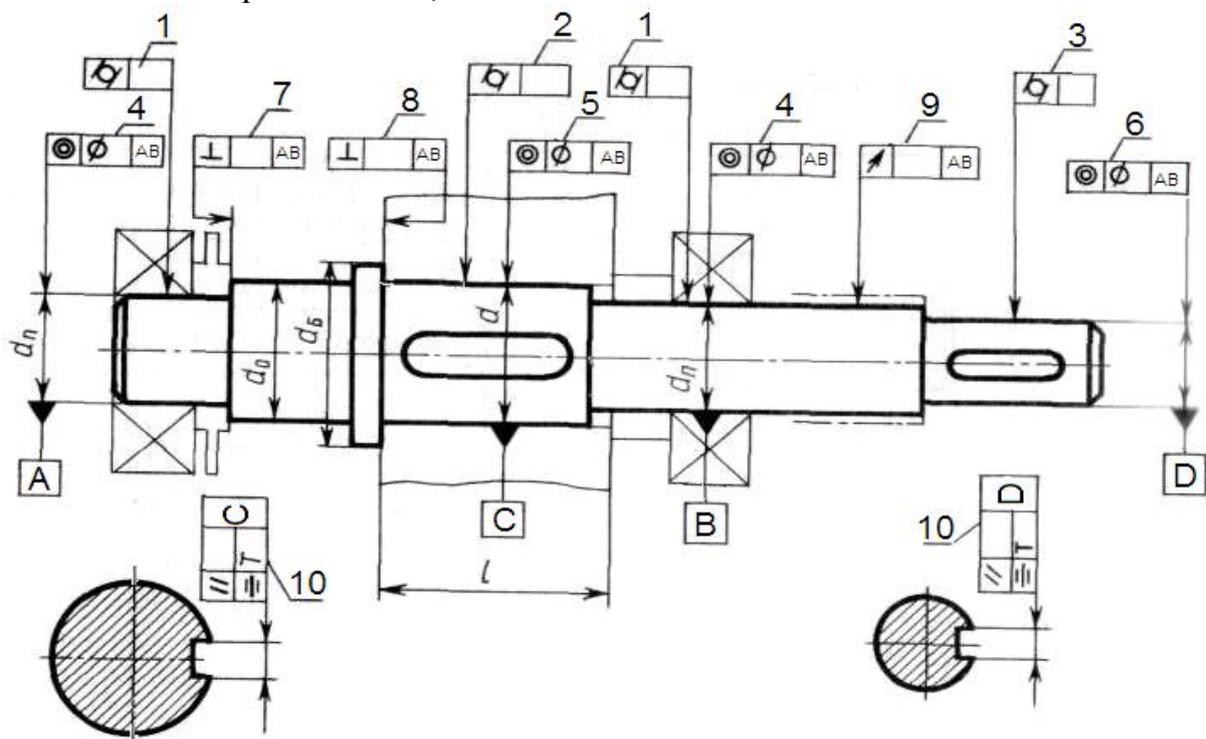


Рис. 7. Позначення допусків форми і розташування поверхонь вала на кресленнях

## Допуски співвісності

Вид передачі	Квалітет для ступенів точності (допуск співвісності)					
	кінематичної			за нормами контакту (допуск перпендикулярності)		
	6	7, 8	9	6	7,8	9
Зубчаста	5	6	7	3	4	5
Черв'ячна	6	7	8	4	5	6

На поверхні валів для манжетних ущільнень задають допуск радіального биття відносно загальної осі посадочних поверхонь для вальниць.

Тут коливання робочої кромки манжети визиває не тільки відхил розташування, але й відхил форми поверхні вала. Тому для зменшення амплітуди коливання цієї поверхні задають допуск радіального биття, що включає в себе відхил від співвісності і відхил від круглості поверхні вала. Допуск радіального биття визначають за співвідношенням (2.55). Цей допуск (рис. 7, поз. 9) задають за частоті обертання вала  $n = 1000$  об/хв.

Деякі торцеві поверхні вала служать базою для установки внутрішніх кілець вальниць і вузьких коліс, у яких відношення  $l/d < 0,2$ . На такі поверхні на кресленнях валів задають допуски перпендикулярності відносно загальної осі поверхонь для вальниць. Допуски перпендикулярності торців для вальниць задають на зовнішньому діаметрів  $d_0$  (рис. 7, поз. 7). Квалітет визначають за табл. 5.

Допуск перпендикулярності торців для базування вузьких коліс задають на діаметрі буртика  $d_6$  (рис.7, поз. 8). Квалітет приймають за табл. 5.

Щоб обмежити концентрацію контактних тисків, шпонкові пази на валах повинні бути паралельні й симетричні осі посадочної поверхні валів. Допуски паралельності і симетричності приймають:  $T_{//} = 0,6 \cdot t_{шп}$ ;  $T_{сим} = 0,4 \cdot t_{шп}$ .

Рекомендації з вибору допусків подано в табл. 6 у відповідності до номерів позицій на рис. 6.

## Допуски форми і розташування поверхонь валів

Номер позиції за рис.7	Зміст	Рекомендована точність
1, 2, 3	Циліндричність поверхонь для вальниць, коліс, шківів, муфт, зірочок	$T = 0,3t$
4	Співвісність поверхонь для вальниць	Квалітет за табл. 4
5	Співвісність поверхонь для коліс	Квалітет за табл. 5
6	Співвісність поверхонь для муфт, шківів, зірочок, мм	$T = 46/n;$ $n \geq 1000$ об/хв.
7	Перпендикулярність торців для вальниць	Квалітет за табл. 4
8	Перпендикулярність торців для вузьких коліс	Квалітет за табл. 5
9	Радіальне биття поверхні під манжетне ущільнення	$T = 46/n;$ $n \geq 1000$ об/хв.
10	Розташування шпонкових пазів	$T_{//} = 0,6 \cdot t_{шп};$ $T_{сим} = 0,4 \cdot t_{шп}$

**Втулки і кільця.** Втулкою називають деталь, у якої відношення  $l/d \geq 0,8$ , а кільцем – якщо це відношення  $l/d \leq 0,8$ .

Базовими поверхнями втулок і кілець є посадочні поверхні, а також торці. Одним із торців (торець *a* на рис. 8) ці деталі самі базуються за торцями суміжних деталей. Другий торець (торець *б*) є базою для другої суміжної деталі.

Розмір ширини кільця і довжини втулок частіше є складовим розміром складального розмірного ланцюга. Граничні відхили цього розміру визначають за результатами розрахунку відповідного розмірного ланцюга або за рекомендаціями, що приведені в табл. 7.

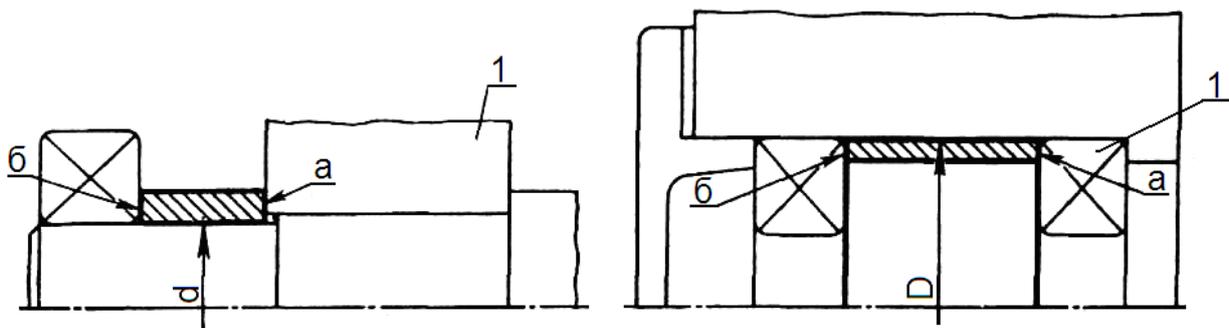


Рис. 8. Торці деталей

## Допуски складових ланок

Вид компенсатора	Допуск складового розміру для поверхонь		
	охоплюючих	охоплювальних	решта
Деталь, що оброблюється при складанні	H11	h11	$\pm IT14/2$
Набір прокладок	H12	h12	$\pm IT12/2$
Зазор; гвинт – гайка	H14	h14	$\pm IT14/2$

Відомо, що положення втулки на валу або в отворі корпусу визначається сполученням по циліндричній поверхні.

Посадки втулок повинні мати мінімальний зазор або мінімальний натяг. За великого зазору втулка за своїми показниками перетворюється на кільце. За великого натягу ускладнюється збір деталей і ніяких експлуатаційних переваг така посадка не має.

Коли вибір полів допусків отвору і вала нічим не зумовлений, то найбільш придатними посадками втулок на вал та в корпус є H7/js6; H7/k6; H7/m6/.

Коли ж поля допусків валів або отворів задано в зв'язку з установкою сусідніх деталей, наприклад, вольниць кочення, зубчастих і черв'ячних коліс, необхідно підбирати такі поля допусків отворів або зовнішніх діаметрів втулок, щоб зазори або натяги були мінімальними.

Відомо, що положення кільця на вала або у отворі корпусу за будь-якої посадки, з натягом або зазором, визначається його торцями. При підтисненні кільця до торця сусідньої деталі, наприклад, до торця деталі 1 на рис. 8, відбувається поворот кільця до повного прилягання торців. За посадки з зазором поворот таких деталей відбувається без перешкод. За посадки з натягом поворот деталі спричиняє зібгання кромки і пружні деформації поверхонь вала і отвору кільця. Тому нема необхідності використовувати

для кілець посадки з натягом. Для зручності установки доцільно для них застосовувати тільки посадки з зазором.

За складання кільце обов'язково зміщується радіально в границях посадкового зазору. Радіальне зміщення кілець в отворі нерухомого корпусу не має небажаних наслідків. Зміщення ж кілець на обертальних валах може бути причиною незрівноваженості деталей комплексу вала. Така незрівноваженість спричиняє вібрації і динамічні навантаження, які зростають зі збільшенням частоти обертання вала.

Коли вибір полів допусків отвору і вала нічим не зумовлений, рекомендується приймати посадки кілець на вал H11/d11; H10/d10 або H9/d9. За високої частоти обертання вала ( $n > 1000$  об/хв.) з метою зниження можливого дисбалансу посадки кілець на вал слід приймати H8/h8; H8/h7; H7h6.

Коли поля допусків валів задано в зв'язку з установкою сусідніх деталей, слід застосовувати для гарантії зазору поля допусків отворів кілець D11, d10 або D9.

Поле допуску зовнішнього діаметра кілець, що вставляються в отвори корпусів, у всіх випадках слід приймати d11.

Наведемо делька прикладів вибору полів допусків кілець. На рис. 9, а показано кінцеву ділянку вала черв'ячного колеса, що обертається з частотою 100 об/хв. На цій ділянці встановлено вальниця і мастилозатримуюче кільце. Поле допуску вала прийнято k6 із умови посадки вальниця к'чення. Цапфу вала доцільно виконувати по всій довжині за полем допуску k6. Поле допуску отвору кільця D11, а посадка D11/k6. Поле допуску посадкової поверхні вала для вальниці може бути не тільки k6, але і іншим, з числа рекомендованих. Тоді і позначення посадки буде інше, але поле допуску його отвору залишиться D11.

На рис. 9, б показано на валу зубчасте колесо, дистанційне кільце і вальниця кочення, які затягуються гайкою до упору в торець буртика вала. Частота обертання вала 700 об/хв. За установлення дуже вузького кільця ( $1/d \leq 0,5$ ) по всій довжині посадки вала зберігається поле допуску r6, тому, що це

потрібно для установки зубчастого колеса. Це спрощує шліфування поверхні вала і не збільшує номенклатуру різального і вимірювального інструмента. Тоді поле допуску кільця призначають D11. При довжині кільця ( $0,5 < l/d < 0,8$ ) для нього задають посадку з зазором H9/d9. Така посадка полегшує також і установки колеса на вал.

Часто кільце розташовують на посадковій поверхні для підшипника кочення (рис. 9, в). Поле допуску на отвір кільця призначають залежно від частоти обертання вала. Так, за частоти обертання вала менше 1500 об/хв. поле допуску на отвір кільця D9, D10 або D11. За частоти обертання вала більше 1500 об/хв. приймають поля допусків H9, H10, H11.

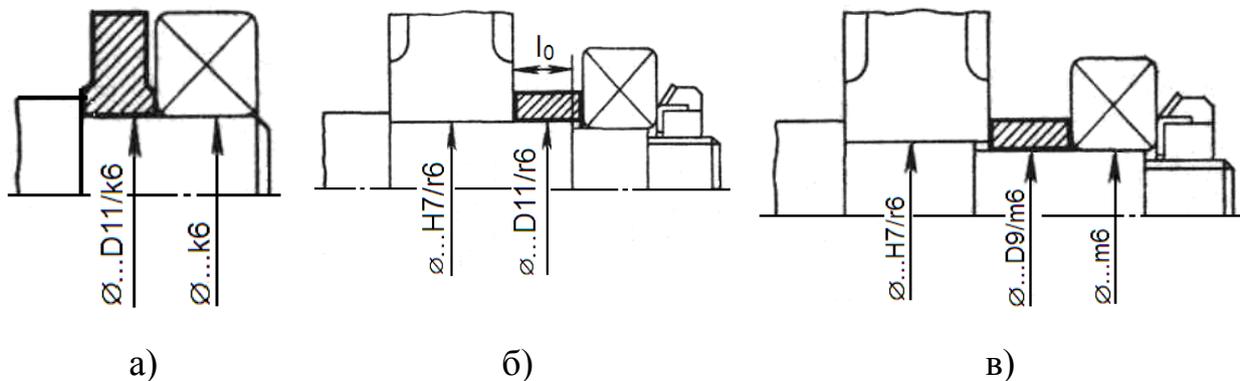


Рис. 9. Приклади вибору полів допусків кілець.

У прикладах конструкцій, показаних на рис. 10, поле допуску отвору прийнято H7 із умови посадки вальниці кочення. В зв'язку з цим посадка кільця H7/d11.

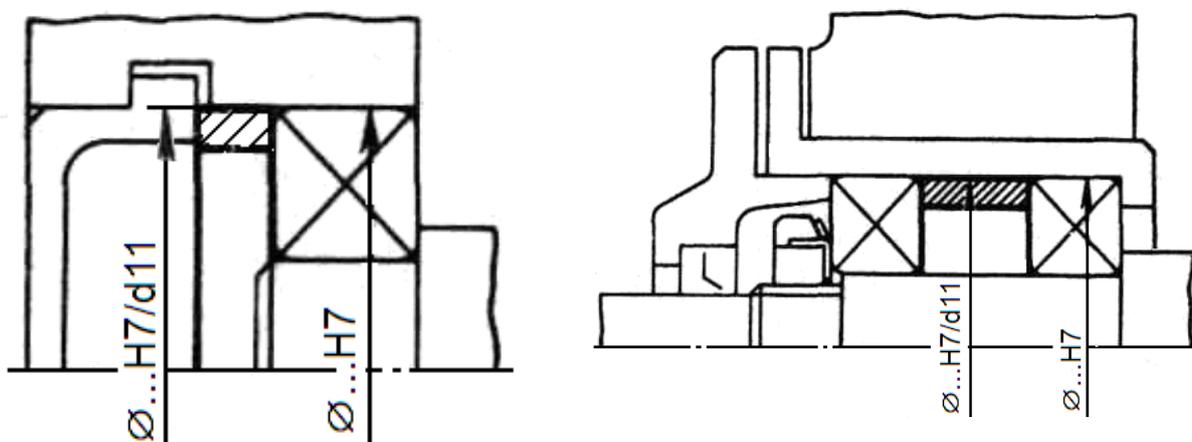


Рис. 10. Приклади вибору полів допусків кілець.

Викладені вище рекомендації щодо вибору посадок втулок і кілець для

зручності зведено в табл. 8 і 9.

Таблиця 8

## Рекомендації щодо вибору посадок втулок

Область застосування	Позначення посадок і полів допусків	
Посадки втулок на вал незалежні	H7/js6; H7/k6; H7/m6	
	Вал	Отвір втулки
Посадки втулок на вал, що залежать від посадок сусідніх деталей	js6; k6; m6	H7
	js7; k7; m7	H8
	js8; m7; n7	H9
	p6; r7; s7	F8
	s7; t6	E9
	u7; u8	D9; D10; D11
Посадки втулок у корпус незалежні	H7/js6; H7/k6	H7/m6
Посадки втулок на вал, що залежать від посадок сусідніх деталей	Отвір корпусу	Втулка
	H7	js6; k6; m6
	H8	js7; k7; m7
	H9	js8; m7; n7
	JS7	js6
	JS8	js7

Таблиця 9

## Рекомендації щодо вибору посадок кілець

Область застосування	Позначення посадок і полів допусків	
Посадки кілець на вал незалежні	Частота обертання вала, n, об/хв.	
	< 1500	>1500
	H11/d11; H10/d10; H9/d9	H8/h8; H8/h7; H7/h6
Посадки кілець на вал, що залежать від посадок сусідніх деталей	Поля допусків отворів кілець	
	D9; D10; D11	H11; H10; H9
Посадки кілець у корпус	Поле допуску зовнішнього діаметра кілець d11	

Найчастіше торці деталей типу втулок і кілець є базовими для вальниць кочення. Тому на торці цих деталей необхідно призначати допуски розташування. Якщо між вальницею і торцем заплечика вала, торцем деталі, що міститься на валу з відношенням  $l/d \geq 0,8$ , або між вальницею і корпусом розташоване кільце чи втулка (рис. 11), то квалітет для визначення допусків паралельності торців кільця (рис. 11 а,б) і перпендикулярності торців втулок (рис. 11 в,г) приймають за даними табл. 10.

Позначення груп підшипників те ж саме, що і в табл. 10. Тому, що втулки – деталі симетричні, допуски перпендикулярності задають на два торця.

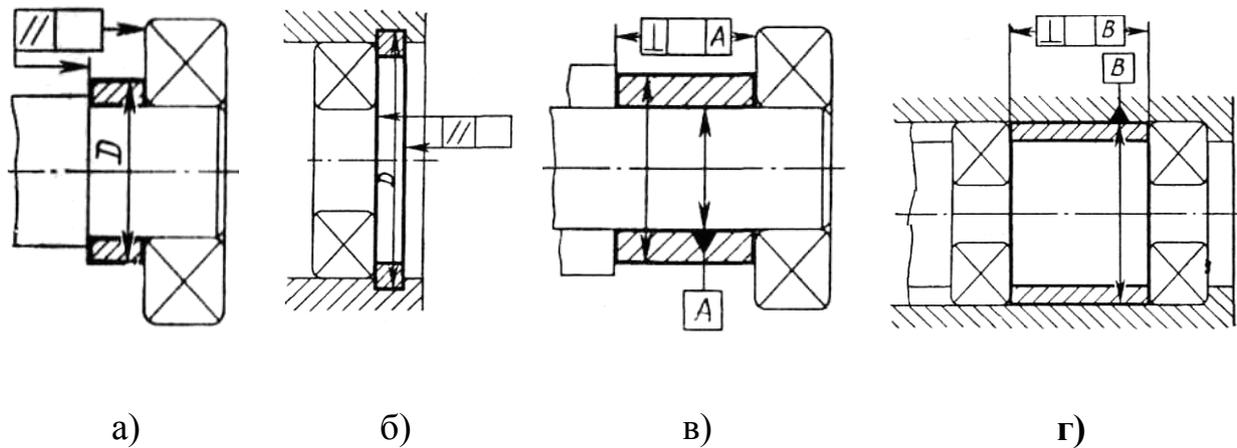


Рис. 11. Допуски розташування втулок і кілець.

Таблиця 10

Допуски розташування кілець і втулок

Вид допуску	Область застосування	Квалітет		
		Група вальниць		
		I	II	III
Паралельність торців кілець на діаметрі $D$	Посадка кілець на валу (рис. 9, а)	6	5	4
	Посадка кілець у корпусі (рис. 9, б)	7	6	5
Перпендикулярність торців кілець на діаметрі $D$	Посадка втулок на валу (рис. 9, б)	7	6	5
	Посадка втулок у корпусі (рис.9, г)	8	7	6

Література

1. Практикум з дисципліни “Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання : навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. освіти / Г. О. Іванов, В. С. Шибанін, Д. В. Бабенко та ін.; за ред. Г. О. Іванова і В. С. Шибаніна. – К. : Видавництво „Аграрна освіта”, 2008. – 648 с.

## ЗМІСТ

<b>СЕКЦІЯ «АКТУАЛЬНІ ПРОБЛЕМИ ВЗАЄМОЗАМІННОСТІ І СТАНДАРТИЗАЦІЇ».....</b>	<b>7</b>
<b>СТАН ТА ПРОБЛЕМИ ВДОСКОНАЛЕННЯ НАЦІОНАЛЬНОЇ СИСТЕМИ СТАНДАРТИЗАЦІЇ.....</b>	<b>7</b>
<b>ПРОБЛЕМИ ТА ОСОБЛИВОСТІ ГАРМОНІЗАЦІЇ СТАНДАРТІВ У МАШИНОБУДУВАННІ .....</b>	<b>9</b>
<b>ЩОДО ГАРМОНІЗАЦІЇ НАЦІОНАЛЬНОГО СТАНДАРТУ СИСТЕМИ ДОПУСКІВ ТА ПОСАДОК ІЗ МІЖНАРОДНИМ.....</b>	<b>15</b>
<b>ХАРАКТЕРНІ ВЛАСТИВОСТІ СИСТЕМАТИЗАЦІЇ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ ЯКІСТЮ ПІДПРИЄМСТВ З УРАХУВАННЯМ ВИМОГ МІЖНАРОДНИХ СТАНДАРТІВ.....</b>	<b>20</b>
<b>ВИБІР СИСТЕМИ ПОСАДОК, КВАЛІТЕТУ І ВИДУ ПОСАДОК.....</b>	<b>28</b>
<b>ЗАСТОСУВАННЯ ПОСАДОК З ГАРАНТОВАНИМ ЗАЗОРОМ .....</b>	<b>33</b>
<b>ЗАСТОСУВАННЯ ПОСАДОК З ГАРАНТОВАНИМ НАТЯГОМ.....</b>	<b>38</b>
<b>ВИБІР І ПРИЗНАЧЕННЯ ПЕРЕХІДНИХ ПОСАДОК.....</b>	<b>42</b>
<b>СЕКЦІЯ «ТЕОРІЯ ТА ПРАКТИКА ВЗАЄМОЗАМІННОСТІ І СТАНДАРТИЗАЦІЇ».....</b>	<b>47</b>
<b>МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ РЕСУРСУ ЗА ДИНАМІКОЮ ЗНОШУВАННЯ ДЕТАЛЕЙ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ .....</b>	<b>47</b>
<b>ЩОДО ЗМЕНШЕННЯ ПОХИБКИ ДІАМЕТРАЛЬНИХ РОЗМІРІВ ПРИ ОБРОБЦІ НА УНІВЕРСАЛЬНИХ ТОКАРНИХ ВЕРСТАТАХ.....</b>	<b>54</b>
<b>ХАРАКТЕРНІ ДЕФЕКТИ ТА ТЕХНОЛОГІЯ ВІДНОВЛЕННЯ ЛАП КУЛЬТИВАТОРІВ .....</b>	<b>57</b>
<b>ОСОБЛИВОСТІ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ КОМБАЙНІВ ....</b>	<b>59</b>
<b>НОРМУВАННЯ НАДІЙНОСТІ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ВУЗЛІВ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ.....</b>	<b>62</b>

<b>РОЗРАХУНОК ДОПУСКІВ ФОРМИ І РОЗТАШУВАННЯ ВАЛІВ.....</b>	<b>64</b>
<b>СЕЛЕКТИВНЕ СКЛАДАННЯ. РОЗРАХУНОК ЧИСЛА ГРУП ДЛЯ З'ЄДНАНЬ З ГАРАНТОВАНИМ ЗАЗОРОМ.....</b>	<b>67</b>
<b>СЕЛЕКТИВНЕ СКЛАДАННЯ. РОЗРАХУНОК ЧИСЛА ГРУП ДЛЯ З'ЄДНАНЬ З ГАРАНТОВАНИМ НАТЯГОМ.....</b>	<b>71</b>
<b>РОЗРАХУНОК ДОПУСКІВ ФОРМИ І РОЗТАШУВАННЯ СТАКАНІВ І КРИШОК.....</b>	<b>75</b>
<b>ОБҐРУНТУВАННЯ РОЗРАХУНКУ ДОПУСКІВ ФОРМИ І РОЗТАШУВАННЯ ПОВЕРХОНЬ ДЕТАЛЕЙ МАШИН.....</b>	<b>81</b>
<b>ЗМІСТ.....</b>	<b>95</b>





Наукове видання

**СУЧАСНІ ПРОБЛЕМИ ВЗАЄМОЗАМІННОСТІ  
ТА СТАНДАРТИЗАЦІЇ У МАШИНОБУДУВАННІ**

Матеріали IV-ої Всеукраїнської науково-практичної конференції  
молодих учених і студентів  
6-7 квітня 2016 р.  
м. Миколаїв

Технічний редактор: П.М. Полянський

Комп'ютерна верстка: П.М. Полянський

Формат 60x84/16. Ум. друк арк. 6,25  
Тираж 50 прим. Зам. № 8.

Надруковано у видавничому відділі  
Миколаївського національного аграрного університету  
54020, м. Миколаїв, вул. Паризької Комуни, 9

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 4490 від 20.02.2013 р.

---