

Д.М. 190468

НА ДОМ  
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское  
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени  
высшее техническое училище им. Н. Э. Баумана

Виктор Иванович СЕРГЕЕВ

**ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА СБОРКИ ПОДШИПНИКОВ  
ЖИДКОСТНОГО ТРЕНИЯ ДИАМЕТРОМ 140—400 мм.  
С ПРОКАТНЫМИ ВАЛКАМИ**

(№05,164 — «Технология машиностроения»)

Диссертация написана на русском языке

**Автореферат**  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Работа выполнена в Московском высшем техническом училище им. Н. Э. Баумана и Электростальском филиале Всесоюзного заочного машиностроительного института.

Научный руководитель —  
кандидат технических наук, доцент М. Ф. Сухов.

Официальные оппоненты:  
доктор технических наук Кузьмин А. Д.,  
канд. технических наук, доцент Калинина Т. В.

Ведущее предприятие — ордена Ленина и ордена Октябрьской Революции электрометаллургический з-д им. И. Ф. Тевосяна.

Автореферат разослан « . . . » . . . . . 1973 г.

Защита . . . . . 1973 г.  
на заседании . . . . . и механизации  
ция прои . . . . . по адресу:  
Москва, 1 . . . . .

Ваши . . . . . лярах, заве-  
ренные пе . . . . . ну адресу.

С дисс . . . . . отеке МВТУ  
им. Н. Э. . . . .

Ученые . . . . .  
канд. техн . . . . . планов Ю. А.

*М 190408*

1190468

Сергеев В. И. Исследования

## ВВЕДЕНИЕ.

прокатных станах в качестве опор прокатных валков широкое применение получили подшипники жидкостного трения-ПТ.

Существенные преимущества ПТ по сравнению с остальными видами опор, применяемых в прокатных станах: высокие несущие способности (до  $200-250 \text{ кг/см}^2$ ), скорости прокатки до 40 м/сек и более, повышение несущей способности и долговечности подшипника с увеличением скорости, большая долговечность ПТ (до 60000-80000 часов) и другие достоинства предопределили все более широкое внедрение ПТ в промышленности.

Электростальский завод тяжелого машиностроения (ЭЗТМ) выпускает 23 типоразмера ПТ (диаметрами от 140 до 1320 мм) для проволочных, мелкосортных и листовых станов холодной и горячей прокатки. В зарубежной практике известны случаи применения ПТ в блюмингах, слябингах, черновых клетях толстолистовых и реверсивных станов.

Подшипниками жидкостного трения, выпущенными ЭЗТМ, оснащены свыше 80 отечественных и 40 зарубежных станов в странах членах СЭВ, Индии, Цейлоне и др. На станах, оснащенных ПТ, выпускается более половины всего проката, производимого в этих странах.

Наличие между трущимися поверхностями подшипника масляной пленки толщиной от 4 до 30 мкм и необходимость сохранения её в процессе всей работы подшипника предопределили точность изготовления размеров и формы втулки-цапфы ПТ. Однако, втулка-цапфа ПТ является практически тонкостенной (нежесткой) оболочкой. Её жесткость, необходимая для сохранения точностных параметров и работоспособности ПТ при рабочих нагрузках, обеспечивается только правильной сборкой подшипника с валком.

Так как втулка-цапфа ПТ сопрягается с шейкой вала по конической поверхности с конусностью  $K=1:5$ , а её наружная цилиндрическая поверхность является рабочей, то при сборке ПТ с валком появляется неравномерная деформация рабочей поверхности. Неравномерная деформация зависит от погрешности изготовления сопрягаемых конических поверхностей, разнотолщинности стенки и конструктивных особенностей втулки-цапфы, технологии сборки подшипника с валком и имеет место как в продольном, так и в диаметральной сечениях втулки-цапфы.

Неравномерная деформация рабочей поверхности в продольном сечении вызывает перераспределение нагрузки по длине поверхности трения, снижение несущей способности и долговечности подшипника.

Неравномерная диаметральной деформация вызывает появление циклических нагрузок на баббитовой поверхности втулки-вкладыша и сниже-

M 190468

ние долговечности этого слоя. Радиальное биение поверхности трения является одной из причин появления разнотолщинности проката, приводящей к большим экономическим потерям.

Диссертационная работа посвящена исследованиям по разработке технологического процесса сборки ПЭТ с прокатными валками, разработке метода теоретического расчета напряженного конического соединения втулки-цапфы ПЭТ-шейки вала, определении коэффициентов трения в коническом соединении, влияющих на усилия сборки ПЭТ с валками.

Цель диссертационной работы - снижение неравномерной деформации поверхностей трения втулок-цапф ПЭТ при сборке с прокатными валками и повышение за счет этого долговечности ПЭТ и точности получаемого проката.

#### 1. Состояние вопроса и задачи исследования.

По данным металлургических заводов долговечность работы ПЭТ для различных прокатных станов колеблется от 300 до 80000 часов и более. Для одних и тех же прокатных станов при практически одинаковых режимах работы долговечность ПЭТ колеблется в 7,5 и более раз.

Одними из основных причин выхода ПЭТ из строя являются натир поверхности трения втулок-цапф и втулок-вкладышей в крайних сечениях, местные разрушения баббита втулок-вкладышей в крайних сечениях и развальцовка сопрягаемых конических поверхностей втулок-цапф и шеек прокатных валков. На ряде прокатных станов отмечались случаи приваривания втулок-цапф к шейкам валков.

Материалов по исследованию вышеуказанных причин недостаточно.

Выполненные нами исследования и анализ производственных данных показали, что развальцовка сопрягаемых конусов и приваривания втулок-цапф к шейкам валков являются результатом неточного изготовления и неправильной сборки сопрягаемых деталей.

Местные разрушения баббита втулок-вкладышей и натир поверхностей трения в крайних сечениях (наиболее часто встречающиеся в производстве), как правило, относят за счет перекоса прокатных валков. Такие же разрушения могут быть за счет неравномерной деформации поверхностей трения втулок-цапф при сборках с прокатными валками.

Вопрос сборки ПЭТ с прокатными валками в литературе освещен недостаточно.

Сборка ПЭТ с прокатными валками происходит при каждой перевалке прокатных валков и осуществляется вручную или с применением специальных сборочных стенов. В обоих случаях получение и контроль необходимого натяга осуществляется приложением постоянного усилия к гайке, напрессовывающей втулку-цапфу. Однако, в работах А.Г.Рохлина, Г.Я.Андреева, А.А.Ильяшенко, Я.Г.Пановко, М.Д.Виноградовой и др.

отмечалось, что постоянное усилие сборки напряженных соединений не обеспечивает высокой точности натягов.

Контактные давления являются основным фактором, определяющим несущую способность, напряженное состояние и деформацию деталей конического соединения. Несмотря на актуальность данного вопроса, как отмечается в работах С.Д.Пономарева, Г.Н.Андреева, Н.С.Ачеркана и др., задача определения величины контактных давлений до сих пор ни теоретически, ни экспериментально полностью не решена.

В большинстве работ по коническим соединениям расчет контактных давлений производится по известным формулам Ляме, через усредненный диаметральный натяг. Формулами Ляме не учитывается влияние на контактные давления погрешности изготовления сопрягаемых поверхностей, конструкции соединения, контактных деформаций на сопрягаемых поверхностях и др.

Величина и характер деформации поверхности трения втулки-цапфы ПЭТ при сборке с валком определяет работоспособность и точность работы подшипника.

В литературе недостаточно материалов по расчету конических соединений с учетом влияния вышеуказанных факторов и все они, как правило, посвящены расчетам соединений с пологой конусностью от  $K=1:10$  до  $K=1:50$  (А.Г.Рохлин, Д.Л.Гармашев, З.Р.Шенинг исследовали соединения с конусностью  $K=1:10, K=1:15$ , А.А.Ильяшенко, И.И.Троянов, Е.С.Гречищев с  $K=1:50$ , А.М.Фигатнер, Ю.Н.Соколов с  $K=1:12$ ).

Расчет напряженного состояния и деформации деталей конических соединений с пологой конусностью (от  $K=1:10$  и менее) в зоне упругих деформаций, также как и в цилиндрических соединениях, основывается либо на решении задачи Ляме о толстостенном цилиндре, либо на решении задачи о тонкостенной оболочке. В обоих решениях, как правило, не учитывается влияние конструкции соединения и погрешности обработки сопрягаемых поверхностей на напряженное состояние, что приводит к существенным расхождениям расчетных данных с действительными.

Дальнейшая механизация сборки ПЭТ с прокатными вальками потребовала научно-обоснованных данных по конструированию сборочных стендов. Существенные влияния на усилия натягов и съемов (силовые параметры сборочных стендов) оказывают коэффициенты трения конических поверхностей. Обзор и анализ литературных данных показал, что в большинстве работ рассматриваются коэффициенты трения в конических соединениях с пологой конусностью (от  $K=1:10$  до  $K=1:50$ ).

Большой разброс и разноречивость значений коэффициентов трения ( $\mu = 0,06-0,4$ ) не позволяют получить значения усилий натягов втулок-цапф с необходимой точностью.

В работе поставлены следующие задачи.

1. Исследование способов сборки конических соединений с целью получения натягов с необходимой точностью.

2. Исследование существующих методов расчета напряженных соединений с учетом влияния на них погрешностей обработки сопрягаемых поверхностей, конструкции и технологии сборки соединений, а также возможности применения их для расчета конического соединения втулки-цапфы ПЭТ-шейки прокатного вала.

3. Исследование коэффициентов трения при сборке и разборке конических соединений втулок-цапф ПЭТ-шек прокатных валков.

4. Разработка руководящих технических материалов (Р.Т.М.) по сборке и расчету конического соединения втулки-цапфы ПЭТ-шейки прокатного вала.

## II. Исследование способов сборки ПЭТ с прокатными валками.

Анализ литературных и производственных данных показывает, что из всех существующих способов сборки конических соединений единственным способом, применяемым для сборки соединений втулок-цапф ПЭТ-шек прокатных валков на отечественных и зарубежных металлургических заводах, остается механическая напрессовка втулок-цапф под воздействием осевого усилия. Это обусловлено конструкцией ПЭТ, а также размерами и весом соединения.

Проведенные нами исследования показали, что на колебание натяга при сборке соединения с заданным осевым усилием влияет погрешность обработки сопрягаемых поверхностей, коэффициенты трения на 4-х поверхностях трения и технологический процесс сборки соединения. Даже при соблюдении определенных требований к процессу сборки соединений колебания натягов при сборке на сборочных стендах в 1,6 раза превышали величину натягов и в 1,8 раза при сборке соединений вручную.

Колебания натягов втулок-цапф при сборке соединений с выдерживанием базорасстояний между торцами бочек валков и подушек подшипников (при условии ужесточения допусков на ряд составляющих размерную цепь звеньев) превышали величины натягов в 4,5 раза.

При сборке соединений с выдерживанием базорасстояний между торцами валков и втулок-цапф колебания натягов (также при условии ужесточения допусков на ряд составляющих звеньев) превышали величины натягов в 4 раза, что недопустимо для практического пользования.

Вышеуказанные причины вызвали необходимость разработки способа контроля натяга при сборке ПЭТ с валками, дающего точность приемлемую для практического пользования.

В конических соединениях между натягом  $\delta$  и осевым перемещением одной детали относительно другой  $\delta_{ос}$  существует определенная зависимость. Поэтому, теоретически, для получения расчетного

натяга необходимо выдержать соответствующее осевое перемещение втулки-цапфы относительно оправки, измеряемое от исходного контактного положения.

За исходное контактное положение принимается момент первого касания сопрягаемых поверхностей по окружности или по всей поверхности.

Исследованиями установлено, что исходное контактное положение можно получить двумя способами.

1. Аппроксимацией графика насадки  $\delta_{\text{до}} = f(N_x)$  (где  $N_x$  - осевое усилие, приложенное ко втулке-цапфе) прямой линией и продолжением её до пересечения с осью абсцисс. Точка пересечения даст исходное контактное положение, от которого выдерживается осевое перемещение втулки-цапфы.

2. Приложением ко втулке-цапфе осевого усилия, названного предварительным, равного 5-8% от полного осевого усилия (табл. I), и выдержкой соединения под этим усилием от 5 до 15 минут в зависимости от вязкости масла на сопрягаемых поверхностях. Затем, считая это положение втулки-цапфы за исходное контактное, производить натяг контролируя осевое перемещение втулки-цапфы. Во время выдержки соединения под предварительной нагрузкой происходит удаление излишков масла с сопрягаемых поверхностей и осуществляется их начальный контакт.

Первый способ получения исходного контактного положения можно применять при сборке соединений на сборочных стендах, второй - при ручной сборке соединений.

Исследование способов контроля величины натягов, существующих и предлагаемых нами, производилось на экспериментальном стенде. При проведении экспериментов осуществлялась сборка и разборка соединений с измерением усилий натягов и съёмов, а также осевых перемещений. С целью повышения точности экспериментов осевые усилия, создаваемые гидродомкратом, прикладывались непосредственно к втулке-цапфе ПКТ. Определение осевых усилий производилось пересчетом через давления масла, замеряемые образцовым манометром класса точности 0,25. Кроме этого производилось и непосредственное измерение осевых усилий тензомерическими мездозами сжатия, устанавливаемыми между втулкой-цапфой и штоком гидроцилиндра.

Натяг втулки-цапфы определялся двумя способами: пересчетом через замеренные осевые перемещения и пересчетом через деформации поверхностей трения при сборке соединений. Деформации поверхностей трения втулок-цапф замерялись с помощью тензодатчиков и специальной измерительной установки.

Для экспериментов использовались серийные втулки-цапфы ПКТ-140,

ПТ-275, ПТ-350, изготовленные ЭЗТМ, и специальные конические оправки из материалов применяемых для прокатных валков.

Коническое соединение втулки-цапфы ПТ-шейки прокатного валка не передает силовых параметров. Поэтому величину максимального натяга втулки-цапфы можно определить исходя из получения необходимой жесткости соединения с учетом погрешности обработки сопрягаемых поверхностей по предлагаемой нами формуле:

$$\delta_p = \sqrt{S_{max}^2 + 4\delta_{np}^2 + 2\Delta\delta_u^2 + k\Delta\delta_{oc}^2 + k\Delta\delta} \quad (I)$$

где  $S_{max}$  - максимальный зазор в соединении, полученный за счет отклонения конусности сопрягаемых конусов в пределах допуска,

$\delta_{np}$  - непрямолинейность образующих сопрягаемых конусов,

$\Delta\delta_u$  - погрешность измерения сопрягаемых конусов,

$\Delta\delta_{oc}$  - погрешность измерения осевого перемещения,

$\Delta\delta$  - деформация резьбы, крепящей втулку-цапфу.

В экспериментальных работах действительный натяг был всегда меньше расчетного на величину  $\Sigma\Delta$ . Аналогичные явления отмечены в работах С.Д.Пономарева, Г.Я.Андреева, А.А.Ильшенко и др. Считается, что уменьшение действительного натяга происходит за счет смятия микронеровностей сопрягаемых поверхностей. Однако, уменьшение натяга происходит и при сборке соединений с предварительно деформированными микронеровностями на сопрягаемых поверхностях. Наибольшее влияние на  $\Sigma\Delta$  оказывает некруглость сопрягаемых поверхностей. Величина  $\Sigma\Delta$  является случайной и не поддается математическим расчетам. В наших экспериментах наиболее вероятная величина  $\Sigma\Delta$  составляла  $\approx 25\%$  от суммы допустимых отклонений от круглости сопрягаемых поверхностей.

Натяг определенный по формуле (I) имеет максимальное значение при котором деформация поверхности трения втулки-цапфы превышает допуск на диаметр этой поверхности. При такой величине ~~к~~ натяга перемещение втулки-цапфы происходит резкими скачками. Контролировать величину натяга при этом практически невозможно. Поэтому целесообразно определять величину натяга по вероятностному методу, а ряд допусков на параметры конического соединения скорректировать.

Величины натягов для различных типоразмеров ПТ, определенные по максимуму и вероятностному методам, приведены в табл. I.

В коническом соединении целесообразно различать усредненный натяг и действительный в  $\lambda$ -ом сечении соединения. Разница между этими натягами в отдельных сечениях соединений доходит до 2 и более раз. Определение действительного натяга в  $\lambda$ -ом сечении соединения оказалось возможным только при учете действительного исполнения

сопрягаемых конусов.

Наибольшее влияние на величину и распределение натяга в коническом соединении оказывают отклонения конусности сопрягаемых конусов, с учетом чего получены формулы определения натяга в  $X$ -ом сечении соединения:

$$\delta_x = \delta_p + \frac{S_{max}}{2} - \frac{S_{max} \cdot X}{L_k} - \Sigma \Delta \quad (2)$$

(при максимальном натяге в сечении  $X=0$  — по большему диаметру конуса)

$$\delta_x = \delta_p - \frac{S_{max}}{2} + \frac{S_{max} \cdot X}{L_k} - \Sigma \Delta \quad (3)$$

(при максимальном натяге в сечении  $X=L_k$ , где  $L_k$  — длина сопрягаемой части соединения).

Таблица I.

| Размер<br>ПШТ | Предварит.<br>усилие, кг. | Натяг втулки-цапфы, мкм. |           | Осевое<br>перемещение, мм. |
|---------------|---------------------------|--------------------------|-----------|----------------------------|
|               |                           | максимальн.              | вероятный |                            |
| 140           | 150                       | 45                       | 30        | $0,15 \pm 0,005$           |
| 180           | 150                       | 45                       | 30        | $0,15 \pm 0,005$           |
| 200           | 200                       | 55                       | 35        | $0,175 \pm 0,007$          |
| 220           | 200                       | 55                       | 35        | $0,175 \pm 0,007$          |
| 250           | 200                       | 55                       | 35        | $0,175 \pm 0,007$          |
| 275           | 250                       | 60                       | 40        | $0,2 \pm 0,01$             |
| 300           | 250                       | 60                       | 40        | $0,2 \pm 0,01$             |
| 320           | 250                       | 60                       | 40        | $0,2 \pm 0,01$             |
| 350           | 300                       | 60                       | 40        | $0,2 \pm 0,01$             |
| 400           | 300                       | 60                       | 40        | $0,2 \pm 0,01$             |

### III. Исследование влияния технологических параметров на распределение контактных давлений в коническом соединении ПШТ с прокатным валком:

Исследованиями установлены значительные расхождения (до 2,5–3,5 раз) контактных давлений в отдельных сечениях, полученных по формулам Ляме, с действительными.

Предлагаемая формула определения контактных давлений в  $X$ -ом сечении конического соединения получена на основе решения задачи о совместной деформации втулки-цапфы ПШТ, шейки прокатного вала и контактной деформации на сопрягаемых поверхностях:

$$A_x = \frac{\sigma_x}{2 \left[ \frac{z_x^2}{K_0 E A_x} \frac{1}{K_3} \frac{1}{K_4} + \frac{z_x}{E} (1 - \nu) + a \right]} \quad (4)$$

где  $K_0 = \frac{z_x}{2}$ ,  $z$  - радиус срединной поверхности втулки-цапфы,  
 $A_x$  - толщина стенки втулки-цапфы в сечении  $x$ ,  
 $K_3, K_4$  - коэффициенты, учитывающие влияние свисающих частей втулки-цапфы на контактные давления (значения  $K_3$  и  $K_4$  в диссертации приведены в номограммах),  
 $a$  - коэффициент пропорциональности (выражает зависимость контактных деформаций от контактных давлений).

При выводе формулы контактных давлений деформация втулки-цапфы определялась по формуле тонкостенных оболочек. Действительная толстостенность втулки-цапфы (в соответствии с рекомендациями С.В.Бояринова) учитывалась приведением контактных давлений к её срединной поверхности (введением коэффициента  $K_p$ ), а разнотолщинность стенки - подстановкой в формулу текущего радиуса  $z_x$  и толщины стенки  $A_x$ . Погрешность обработки сопрягаемых поверхностей учитывалась подстановкой в формулу натяга в сечении  $x$  -  $\sigma_x$ .

В трудах М.А.Саверина и др. предлагается определять контактные деформации на сопрягаемых поверхностях из условия полного смятия микронеровностей. Для полного смятия микронеровностей при чистоте сопрягаемых поверхностей  $\nabla 7$  необходимы контактные давления в  $13 - 15 \text{ кг/мм}^2$ . В нашем соединении они не превышали  $4,5 - 5 \text{ кг/мм}^2$ . Поэтому величина смятия микронеровностей определялась по формуле, предлагаемой Н.И.Зобниным, в зависимости от величины контактного давления:

$$\sigma_{сн} = a A_x \quad (5)$$

На величину и распределение контактных давлений в соединении существенное влияние оказывает толщина масляной пленки между сопрягаемыми поверхностями. Её величина колеблется от 1 до 10 мкм. При соблюдении предлагаемой технологии сборки соединения толщина масляной пленки составляет 1-1,5 мкм и её влияние на контактные давления не существенно.

Существующие экспериментальные методы определения контактных давлений вызывают ряд критических замечаний. С учетом этих замечаний нами предложен метод, принципиально отличающийся от существующих.

Сущность предложенного метода состоит в том, что контактные давления на сопрягаемых поверхностях определяются через окружные деформации, измеряемые на поверхности трения втулки-цапфы, а связь между ними устанавливается экспериментально при давлении на конус втулки-цапфы маслом (гидротарировке).

В процессе гидротарировки втулка-цапфа надевается на специальную

гидрооправку и в полость между гидрооправкой и конусом втулки-цапфы ручным насосом подается масло под давлением до 200-250 атм. Контроль давления масла осуществляется образцовым манометром класса точности 0,25. Окружные деформации замеряются в 48 точках, расположенных на 4 образующих поверхности трения, с помощью тензоаппаратуры (датчиков сопротивления с базой 20 мм, тензоусилителя 8АНЧ-7М, осциллографа шлейфового Н-700).

Наиболее существенное влияние на величину и распределение контактных давлений в продольных сечениях соединений оказывает отклонения конусности сопрягаемых конусов и конструкции соединений (различная толщина стенки втулки-цапфы и наличие и конструкция свисающих частей); в поперечных сечениях - некруглость сопрягаемых поверхностей.

Выполненные эксперименты показали хорошую сходимость контактных давлений, рассчитанных по формуле (4) и замеренных экспериментально (в пределах 82-93%).

#### IV. Исследование напряженного состояния и деформации втулки-цапфы ПЭТ при сборке с валком.

Проведенными исследованиями установлено, что в сопряженной с валком втулке-цапфе имеет место объемное напряженное состояние и главными напряжениями являются осевые-  $\sigma_x$ , радиальные-  $\sigma_r$  и тангенциальные-  $\sigma_\theta$ .

Осевые напряжения-  $\sigma_x$  вызываются горизонтальной составляющей силы трения на конических поверхностях и горизонтальной составляющей контактного давления. Распределение  $\sigma_x$  неравномерно по длине втулки-цапфы. В сечении по большому диаметру соединения  $\sigma_x = 0$ .

В диссертации приводится полученная нами формула расчета осевых напряжений, а также проверяется сходимость результатов, полученных по предлагаемой формуле и замеренных экспериментально.

Установлено, что влияние  $\sigma_x$  на напряженное состояние и деформацию втулки-цапфы незначительно (изменяют деформацию втулки-цапфы в отдельных сечениях на 8-10% максимум) и в практических расчетах ими можно пренебречь.

Расчет тангенциальных напряжений можно производить как по формуле толстостенных цилиндров, так и по формуле тонкостенных оболочек. С целью повышения точности расчета в формулы необходимо вводить уточнения, учитывающие разнотолщинность стенки втулки-цапфы и коэффициенты, учитывающие влияние свисающих частей втулок-цапф.

В диссертации расчет тангенциальных напряжений производился по формуле Ляме (как наиболее простой и дающей хорошую точность) с введением предложенных нами уточнений и коэффициентов:

$$\sigma_z = \frac{R \cdot z_k^2}{R^2 - z_k^2} \left(1 + \frac{R^2}{\rho^2}\right) \frac{1}{K_3'} \frac{1}{K_4'} \quad (6)$$

где  $\rho$  - радиус, на котором определяются напряжения,  
 $K_3', K_4'$  - коэффициенты, учитывающие влияние свисающих частей на напряженное состояние и деформацию втулки-цапфы, определяемые по предлагаемой формуле:

$$K_3' = \frac{\frac{z_k^2}{K_3 E A_x} + \frac{z_k}{E} (1 - \mu) + a}{\frac{z_k^2}{K_3 E A_x} \frac{1}{K_3} + \frac{z_k}{E} (1 - \mu) + a} \quad (7)$$

Коэффициент  $K_4'$  определялся по аналогичной формуле с заменой  $K_3$  на  $K_4$ .

Приведенные напряжения  $\sigma_{pr}$  определялись по энергетической теории прочности. В зависимости от погрешности обработки сопрягаемых поверхностей и конструкции свисающих частей втулки-цапфы величина  $\sigma_{pr}$  (при максимальных натягах) колебалась от 2 до 6 кг/мм<sup>2</sup> и не представляла какой-либо опасности с точки зрения прочности.

Неравномерная деформация поверхности трения втулки-цапфы при сборке с валком в продольном сечении обусловлена распределением контактных давлений и конструкцией соединения. В зависимости от исполнения сопрягаемых конусов может быть два экстремальных соединения с максимальным натягом по большему или меньшему диаметрам соединений. Подбором деталей соединения при сборке можно уменьшить величину неравномерной деформации поверхности трения.

Теоретический расчет деформации поверхности трения втулки-цапфы при сборке с валком, с учетом погрешности обработки сопрягаемых поверхностей и конструкции соединения, более просто производить по теории осесимметричной деформации тонкостенной оболочки, подробно рассмотренной в диссертации. С целью повышения точности расчетов в формулах необходимо учитывать действительную для каждого диаметра сечения толщину стенки -  $A_x$ , жесткость оболочки -  $D_x$  и параметр  $K_x$ .

Несмотря на хорошую точность, расчет деформаций поверхностей трения втулок-цапф со сложными конструкциями свисающих частей при переменной толщине стенки по теории осесимметричной деформации тонкостенных оболочек весьма трудоемок и сложен, что затрудняет его применение в производстве. Для определения деформации поверхности

трения втулки-цапфы при сборке с валком в производственных условиях предлагается применять преобразованную формулу расчета тонкостенных оболочек:

$$\sigma_{\text{тр}} = \frac{2 \rho_{\text{тр}} \cdot z_{\text{ср}}^2}{E A_x} \cdot \frac{1}{K_3} \cdot \frac{1}{K_4} \quad (8)$$

В этой формуле действительная толстостенность втулки-цапфы учитывается введением приведенного к срединному сечению втулки-цапфы контактного давления —  $\rho_{\text{тр}}$ . Учет разнотолщинности стенки втулки-цапфы производится подстановкой действительной для каждого сечения втулки-цапфы толщины стенки —  $A_x$ . Влияние свисающих частей учитывается коэффициентами  $K_3$  и  $K_4$ .

Неравномерная деформация поверхности трения в диаметральном сечении вызывается некруглостью сопрягаемых конусов и совпадением этих некруглостей при сборках соединений.

Из теоретических работ по расчетам напряженных соединений с учетом некруглости сопрягаемых поверхностей известны труды К.И.Муценник. Однако, эти расчеты весьма сложны, трудоемки и не дают высокой точности. Расхождения экспериментальных и расчетных данных в наших экспериментах достигали 25–35% в обе стороны.

Расчет неравномерной деформации поверхности трения в диаметральном сечении целесообразно производить по максимальному значению (сопрягаемые поверхности считать овальными, а их совпадения дающие наибольшую деформацию поверхности трения). Величину допуска на некруглость сопрягаемых поверхностей целесообразно устанавливать из допустимой при работе некруглости поверхности трения втулки-цапфы.

Экспериментальное определение осевых и тангенциальных напряжений при сборке соединений производилось пересчетом через осевые и окружные деформации поверхности трения, замеряемые с помощью тензоаппаратуры. Для непосредственного измерения деформации поверхности трения при сборке соединения был изготовлен специальный измерительный прибор, погрешность измерения которого на диаметре 140 мм, при весе детали 30 кг, составляла 1,5 мкм.

Определение некруглостей поверхностей трения и сопрягаемых поверхностей производилось с помощью кругломера модели Н-2 ИВ.

Выполненные исследования показали, что сходимость значений деформаций, полученных по предлагаемой формуле и замеренных экспериментально, в пределах 82–90%, что приемлемо для практического пользования.

**У. Исследования коэффициентов трения при сборке и разборке конического соединения ПИТ - шейки прокатного валька.**

В коническом соединении различают коэффициенты трения при натяге -  $\mu_{\text{н}}$ , при съеме -  $\mu_{\text{с}}$  и проворачивании -  $\mu_{\text{в}}$ .

Коэффициенты трения при натяге оказывают существенное влияние на величину усилия натяга втулки-цапфы при сборке с валком.

Коэффициенты трения при съеме характеризуют несущую способность соединений и оказывают влияния на усилие распрессовки соединений.

Экспериментальные работы по исследованию коэффициентов трения проводились с серийными втулками-цапфами ПИТ, изготовленными на ЭЗТМ, в условиях сборки соединений приближенным к производственным.

Для экспериментального определения коэффициентов трения измерялись величины усилий натягов и съемов втулок-цапф, а также контактные давления при этих условиях.

Проведенными экспериментами установлено, что в зависимости от вида и количества масла на сопрягаемых поверхностях коническое соединение ( $K=1:5$ ) может быть как самотормозящим, так и несамотормозящим. Наиболее существенное влияние на коэффициенты трения оказывает вязкость и количество масла на сопрягаемых поверхностях. Существенного влияния контактных давлений и степени шероховатости сопрягаемых поверхностей на коэффициенты трения не замечено.

На коэффициент трения при съеме -  $\mu_{\text{с}}$  оказывает влияние время выдержки соединения под нагрузкой. Наибольшее изменение  $\mu_{\text{с}}$  происходит в течение первых 3-5 часов выдержки соединения под нагрузкой. После выдержки соединения под нагрузкой свыше 10 часов величина  $\mu_{\text{с}}$  существенно не менялась. Величины коэффициентов трения даны в табл. 2.

Таблица 2

| Условия насадки втулки-цапфы на шейку прокатного валька                                                                                                                                                                            | $\mu_{\text{н}}$ | $\mu_{\text{с}}$ |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------|------------------|
| 1                                                                                                                                                                                                                                  | 2                | 3                |
| 1. Соединение сталь по стали. Втулка-цапфа: материал сталь 55Х, шероховатость $\nabla 7$ .<br>Оправка: материал сталь 9Х, НВ-220-240, шероховатость $\nabla 7$ . Поверхности сухие, промыты бензином Б-70.                         | 0,145-<br>-0,156 | 0,185-<br>-0,189 |
| 2. То же. Поверхности сухие, промыты бензином А-72                                                                                                                                                                                 | 0,105-<br>-0,124 | 0,155-<br>-0,163 |
| 3. Соединение сталь по чугуну. Втулка-цапфа: материал сталь 55Х, шероховатость $\nabla 7$ .<br>Оправка: материал чугун СШХГ гр.У1 (ГОСТ 11143-65) НВ-220-240, шероховатость $\nabla 7$ . Поверхности сухие, промыты бензином Б-70. | 0,134-<br>-0,153 | 0,193-<br>-0,200 |

| I                                                                                                                               | 1                | 2 | 1 | 3                |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------|---|---|------------------|
| 4. То же. Поверхности сухие, промыты бензином А-727                                                                             | 0,105-<br>-0,123 |   |   | 0,150-<br>-0,155 |
| 5. Соединение сталь по стали. Поверхности смазаны маслом П-28 (обильно). Без выдержки соединения под предварительной нагрузкой. | 0,004-<br>-0,072 |   |   | 0,004-<br>-0,072 |
| 6. Соединение сталь по стали. Смазка П-28 (5 капель) с выдержкой под предварительной нагрузкой 250 кг - 10 минут                | 0,098-<br>-0,109 |   |   | 0,175-<br>-0,23  |
| 7. Соединение сталь по чугуно. Смазка П-28 (обильно). Без выдержки соединения под предварительной нагрузкой.                    | 0,009-<br>-0,041 |   |   | 0,009-<br>-0,041 |
| 8. Соединение сталь по чугуно. Смазка П-28 (5 капель) с выдержкой под предварительной нагрузкой 200 кг - 5 минут.               | 0,09-<br>-0,11   |   |   | 0,177-<br>-0,190 |
| 9. Соединение сталь по стали. Смазка "Турбинное-30" (5 капель). Без выдержки соединения под предварительной нагрузкой.          | 0,027-<br>-0,051 |   |   | 0,15-<br>-0,164  |
| 10. Соединение сталь по чугуно. Смазка "Турбинное-30" (5 капель). Без выдержки соединения под предварительной нагрузкой.        | 0,015-<br>-0,047 |   |   | 0,19-<br>-0,24   |
| 11. Соединение сталь по чугуно. Смазка "Турбинное-30" (5 капель) с выдержкой под предварительной нагрузкой 200 кг - 5 минут.    | 0,101-<br>-0,12  |   |   | 0,18-<br>-0,23   |
| 12. Соединение сталь по стали. Смазка МС-14 (5 капель) с выдержкой под предварительная нагрузкой 200 кг - 5 минут.              | 0,095<br>-0,115  |   |   | 0,16-<br>-0,173  |
| 13. Соединение сталь по стали. Смазка тавот дисульфидмолибденовый. Без выдержки соединения под предварительной нагрузкой.       | 0,01-<br>-0,034  |   |   | 0,01-<br>-0,034  |
| 14. Соединение сталь по чугуно. Смазка тавот дисульфидмолибденовый. Без выдержки соединения под предварительной нагрузкой       | 0,008-<br>-0,041 |   |   | 0,008-<br>-0,041 |

#### У1. Техничко-экономические показатели и рекомендации промышленности.

Экономический эффект достигается за счет повышения долговечности подшипников и точности получаемого проката. На долговечность ПКТ и точность получаемого проката влияет большое число факторов, учесть которые весьма сложно, поэтому технико-экономический расчет выполнен по укрупненным данным. В основу расчета приняты материалы научно-исследовательской работы по определению влияния профилированных поверхности трения втулки-цапфы на долговечность ПКТ, проведен-

ной на ЭЗТМ и заводе "Днепроспецсталь".

Приведенный в диссертации расчет показал, что при соблюдении предлагаемых мероприятий по сборке ПИТ с прокатными валками долговечность втулки-вкладыша ПИТ может быть повышена на 50%, что даёт ежегодный экономический эффект около 160 тыс. рублей. В действительности экономический эффект выше, так как повышается не только долговечность втулки-вкладыша, но и втулки-цапфы и шейки прокатного вала. Повышение точности получаемого проката также повысит экономический эффект.

В качестве рекомендации промышленным предприятиям разработаны руководящие технические материалы (Р.Т.М.) по сборке ПИТ с прокатными валками и расчету конического соединения втулки-цапфы ПИТ-шейки прокатного вала.

### ВЫВОДЫ.

1. Исследованиями установлено, что применяемый на металлургических заводах способ сборки ПИТ с прокатными валками, с определением величины натяга посредством приложения ко втулке-цапфе ПИТ заданного осевого усилия, даёт колебания натяга, превышающие величину натяга в 1,6 и более раза, и не обеспечивает необходимого качества сборки.

2. Не обеспечивает необходимой точности натяга и способы сборки соединений, при которых величина натяга определяется выдерживанием заданного базорасстояния между торцами втулки-цапфы и прокатного вала, или между торцами бочки вала и подушки подшипника.

3. С целью обеспечения необходимой точности натяга при сборке соединений целесообразно принимать за параметр, определяющий величину натяга, осевое перемещение втулки-цапфы от исходного контактного положения, которое может быть получено двумя методами.

4. Установлено, что величину оптимального натяга втулки-цапфы необходимо определять из условия выбора зазора между контактными поверхностями, с учетом вероятного исполнения сопрягаемых поверхностей.

5. При расчете конического соединения с  $K=1:5$  необходимо учитывать разнотолщинность стенки втулки-цапфы ПИТ и погрешности обработки сопрягаемых поверхностей. Применяемые в настоящее время расчеты конических соединений по усредненным натягам и формулам цилиндрических соединений дают расхождение с экспериментальными данными в отдельных сечениях до 2,5 - 3,5 раза.

6. Установлено сумественное влияние свисающих над шейкой валка частей втулки-цапфы на деформацию её поверхности трения при сборке ПЛТ с валком. Необходима дальнейшая унификация конструкций свисающих частей втулок-цапф ПЛТ.

7. Материалы исследований позволяют скорректировать ряд допусков на размеры и форму втулок-цапф ПЛТ и шеек валков, а также подтверждают необходимость дальнейшего внедрения средств и методов контроля параметров втулок-цапф и шеек валков на металлургических заводах.

8. Исследованиями установлено, что значения коэффициентов трения в конических соединениях могут колебаться в  $\approx 30$  раз. Экспериментально получены значения коэффициентов трения в соединении ПЛТ с прокатным валком, рекомендуемые для определения усилий сборки и разборки соединений.

Диссертация содержит 142 страницы текста, 42 рисунка и 11 таблиц. В списке литературы приведено 74 наименования.

По теме диссертации опубликованы следующие работы.

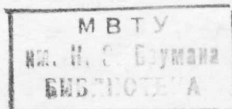
1. М.Ф. Сухов, В.И. Сергеев, В.В. Комаров.

Прибор для измерения крупных деталей, выполненных по I классу точности и выше. Ж. "Вестник машиностроения", № 7, 1971 г.

2. М.Ф. Сухов, В.И. Сергеев, В.В. Комаров, И.А. Татин.

К вопросу исследования контактных давлений в сопрягаемых деталях переменного сечения.

Известия ВУЗов, Машиностроение, № 2, 1972 г.



89106114