

ХАРКІВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

На правах рукопису

**Барський Віктор Михайлович**

**Забезпечення технологічності  
та параметрів експлуатування  
з'єднань з натягом**

Спеціальність 05.02.08.-*Технологія машинобудування*

*Автореферат*  
дисертації на здобуття наукового  
ступеня кандидата технічних наук

Харків - 1997



Дисертація є рукописом

Робота виконана на кафедрі "Технології машинобудування"  
Української інженерно-педагогічної академії

Науковий керівник: кандидат технічних наук, професор  
Малицький Ігор Федорович

Офіційні опоненти доктор технічних наук, професор  
Захаров Микола Володимирович  
кандидат технічних наук, доцент  
Святуха Анатолій Якимович

Провідне підприємство: Харківський науково-дослідний  
інститут технології машинобуду-  
вання

Захист відбудеться " 5 " серпня 1997 р. в 14<sup>00</sup> годин  
на засіданні спеціалізованої ради Д 02.09.01 у Харківсь-  
кому політехнічному університеті  
(310002, м.Харків-2, МСП, вул. Фрунзе 21)

Автореферат розісланий " 30 " квітня 1997 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради

Узунян М.Д.

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** На Полтавському турбомеханічному заводі мали місце непоодинокі випадки заклинювання вузла підшипників ковзання масляних насосів, які встановлювалися на компресорах типу ПК 5,25. Згідно відомостей ПТМЗ мали місце 4-5% випадків заклинювання підшипників від загальної кількості компресорів. Аналіз подібних вузлів на інших підприємствах, які випускають компресори інших типів дає такий же відсоток, а де-коли і більший.

Підшипник ковзання працював в умовах термодії при максимальному нагріві мастила близько  $100^{\circ}\text{C}$  при швидкості обертання 1450 об/хв і незначних питомих тисках цапфи на втулку підшипника ковзання. Для таких умов роботи підшипника ковзання не було розрахунку зазорів між валиком і втулкою при умові, що втулка деформується за порогом пропорційності (пружності). Підшипник працював за порогом рідинного тертя. При проектуванні даних вузлів і однотипних їм звичайно використовувався прикладний розрахунок, передбачаючий пружне деформування як втулки, так і корпусу.

**Мета роботи** полягала у визначенні способу складання вузла підшипника ковзання, забезпечуючого усунення заклинювання валика у втулці підшипника ковзання.

### **Завдання, які вирішуються.**

1. Забезпечити працездатність і надійність вузла підшипника ковзання маслонасосів типу ПК.
2. Виявити за допомогою законів математичної статистики наявність усадки втулки підшипника ковзання маслонасосу при термодії в процесі експлуатації.
3. Розробити і науково обґрунтувати методику виз-

начення оптимальних величин зазорів у підшипниках ковзання із ріднорідних матеріалів при їх складанні з метою забезпечення необхідного зазору в процесі експлуатації в зв'язку з його зменшенням за рахунок термодії.

**Загальна методика дослідження.** Методами математичної статистики була досліджена задана кількість вузлів підшипників ковзання при умовах, аналогічних робочим на компресорі, доведено і визначено величину усадки бронзової втулки із матеріалу Бр ОЦС 5-5-5. Для опису напружено-деформованого стану матеріалу втулки використані формули, одержані для визначення контактного тиску і усадки втулки для пружної, пружно-пластичної і пластичної деформацій. Для визначення зазорів у підшипнику ковзання між валиком і втулкою використана теорія гідродинамічного тертя, при допомозі якої виведена емпірична формула визначення максимально-допустимих зазорів у підшипниках з малим питомим тиском цапфи на втулку.

#### **Автор захищає :**

методику розрахунку усадки отвору втулки підшипника ковзання при деформуванні матеріалу втулки за порогом пропорційності при термодії в процесі експлуатації;

розрахункові залежності для визначення внутрішнього діаметру втулки при термодії в процесі експлуатації;

методику визначення допустимих діаметральних зазорів між валиком і втулкою у підшипнику ковзання при малих питомих навантаженнях на підшипник ковзання і достатньо високих швидкостях обертання валика, що підвищує довговічність підшипника;

спосіб складання вузла, враховуючи вище викладені методики для забезпечення надійності та довговічності вузла маслонасосу компресора;

математичну модель по визначенню бокових зазорів у вузлі маслonaсосу на компресорах, яка враховує залежність від діаметрального зазору.

**Наукова новизна.** Розроблена і науково обгрунтована методика визначення оптимальних величин зазорів у підшипниках ковзання із різнорідних матеріалів при їх складанні пресуванням та за допомогою термодії, коли вони працюють при підвищених температурах (на прикладі маслonaсоса компресорів).

Знайдений взаємозв'язок між змінними у часі температурами елементів підшипника ковзання, які є наслідком зміни робочої температури компресора та величиною зазору у підшипнику ковзання.

**Практична цінність роботи.** Забезпечена працездатність і надійність вузла підшипника ковзання маслonaсосів типу ПК при роботі насоса в різних температурних режимах. Розроблена технологія складання підшипникового вузла ковзання, яка забезпечує безаварійність його роботи, внаслідок втілення якої у виробництво Полтавського турбомеханічного заводу, було отримано економічний ефект і ліквідовано брак виробництва.

**Реалізація роботи.** Результати досліджень і розроблена методика були впроваджені на АО ПТМЗ і був отриманий економічний ефект.

**Апробація роботи.** Основні результати роботи були викладені на науково-практичній конференції "Прогресивні технологічні процеси в машинобудуванні і стимулювання їхнього втілення у виробництво /Харків.1990/ та на наукових семінарах Української інженерно-педагогічної академії.

**Публікації роботи.** По матеріалам дисертації опубліковані 3 друковані роботи .

**Структура, обсяг роботи.** Дисертаційна робота містить 104 сторінки машинописного тексту, 23 рисунки, 29 таблиць; складається із вступу, п'яти глав з висновками

по кожній з них, загальних висновків, списку літератури, що включає 126 найменувань, додатків.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

Розглянутий стан питання, обґрунтовується актуальність теми, визначається мета і основні задачі дослідження, проведеного стосовно до процесу заклинювання вузла підшипника ковзання маслonaсосу компресора.

Поданий аналіз літературних джерел за темою роботи.

В дисертаційній роботі зроблений аналіз друкованих робіт по питанням, зв'язаних з роботою підшипників ковзання.

Розглянуті фундаментальні роботи, що розкривають основний зміст гідродинамічної теорії тертя. Початок сучасної теорії рідинного тертя поклав у 1883 році Н.П.Петров, який доказав, що тертя між шипом і цапфою рідинне і зв'язане із властивостями мастила, і коефіцієнт тертя непостійний. Теорію рідинного тертя розвинули такі вчені, як О.Рейнольдс, С.А.Чаплигін, М.В.Жуковський, А.Зомерфельд, А.Мітчель, М.І.Яновський, Е.Фальц, М.Гюбель та інші, які провели необхідні теоритичні та експериментальні дослідження для розрахунку підшипників ковзання, що найчастіше використовуються в машинобудуванні.

Розглянуто багато робіт, присвячених методам розрахунку параметрів напружено-деформованого стану матеріалу деталей, складених з натягом, методам визначення усадки внутрішньої поверхні запресованої в корпус втулки вузла підшипника ковзання; способам і якості з'єднань з натягом.

Г.Лямме вперше дослідив параметри напружено-деформованого стану /НДС/ матеріалу циліндричної

товстостінної труби. В останній час теоритичним дослідженням НДС присвячені роботи таких вчених, як В.В.Соколовський, Н.Н.Малінін, В.В.Пономарьов, С.Верт, Г.Бюллер та інших. Автори багатьох робіт, наприклад, Л.Т.Балацький, А.І.Жабін, О.Б.Деринг та інші не рекомендують застосовувати великі натяги в з'єднаннях з різнорідними матеріалами, коли коефіцієнт лінійного розширення охоплюючої деталі менший за коефіцієнт лінійного розширення охоплюємої деталі ( $\alpha_2 < \alpha_1$ ).

Але Д.С.Пономарьов, В.А.Добровольський, Г.Я.Андреев та його школа: М.Н.Іванов, В.І.Кушаков, Н.К.Литкіна, І.Ф.Малицький, Б.М.Арпентьев доказали протилежну точку зору на це питання. Також цими авторами повно розглянуто питання індукційно-теплого складання деталей із різнорідних матеріалів. Так, наприклад, цими авторами рекомендовано проводити індукційне нагрівання корпусу і інтенсивне охолодження втулки, яка з ним складається, що дозволяє регулювати температурну складову натягу при складанні, або її ліквідувати. Але не можна сказати, що дослідження по цьому питанню вже повністю завершені. До цього часу не має математичної моделі розрахунку допустимих зазорів для малонавантажених підшипників ковзання, яка б враховувала напружено-деформований стан матеріалу та гідродинамічну теорію тертя, і завдяки якій можна було б зробити розрахунки зазорів у вузлі маслонаосу компресора.

Проведений аналіз фундаментальних робіт, де проводиться теоретичне положення точності обробки та технічний аналіз якості конструкцій та технологічного процесу виготовлення машин. Це такі автори, як О.Б.Яхін, Б.С.Балашкін, Н.П.Косов, Ш.М.Білик, Б.М.Дмитрієв, А.Н.Гаврилов, В.Г.Калитенко та інші, які провели теоретичні та експериментальні дослідження по розрахунку

точності технологічних процесів. В.С.Корсаков запропонував аналітичний метод дослідження точності механічної обробки.

Обґрунтовуються, також, мета і завдання роботи. Мета дисертаційної роботи полягає у технологічному забезпеченні надійної роботи підшипників ковзання компресора.

Наведена математична модель управління технологічністю та параметрами експлуатації з'єднань з натягом. Основне завдання дослідження є необхідність визначити оптимальні геометричні розміри складаємих деталей маслonaсосу та метод їх складання для забезпечення якості та надійності роботи вузла маслonaсосу. Необхідно дати теоритичне обґрунтування причин заклинювання вузла підшипника ковзання маслonaсосу, при якому відбувається зріз валика і вихід зі строю всього компресора, та усунути це явище. Об'єктом дослідження є вузол маслonaсосу компресора типу ПК. Він забезпечує подачу мастила до шийок коленвала, поршнів, циліндрів під певним тиском. Вузол маслonaсосу працює в зоні високих температур (близько 100°C) зі змащуванням поверхні тертя компресорним мастилом К-19. Маслonaсоси працюють з тиском 0,2-0,6 МПа. Використовуючи методи математичної статистики, аналізуючи випадкові величини було встановлено, що дійсні розміри контролюємих партій основних деталей вузла масляного насосу підлягають нормальному закону розподілу, і технологічний процес сталий.

Внаслідок аналізу точності виготовлення досліджуваних деталей вузла маслonaсосу можна зробити такі висновки:

- розсіяння погрішності контролюємих параметрів за критеріями згідності  $P(\lambda_k)$  і  $P(\chi^2)$  підлягають нормальному закону розподілу;
- величини погрішностей обробляємих деталей не

перевищують величин допусків;

- настройка верстатів за техпроцесом забезпечує сталу роботу без браку.

У таблиці 1 представлені основні точнісні характеристики деталей вузла маслonaсосу і оцінка точності і сталості технологічного процесу.

Таблиця 1

назва деталі	$\lambda$	$P(\lambda)$	$P(\chi^2)$	$\sigma$	$\Delta_0$	$e_{\phi}$	$e_{\text{доп}}$	$K_T$	висновок сталості т.п	закон розподілу
валик $\varnothing 21_{-0,04}^{-0,02}$	0.424	0.9874	0.0333	0.265	20.969	0.0248	0.434	0.566	С Т А Л И Й	Н О Р М А Л Ь Н И Й
валик $12_{-0,034}^{-0,016}$	0.5657	0.9228	0.0833	0.277	11.975	0.0267	0.465	0.535		
втулка $\varnothing 21_{+0,021}^0$	0.565	0.9228	0.1354	0.3002	21.01	0.471	0.314	0.566		
корпус $12_{+0,028}^{+0,042}$	0.707	0.7112	0.2	0.2895	12.037	0.014	0.41	0.587		

Працездатність і термін служби підшипника ковзання залежить від багатьох факторів, самим визначним з яких є присутність оптимального зазору між валиком і втулкою при роботі вузла підшипника ковзання. Експериментальні пошуки залежності від робочої температури усадки внутрішнього діаметру втулки ( $\varnothing 21_{+0,021}^0$ ), запресованої в корпус, приведені в 4 главі дисертаційної роботи показали, що при нагріванні до  $100^{\circ}\text{C}$  зміна внутрішнього діаметру втулки знаходиться в діапазоні 2-16 мкм для партії деталей із 48 шт.

Методом математичної статистики можна проаналізувати, чи має усадка випадковий характер і як впливає натяг між корпусом і втулкою на усадку при термодії. В результаті аналізу випадкових величин було встановле-

но, що при  $\bar{X}=9,817$ ;  $S=3,119$  та  $\chi^2=4,643$  критерій Колмогорова  $P(\chi^2)=0,103>0,05$ , звідки виходить, що гіпотеза нормальності розподілу є вірною. Остаточна зміна внутрішнього діаметру втулки підшипника ковзання буде знаходитись у межах

$$\bar{X}-3S<\Delta d<\bar{X}+3S \quad (0,36<\Delta d<19,075).$$

Працездатність вузла підшипника ковзання, як ми бачимо, залежить від оптимального зазору між внутрішнім діаметром втулки і діаметром цапфи при усталеному режимі роботи машини. Тому точність розрахунку внутрішнього діаметру втулки підшипника ковзання має велике значення. Втулка підшипника ковзання, яка виготовлена з бронзи, внаслідок запресовування в корпус, під дією температури в процесі експлуатації вузла може зазнавати пружно-пластичної і пластичної деформації. При цих видах деформацій внутрішній діаметр втулки при експлуатації буде різним. Визначемо його для цих видів деформацій.

#### Пружно-пластична деформація

$$d_{\text{дс}}=d_1\left\{ \left[ 1 - \frac{\sqrt{3} \cdot \sigma_n \cdot r_n^2}{2E_1 \cdot r_1^2} \right] \cdot [1+\alpha_1(T_e-T_c)] \right\}$$

#### Пластична деформація

За чистої пластичної деформації втулки підшипника ковзання при експлуатації контактний тиск повинен бути більшим, ніж при пружно-пластичній деформації. Внутрішній діаметр втулки визначим за формулою:

$$d_{\text{дс}}=d_1\left\{ \left[ 1 - \frac{\sqrt{3} \cdot r_k^2}{2E_1} \cdot \frac{\sigma_n}{r_1^2} (p/p_2)^{1/m_x} \cdot [1+\alpha_1(T_e-T_c)] \right] \right\},$$

де  $r_n, r_k, r_1$  - радіуси пластичний, контактний, внутрішній втулки;  $p, p_2$  - тиск;  $d_1$  - внутрішній початковий діаметр втулки;  $\sigma_n$  - межа пластичності матеріалу втулки;  $T_e, T_c$  - температури експлуатації і середовища;  $\alpha_1$  - коефіцієнт лінійного розширення матеріалу втулки;  $E_1$  - модуль пружності матеріалу втулки.

Для забезпечення довговічності виробів, відповідальні з'єднання із зазорами повинні працювати в умовах, при яких зношення деталей буде мінімальним. Це досягається при рідинному терті, тоді, як мастило повністю відокремлює цапфу від вкладки чи втулки підшипника ковзання, і тертя між металевими поверхнями замінюється на внутрішнє тертя в мастилі. Рідинне тертя створюється при умовах, коли мастило захоплюється цапфою в постійно звужуючийся (клиновий) зазор між цапфою і вкладками підшипника, і з'являється гідродинамічний тиск. Цей тиск врівноважує зовнішнє навантаження і прагне розклинити поверхні цапфи і вкладки, змістити цапфу у більш навантажену зону. Таке розклинювання може бути тільки завдяки належності певних зазорів між цапфою і вкладками. Цапфа зміщується в напрямку обертання в навантажену зону, і діаметральний зазор по осі центрів валу і отвору  $\delta-d$  (з'являється у стані спокою) поділяється на нерівні частини:  $h_{\min}$  - зазор (товщина масляного шару мастила) у місці найбільшого зближення поверхні цапфи і вкладки;  $H=\delta-h_{\min}$  - зазор на діаметрально протилежному боці. При сталому режимі роботи, положення валу відносно центру отвору вкладки підшипника, яке характеризується абсолютним ексцентриситетом  $e$  і відносним ексцентриситетом

$$\chi = e / (\delta / 2)$$

визначається величиною середнього питомого тиску.

Найменша товщина шару мастила:

$$h_{\min} = \delta / 2 - e = \delta / 2 \cdot (1 - \chi)$$

Мінімально допустимий зазор у підшипнику ковзання, при якому забезпечується рідинне тертя, визначається за формулою:

$$S_{\min} = \frac{k\mu\omega d^2 - \sqrt{(k\mu\omega d^2)^2 - 16ph_{\text{кр}} \cdot m \cdot \mu\omega d^2}}{4ph_{\text{кр}}}$$

Враховуючи гідродинамічну теорію тертя мастила мінімально допустимий складальний зазор у підшипнику ковзання за умови пластичної деформації матеріалу втулки обумовлюється формулою:

$$S'_{\min} = \Delta'_{\min} - \{d_1 [1 - 4(P\Psi_1/A)^{1/m}] \cdot [1 + \alpha_1(Te - Tc)] - (d_1 - eS) \cdot [1 + \alpha_2(Te - Tc)]\}$$

де  $\Delta'_{\min}$  - мінімально допустимий зазор із рахунку теорії гідродинамічного тертя:

$$\Delta'_{\min} = d_1 - (d_1 - eS) + S_{\min}$$

За умови пружно-пластичної деформації матеріалу втулки мінімально допустимий складальний зазор буде обчислюватися за формулою:

$$\Delta_{\min} = \Delta'_{\min} - \left\{ d_1 \left[ 1 - \frac{\sqrt{3}\sigma_n r_n^2}{2E_1 r_1^2} \right] \cdot [1 - \alpha_1(Te - Tc) - (d_1 - eS) \times (1 + \alpha_2(Te - Tc))] \right\}$$

При роботі масляного насосу валик, обертаючись у взаємодії з коленвалом може відхилитися від горизонтальної осі на величину кута, який обумовлюється зазором між валиком і втулкою. При цьому бокові поверхні валика з лопастями можуть входити в контакт із кришкою і фланцем, якщо висота корпусу не забезпечує необхідного бокового зазору  $S_{\min.бок}$ . Розраховуючи математичну модель вузла масляного насосу, отримаємо формулу:

$$S_{\min.бок} = 2(D-d) \cdot \text{Sin}[\text{arctg}(\Delta_{\max}/2L)/2],$$

де  $L$  - довжина підшипника;  $D$  - зовнішній діаметр

робочої частини валика;  $d$  - зовнішній діаметр валика і внутрішній діаметр втулки.

Максимально допустимий зазор при заданому мінімальному боковому зазорі:

$$S_{\max} = 4L \cdot \operatorname{tg} \left( \arcsin \frac{S_{\min \text{бок}}}{2(D-d)} \right)$$

Таким чином, завдяки одержаним у дисертаційній роботі формулам вираховуємо, що в данному випадку, враховуючи пружно-пластичну деформацію матеріалу втулки, мінімально допустимий складальний зазор у підшипнику ковзання вузла маслонасосу  $\Delta_{\min} = 0,03$  мм. Мінімально допустимий боковий зазор  $S_{\min \text{бок}} = 0,056$  мм.

Наведений синтез метода складання з'єднань з гарантійним натягом. Зроблений аналіз існуючих методів складання. Розглянемо метод складання з нагрівом корпусу. За формулою

$$T_{\text{в скл}} = e^{-\kappa/3} \cdot (T_{\text{в}} - T_{\text{с}}) + T_{\text{с}},$$

де  $\kappa = 0,221$  - експериментальний коефіцієнт, отримаємо температуру  $T_{\text{в скл}}$ : до якої нагрівається втулка при складанні  $T_{\text{в скл}} = 285^{\circ}\text{C}$ .

За аналогічними розрахунками наведеними у главі 2 отримаємо, що за такої температури втулка при охолодженні до температури навколишнього середовища  $T_{\text{с}} = 20^{\circ}\text{C}$  буде випадати з корпусу, і з'єднання не буде. Практично потрібно отримати температуру складання  $T_{\text{скл}} = 140^{\circ}\text{C}$ . Внутрішній діаметр втулки підшипника ковзання при складанні з нагрівом за упруго-пластичної деформації матеріалу втулки розраховується за отриманою формулою:

$$d_{\text{де}} = d_1 \cdot \left\{ \left[ 1 - \frac{\sqrt{3} \cdot \sigma_n \cdot r_n^2}{2E_1 \cdot r_1^2} \right] \cdot [1 + \alpha_1 \cdot (T_e - T_c)] \cdot [1 - \alpha_2 \cdot (T_{\text{в скл}} - T_c)^2] \right\}$$

Мінімально допустимий складальний зазор отримаємо за формулою:

$$\Delta_{\min} = \Delta'_{\min} - \{d_1 \cdot \left[ 1 - \frac{\sqrt{3 \cdot \sigma_n \cdot r_n^2}}{2E_1 \cdot r_1^2} \right] \cdot [1 + \alpha_1 (T_e - T_c)] \times \\ \times [1 - \alpha_2^2 \cdot (T_{\text{скл}} - T_c)^2 - (d_1 - eS) \cdot (1 + \alpha_2 (T_e - T_c))] \}$$

При  $T_{\text{скл}} = 140^\circ\text{C}$  мінімально допустимий зазор  $\Delta_{\min} = 0,026$  мм.

Для забезпечення надійності з'єднання корпусу та втулки автором були проведені дослідження по визначенню зусилля пресування та випресування з'єднань пресованих та складених за допомогою теплового метода і зроблений висновок, що потрібно використати прес для контролю з'єднань, із розрахунковим зусиллям випресування для пресованих з'єднань тому, що мінімально допустимий натяг для пресованих з'єднань забезпечує міцність з'єднання корпусу і втулки підшипника ковзання.

Визначим зусилля зриву  $P_{\text{зр}}$  для з'єднання втулка-фланець при випресуванні за мінімальним натягом:

$$P_{\text{зр}} = f_{\text{зр}} \cdot \pi d l p,$$

де  $p$  - контактний тиск;  $f_{\text{зр}}$  - коефіцієнт тертя спокою (визначений експериментально в главі 4)

$$P_{\text{зр}} = 543,8 \text{ кГ} = 5438 \text{ Н.}$$

Для забезпечення оптимальних складальних зазорів можна використати метод селективного складання. Внаслідок того, що пропонуємий допуск на зазор  $S = 0,02$  мм, який забезпечує нормальну роботу вузла не технологічний у виконанні, то пропонується використати селективне складання, що дозволить збільшити допуск на зазор та при розподілі на групи отримати в кожній групі необхідний зазор при повній взаємозаміні в кожній групі тому, що розсіяння розмірів валика та втулки підкоряється нормальному закону розподілу, і тому остаткових деталей не буде.

Наведені експериментальні дослідження параметрів з'єднань з гарантійним натягом. Розроблена методика визначення параметрів робочої рідини у підшипнику ковзання. Досліджено зміну розмірів елементів підшипника ковзання в процесі роботи. Проведені дослідження напружено-деформованого стану матеріалу втулки підшипника ковзання із бронзи Бр ОСЦ 5-5-5. Отримані результати були оброблені за допомогою методів математичної статистики і результати подані в главі 2. Визначено, що матеріал корпусу деформується пружно, а матеріал втулки з бронзи деформується пластично. Були також проведені дослідження якості підшипників ковзання при різних методах складання і підтверджені висновки зроблені в главах 2 та 3.

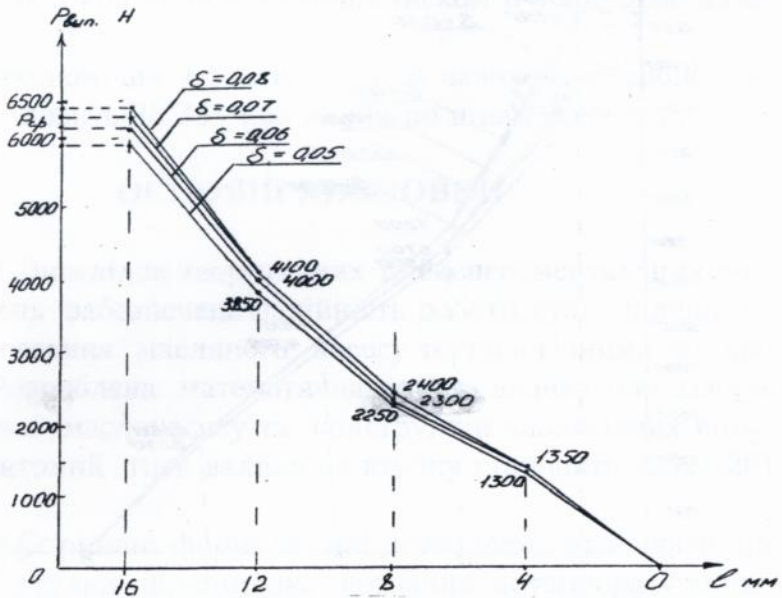


Рис. 1

Графік залежності зусилля випресування  $P_{\text{вип}}$  від натягу  $\delta$  для з'єднання  $\varnothing 26$  при  $T_{\text{сб}} = 20^\circ\text{C}$ .

Експериментально перевірена міцність з'єднань з натягом для отримання можливості подальших теоретичних розрахунків. Всі отримані дані приведені в таблицях дисертаційної роботи. Підтверджено, що температура  $140^{\circ}\text{C}$  є найбільш оптимальною для складання з нагрівом вузлів, де має місце пластична деформація при робочій температурі і визначений час та розроблена технологія складання, нагріву та охолодження при термоскладанні. Побудовані графіки залежності зусилля випресування  $P_{\text{вип}}$  від натягу при температурі  $20^{\circ}\text{C}$  та  $140^{\circ}\text{C}$  та визначені коефіцієнти тертя спокою  $f_{\text{зр}}$ .

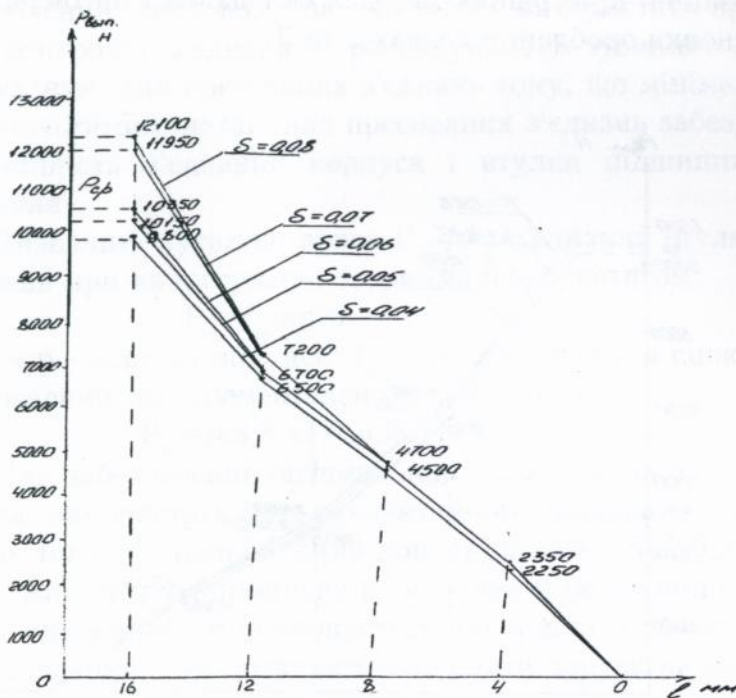


Рис. 2

Графік залежності зусилля випресування  $P_{\text{вип}}$  від натягу  $\delta$  для з'єднання  $\text{O } 26$  при  $T_{c6}=140^{\circ}\text{C}$ .

Приведена промислова реалізація результатів досліджень та економічна ефективність впровадження. Розроблена методика визначення зазорів у підшипнику ковзання. Проведені експериментальні дослідження на змодельованому вузлі, аналогічному вузлу маслонасоса компресора, дали можливість отримати середній коефіцієнт  $k=6,83 \cdot 10^{-3}$  і формулу справедливу для малонавантажених підшипників ковзання:

$$S_{\max} = \frac{6,83 \cdot 10^{-3} \cdot \mu \omega d^2}{2ph_{\text{кр}}},$$

де  $S_{\max}$  - максимально допустимий зазор у підшипнику ковзання із рахунком теорії гідродинамічного тертя. Визначений також коефіцієнт витрат мастила для підшипників ковзання з питомим тиском  $p=2232-5208$  н/м<sup>2</sup>.

Економічна ефективність за заводською собівартістю становить 25 351 грн на рік по цінам 1989 року.

## ОСНОВНІ ВИСНОВКИ

1. Внаслідок теоритичних та експериментальних досліджень забезпечена надійність роботи вузла підшипників ковзання масляного насосу технологічними методами. Розроблена математична модель визначення зазорів у вузлі маслонасосу та конструкцій аналогічних йому, де питомий тиск валика на втулку становить 2252-5201 н/м<sup>2</sup>.

2. Отримані формули, які дозволяють визначити діаметр втулки підшипника ковзання за температури експлуатації, коли має місце пластична деформація матеріалу втулки. Виходячи з цієї формули, з рахунком теорії гідродинамічного тертя, отримані формули, які дозволяють одержати величину мінімально допустимого зазору

з рахунком напружено-деформованого стану матеріалу втулки. Для надійної роботи вузла маслonasосу необхідно було перевірити та скорегувати бокові зазори, при умові зміни діаметральних зазорів у підшипнику ковзання. Отримані формули, які дозволяють визначити взаємозв'язок цих зазорів. Експериментально отримана формула для визначення максимально допустимого зазору в підшипнику ковзання при малих питомих навантаженнях цапфи на втулку.

3. Підтверджена присутність усадки бронзової втулки за температури близької  $100^{\circ}\text{C}$ . Методами математичної статистики оброблені ці дані і отримана величина зміни внутрішнього діаметру втулки при температурі від  $20$  до  $100^{\circ}\text{C}$ . Експериментальні дослідження підтвердили теоритичні висновки авторів, які вказані в огляді робіт про зниження міцності з'єднань, де коефіцієнт лінійного розширення матеріалу втулки більше ніж коефіцієнт лінійного розширення матеріалу корпусу. Але отримані теоритичні та експериментальні дані дозволяють опротестувати висновок про неможливість експлуатації цих з'єднань без допомоги інших кріплень. Але не буде зайвим запропонувати використовувати прес для контролю міцності цих з'єднань.

4. Для підвищення міцності з'єднань корпус-втулка була розроблена методика теплового складання цього вузла. Тому необхідно було визначити температуру нагріву фланця та кришки в печі, час переносу на позицію складання, температуру складання, час охолодження з'єднань у воді до температури  $120-130^{\circ}\text{C}$ , яка не набагато вища за робочу температуру для того, щоб отримати більш міцне з'єднання.

5. Для надійної роботи підшипника ковзання вузла маслonasосу необхідно, щоб забезпечувався складальний зазор  $0,03-0,05$  мм. Такий зазор не є технологічним у виконанні, але його можна отримати за допомогою се-

лективного складання, що і було зроблено.

За результатами досліджень, які проведені в дисертаційній роботі, завод-виконавець може отримати слідуючі рекомендації.

З рахунком отриманих формул для визначення мінімально допустимого зазору, забезпечити оптимальні зазори, використовуючи селективне складання.

Збільшити мінімально допустимий боковий зазор у вузлі маслonaсосу між валиком та корпусом згідно отриманих результатів.

Для підвищення міцності з'єднань фланець-втулка використати тепловий метод складання, згідно розробленої технології. Використати метод контролю цих з'єднань за допомогою преса.

Для розрахунку аналогічних конструкцій, де застосовується малонавантажений підшипник ковзання використати одержані формули.

Основний зміст дисертації викладений у наступних роботах:

1. Барский В.М., Малицкий И.Ф., Кравцов М.К.

К вопросу о работоспособности подшипника скольжения при условии термодействия. // Прогрессивные процессы в машиностроении и стимулирование их внедрения в производство. Тезисы докладов областной научно-практической конференции. 18 сентября 1990 г. - Харьков: 1990.-С.3.

2. Малицкий И.Ф., Барский В.М.

Работоспособность подшипника скольжения при малых удельных нагрузках и тепловых действиях. // Вестник машиностроения. М.: -1991. -№6. -С.2.

3. Малицкий И.Ф., Барский В.М., Смирнов И.П.

Расчет допустимых зазоров в подшипнике скольжения при малых удельных давлениях. // Харьков. -инж.пед.

ин-т. -Харьков 1993.-С.4. Депонировано в ГНТБ Украины 13.07.93 г. N1483-УК93.

4.Барский В.М., Малицкий И.Ф.

Особенности сборки с термовоздействием деталей с различными коэффициентами линейного расширения.

//Информатизация и новые технологии.Киев:-1996.-N4.-С.4.

5.Барский В.М.

Влияние удельного давления цапфы на втулку подшипника скольжения на величину зазора.//Автоматизация подготовки и производства изделий. Прогрессивные методики преподавания в ВУЗе.:Тематический сборник научных статей /отв.ред. Н.В.Захаров.-Киев:-инс.ИСМО, Сумы,СумГУ,1997.-вып.1-С.5.

## ОСОБИСТИЙ ВНЕСОК

Основні результати дисертації були одержані особисто автором. В роботі /1/ автором запропонована математична модель розрахунку бокових зазорів масляного насосу компресора і зроблений розрахунок цих зазорів для компресора типу ПК. В роботах /2,3,4/ автор брав участь у розробці методики визначення допустимих діаметральних зазорів між валиком і втулкою в підшипнику ковзання при малих питомих навантаженнях на підшипник ковзання і отримав розрахункові формули для визначення внутрішнього діаметру втулки при термодії в процесі експлуатації. В роботі /4/ автор розглядає питання складання втулки підшипника ковзання з фланцем маслонасосу компресора методом термодії. Наведено приклад розрахунку. В роботі /5/ автор отримав емпіричну формулу для визначення максимально допустимого зазору для малонавантажених підшипників ковзання.

## АННОТАЦИЯ

Barsky V.M. Provision of workbilty and parameters of operation of joints with tension. Thesis on academic degree Bachelor of technical science on speciality 05.02.08 - manufacturing engineering. Kharkov State Polytechnical University. Kharkov. 1997.

The defendet manuscript contains theoretical and experimental researches which show the allocation metodology of determination of optimal diametral dearrange between roller ang bushing of olain bearing under assemblage.

Worked out mathematical model analysis of lateral clearange of compressors' oil pump. Provided serviceability and reliability of plain bearing's unit of oil pumps of compressors PK type on operation of oil pump in different temperature modes.

Барский В.М. Обеспечение технологичности и параметров эксплуатации соединений с натягом. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.08 - технология машиностроения. Харьковский государственный политехнический университет. Харьков. 1997.

Защищается рукопись, содержащая теоритические и экспериментальные исследования, представляющие собой методологию определения оптимальных диаметральных зазоров между валиком и втулкой подшипника скольжения при сборке. Разработана математическая модель расчета боковых зазоров маслонасоса компрессора. Обеспечена работоспособность и надежность узла подшипника скольжения маслонасоса типа ПК при работе маслонасоса в разных температурных режимах.

**Ключові слова:** підшипник ковзання, пластична деформація, пружно-пластична деформація, діаметральний зазор, боковий зазор, гідродинамічна теорія тертя



AB 37.616