

DOI 10.32820/2079-1747-2019-24-108-114
УДК 621.83

КОНТАКТНЫЕ ДАВЛЕНИЯ В СОЕДИНЕНИЯХ С ГАРАНТИРОВАННЫМ НАТЯГОМ

©Малицкий И. Ф., Смирнов И. П.

Украинская инженерно-педагогическая академия

Информация об авторах:

Малицкий Игорь Федорович: ORCID: 0000-0003-0026-2791; malickiy1925@gmail.com; кандидат технических наук; доцент кафедры металло режущего оборудования и транспортных систем; Украинская инженерно-педагогическая академия; ул. Университетская, 16, г. Харьков, 61003, Украина.

Смирнов Игорь Петрович: ORCID: 0000-0002-5982-8123; smirnov_ip@gmail.com; кандидат технических наук; доцент кафедры интегрированных технологий в машиностроении и сварочного производства; Украинская инженерно-педагогическая академия; ул. Университетская, 16, г. Харьков, 61003, Украина.

В современном машиностроении широко применяются неподвижные соединения по посадке с гарантированным натягом, которые не требуют дополнительных деталей для их надежного соединения. Выбор необходимой посадки производится на основании расчета необходимых контактных давлений в сопряжении. При этом, с одной стороны, контактное давление должно обеспечивать требуемую прочность соединения на сдвиг и проворачивание, а с другой - не должно превышать пределов текучести материалов соединяемых деталей.

Основным параметром, обеспечивающим прочность сопряжения на сдвиг и кручение, является величина контактного давления. Минимально необходимое контактное давление в сопряжении определяют из условия превышения силой трения сдвигающих и проворачивающих усилий. Максимально допустимое удельное контактное давление в соединении, при котором отсутствует пластическая деформация на контактных поверхностях соединяемых деталей, определяется по теории наибольших касательных напряжений

Контактное давление при известной величине натяга принято определять решением задачи Ляме и принимать постоянным по всей длине сопряжения.

В подавляющем же большинстве случаев охватываемая деталь длиннее охватывающей. При этом распределение контактного давления по длине соединения имеет более сложный характер, зависящий от линейных размеров сопрягаемых деталей, их формы, шероховатости поверхности, метода сборки и ряда других факторов, которые формула Ляме не учитывает. Деформация той части вала, на которую посажена охватывающая деталь, по длине сопряжения неравномерна. Выступающие части охватываемой детали, выходящей за пределы охватывающей, препятствуют радиальному перемещению смежных сечений, что приводит к концентрации напряжений у краев охватывающей детали. Таким образом, истинное распределение давлений по длине соединения остается не выявленным.

В статье поставлена и решена задача экспериментально определить фактические контактные давления в соединении с гарантированным натягом и сравнить их с расчетными по общепринятой методике значениями.

В результате проведенных исследований были найдены фактические контактные давления в соединении с гарантированным натягом и приведены поправочные коэффициенты в зависимости от способа сборки соединяемых деталей.

Ключевые слова: посадка с натягом, прочность сопряжения, контактное давление, формула Ляме, концентрация напряжений, охватываемая деталь, охватывающая деталь, прессовая сборка, сборка с нагревом.

Малицкий И.Ф., Смирнов И.П. «Контактный тиск в з'єднаннях з гарантованим натягом».

У сучасному машинобудуванні широко застосовуються нерухомі з'єднання по посадці з гарантованим натягом, які не вимагають додаткових деталей для їх надійного сполучення. Вибір необхідної посадки проводиться на підставі розрахунку необхідних контактних тисків в сполученні. При цьому, з одного боку, контактний тиск має забезпечувати необхідну міцність з'єднання на зсув і обертання, а з іншого - не повинно перевищувати меж текучості матеріалів деталей, що з'єднуються.

Основним параметром, що забезпечує міцність сполучення на зсув та обертання, є величина контактної тиску. Мінімумально необхідний контактний тиск в сполученні визначають з умови перевищення силою тертя зсувних зусиль та зусиль, що крутять. Максимально допустимий питомий контактний тиск в з'єднанні, при якому відсутня пластична деформація на контактних поверхнях деталей, що з'єднуються, визначається по теорії найбільших дотичних напружень

Контактний тиск при відомій величині натягу прийнято визначати рішенням завдання Ляме і приймати постійним по всій довжині сполучення.

У переважній же більшості випадків охоплювана деталь довше той, що охоплює. При цьому розподіл контактної тиску по довжині з'єднання має більш складний характер, що залежить від лінійних розмірів деталей, їх форми, шорсткості поверхні, методу складання та ряду інших факторів, які формула Ляме не враховує. Деформація тієї частини валу, на яку посаджена деталь, що охоплює, по довжині сполучення нерівномірна. Виступаючі частини деталі, яку охоплюють, виходить за межі той, що охоплює, перешкоджають радіальному переміщенню суміжних перетинів, що призводить до концентрації напружень біля країв деталі, що охоплює. Таким чином, дійсний розподіл тисків по довжині з'єднання залишається невиявленим.

У статті поставлена та вирішена задача експериментально визначити фактичний контактний тиск в з'єднанні з гарантованим натягом і порівняти його з розрахунковим за загальноприйнятою методикою.

В результаті проведених досліджень було знайдено фактичне значення контактної тиску в з'єднанні з гарантованим натягом і наведені поправочні коефіцієнти залежно від способу складання з'єднувальних деталей.

Ключові слова: посадка з натягом, міцність сполучення, контактний тиск, формула Ляме, концентрація напружень, деталь, що охоплюється, деталь, що охоплює, пресова збірка, збірка з нагріванням.

Malickiy I., Smirnov I. «Contact pressures in connections with guaranteed interference fit».

In modern mechanical engineering, compound with a guaranteed preload are widely used, which do not require additional parts for their reliable connection. The selection of the required fit is made based on the calculation of the required contact pressures in conjunction. In this case, on the one hand, contact pressure should provide the required shear and rotation strength of the joint, and on the other hand, it should not exceed the yield strengths of the materials of the parts to be joined.

The main parameter ensuring the strength of the pair in shear and torsion is the magnitude of the contact pressure. The minimum required contact pressure in conjugation is determined from the condition that the frictional force exceeds the shear and cranking forces. The maximum allowable specific contact pressure in the joint, at which there is no plastic deformation on the contact surfaces of the parts to be joined, is determined by the theory of maximum shear stresses

Contact pressure at a known preload value is usually determined by solving the Lamé problem and taken constant over the entire length of the interface.

In the vast majority of cases, the shaft is longer than the sleeve. Moreover, the distribution of contact pressure along the length of the connection is more complex, depending on the linear dimensions of the mating parts, their shape, surface roughness, assembly method and a number of other factors that the Lamé formula does not take into account. The deformation of that part of the

shaft on which the sleeve is fitted is uneven along the mating length. The protruding parts of the shaft that extend beyond the edges of the sleeve prevent the radial movement of adjacent sections, which leads to a concentration of stresses at the edges of the enclosing part. Thus, the true pressure distribution along the length of the joint remains undetected.

The article poses and solves the problem of experimentally determining the actual contact pressures in compound with a guaranteed preload and comparing them with the values calculated by the generally accepted methodology.

As a result of the studies, the actual contact pressures in compound with a guaranteed preload were found and correction factors are given depending on the method of assembly of the connected parts.

Keywords: preload, contact strength, contact pressure, Lamé formula, stress concentration, shaft, sleeve, press assembly, assembly with heating.

Постановка проблемы.

В современном машиностроении широко применяются неподвижные соединения по посадке с гарантированным натягом, которые не требуют дополнительных деталей для их надежного соединения. Основным параметром, обеспечивающим прочность сопряжения, является величина контактного давления. Выбор необходимой посадки производится на основании расчета необходимых контактных давлений в сопряжении. При этом, с одной стороны, контактное давление должно обеспечивать требуемую прочность соединения на сдвиг и проворачивание, а с другой - не должно превышать пределов текучести материалов соединяемых деталей.

Анализ последних исследований.

Основным параметром, обеспечивающим прочность сопряжения на сдвиг и кручение, является величина контактного давления, что видно из формул (1) и (2)

$$F_{mp} = \pi d L p_k f, \quad (1)$$

$$M_{mp} = \frac{\pi d^2 L p_k f}{2}, \quad (2)$$

где F_{mp} - сила трения, Н; M_{mp} - момент трения, Нм; d - номинальный диаметр сопряжения, м; L - длина сопряжения, м; p_k - контактное давление, Па; f - коэффициент трения.

Минимально необходимое контактное давление p_k в сопряжении определяют по формулам, Па:

- при расчетах на осевой сдвиг

$$p_k \geq P_{oc} / \pi d L = F_{mp} / \pi d L f, \quad (3)$$

- при расчетах на скручивающий момент

$$p_k \geq 2 M_{кр} / \pi d^2 L = 2 M_{mp} / \pi d^2 L f, \quad (4)$$

- при расчетах на одновременное действие осевой силы и крутящего момента

$$p_k \geq \frac{1}{\pi d L} \sqrt{P_{oc}^2 + \frac{4 M_{кр}^2}{d^2}} = \frac{1}{\pi d L f} \sqrt{F_{mp}^2 + \frac{4 M_{mp}^2}{d^2}}, \quad (5)$$

где P_{oc} - осевая сила, действующая на соединение, кН;

$M_{кр}$ - крутящий момент, Нм.

Максимально допустимое удельное контактное давление в соединении, при котором отсутствует пластическая деформация на контактных поверхностях соединяемых деталей, определяется по теории наибольших касательных напряжений и не должно превышать меньшее из значений

$$p_{max1} = 0,58 \cdot \sigma_{T1} \left[1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2 \right]; \quad p_{max2} = 0,58 \cdot \sigma_{T2} \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right],$$

где σ_{T1} , σ_{T2} – пределы текучести охватываемой и охватывающей детали соответственно, МПа, d_1 , d_2 – диаметральные размеры охватываемой и охватывающей детали (рис. 1), м.

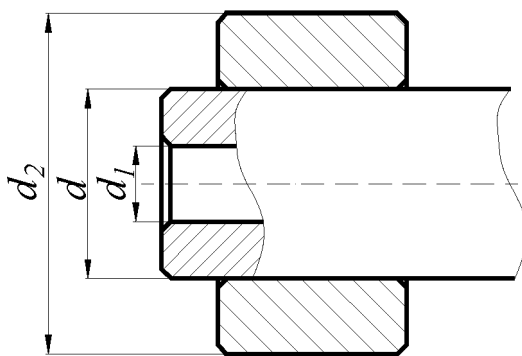


Рис. 1 – Схема соединения

Контактное давление при известной величине натяга принято определять решением задачи Ляме и принимать постоянным по всей длине сопряжения, Па:

$$p_k = \frac{\delta}{\left(\frac{C_1 + C_2}{E_1 + E_2} \right) d}, \quad (6)$$

где δ - натяг, м;

E_1 , E_2 - модули упругости материала охватываемой и охватывающей детали соответственно;

C_1 , C_2 - коэффициенты жесткости охватываемой и охватывающей детали, определяются по формулам

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2, \quad (7)$$

где μ_1 , μ_2 - коэффициенты Пуассона охватываемой и охватывающей детали соответственно.

Таким образом, величина контактного давления определяется решением задачи Ляме и условно принимается постоянной по всей длине сопряжения.

В подавляющем же большинстве случаев охватываемая деталь длиннее охватывающей. При этом распределение контактного давления по длине соединения имеет более сложный характер, зависящий от линейных размеров сопрягаемых деталей, их формы, шероховатости поверхности, метода сборки и других факторов, которые формула Ляме не учитывает. Деформация той части вала, на которую посажена охватывающая деталь, по длине сопряжения неравномерна. Выступающие части охватываемой детали, выходящей за пределы охватывающей, препятствуют радиальному перемещению смежных сечений, что приводит к концентрации напряжений у краев охватывающей детали. Таким образом, истинное распре-

деление давлений по длине соединения остается не выявленным. Исследование контактного давления по длине сопряжения рассматривались в работах [3] и [4].

Цель статьи – экспериментально определить фактические контактные давления в соединении с гарантированным натягом, сравнить их с расчетными значениями и найти поправочные коэффициенты в зависимости от способа сборки соединяемых деталей.

Основной материал.

В качестве образцов для исследований служили детали: вал и втулка, изображенные на рис. 2. Втулка имеет продольные пазы для возможности приложения крутящего момента. Размеры сопряжения: диаметр - 49 мм, длина - 48 мм.

Экспериментальные исследования проводились по методу, предложенному Шатько И.И. [3], при котором контактное давление измерялось с помощью измерительного элемента - штыря (рис. 3, поз. 4) с наклеенными на него тензодатчиками (поз. 3). Штыри были вмонтированы в радиальные отверстия, просверленные в вале (поз 2) в трех сечениях, а провода от датчиков к мостовой схеме (поз. 5) монтировались в центральное отверстие, просверленное вдоль оси вала. Охватывающий элемент соединения (поз. 1) собирался с валом двумя различными способами: запрессовкой и тепловым методом.

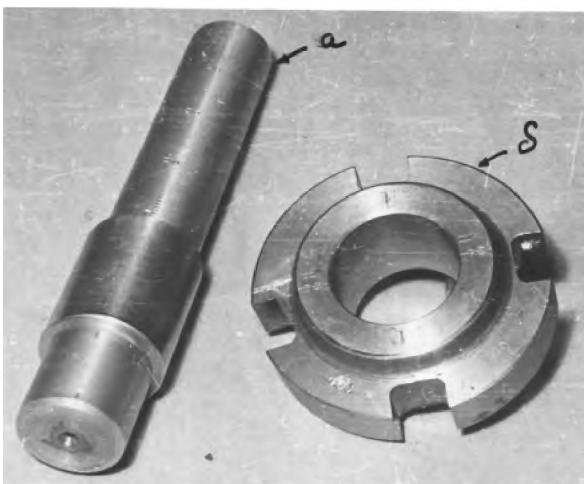


Рис. 2 – Образцы деталей для испытаний:
а - вал, б - втулка

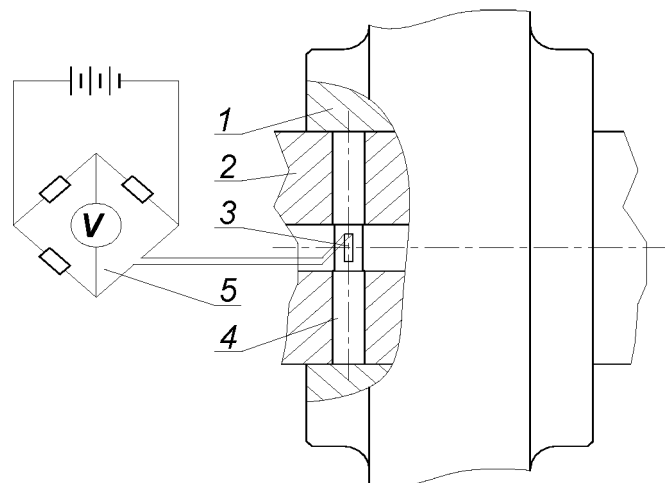


Рис. 3 – Схема измерения контактных давлений по методу Шатько И.И.

Были изготовлены образцы валов и втулок с номинальным диаметром сопряжения $d = 49$ мм и длиной сопряжения $L = 48$ мм с величинами натягов 22 мкм, 34 мкм, 40 мкм и 60 мкм. Образцы были собраны двумя методами: прессовым и с нагревом охватываемой детали. Контактное давление при данных натягах определялось теоретически по формуле (6), модули упругости принимались для стали $E_1 = E_2 = 2,01 \cdot 10^{11}$ Па, коэффициенты Пуассона $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$. Коэффициенты жесткости соответственно охватываемой и охватывающей детали определялись по формулам (7): $C_1 = 0,7$ и $C_2 = 2,3$. Образцы были подвергнуты осевому сдвигу.

При полученной экспериментально величине усилия осевого сдвига $P_{од}$ и расчетным по формуле (6) значением контактного давления p_k определялся коэффициент трения

$$f = \frac{P_{сл}}{\pi d L p_k} \quad (8)$$

Расчетные по формуле (6) и экспериментальные значения контактного давления в зависимости от натяга по сведены в таблицу 1. Там же приведены полученные по формуле (8) коэффициенты трения.

Таблица 1 – Теоретическое и экспериментальное контактное давление при различных способах сборки

Способ сборки	Усилие сдвига P, кН	Натяг δ, мкм	Коэффициент трения, f	Контактное давление по Ляме (формула 6) p _к , МПа	Контактное давление экспериментальное, МПа
Термовоздействием	120	22	0,515	31,4	39
	160	34	0,445	48,5	43,5
	185	40	0,425	57	68
	245	60	0,376	86	87,6
Прессовый	62,2	22	0,515	31,4	25,1
	90	34	0,445	48,5	36,3
	105	40	0,425	57	56,5
	125	60	0,376	86	73

Согласно экспериментальным данным контактное давление, полученное по формуле (6) при прессовой сборке примерно на 8-10% выше действительного, а при сборке с нагревом охватывающей детали, на 20-30% ниже (рис.4).

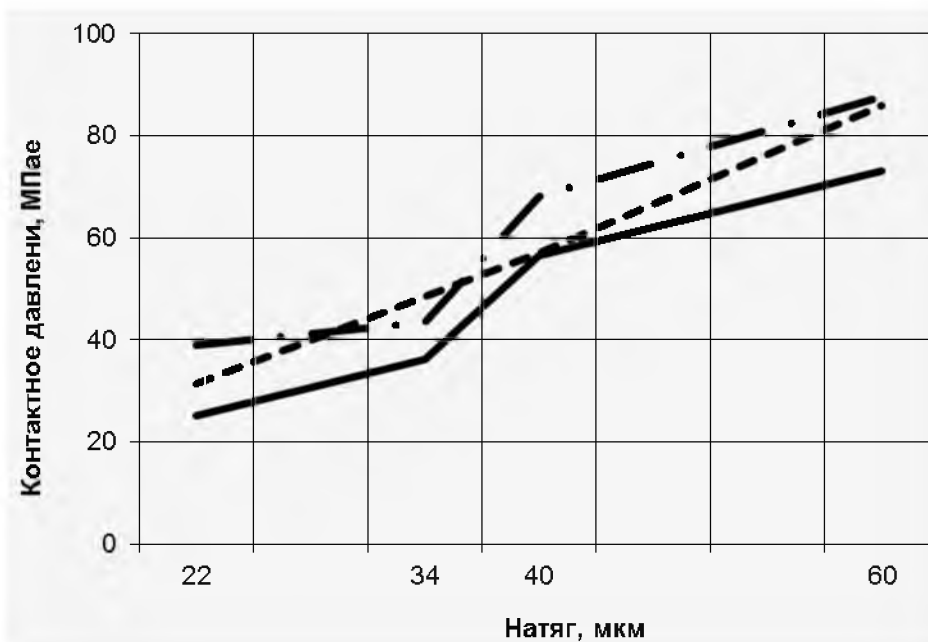


Рис. 4 – Теоретическое и экспериментальное контактное давление при различных способах сборки: пунктирная линия – по формуле (6), штрихпунктирная линия – при сборке с нагревом, сплошная линия – при прессовой сборке.

Вывод: Таким образом, можно утверждать, что формула Ляме не учитывает такие факторы как метод соединения с гарантированным натягом, коэффициент трения, который с увеличением контактного давления уменьшается, метод обработки сопрягаемых поверхностей. Для определения истинного значения контактного давления для сборки с термовоздействием в формулу Ляме нужно ввести коэффициент метода сборки K . При сборке с нагревом коэффициент K следует принимать $K=1,2-1,3$.

$$P_k = \frac{\delta}{\left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}\right)d} K.$$

Список использованных источников:

1. Андреев Г. Я. Экспериментальный метод определения контактных напряжений в цилиндрических деталях сопряженных с натягом / Г. Я. Андреев, И. И. Шатько // *Труды ХГИ*. – 1962. – Т. 11 : Работы аспирантов. – С. 81-87.
2. Андреев Г. Я. Тепловая сборка в машиностроении / Г. Я. Андреев. – Киев : Техника, 1968. – 210 с.
3. Андреев Г. Я. Прочность тепловых соединений с антикоррозионной пленкой / Г. Я. Андреев, И. Ф. Малицкий // *Техника*. – 1968. – № 14. – С. 12.
4. Малицкий И. Ф. Влияние шероховатости и способов обработки на прочность сопряжения с натягом / И. Ф. Малицкий, Е. В. Чернятина // *Машинобудування* : зб. наук. пр. – Харків : УПА, 2014. – № 13. – С. 149-153.
5. Смирнов И. П. Развитие технологии ремонта подъемно-транспортного оборудования / И. П. Смирнов // *Машинобудування* : зб. наук. пр. – Харків : УПА, 2009. – № 4. – С. 170-177.
6. Смирнов И. П. Оптимальный размер диаметра соединений с натягом / И. П. Смирнов, И. Ф. Малицкий // *Машинобудування* : зб. наук. пр. – Харків : УПА, 2016. – № 18. – С. 139-144.
7. Андреев Г. Я. Тепловая сборка колесных пар / Г. Я. Андреев. – Харьков : Изд-во ХГУ, 1965. – 227 с.
8. Определение контактных давлений в соединении полой оси со ступицей колеса / З. Г. Ткачук, И. Ф. Малицкий, А. А. Алехин [и др.] // *Детали и узлы машин* / З. Г. Ткачук. – Киев : Техника, 1975. – С. 54-59.

References

1. Andreev, GJa & Shatko, II 1962, 'Jeksperimentalnyj metod opredelenija kontaktnyh naprjazhenij v cilindricheskikh detaljah soprjazhennyh s natjagom', *Trudy Harkovskogo gornogo instituta*, vol. 11 Raboty aspirantov, pp. 81-87.
2. Andreev, GJa 1968, *Teplovaja sborka v mashinostroenii*, Tehnika, Kiev.
3. Andreev, GJa & Malickij, IF 1968, 'Prochnost teplovyh soedinenij s antikorrozionnoj plenkoj', *Tehnika*, no. 14, pp. 12.
4. Malickij, IF & Chernjatina, EV 2014, 'Vlijanie sherehovatosti i sposobov obrabotki na prochnost soprjazhenija s natjagom', *Mashynobuduvannia*, Ukrainska inzhenerno-pedahohichna akademiia, Kharkiv, no. 13, pp. 149-153.
5. Smirnov, IP 2009, Razvitie tehnologii remonta podemno-transportnogo oborudovaniia, *Mashynobuduvannia*, Ukrainska inzhenerno-pedahohichna akademiia, Kharkiv, no. 4, pp. 170-177.
6. Smirnov, IP & Malickij IF 2016, 'Optimalnyj razmer diametra soedinenij s natjagom', *Mashynobuduvannia*, Ukrainska inzhenerno-pedahohichna akademiia, Kharkiv, no. 18, pp. 139-144.
7. Andreev, GJa 1965, *Teplovaja sborka kolesnyh par*, Izdatelstvo Harkovskogo gosudarstvennogo universiteta, Harkov.
8. Tkachuk, ZG, Malickij, IF, Alehin, AA & Ostrenko, BC 1975, 'Opredelenie kontaktnyh davlenij v soedinenii poloj osi so stupicej kola', in Tkachuk, ZG, *Detali i uzly mashin*, Tehnika, Kiev, pp. 54-59.

Стаття надійшла до редакції 17 жовтня 2019 р