

УДК (UDC) 629.1

ПОВЫШЕНИЕ ПРОЧНОСТИ НЕПОДВИЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ КОЛЕСНЫХ И ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН ЗА СЧЕТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПОСАДОК С КОНТУРНЫМ СОЕДИНЕНИЕМ ДЕТАЛЕЙ

INCREASING THE STRENGTH OF FIXED UNITS OF WHEELED AND TRACKED MACHINES THROUGH THE USE OF CYLINDRICAL FITS WITH CONTOUR CONNECTION OF PARTS

Курносос Н.Е., Лебединский К.В., Тарнопольский А.В., Николотов А.А.
Kurnosov N.E., Lebedinskiy K.V., Tarnopolskiy A.V., Nikolotov A.A.Пензенский государственный университет (Пенза, Россия)
Penza State University (Penza, Russian Federation)

Аннотация. В статье приведены исследования по повышению прочности неподвижных соединений колесных и гусеничных машин за счет использования цилиндрических посадок с контурным соединением деталей. Разработана методика проектирования и технологического обеспечения соединений, обладающих рядом эксплуатационных преимуществ. Расчетным и экспериментальным путем показано на конкретном примере, что контурное соединение позволяет существенно увеличить прочность по сравнению с типовыми соединениями с натягом.

Ключевые слова: неподвижное соединение, прочность, машина, посадка, контур

Дата принятия к публикации: 05.09.2019
Дата публикации: 25.09.2019

Сведения об авторах:

Курносос Николай Ефимович – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Транспортные машины» ФГБОУ ВО «Пензенский государственный университет»,
e-mail: ttmo-pgu@mail.ru.

ORCID: 0000-0001-6353-557X

Лебединский Константин Валерьевич – кандидат технических наук, доцент кафедры «Транспортные машины» ФГБОУ ВО «Пензенский государственный университет»,
e-mail: lkv_mail@rambler.ru.

ORCID: 0000-0002-0913-9506

Тарнопольский Александр Владимирович – кандидат технических наук, профессор кафедры «Транспортные машины» ФГБОУ ВО «Пензенский государственный университет»,
e-mail: taw48@bk.ru.

ORCID: 0000-0001-8152-6597

Николотов Андрей Александрович - старший преподаватель кафедры «Транспортные машины» ФГБОУ ВО «Пензенский государственный университет», *e-mail: Nikolotov@mail.ru*

ORCID: 0000-0002-2803-3299

Abstract. In the article researches of increase of strength of motionless connections of wheeled and caterpillar cars due to use of cylindrical landings with a contour connection of details are resulted. The technique of designing and technological support of the connections possessing a number of operational advantages is developed. It has been shown by calculation and experimentation on a concrete example that a loop connection can significantly increase the strength compared to standard types with an interference fit.

Keywords: fixed connection, strength, machine, landing, contour

Date of acceptance for publication: 05.09.2019
Date of publication: 25.09.2019

Authors' information:

Nikolay E. Kurnosov – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Department “Transport Machines” at Penza State University,
e-mail: ttmo-pgu@mail.ru
ORCID: 0000-0001-6353-557X

Konstantin V. Lebedinsky - Ph.D., Associate Professor of Department “Transport Machines” at Penza State University, *e-mail: lkv_mail@rambler.ru/*
ORCID: 0000-0002-0913-9506

Alexander V. Tarnopolsky - Ph.D., Associate Professor, Professor of Department “Transport Machines” at Penza State University, *e-mail: taw48@bk.ru*
ORCID: 0000-0001-8152-6597

Andrey A. Nikolotov - Art. Lecturer of Department “Transport Machines” at Penza State University,
e-mail: Nikolotov@mail.ru
ORCID: 0000-0002-2803-3299

1. Введение

Имеется широкий круг практически значимых задач проектирования колесных и гусеничных машин, когда неподвижное соединение цилиндрических деталей с натягом [1, 2] не удовлетворяет условиям сопряжения и не обеспечивает получение необходимых эксплуатационных характеристик прочности. Их получение может быть реализовано за счет изменения конфигурации профиля сопрягаемых деталей.

Целью настоящей работы является разработка методики проектирования и технологического обеспечения прочности неподвижных соединений в конструкциях колесных и гусеничных машин.

2. Постановка задач

Для обеспечения прочности неподвижных соединений деталей и узлов колесных и гусеничных машин в части использования цилиндрических посадок требуется обеспечить:

1. Улучшение основных эксплуатационных характеристик, например, осевой прочности, особенно тонкостенных деталей, касательной жесткости, герметичности.

2. Улучшение специальных характеристик соединения, например, теплопроводности.

3. Более равномерное распределение контактного давления (устранение «концевого эффекта»).

4. Необходимое напряженное состояние деталей соединения, требуемое распределение и характер деформаций.

5. Надежность работы соединений при переменном изгибе. Такой вид нагрузки зачастую приводит к значительному снижению прочности и самораспрессовке соединений с натягом.

6. Надежность соединения при работе в условиях температурных воздействий:

- а) когда из-за разности коэффициентов линейного расширения материалов вала и втулки снижается несущая способность соединений с натягом;

- б) когда высокотемпературный нагрев приводит к ползучести материала и потере натяга в соединении, так как в этом случае

повышение прочности соединения с натягом не может быть достигнуто при увеличении контактного давления, увеличение контактного давления приводит к более интенсивному процессу ползучести материала;

- в) в случае высокого градиента температуры в объеме материала охватывающей и охватываемой деталей, приводящего к потере натяга;

- г) в случае возникновения температурных напряжений, приводящих к разрушению и поломке деталей соединения с натягом или к потере прочности соединения;

- д) в случае необратимого изменения формы деталей при циклическом температурном воздействии из-за релаксации напряжений, приводящих к уменьшению или полной потере прочности.

Решение данных задач можно выполнить с использованием неподвижных цилиндрических посадок с контурным соединением деталей [3-7].

3. Результаты исследований

Задача обеспечения прочности неподвижных соединений может быть решена при использовании соединения цилиндрических деталей с участками сопряжения поверхностей различной конфигурации. В сечении эти участки образуют контур определенной формы (контурное соединение) [7].

Контур может быть выполнен в осевом (рис. 1) или поперечном (перпендикулярном оси соединения) сечении, а также одновременно по обоим сечениям.

Соединение формируется совмещением осевого контура вала и контура отверстия $ABCF$ (рис. 1).

Известны различные способы сборки и совмещения контуров:

- сборка с нагревом втулки;
- сборка с охлаждением вала;
- сборка комбинированным способом.

К основным параметрам контурных соединений, определяющих эксплуатационные характеристики, относятся:

h_c – глубина совмещения (перекрытия) контуров;

N – натяг в соединении;

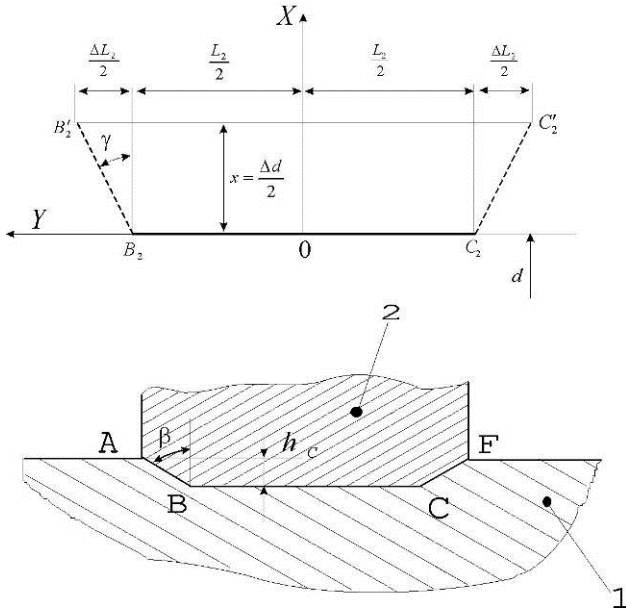


Рис. 1. Соединение с осевым контурным смещением в сборе: 1 – охватываемая деталь (вал); 2 – охватывающая деталь (втулка).

β – угол наклона боковых образующих контура.

Предельные значения h_c при сопряжении цилиндрических поверхностей с натягом для комбинированной сборки определяются суммированием деформаций при нагреве отверстия и охлаждения вала, обеспечивающих зазор в момент их сопряжения:

$$\begin{cases} h_{c \min} = \frac{\Delta}{2} - \frac{T_{d_1}}{2} - \frac{T_{d_2}}{2} \\ h_{c \max} = \frac{\Delta}{2} \end{cases} \quad (1)$$

где Δ – изменения диаметра при нагреве втулки и охлаждении вала; T_{d_1} ; T_{d_2} – допуски на диаметры сопрягаемых цилиндрических поверхностей вала и отверстия.

Суммарное изменение при комбинированном методе сборки (при нагреве втулки и охлаждении вала) определяется как:

$$\Delta = \Delta_{\text{нар}} + \Delta_{\text{охл}} = \frac{\alpha_1 d}{\phi_1} (t_1 - t_n) + \frac{\alpha_2 d}{\phi_2} (t_2 - t_n) - S'_{\min} \quad (2)$$

где α_1 , α_2 – коэффициенты линейного расширения материалов вала и втулки; ϕ_1 , ϕ_2 – коэффициенты, учитывающие теп-

лообмен с окружающей средой за время переноса охлажденного вала и нагретой втулки на сборочную позицию ($\phi = 1 \div 2$); S'_{\min} – минимальная величина зазора для обеспечения свободного совмещения деталей при сборке; t_n – температура помещения; t_1 , t_2 – температура охлаждения вала и нагрева втулки.

Рассмотрим прочность контурных соединений. За основу возьмем контур с боковыми образующими в виде отрезков прямых равноудаленных от вертикальной оси. Схема действующих сил в соединении с таким контуром показана на рис. 2.

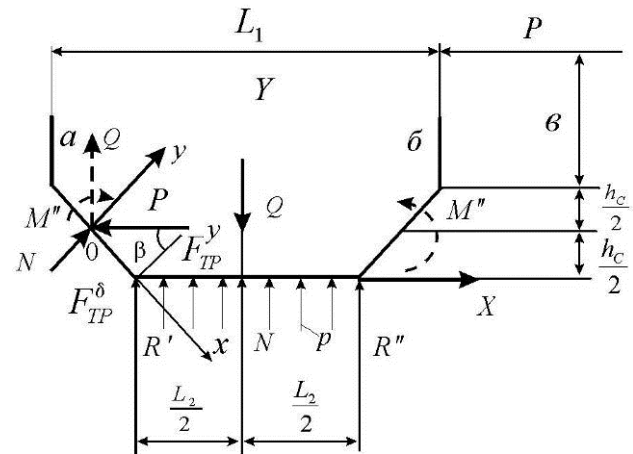


Рис. 2. Схема действующих сил в контуре с боковыми образующими в виде отрезков прямых равноудаленных от вертикальной оси

где P – действующая на соединение осевая нагрузка; p – распределенная нагрузка от посадки цилиндрических поверхностей с натягом (заменена сосредоточенной силой N_1); $F_{\text{тр}}$ – сила трения цилиндрических поверхностей; N – реакция боковой поверхности контура; $F_{\text{тр}}^{\delta}$ – сила трения между боковыми поверхностями; R' и M' – реакция и момент возникающие до страгивания контуров от действия момента $P_1 \left(b + \frac{h_c}{2} \right)$; Q^p – сила, возникающая после относительного перемещения контуров, распорная для отверстия и сжимающая для вала; Q – сила упругого сопротивления распиранью отверстия; R'' , M'' – реакция и момент от действия силы Q^p .

Для упрощения дальнейших выкладок примем следующие допущения:

1. Распределенные по поверхности контура силы заменяются сосредоточенными.

2. Допустимая распирающая сила Q_p принимается равной предельной силе, которая действует в соединении длиной L_1 , при максимальном контактном давлении, не вызывающем пластических деформаций в сопрягаемых деталях.

Для соединения, у которого $\frac{d_2 - d}{d} < 0,1$

или $\frac{d - d_0}{d} < 0,1$, расчет может быть выполнен без этих допущений, используя основные зависимости для расчета прочности цилиндрических оболочек, погруженных осесимметричными силами [8, 9].

Условия равновесия действующих на контур сил и моментов:

$$\sum x = 0$$

$$(F_{\text{тр}}^y - P) \sin \beta + F_{\text{тр}}^\delta + (q - N_1) \cos \beta = 0, \quad (3)$$

$$\sum y = 0$$

$$N = (P - F_{\text{тр}}^y) \cos \beta + (Q - N_1) \sin \beta = 0 \quad (4)$$

$$\sum M_A$$

$$N \sin \beta \left(\frac{l_1}{2} - \frac{h_c}{2} \operatorname{tg} \beta \right) + N \cos \beta \frac{h_c}{2} -$$

$$- F_{\text{тр}}^\delta \frac{l_2}{2} \cos \beta - P \left(b + \frac{h_c}{2} \right) - R'' \frac{l_2}{2} = 0 \quad (5)$$

Учитывая, что $F_{\text{тр}}^\delta = Nf$ (где f – коэффициент трения в соединении), и решая совместно уравнения (3) и (4), находим:

$$N = \frac{(P - F_{\text{тр}}^y) \cdot (1/\cos \beta)}{1 + f \operatorname{tg} \beta}. \quad (6)$$

Находим для втулки максимальную нагрузку P , при которой распорная сила равна допустимой $Q^{\text{доп}}$

$$P_{\text{доп}}^{\text{расп}} = F_{\text{тр}}^y + (Q^{\text{доп}} - N_1) \frac{\operatorname{tg} \beta \cdot f + 1}{\operatorname{tg} \beta - f}. \quad (7)$$

Боковые поверхности контура рассчитываются по контактными напряжениям и напряжениям среза. Расчет по контактными напряжениям упрощенно заменяется расче-

том на смятие боковых поверхностей. Сравним допустимые силы на смятие и срез:

$$P_{\text{см}} = \pi dh_c [\tau]_{\text{см}} \approx \pi dh_c 2\tau_T; \quad (8)$$

$$P_{\text{ср}} = \pi dl [\tau]_{\text{ср}} \approx \pi dl (0,6\tau_T). \quad (9)$$

Откуда следует, что если для контура будет выполнено условие

$$l \geq 4h_c, \quad (10)$$

то прочность соединения определяется силами сопротивления смятию боковых поверхностей. Находим допустимую осевую нагрузку P по максимальному допускаемому напряжению смятия $[\tau]_c \approx 2\tau_T$

$$[\tau]_c = \frac{N}{(\pi dh_c / \cos \beta)}. \quad (11)$$

Подставляя значение N в выражение (11), получим:

$$P_{\text{доп}}^{\text{см}} = F_{\text{тр}}^y + 2\pi\tau_T dh_c (1 + f \operatorname{tg} \beta). \quad (12)$$

Таким образом, выражения (7) и (12) определяют прочность рассматриваемого контурного соединения.

Рассмотрим задачу выбора оптимальных параметров β и h_c , при которых достигается максимальная прочность. С учетом принятых допущений:

$$F = \frac{\pi f N}{\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}} \cdot (l_1 - 2h_c \operatorname{tg} \beta); \quad (13)$$

$$Q^{\text{доп}} = N_1 \approx \frac{\pi l_1}{\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}} (N_{\text{max}} - N). \quad (14)$$

Здесь C_1 и C_2 – геометрические параметры соединения:

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_0} \right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_0} \right)^2} - \mu_1; \quad (15)$$

$$C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d_2}{d} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_2}{d} \right)^2} + \mu_2, \quad (16)$$

где d_0 , d , d_2 – соответственно, внутренний диаметр вала, диаметр соединения и внешний диаметр втулки; E_1, μ_1 и E_2, μ_2 – соот-

ветственно, модуль упругости и коэффициент Пуассона материалов вала и втулки; N_{\max} , N – максимально возможный и средний натяги в соединении.

Величина N определяется из соотношения

$$N = \Delta - \frac{Td'_1}{2} - \frac{Td_2}{2} - 2h_c. \quad (17)$$

Угол β изменяется в пределах

$$\beta_{\min} = \arctg f < \beta \leq \beta_{\max} = \arctg \frac{l_1}{2h_c}. \quad (18)$$

Усредненная величина h_c изменяется в пределах

$$h_{c\min}^{\text{cp}} = \frac{\Delta}{2} - \frac{Td'_1}{4} - \frac{Td_2}{4} - \frac{N}{2}$$

при

$$N = N_{\max} - \frac{Td'_1}{2} - \frac{Td_2}{2}; \quad (19)$$

$$h_{c\min}^{\text{cp}} = \frac{\Delta}{2} - \frac{Td'_1}{4} + \frac{Td_1}{4} - \frac{N_{\max}}{2}; \quad (20)$$

$$h_{c\max}^{\text{cp}} = \frac{\Delta}{2} - \frac{Td'_1}{4} - \frac{Td_2}{4}; \quad (21)$$

если

$$h_c < \frac{1}{2}(\Delta - Td'_1 - dTd_2) - \frac{1}{2}\tau_T d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_1}{E_2} \right), \quad (22)$$

то $P_{\text{доп}}^{\text{расп}}$ с увеличением β уменьшается.

Так как $P_{\text{доп}}^{\text{расп}} < P_{\text{доп}}^{\text{расп}}$ при $\beta \rightarrow \beta_{\min}$, то максимальная прочность определяется силой сопротивления смятию $P_{\text{доп}}^{\text{см}}$ при $\beta = \beta_{\min}$.

Если условие (22) не выполняется, т.е.

$$h_c > \frac{1}{2}(\Delta - Td'_1 - dTd_2) - \frac{1}{2}\tau_T d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_1}{E_2} \right),$$

$P_{\text{доп}}^{\text{см}}$ с увеличением β увеличивается и, следовательно, максимум прочности соединения, достигается при равенстве $P_{\text{доп}}^{\text{см}}$ и $P_{\text{доп}}^{\text{расп}}$.

Из этого условия найдем оптимальный угол наклона боковой образующей контура:

$$\beta_{\text{опт}} = \arctg \left[f + \frac{\pi l_1 (N_{\max} - \Delta + Td'_1 + Td_2 + 2h_c)}{2 \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_1}{E_1} \right) dh_c \sigma_T} \right] \quad (23)$$

После подстановки β в выражение (7) или (12) получим зависимость нагрузки от h_c . Наибольшая прочность в рассматриваемом случае достигается при $h_c = h_{c\max}$.

Анализ полученного выражения показывает, что с увеличением h_c в заданных пределах прочность увеличивается. Поэтому h_c выбирается максимальной. Наименьшая прочность в этом случае может быть получена, если

$$h_c = \frac{\Delta}{2} - \frac{Td'_1}{2} - \frac{Td_1}{2}.$$

Значение $P^{\text{см}}$ может быть определено как

$$P^{\text{см}} = 2\pi\sigma_T d \left(1 + f^2 \right) \left(\frac{\Delta}{2} - \frac{Td'_1}{2} - \frac{Td_2}{2} \right) + \frac{\pi f l_1}{\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}} N_{\max}. \quad (24)$$

При этом оптимальный угол составит

$$\beta_{\text{опт}} = \arctg \left[f + \frac{\pi l_1 N_{\max}}{2 \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) dh_c \sigma_T} \right]. \quad (25)$$

4. Пример реализации разработанной методики

Рассмотрим пример практического использования контурного совмещения для соединения деталей. Воспользуемся полученными результатами для проектирования соединения кольца (втулки) с гильзой (валом) клапанно-поршневого узла. Соединение деталей с натягом не обеспечивает достаточной надежности при эксплуатации. Для повышения надежности работы рекомендуется использовать контурное соединение. Определим его основные параметры.

Исходные данные: $d_0=0,17$ м; $d_1=0,2$ м; $d_2=0,229$ м; $l_1=0,05$ м материал кольца –

сталь 40, гильзы – сталь 45, $\sigma_T = 32 \times 10^7$ Па; $E_1 = E_2 = 2 \times 10^{11}$ Па; $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$; $f = 0,35$; $Td'_1 = 29 \times 10^{-5}$ м; $Td_2 = Td_1 = 18,5 \times 10^{-5}$ м. По выражениям (15) и (16) $C_1 = 5,92$; $C_2 = 7,74$.

Допускаемое давление для соединения определяется согласно [10]:

$$P_{\text{доп}} = 0,58 \sigma_T \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2} \right) = 4,4 \times 10^7 \text{ Па.}$$

Максимальный натяг определяется по известной формуле Ламе:

$$N_{\text{max}} = P_{\text{доп}} d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) = 6 \times 10^{-4} \text{ м.}$$

Сборку соединения желательно осуществлять комбинированным методом: нагрев кольца до температуры $t_2 = 900^\circ\text{C}$, охлаждение гильзы в азоте $|t_1| = 195^\circ\text{C}$, $\alpha_1 = 8,5 \cdot 10^{-6}$ $1/^\circ\text{C}$; $\alpha_2 = 12 \cdot 10^{-6}$ $1/^\circ\text{C}$. По данным [10]

$$S_{\text{min}} = 0,01 \sqrt{d} = 141 \cdot 10^{-6} \text{ м;}$$

$$0,01 \sqrt{0,2} = 0,00447 \text{ м.}$$

Принимаем $\phi_1 = \phi_2 = 1$, подставляя данные в выражение (2), находим величину Δ :

$$\Delta = 2,27 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Проверяем условие (22)

$$\frac{1}{2} (2,27 \cdot 10^{-3} - 29 \cdot 10^{-5} - 18,5 \cdot 10^{-5}) -$$

$$- \frac{1}{2} \cdot 32 \cdot 10^7 \cdot 0,2 \left(\frac{5,93}{2 \cdot 10^{11}} + \frac{7,74}{2 \cdot 10^{11}} \right) =$$

$$= -0,813 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Условие не выполняется и наименьшая прочность соединения должна определяться согласно выражению (24). В этом случае $P^{HM} = 887860$ Н.

Для сопоставления определим наименьшую прочность соединения с натягом. Минимальный натяг

$$N_{\text{min}} = N_{\text{max}} = Td_1 - Td_2 = 23 \times 10^{-5} \text{ м.}$$

Контактное давление в соединении при минимальном натяге:

$$P^{HM} = \frac{N_{\text{min}}}{d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} = 1,69 \times 10^7 \text{ Па.}$$

Сила трения в соединении

$$F_{\text{тр}}^{HM} = P_{\text{min}} f \pi dl_1 = 185730 \text{ Н.}$$

Таким образом, в рассматриваемом случае контурное соединение дает увеличение прочности в 4,8 раза по сравнению с гладким цилиндрическим соединением.

Отличительной особенностью контурного соединения по сравнению с соединением деталей с натягом является зависимость в меньшей степени прочности соединения от точности сопрягаемых деталей.

К примеру, в рассматриваемой задаче средняя прочность контурного соединения составляет $P^{CP} = 9410$ Н (при $h_C^{CP} = 101,6 \times 10^{-10}$ м), а средняя прочность соединения с натягом составляет $F_{\text{тр}}^{CP} = 334000$ Н (при $N = 45,1 \times 10^{-5}$ м); $n = P^{CP}$; $F_{\text{тр}}^{CP} = 2,8$.

Максимальная прочность контурного соединения составляет $P^{m6} = 994800$ Н (при $h_C^{max} = 113,5 \times 10^{-5}$ м), а максимальная прочность соединения с натягом составляет $F_{\text{тр}}^{CP} = 483600$ Н (при $N_{\text{max}} = 60 \times 10^{-5}$ м); $n = 2,1$.

Определим основные параметры соединения.

Оптимальный угол наклона боковой образующей контура найдем по соотношению (25) $\beta_{\text{опт}} = 89^\circ 29' \pm 4'$ приближенно можно принять нормальную конусность $C = 1:50$, на длине $\frac{l_1}{2} = 25$ мм, для которой $\beta^* = 89^\circ 25' 37,5''$. Таким образом, контурное соединение, в данном случае, представляет собой конусное соединение с двусторонней конусностью (рис. 3).

Используется схема с полным замыканием по боковым граням $\beta_1 = \beta_2 = \beta^*$.

Соединение выполняется по посадке $H10/h10$.

Нормирование отклонений диаметра конуса T_D , угла и формы конуса производится согласно полей допусков по [11].

5. Заключение

Разработана методика проектирования и технологического обеспечения различных видов контурных соединений, обладающих

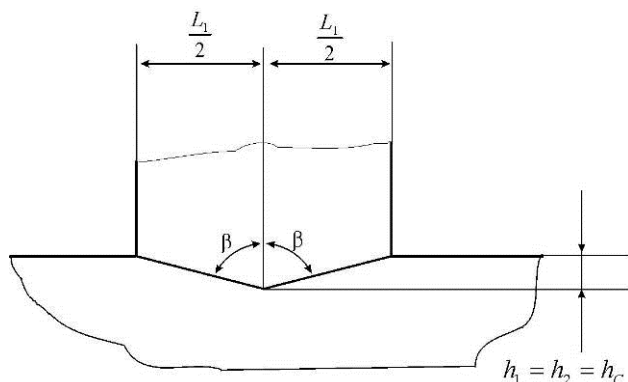


Рис. 3. Контурное соединение кольца с гильзой клапанно-поршневого узла (конусное соединение с двусторонней конусностью, с полным замыканием по боковым граням)

рядом эксплуатационных преимуществ перед типовыми соединениями с натягом, позволяющим повысить прочность неподвижных соединений колесных и гусеничных машин за счет использования цилиндрических посадок с контурным соединением деталей. Расчетным и экспериментальным путем показано на конкретном примере, что контурное соединение позволяет существенно увеличить прочность по сравнению с типовыми соединениями с натягом.

Список литературы

1. Maxim, I. The Effect of Manufacturing on the Press fit Insertion Force / I. Maxim, D. Marsavina, L. Liviu // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. - 2018. - Vol. 416. - Conf. 1. DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/416/1/012050>.
2. Qiu, Jun. Analytical Solution for Interference Fit for Multi-Layer Thick-Walled Cylinders and the Application in Crankshaft Bearing Design / Qiu Jun, Zhou Ming // Applied Sciences. - 2016. - Vol. 6. - P. 167. DOI: <https://doi.org/10.3390/app6060167>.
3. Рожкова, Е.А. Методика проведения экспериментальных исследований напряженно-деформированного состояния профильных соединений с натягом / Е.А. Рожкова, С.В. Четвериков // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Инженерные исследования. - 2018. - Т. 19. - № 1. - С. 46-58.
4. Pedersen, N.L. On optimization of interference fit assembly / N.L. Pedersen // Structural and Multidisciplinary Optimization. - 2016. - Vol. 54 (2). - P. 349-359. DOI: <https://doi.org/10.1007/s00158-016-1419-0>.
5. Voyachek, I. Rational Provision of Functional Properties of Interference Fit Joints in Case of Assembly with Implementation of Anaerobic Materials / I. Voyachek, D. Kochetkov, D. Sobrino, S. Mityasov, V. Zverovschikov, R. Ružarovský, J. Horník // Materials Science Forum. - 2019. - Vol. 952. - P. 123. DOI:

References

1. Maxim I., Marsavina D., Liviu L. The Effect of Manufacturing on the Press fit Insertion Force. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2018, V. 416. Conf. 1. DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/416/1/012050>. (In Romania).
2. Qiu Jun, Zhou Ming. Analytical Solution for Interference Fit for Multi-Layer Thick-Walled Cylinders and the Application in Crankshaft Bearing Design. *Applied Sciences*, 2016, Vol. 6, p. 167. DOI: <https://doi.org/10.3390/app6060167>.
3. Rozhkova E.A., Chetverikov S.V. Metodika provedeniya eksperimentalnykh issledovaniy napryazhenno-deformirovannogo sos-toyaniya profilnykh soedineniy s natyagom. *Vestnik Rossiyskogo universiteta druzhby narodov. Inzhenernye issledovaniya*, 2018, Vol. 19, No.1, pp. 46-58. (In Russian)
4. Pedersen N.L. On optimization of interference fit assembly. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 2016, Vol. 54, No.2, pp. 349-359. DOI: <https://doi.org/10.1007/s00158-016-1419-0>.
5. Voyachek I., Kochetkov D., Sobrino D., Mityasov S., Zverovschikov V., Ružarovský R., Horník J. Rational Provision of Functional Properties of Interference Fit Joints in Case of Assembly with Implementation of Anaerobic Materials. *Materials Science Forum*, 2019, Vol. 952, p. 123. DOI: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/MSF>

<https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/MSF.952.123>.

6. Wang, X. Prediction of stress distribution in press-fit process of interference fit with a new theoretical model / X. Wang, Z. Lou, X. Wang, X. Hao, Y. Wang // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. - 2018. - 095440621879978.

DOI: <https://doi.org/10.1177/0954406218799783>

7. Курносов, Н.Е. Соединение деталей с контурным совмещением // Технология и автоматизация производственных процессов в машиностроении: Сб. уч. тр. ун-та. Сер. Машиностроение. – Пенза: Изд-во Пенз. гос. ун-та, 2001.

8. Биргер, И.А. Расчеты на прочность деталей машин / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Л. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.

9. Власов, В.З. Общая теория оболочек / В.З. Власов. – М.: Гостехиздат, 1949.

10. Берникер, Е.И. Посадки с натягом в машиностроении: Справочное пособие / Е.И. Берникер. – М.: Машиностроение, 1966. – 167 с.

11. ГОСТ 25347–82 (СТ СЭВ 144–88). Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Поля допусков и рекомендуемые посадки. – М.: Изд-во стандартов, 1990. – 51 с.

† .952.123.

† 6. Wang X., Lou Z., Wang X., Hao X., Wang Y. Prediction of stress distribution in press-fit process of interference fit with a new theoretical model. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2018, 095440621879978.

† DOI: <https://doi.org/10.1177/0954406218799783>

† 7. Kurnosov N.E. Soedinenie detaley s konturnym sovmeshcheniem. *Tehnologiya i avtomatizatsiya proizvodstvennykh protsessov v mashinostroenii: Sb. uchenykh trudov universiteta. Mashinostroenie*. Penza, Izd-vo Penzenskogo gosudarstvennogo universiteta, 2001. (In Russian)

† 8. Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.L. *Raschetny na prochnost detaley mashin* [Strength calculation of machine parts]. Moscow, Mashinostroenie, 1979. 702 p. (In Russian)

† 9. Vlasov V.Z. *Obshchaya teoriya obolochek*. Moscow, Gostekhizdat, 1949. (In Russian)

† 10. Berniker E.I. *Posadki s natyagom v mashinostroenii. Spravochnoe posobie*. Moscow, Mashinostroenie, 1966. 167 p. (In Russian)

† 11. *GOST 25347–82 (ST SEV 144–88). Osnovnye normy vzaimozamenyaemosti. Edinaya sistema dopuskov i posadok. Poly dopuskov i rekomenduemye posadki*. Moscow, Izdatelstvo standartov, 1990. 51 p. (In Russian)