

М255560

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

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

ТЮТИКОВ Геннадий Федорович

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ
СОЕДИНЕНИЙ С НАТЯГОМ ДЕТАЛЕЙ
МАЛЫХ РАЗМЕРОВ

(05.11.15 — Метрология и взаимозаменяемость)

Диссертация написана на русском языке

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Работа выполнена в Пензенском политехническом институте.

Научный руководитель —
кандидат технических наук, доцент Бежелукова Е. Ф.

Научный консультант —
заслуженный деятель науки и техники РСФСР,
доктор технических наук, профессор Якушев А. И.

Официальные оппоненты:
доктор технических наук Тарасов С. В.,
кандидат технических наук, доцент Заседателев С. М.

Ведущее предприятие — Пензенский завод на часо-

Автореферат — 1974 г.

Защита диссертации на заседании
на заседании производственной комиссии
Механика, 107
адресу:

Отзывы на диссертацию
адресу в диссертационный комитет

С диссертацией
им. Н. Э. Баумана

Ученый секретарь

М255560

В Директивах XXIV съезда КПСС по пятилетнему плану развития народного хозяйства СССР на 1971-1975 годы указывается на необходимость дальнейшего внедрения в производство современных достижений в области взаимозаменяемости, метрологии, унификации и стандартизации с целью повышения точности и эксплуатационной надежности машин и приборов.

На современной стадии развития стандартизации стало возможным создание единых стандартов СЭВ, что способствует углублению и совершенствованию социалистической экономической интеграции.

Одним из направлений работ по стандартизации в настоящее время является создание Единой системы допусков и посадок (ЕСДП) СЭВ, в основу которой положена международная система ИСО.

Одновременно с созданием ЕСДП Советским Союзом осуществляется разработка рекомендаций по расчету и выбору посадок в соединенных гладких цилиндрических деталях.

В данной работе изложены результаты исследований взаимозаменяемости деталей малых размеров в соединениях с натягом.

Применяемость и методы расчета посадок с натягом.

Посадки с натягом широко применяются в машиностроении и приборостроении. В механизме наручных часов их до 35-ти. Соединения с натягом деталей малых размеров имеют особенности:

- специфические материалы сопрягаемых деталей;
- весьма высокая относительная степень влияния шероховатости поверхности на величину натяга;
- широкое использование упрочняющих методов обработки отверстий;
- валы имеют сплошное сечение, а охватываемые детали (отверстия) часто представляют собой бесконечные пластины;
- другие особенности.

Результаты теоретических и экспериментальных исследований соединений с натягом изложены в трудах ТАРАСОВА С.В., АРРИССОНА В.Я., ДОМБРОВСКОЙ М.М. и ряда других. Экспериментальные исследования широко проводились в НИИЧАСПроме, польским ученым *W. Trilinski*, немецкими учеными *O. Kienzle* и *H. Crasemann* и другими.

Однако в рекомендациях по расчету посадок с натягом отсутствует общность, так как исследовались отдельные факторы, определяющие



M 255560

эксплуатационные показатели соединений, не учитывались их корреляционное взаимодействие, влияние упрочняющих методов обработки отверстий, условия, и время эксплуатации соединений.

Отсутствие научно разработанных методов расчета и выбора посадок с натягом приводит к повышенному проценту брака в сфере производства и эксплуатации изделий.

В настоящее время в производстве имеют место случаи применения нестандартных полей допусков.

В связи с указанным автором были поставлены и решены следующие задачи:

1. Разработать теоретический метод расчета прочности и величин натягов в соединениях деталей малых размеров, учитывая их геометрические особенности, технологию обработки, условия и время эксплуатации.

2. На основе установленных функциональных зависимостей разработать научно обоснованный метод отбора и осуществить отбор из международной системы ИСО полей допусков для образования посадок с натягом в диапазоне малых размеров.

Разработка теоретического метода расчета величин предельных натягов.

Работоспособность соединения с натягом определяется двумя показателями: прочностью соединения поверхностей контакта и прочностью тела сопрягаемых деталей. Она зависит от геометрических параметров и конструктивного оформления сопрягаемых деталей; физико-механических свойств материалов; технологии обработки; времени и условий эксплуатации.

Конструктивные оформления деталей в соединениях условно подразделены на два типа: А - охватываемая деталь - цилиндрическая, круглая, наружный диаметр ее d_2 соизмерим с диаметром сопряжения; Б - охватываемая деталь имеет неправильную цилиндрическую форму, расстояние от центра соединения R_T до ее наружного контура намного больше радиуса сопряжения r_1 . Достаточно чтобы $R_T > 4r_1$, в этом случае охватываемая деталь принимается за бесконечную пластину.

ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ

Вся совокупность материалов классифицирована на группы в зависимости от величины относительной деформации $\varepsilon_{\text{доп}}$; хрупкие до $1 \cdot 10^{-3}$, полухрупкие до $1,6 \cdot 10^{-3}$, упругие св. $1,6 \cdot 10^{-3}$ до $2,5 \cdot 10^{-3}$, пластичные св. $2,5 \cdot 10^{-3}$.

В соединениях деталей из хрупких материалов зависимость между напряжением и деформацией описывается законом Гука до предельного

состояния; в соединениях деталей из упругих и пластичных^о материалов в процессе их сборки могут возникать два вида деформированного состояния: упругий, при котором справедлив закон Гука, и упруго-пластический.

При теоретических исследованиях были приняты условия, что так как вал имеет в большинстве случаев сплошное сечение и материал весьма жесткий, поэтому деформация его принималась равной нулю, учитывалась деформация только охватываемой детали. В большинстве случаев соединений отношение длины к диаметру $l/D < 0,5$, поэтому рассматривалась плоская задача. Запрессовка продольная.

Перечисленный комплекс факторов, учитывался в процессе теоретических и экспериментальных исследований. В результате теоретических и экспериментальных исследований установлено, что при расчете предельных значений натягов (N_{max} , N_{min}) в соединениях деталей из материалов любой группы и создании только упругих деформаций возможно использовать известную формулу Ламэ-Гадолина. Но, следует учитывать, что при этом несущая способность деталей исчерпывается не полностью.

Следовательно, возникает задача разработки метода расчета натягов в соединениях деталей малых размеров из упругих и пластичных материалов в условиях упруго-пластических деформаций.

Расчет натягов в соединениях деталей из упругих и пластичных материалов.

В основу расчета максимального натяга положено условие распространения области пластических деформаций на всю толщину стенки охватываемой детали, то есть допускается $2r_1 = d_2$ (r_1 — радиус пластической зоны).

Допуская, что материал детали несжимаем; деформированное состояние плоское осесимметричное, т.е. $\epsilon_z = 0$, пренебрегая деформацией жесткого сплошного сечения вала, можно записать, что при $r=r_2 = \frac{D}{2}$

$$\frac{N}{2} = U \quad (1)$$

где U — перемещение втулки.

Приняв $2r_1 = d_2$, получено выражение для максимального натяга:

$$N_{max} = \sqrt{3} \frac{r_2^2}{r_1} \frac{\sigma_r}{E} \quad (2)$$

где σ_r и E — предел текучести и модуль упругости материала охватываемой детали.

В соединениях конструктивного оформления типа Б ($\frac{r_1}{r_2} \rightarrow 0$)

величина N_{max} допускается чрезвычайно большой. Однако она ограничивается условиями продольной запрессовки на уровне, определенном на основе экспериментальных исследований.

$$N_{max} = 19D \cdot 10^{-3}. \quad (3)$$

Дальнейшее увеличение натяга не повышает прочность соединения, а приводит к интенсивному срезу не только микронеровностей, но и цельного слоя металла в процессе продольной запрессовки.

Значение N_{min} определяется на основе решения задачи Ламе - Гадолина, если удельное контактное давление, полученное в результате расчета из условий передачи осевого усилия или крутящего момента, вызывает упругие деформации сопряженных деталей.

В случае, если в соединении типа А удельное давление

$$p = \sigma_r \frac{r_2^2 - r_1^2}{\sqrt{r_1^4 + 3r_2^4}}, \quad (4)$$

а в соединении типа В

$$p = \sigma_r / \sqrt{3}, \quad (5)$$

то охватываемая деталь будет испытывать упруго-пластическое деформирование.

Предполагая, что $\epsilon_0 = 0$; $\sigma_r = 0$ при $r = r_2$;

$$\epsilon_z = 0; \quad u = \frac{N}{2} \quad \text{при} \quad r = r_1;$$

допуская что диаграмма растяжения материала охватываемой детали схематизирована степенной зависимостью вида:

$$\sigma_i = A \epsilon_i^m; \quad (6)$$

используя теорию малых упруго-пластических деформаций для соединения типа А получено:

$$N_{min} = r_1 r_2^2 \sqrt[3]{\frac{2\rho m}{A(r_2^{2m} - r_1^{2m})}}, \quad (7)$$

где ϵ_0 и ϵ_z — объемная и осевая деформации;

σ_r — радиальное напряжение;

A и m — постоянные материала.

В соединении типа В решение аналогичной задачи проводилось на основе использования задачи ШЕВЧЕНКО К.Н. об осесимметричном упруго-пластическом состоянии пластинки, ослабленной круговым вырезом. В результате было получено выражение для определения N_{min} в подобных соединениях упруго-пластической зоне деформации:

$$N_{min} = \frac{\lambda z^4}{n(3+z^4)} \left[\frac{1+z^4}{1-z^4} - \ln \rho + 0,5 \right] \frac{2\tau r_1}{G} \quad (8)$$

где λ , n , τ , G — постоянные материала;

ρ — безразмерный радиус пластической деформации охватываемой детали;

z — вспомогательный параметр.

Расчет натягов при упрочняющем методе обработки отверстия охватываемой детали.

Отверстия охватываемой детали в соединениях малых размеров часто подвергаются упрочняющим методам обработки (дорнованию, калиброванию и др.), создающим значительные пластические деформации, что вызывает изменение исходных физико-механических свойств материалов.

Процесс упрочняющей обработки, сопровождающийся пластическим деформированием, способствует увеличению зоны упругих деформаций деталей. Величина приращения упругой зоны зависит от характеристик пластичности материала, формы и размеров детали и натяга, с которым производится операция упрочнения.

При последующей сборке соединения так же могут встретиться две фазы деформированного состояния: упругая и упруго-пластическая. При определении натяга необходимо знать для какого из двух случаев проводится расчет.

Теоретическим исследованием процесса дорнования при использовании допущений о несжимаемости материала и плоскостности напряженного состояния деталей было установлено, что соединение находится в зоне упругих деформаций и величину N_{min} можно определить по формуле Ламе-Гадолина, если контактное давление удовлетворяет неравенствам:

$$\rho \leq \frac{A \cdot D \left(\frac{2N^*}{\sqrt{3} D} \right)^m}{2G \left(\frac{C_a}{E_a} + \frac{C_b}{E_b} \right) \sqrt{\left(\frac{3}{D^4} + \frac{1}{D^2} \right) \xi^2 - \frac{2}{D} \xi + 1}}; \quad (9)$$

в соединении типа Б

$$\rho \leq \frac{2\lambda\tau}{\sqrt{3}(1-z^4)}, \quad (10)$$

где ξ — вспомогательная функция;

N^* — натяг дорнования;

C_a и C_b — коэффициенты жесткости отверстия и вала.

Если неравенства (9) и (10) не выполняются, то охватываемая деталь будет испытывать упруго-пластическое деформированное состояние. При этом следует учитывать закон разгрузки и повторной нагрузки материала. Согласно данному закону и, учитывая определенные положения теории упруго-пластических деформаций, принимая во внимание допущение об идентичности функциональных зависимостей между напряжениями и деформациями при одноосном и сложном напряженных состояниях были получены следующие зависимости для расчета N_{min} : в соединениях типа А

$$N_{min} = \sqrt{3} r_1 r_2^2 \sqrt{\frac{2\rho_2 m}{A(r_2^{2m} - r_1^{2m})}} + \frac{A \cdot D \left(\frac{2N^*}{\sqrt{3} D} \right)^m}{2G \sqrt{\left(\frac{3}{D^4} + \frac{1}{D^2} \right) \xi^2 - \frac{2}{D} \xi + 1}} - N^* ; \quad (II)$$

в соединениях типа Б

$$N_{min} = \frac{\lambda z^4}{n(3+z^4)} \left[\frac{1+z^4}{1-z^4} - \epsilon \rho + q,5 \right] \frac{\tau D}{G} + \frac{\sqrt{3} \lambda \tau D}{3G(1-z^4)} - N^* \quad (I2)$$

В процессе калибрования или зачистки отверстия происходит не только пластическая деформация, но и срез металла, поэтому величина N^* неизвестна. В этом случае следует измерить диаметры пуансона и отверстия после операции. Разность размеров, обуславливаемую упругим восстановлением стенок отверстия, необходимо приравнять второму слагаемому в правой части равенств (II) или (I2).

Из полученных уравнений определяется N^* , далее расчет проводится как и при дорновании.

При определении N_{max} следует учитывать, что после упрочняющей обработки деталей зона критической деформации наступает быстрее.

Учитывая приведенные выше предпосылки, теоретически было установлено, что в случае применения прочняющих методов обработки, N_{max} рассчитывается независимо от величины ρ по формулам: в соединении типа А

$$N_{max} = \sqrt{3} \frac{r_2^2 G}{r_1 E} + \frac{A \cdot D \left(\frac{2N^*}{\sqrt{3} D} \right)^m}{2G \sqrt{\left(\frac{3}{D^4} + \frac{1}{D^2} \right) \xi^2 - \frac{2}{D} \xi + 1}} ; \quad (I3)$$

в соединении типа Б

$$N_{max} = 19 D \cdot 10^{-3} + \frac{\sqrt{3} \lambda \tau D}{3G(1-z^4)} - N^* \quad (I4)$$

Влияние времени эксплуатации.

В процессе эксплуатации соединения происходит уменьшение натяга вследствие ползучести материала охватываемой детали, что вызывает уменьшение несущей способности соединения.

Использование гипотезы старения Ю.Н. РАБОТНОВА и зависимости (9) позволило установить, что в случае длительной эксплуатации соединения N_{min} необходимо рассчитывать по формуле:

$$N_{min} = \sqrt{3} r_t \sqrt{\frac{m' A \left(\frac{N}{\sqrt{3} r_t} \right)^m}{A'}} \quad (15)$$

где A' и m' — реологические параметры материала.

В выражении (15) время, как параметр, явно не входит, однако оно учитывается через параметры A' и m' , которые зависят от времени и определяются при аппроксимации кривой упрочнения материала, полученной при обработке кривых простого последействия. (см. например, у Ю.Н. РАБОТНОВА). В процессе исследования кривые простого последействия определялись экспериментально для ряда распространенных материалов на специально сконструированном стенде.

Величину N_{max} нецелесообразно рассчитывать с учетом времени эксплуатации, так как увеличение его приведет к разрушению сопрягаемых деталей в процессе сборки.

Приведенный метод расчета N_{min} с учетом времени эксплуатации оправдлив, если детали соединения изготовлены из материалов, включающих схватывание поверхностей контакта и взаимную диффузию металлов через пятна контакта. Указанные процессы во многом определяют изменение прочности соединений во времени и процесс ползучести при этом играет менее существенную роль.

Экспериментальное исследование прочности и длительной прочности соединений с натягом малых размеров.

В задачу экспериментального исследования входило определение прочности соединений после их формирования с определенным натягом и ее изменение во времени в статическом состоянии и при динамических режимах нагружения.

Прочность соединений после формирования исследовалась для следующих наиболее употребляемых при изготовлении деталей малых размеров сочетаний материалов вала и отверстия: сталь У7АВ — сталь У7АВ; сталь У7АВ — латунь ЛС63-ЗТ; латунь ЛС63-ЗТ — латунь ЛС63-ЗТ.

Исследовалось влияние натяга - N ; диаметра соединения - D ; жесткости охватывающей детали - $\frac{d_2^2}{D}$; длины соединения - ℓ и скорости запрессовки - V . При постановке эксперимента применялось центральное ротатбельное планирование.

Экспериментальные образцы изготавливались в соответствии с заводской технологией.

Измерение отверстий проводилось на прецизионном микроскопе конструкции БВ с погрешностью отсчета 0,4 мкм. Охватываемые детали измерялись на компараторе швейцарской фирмы *Carli* с погрешностью отсчета 0,25 мкм. Обеспечение определенных натягов в соединениях достигалось селективной сборкой.

Натяг в процессе эксперимента задавался с учетом среза микронеровностей, величина которого оценивалась по формуле

$$\Delta w = 2(K_1 R_{2\ell} + K_2 R_{20}) \quad (16)$$

Значение коэффициентов K_1 и K_2 приняты по данным АРРИССОНА В.Я. Запрессовка и выпрессовка образцов осуществлялась на специально оборудованном прессе, оснащенный тензометрической системой регистрации усилий и электромеханическим устройством, позволяющим беступенчато варьировать скорость запрессовки и обеспечивающим работу прессы в режиме такта.

В результате эксперимента получены математические выражения, позволяющие оценить прочность соединений деталей в осевом направлении из указанных соответственно материалов.

$$P_{oc1} = 11,90 + 0,14 N - 27,85 D + 30,30 \ell - 14,40 \frac{\ell}{D} - 1,30 \cdot 10^{-2} N^2 + 9,75 D^2 - 0,38 ND \quad ; \quad (17)$$

$$P_{oc2} = 8,38 + 1,31 N - 27,86 D + 28,60 \ell - 18,20 \frac{\ell}{D} - 4 \cdot 10^{-2} N^2 + 10,44 D^2 \quad (18)$$

$$P_{oc3} = 9,65 + 0,69 N - 31,7 D - 24,9 \ell - 14,04 \frac{\ell}{D} - 3 \cdot 10^{-2} N^2 + 9,88 D^2 + 0,31 D \quad (19)$$

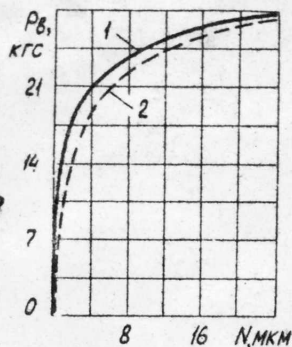
В формулах (17 + 19) N в мкм, ℓ и D в мм.

В зависимости от параметра $\frac{d_2}{D}$ прочность соединений описывается:

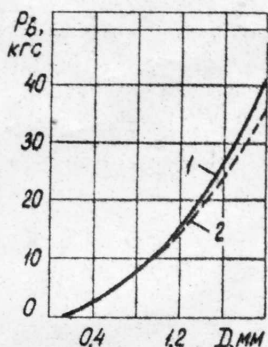
$$P_{oc} = C \left[1 - \left(\frac{d_2}{D} \right)^{-V} \right] \quad (20)$$

где C и V - постоянные.

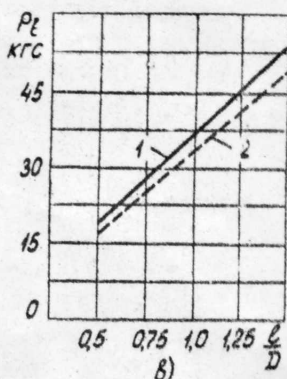
Скорость запрессовки, изменяемая в пределах от 0,4 м/мин до 4 м/мин, оказалась малозначимым фактором. Расхождение результатов экспериментальных и теоретических исследований не превышает 9%.



а)



б)



в)

Зависимость усилия выпрессовки а) от натяга ($D=16$, $l=1,2$ мм);
б) от диаметра ($N=13$ мм, $l=1,2$ мм); в) от отношения $\frac{l}{D}$ ($N=18$ мм, $D=1,6$)
по теоретическим и экспериментальным зависимостям

Исследование прочности соединений деталей конструктивного исполнения типа Б проводилось на реальных соединениях (отверстие в платине наручных часов и приборный камень типа СЦ (ГОСТ 9618-61)). Отверстие, в которое запрессовывался камень, предварительно подвергалось калиброванию ($N^* = 20$ мкм) с целью одновременной проверки влияния на прочность соединения упрочняющей технологии изготовления. В качестве независимых переменных были отобраны параметры: D , N , V .

Уравнение регрессии для определения прочности соединения получено в виде:

$$P_{oc} = 0,12 - 0,036N - 0,072D + 0,133ND \quad (21)$$

Расхождение результатов теоретического и экспериментального исследований не превышает 15%.

По данным эксперимента скорость запрессовки так же не оказывает влияния на прочность соединения.

Экспериментальное исследование изменения прочности соединений во времени проводилось для деталей из материалов, указанных выше. За критерий оценки изменения прочности во времени принято отношение усилия выпрессовки к усилию запрессовки $\frac{P_B}{P_3}$. Исследование изменения прочности соединения проводилось в зависимости от N (мм), жесткости охватываемой детали ($\frac{d_2}{D}$), температуры (t) и времени (T , час). При постановке эксперимента применялось центральное ротатбельное планирование.

Уравнения регрессии, описывающие изменения прочности во времени в порядке, соответствующем соединениям деталей из материалов, указанных выше, записывались следующим образом:

$$\frac{P_2}{P_3}(1) = 1,73 - 7,09 \cdot 10^{-2} N + 0,10 D - 1,37 \cdot 10^{-3} T - 2,58 \cdot 10^{-2} t - \\ - 2,08 \cdot 10^{-3} N^2 + 1,25 \cdot 10^{-1} D^2 + 1,25 \cdot 10^{-7} T^2 + 8,72 \cdot 10^{-5} t^2 - \\ - 1,15 \cdot 10^{-2} ND + 7,19 \cdot 10^{-5} D \cdot T + 5,00 \cdot 10^{-6} NT - 1,52 \cdot 10^{-3} Dt + \\ + 2,50 \cdot 10^{-4} Nt ; \quad (22)$$

$$\frac{P_6}{P_3}(2) = 1,16 - 5,70 \cdot 10^{-2} N + 1,05 \cdot 10^{-1} D - 9,60 \cdot 10^{-4} T - 6,44 \cdot 10^{-3} t - \\ - 1,12 \cdot 10^{-3} N^2 + 2,19 \cdot 10^{-1} D^2 + 2,10 \cdot 10^{-7} T^2 + 2,02 \cdot 10^{-5} t^2 - \\ - 1,05 \cdot 10^{-2} ND + 4,50 \cdot 10^{-6} NT - 6,82 \cdot 10^{-4} D \cdot t ; \quad (23)$$

$$\frac{P_6}{P_3}(3) = 1,60 + 4,0 \cdot 10^{-2} N + 1,0 \cdot 10^{-1} D + 7,30 \cdot 10^{-2} \frac{D}{D} - 1,51 \cdot 10^{-3} T - \\ - 4,93 \cdot 10^{-2} t - 1,14 \cdot 10^{-3} N^2 + 2,44 \cdot 10^{-1} D^2 + 7,20 \cdot 10^{-8} T^2 + \\ + 3,92 \cdot 10^{-5} t^2 - 3,65 \cdot 10^{-5} \frac{D}{D} T + 2,70 \cdot 10^{-6} T \cdot t - 1,34 DT + \\ + 8,06 \cdot 10^{-5} N \cdot t . \quad (24)$$

Из равенств (22 + 24) видно, что с увеличением времени выдержки соединения до выпрессовки прочность его возрастает, что объясняется процессами диффузии металлов сопрягаемых деталей на участках схватывания, образовавшихся при запрессовке. С течением времени увеличивается количество диффундировавшего металла. Кроме того, участки, по которым происходит диффузия, так же несколько увеличиваются с течением времени. Эти явления способствуют увеличению прочности.

Повышение температуры вызывает интенсификацию отмеченных процессов, что обуславливает повышение прочности с увеличением температуры.

Исследования изменения прочности соединений во времени, у которых отсутствовали процессы схватывания и диффузии, проводились на соединениях отверстий в платине с приборными камнями из рубина. Хранение подобных соединений в течение 10000 часов при нормальной температуре показало, что прочность их уменьшается; результаты теоретических и экспериментальных исследований совпадают удовлетворительно, (расхождение 17 %).

Экспериментальные исследования усталостной прочности соединений, то есть длительной прочности при динамических нагрузках, превышающих предел усталости, проводились на соединениях из указанных выше материалов при воздействии крутящих и изгибающих моментов с симметричным синусоидальным циклом. Базовое число циклов нагружения — 10^6 .

С целью проведения экспериментальных исследований были сконструированы и изготовлены два стенда с инерционными системами нагружения, позволяющими испытывать на каждом из них одновременно свыше

двухот образцов.

В процессе эксперимента выяснилось, что усталостная прочность соединения определяется усталостной прочностью по поверхности контакта (собственно соединения) и усталостной прочностью вала. Предел усталости собственно соединения смещен в область малого количества циклов и высоких напряжений и возрастает с увеличением натяга.

Усталостная прочность валов уменьшается с возрастанием натяга, что определяется увеличением коэффициента концентрации напряжений от посадки.

По результатам эксперимента получена математическая модель усталостной прочности соединений:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \begin{cases} \psi e^{-a n_0} + B & \text{при } 0 < n_0 < \sqrt{\frac{1-BK_a}{K_a B c - a}}; \\ \frac{1 + a n_0^2}{(1 + c n_0^2) K_a} \psi & \text{при } n_0 \geq \sqrt{\frac{1-BK_a}{K_a B c - a}} \text{ и } B > \sigma_y \end{cases} \quad (25)$$

где σ_y и B — соответственно, предел усталости вала и собственно соединения;

ψ — коэффициент, учитывающий масштабный фактор и характер нагружения;

a, c, z — постоянные материала охватываемой детали;

n_0 — десятичный логарифм количества циклов нагружения;

K_a — коэффициент концентрации напряжений при базовом числе циклов.

Экспериментальное исследование длительной прочности соединений при воздействии динамических крутящих и изгибающих моментов, не превышающих предела усталости соединений, показало, что несущая способность соединений по истечении определенного количества циклов нагружения изменяется незначительно, что позволило сделать вывод об устойчивости исходного напряженного состояния деталей.

Обоснование отбора из системы ИСО полей допусков для образования посадок с натягом в соединениях деталей малых размеров.

Результаты теоретических и экспериментальных исследований были положены в основу отбора ограничительного и предпочтительного рядов полей допусков из системы ИСО.

Отбор полей допусков осуществлялся по максимально допускаемому натягу. При отборе полей допусков учитывались совокупность материалов, конструктивное оформление деталей в соединении, геометрия

ческие параметры; условия сборки, технология изготовления и условия эксплуатации; учитывались результаты анализа опыта применения — мости посадок в промышленности СССР, а также данные, полученные в результате обзора иностранных стандартов, регламентирующих поля допусков для образования посадок с натягом в данном диапазоне размеров, и рекомендации института СЭВ.

В результате анализа всех этих факторов были отобраны следующие поля допусков $\rho 4$, $\rho 5$, $\rho 6$, $r 5$, $r 6$, $s 5$, $s 6$, $s 7$, $u 6$, $x 7$, $x 8$, $z 7$, $z 8$, которые рекомендуется применять равно как в системе отверстия, так и в системе вала в связи с тем, что в диапазоне малых размеров обе системы используются равнозначно. Из представленного ограничительного ряда поля допусков $\rho 6$, $r 6$, $s 6$, $u 6$ и $z 7$ рекомендуются как предпочтительные. Поля предпочтительного применения минимально перекрываются, приемлемы по технологическому обеспечению и максимально соответствуют рекомендациям ИСО и института СЭВ по отбору полей предпочтительного применения.

В соответствии с практикой отечественной стандартизации разработаны рекомендации по использованию полей допусков в зависимости от интервалов размеров, что позволяет значительно сократить номенклатуру типо-размеров режущих инструментов.

Рекомендации по методам расчета предельных натягов в соединениях деталей малых размеров и их алгоритмизация.

В рассматриваемой работе приведена характеристика соединений с натягом малых размеров, в которой отражены их специфические особенности; приведены факторы, которые обуславливают эксплуатационные показатели соединений. Разработана классификация соединений с натягом в зависимости от конструктивных особенностей (2 группы), характера деформирования сопрягаемых деталей (2 группы) технологических методов обработки отверстий охватывающей детали (2 группы) и групп материалов (4 группы).

На основе классификации соединений в рекомендации дана структурная схема расчета прочности в зависимости от конструкции, марок материала, технологических методов обработки поверхностей деталей, характера деформирования деталей, времени и условий эксплуатации. Приведены формулы для расчета предельных натягов в каждом варианте с целью повышения производительности расчета прочности и предель-

ных натягов при использовании ЭПМ формулы алгоритмизированы.

От внедрения результатов работы в часовое производство страны предполагаемый экономический эффект составит свыше 700 тыс. рублей в год.

Общие выводы.

1. Соединения с натягом малых размеров широко применяются в машиностроении и приборостроении; обладают рядом особенностей, редко встречающихся в соединениях средних и больших размеров, что обуславливает различие в методиках их расчета.

2. В промышленности СССР используется ГОСТ 3047-69 "Допуски и посадки размеров менее 1 мм", отличающийся от системы ИСО. На размерах от 1 до 3 мм допуски назначаются по системе ОСТ, которая не удовлетворяет специфике малых размеров, в результате имеет место применение нестандартных полей допусков.

3. В результате теоретических исследований, учитывающих особенности соединений малых размеров, разработаны методы расчета предельных величин натягов в соответствии с классификацией материалов, типами конструктивных оформлений деталей, условиями их деформирования и эксплуатации.

4. В связи с тем, что в интервале малых размеров все более широко применяются упрочняющие методы обработки отверстий охватываемых деталей, вызывающие изменение исходных физико-механических свойств материала, становятся неприемлемыми используемые методики расчета натягов.

В результате теоретических исследований автором разработаны математические зависимости, позволяющие рассчитать предельные величины натягов при различных способах упрочняющей обработки.

5. В результате экспериментальных исследований, проведенных на специально спроектированных и изготовленных стендах, с использованием математических методов планирования получены аналитические зависимости для оценки прочности соединений деталей малых размеров при статических и динамических режимах нагружения. Установлено положительное влияние применения упрочняющего метода обработки деталей, на повышение прочности соединений.

6. В результате экспериментальных исследований длительной прочности соединений установлено, что уменьшение прочности вследствие ползучести происходит в соединяемых деталях из разнородных материалов, на контактных поверхностях которых отсутствуют процессы схватывания и диффузии металла. В соединениях из однородных мате-

риалов при наличии указанных процессов прочность во времени несколько возрастает; повышение температуры эксплуатации способствует увеличению длительной прочности.

7. На основе теоретических и экспериментальных исследований разработан научный метод отбора полей допусков из международной системы ИСО, осуществлен отбор ограничительного и предпочтительного рядов полей допусков для образования посадок с натягом в диапазоне размеров от 0,1 до 3-х мм. Отобранные поля допусков включены в Единую систему допусков и посадок (ЕСДП) стран - членов СЭВ.

8. На основе предложенных автором методов расчета предельных натягов разработаны и переданы для внедрения в промышленность рекомендации по расчету и выбору посадок с натягом и алгоритм расчета предельных натягов в соединениях деталей малых размеров. Рекомендации разработаны по заданию Бюро взаимозаменяемости, приняты и получили положительную оценку.

Основные положения работы опубликованы в следующих статьях:

1. ТЮТИКОВ Г.Ф. Прочность соединений с натягом малых размеров, Сб. научных трудов Пензенского политехнического института "Вопросы технологии, точности и надежности в машиностроении", Вып.3, Пенза, 1974г.

2. ТЮТИКОВ Г.Ф. Посадки с натягом приборных камней^В корпусные детали приборов, Тезисы У1 Ленинградской конференции ЛОП НТО ПРИБОРПРОМ.

3. БЕЖЕЛУКОВА Е.Ф., ТЮТИКОВ Г.Ф. Исследование длительной прочности соединений с натягом деталей малых размеров. Сб. научных трудов Пензенского политехнического института "Вопросы технологии, точности и надежности в машиностроении", Вып.3, Пенза, 1974.

Содержание диссертации доложено на :

1. Научно-техническом семинаре кафедры "Метрология и взаимозаменяемость" МВТУ им.Н.Э.Баумана.

2. Научно-техническом совещании Пензенского Ордена Ленина часового завода.

3. Шестой Ленинградский научно-технической конференции по взаимозаменяемости, точности и методам измерения в машиностроении (март, 1973г.).

4. Четвертой Ленинградской научно-технической конференции по взаимозаменяемости и точности деталей из пластмасс (апрель, 1974г.).