

Машиностроение и машиноведение

УДК 621.825

DOI: 10.18698/0536-1044-2018-8-3-10

Влияние геометрических параметров на жесткость муфты с металлическими упругими элементами круглого сечения

В.М. Зябликов, И.Е. Семенов-Ежов, А.А. Ширшов

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

The Influence of Geometrical Parameters on the Rigidity of Couplings with Elastic Metal Elements of Circular Cross Section

V.M. Zyablikov, I.E. Semenov-Ezhov, A.A. ShirshovBMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1

e-mail: zyablikov39@mail.ru, cemenovezhov@mail.ru, chirchovaa@mail.ru



Основной характеристикой любой муфты является жесткость. У муфты с упругими металлическими элементами в виде стержней жесткость в первую очередь зависит от их изгибной жесткости и свободной длины, а также от контактной податливости и зазора между диаметрами стержня и отверстия в полумуфте, в которую вставлен стержень. Исследовано также влияние этих параметров на контактное давление и на концентрацию напряжений, оцениваемую посредством теоретического коэффициента концентрации напряжений. Проведено численное исследование контактного взаимодействия пары стержень — полумуфта с использованием факторного анализа. Установлено, что помимо изгибной жесткости и свободной длины стержней наибольшее влияние на жесткость оказывает зазор между диаметрами отверстия в полумуфте и стержня, вставленного в нее. Расчеты выполнены с применением программного комплекса ANSYS (версия R17, Academic). Полученные результаты приведены в виде графических зависимостей относительного прогиба, относительного контактного давления и теоретического коэффициента концентрации напряжений от относительного зазора.

Ключевые слова: муфта с упругими элементами, жесткость муфты, стержень круглого сечения, контактное давление, коэффициент концентрации напряжений, факторный анализ



The main characteristic of couplings is rigidity. In couplings with elastic metal elements in the form of rods, rigidity chiefly depends on the flexural rigidity and the free length of the rods, as well as on the contact compliance and the gap between the diameters of the rod and the hole in the half-coupling, into which the rod is inserted. The influence of these parameters on the contact pressure and the stress concentration, estimated by means of the theoretical stress concentration factor is examined. The numerical study of the contact

interaction of the rod — half-coupling pair is conducted using the factor analysis. It is established that in addition to the flexural rigidity and the free length of the rods, the gap between the diameters of the rod and the hole in the half-coupling into which the rod is inserted has the greatest effect on rigidity. The calculations are carried out using the ANSYS software (version R17, Academic). The results obtained are presented in the form of graphs of the dependences of the relative deflection, the relative contact pressure and the theoretical coefficient of stress concentration on the relative gap.

Keywords: coupling with elastic elements, rigidity of the coupling, rod of circular cross section, contact pressure, stress concentration factor, factor analysis

Для соединения валов агрегатов часто используют механические компенсирующие муфты [1, 2], отличительной особенностью которых является упругий элемент, передающий крутящий момент T от одной полумуфты к другой. Муфты с металлическими упругими элементами характеризуются высокой нагрузочной способностью и возможностью работы в широком температурном диапазоне.

К устройствам такого типа относятся и муфты со стальными стержнями круглого сечения. Основные причины их выхода из строя в большинстве случаев связаны с износом стержней и отверстий в полумуфтах и с поломкой стержней вследствие усталости металла и перегрузки.

На рис. 1, а приведен продольный разрез муфты [2] со стальными упругими стержнями круглого сечения. Стержни 4 вставлены в полумуфты 1 и 5; крышка 2 и кожух 3 препятствуют выпадению стержней из полумуфт и вытеканию смазки благодаря уплотнениям. На рис. 1, б схематически показано однорядное расположение стержней диаметром d с центрами на окружности диаметром D .

Основной характеристикой муфт с упругими элементами является жесткость C , которая для

муфты с постоянной жесткостью равна $T/\Delta\varphi$ ($\Delta\varphi$ — угол поворота). При взаимном повороте полумуфт на угол $\Delta\varphi = 2f/D$ в результате действия момента T стержни изгибаются, и максимальный прогиб [3]

$$f = Fl^3/(12EI_x), \quad (1)$$

где F — сила, приходящаяся на один стержень, $F = 2T/(nD)$ (n — количество стержней); E — модуль упругости; I_x — осевой момент инерции поперечного сечения стержня, $I_x = \pi d^4/64$ (l — свободная длина стержня, т. е. расстояние между кромками отверстий под стержни в полумуфтах без учета фасок или входных конусов).

Равенство (1) получено на основе теории изгиба стержней [4], не учитывающей влияние деформаций сдвига на прогиб. Стержень рассмотрен как балка с двумя заделками, одна из которых смещена без поворота относительно другой на значение прогиба f , т. е. не приняты во внимание местные деформации в зоне контакта стержня с фланцем полумуфты.

Не учтено также, что стержни в отверстия полумуфт устанавливают с зазором, вследствие чего в отверстиях возникает перекося, вызываю-

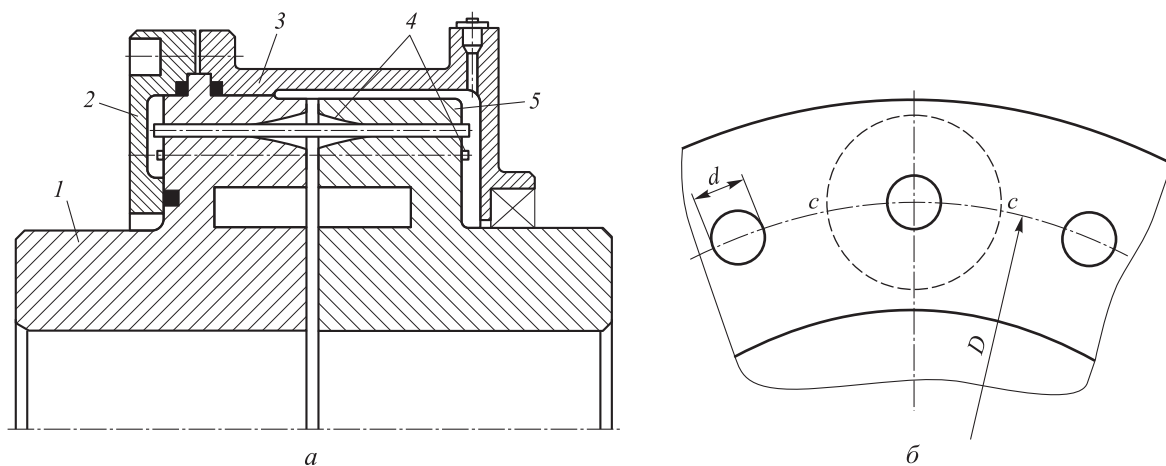


Рис. 1. Схемы муфты со стальными упругими стержнями круглого сечения: а — ее продольный разрез; б — однорядное расположение стержней

щий рост местных деформаций в зоне контакта и увеличение прогиба. В итоге жесткость муфты снижается по сравнению с расчетной, указанной в работе [3]. Кроме того, из-за перекоса в выходном сечении стержня происходит резкое повышение контактного давления.

Цель работы — исследование влияния геометрических параметров — свободной длины стержня, его диаметра, толщины фланца полумуфты и зазора — на жесткость муфты, т. е. на прогиб стержня, а также изучение воздействия этих параметров на контактное давление и концентрацию напряжений.

Зазор Δ представляет собой разность между диаметрами стержня и отверстия в полумуфте, в которую он вставлен. Концентрацию напряжений оценивали через теоретический коэффициент концентрации напряжений (ККН).

Решение поставленной контактной задачи проведено численно с использованием программного комплекса ANSYS [5, 6]. При построении расчетной модели исходили из следующих положений: 1) диаметр окружности D , на которой расположены центры отверстий, на порядок больше диаметра стержней d ; 2) расстояние между стержнями составляет от $2d$ до $3d$; 3) изгиб стержня симметричен относительно плоскости, касательной к окружности диаметром D .

Твердотельная модель показана на рис. 2. Из полумуфты выделен цилиндр радиусом R , равным половине расстояния между центрами отверстий под стержни (см. рис. 1), вместе со вставленным стержнем. Высота цилиндра равна толщине полумуфты плюс размер фаски. Так как стрела прогиба дуги cc мала по сравнению с ее длиной, дугу заменяли прямой, и в силу симметрии ограничивались половиной цилиндра и стержня, как это показано на рис. 2.

Система координат, показанная на рис. 2, соответствует использованной при расчетах в программном комплексе ANSYS (версия R17, Academic). XZ — плоскость симметрии, в которой стержень изгибается по кососимметричной схеме, что соответствует изгибу консольного стержня длиной $l/2$, нагруженного на торце сосредоточенной силой. Все геометрические размеры модели пропорциональны диаметру стержня, что позволяет абстрагироваться от абсолютных размеров.

При проведении вычислений использовали квадратичный 20-узловой элемент SOLID186. Предварительные расчеты с регулярной сеткой

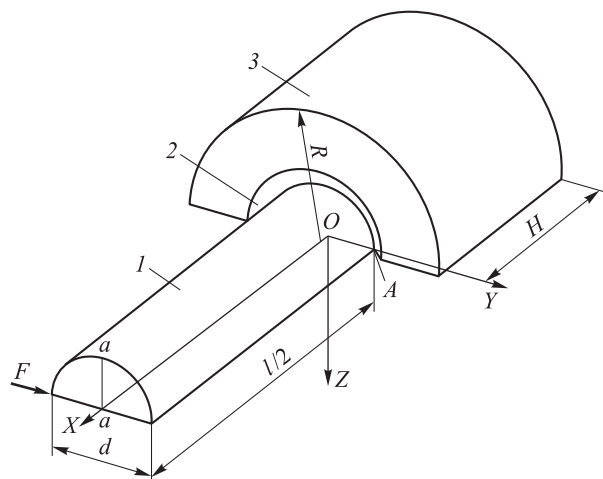


Рис. 2. Твердотельная модель:
1 — стержень; 2 — фланец полумуфты; 3 — фаска;
 H — толщина фланца полумуфты

разбиения показали, что при наличии зазора вследствие высокого градиента напряжений даже при самом мелком разбиении зона контакта оказывается в пределах одного элемента. Поэтому была применена нерегулярная конечно-элементная сетка со сгущением в зоне контакта «А», пример которой показан на рис. 3.

Точка контакта A лежит в плоскости XU , проходящей через выходное сечение. Зона контакта «А» — это окрестности точки контакта A (см. рис. 2). При расчетах использована более мелкая сетка с минимальной стороной элемента $1/30$ диаметра стержня. Вследствие возможного смещения стержня во фланцах полумуфт у модели левые торцы стержня и цилиндра смещены на размер t .

На боковой поверхности полуцилиндра и левом торце были запрещены все перемещения, а в плоскости XU — перемещения, соответствующие условию симметрии. Для исключения влияния перекоса стержня в полумуфте на прогиб стержень и цилиндр имели контакт в двух точках — A и B (см. рис. 3).

Для улучшения сходимости процесса вычисления осуществлялось кинематическое нагружение [7, 8]: все узлы, расположенные на линии aa (см. рис. 2 и 3) получали одинаковые заданные перемещения U_Y при $U_X = 0$. Значение перемещения U_Y в зависимости от геометрических параметров модели выбирали таким, чтобы в выходном сечении максимальные растягивающие напряжения $\sigma_{x \max} = 400 \pm 0,4$ МПа. Вследствие этого каждый расчет приходилось проводить 2–3 раза.

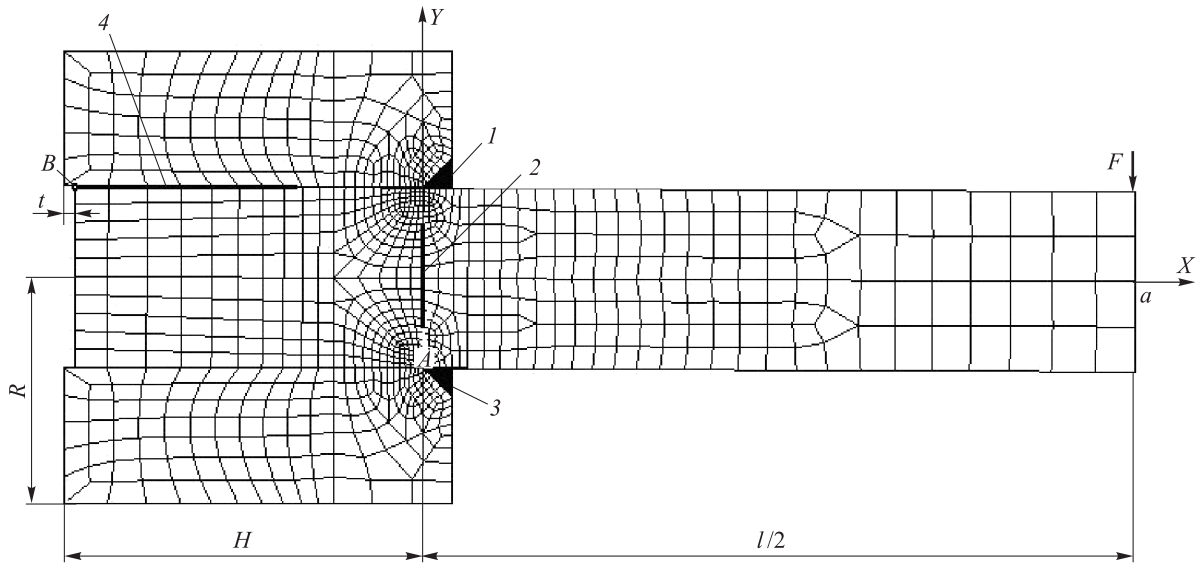


Рис. 3. Пример нерегулярной конечно-элементной сетки со сгущением:
1 — фаска; 2 — выходное сечение; 3 и 4 — зоны контакта «А» и «В»; t — возможное смещение стержня во фланцах полумуфт

При выбранном размере элемента общее число элементов SOLID186 — 9996, TARGE170 и CONTA174 — по 252 при 125025 уравнениях. Время счета одного варианта составляло около 8...12 мин. Уменьшение размера элементов на 20 % приводит к увеличению числа уравнений более чем в 1,5 раза, и, как следствие, почти в 3 раза возрастает время счета. При этом перемещения, а также напряжения вне зоны контакта практически не изменяются. Максимальное контактное давление возрастает более чем на 10 %. Так как основной целью расчетов яв-

ляется прогиб, это определило выбор размера минимальной стороны элемента.

В качестве примера на рис. 4 приведено распределение напряжений σ_x , σ_y и σ_z в плоскости выходного сечения стержня YZ. Напряжения отнесены к максимальному растягивающему напряжению $\sigma_{x \max}$ в выходном сечении. Из графиков видно, что в точке А как в стержне, так и в полумуфте имеет место трехосное напряженное состояние, а именно трехосное сжатие. Напряжения σ_y и σ_z быстро уменьшаются (по модулю) по мере удаления от очага концентрации и вблизи наружной поверхности цилиндра составляют менее 3 % их значений в очаге концентрации. Это подтверждает справедливость выбора размера R модели. Заметим, что из-за методики вычисления напряжений в узлах радиальные напряжения σ_y на границе контакта не равны.

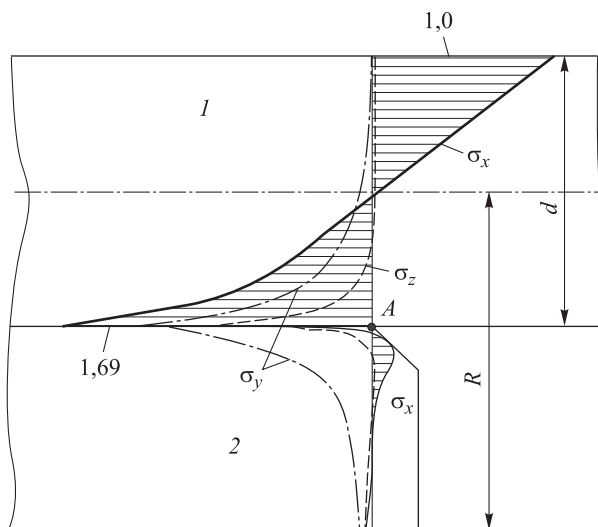


Рис. 4. Распределение напряжений в выходном сечении стержня:
1 — стержень; 2 — фланец полумуфты

В стержне справа от выходного сечения (см. рис. 3) на поверхности напряжения σ_y равны нулю, а два других σ_x и σ_z практически совпадают с напряжениями в выходном сечении, т. е. имеет место двухосное сжатие. Вследствие этого максимальные эквивалентные напряжения возникают не в зоне контакта «А», а рядом с ней. Это показано в виде поля эквивалентных напряжений в зоне контакта «А», приведенного на рис. 5 для конкретного случая (относительная длина стержня $l/d = 12$; относительная толщина фланца полумуфты $H/d = 4$ при $t = 0$ и относительный зазор $\Delta/d = 7,5 \cdot 10^{-3}$).

Значения напряжений приведены в МПа. Видно резкое снижение эквивалентных напряжений в выходном сечении стержня, а их максимум имеет место сразу за выходным сечением.

За ККН принято отношение максимальных эквивалентных напряжений $\sigma_{e\max}$ к номинальному эквивалентному напряжению $\sigma_{e\text{ном}}$, т. е. $\alpha_\sigma = \sigma_{e\max}/\sigma_{e\text{ном}}$, а за номинальное эквивалентное напряжение — максимальное растягивающее напряжение $\sigma_{x\max}$, определяемое по элементарной формуле $\sigma_{x\max} = Fl/(2W_x)$, где W_x — момент сопротивления поперечного сечения стержня при изгибе, $W_x = \pi d^3/32$.

Для уменьшения числа вариантов расчетов была проведена оценка степени влияния геометрических параметров на каждый из исследуемых параметров — прогиб f , контактное давление p_{cont} и ККН α_σ — путем факторного анализа [9–11]. Геометрические параметры заданы в безразмерном виде: длина стержня $\lambda = l/d$, толщина фланца полумуфты $\zeta = H/d$ и относительный зазор $\delta = \Delta/d$. Полученные в результате вычислений величины были представлены в безразмерной форме: $\bar{p} = p_{\text{cont}}/\sigma_{x\max}$, α_σ и $\bar{f} = f_{\text{cal}}/(f/2)$, где f_{cal} — расчетное значение прогиба правого торца модели (см. рис. 3). Поскольку все расчеты проводили для одного и того же максимального напряжения, формулу (1) удобно представить в виде

$$f = \frac{\sigma_{x\max}}{E} \frac{2(l/2)^2}{3d}.$$

Полный факторный эксперимент выполняли при следующих интервалах варьирования безразмерных параметров, выбранных из конструктивных соображений:

Параметр	λ	ζ	δ
Интервал варьирования ...	12...20	4...6	0...0,015

Управляющие параметры — факторы x_1, x_2, x_3 — соответствуют безразмерным параметрам λ, ζ, δ . При составлении матрицы плана использованы кодированные значения факторов $x_i = (\tilde{x}_i - x_{i0})/I_i$, где \tilde{x}_i — натуральное значение фактора; x_{i0} — основной уровень; I_i — интервал варьирования. В результате на границах $x_i = \pm 1$, на основном уровне $x_{i0} = 0$. Параметры состояния y_i определяли из уравнения

$$y = a_0 + a_1x_1 + a_2x_2 + a_3x_3 + a_{12}x_1x_2 + a_{13}x_1x_3 + a_{23}x_2x_3 + a_{123}x_1x_2x_3, \quad (2)$$

где $a_0, a_1, a_2, a_3, a_{12}, a_{13}, a_{23}, a_{123}$ — коэффициенты.

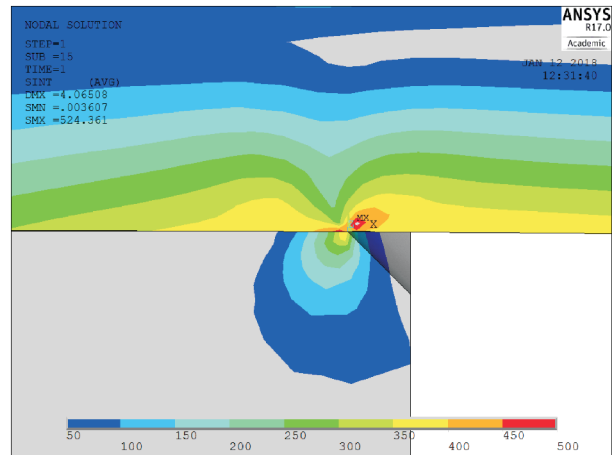


Рис. 5. Поле эквивалентных напряжений в зоне контакта «А»

Полный факторный эксперимент при трех факторах требует проведения восьми вариантов расчета для определения коэффициентов при x_i в уравнении (2). Симметричная матрица плана размерностью 8×8 построена по методике, приведенной в работе [9].

В результате решения системы уравнений определены коэффициенты при комбинации факторов x_i в уравнении (2). Значения представляющих интерес первых четырех коэффициентов уравнения (2) для исследуемых параметров f, \bar{p} и α_σ приведены в табл. 1.

Сравнение коэффициентов a_i показывает, что фактор x_2 менее значим, чем факторы x_1 и x_3 , т. е. относительная толщина фланца полумуфты ζ мало сказывается на прогибе f и практически не влияет на контактное давление p_{cont} и ККН α_σ . Наибольшее воздействие на эти параметры оказывает фактор x_3 (зазор).

На рис. 6 приведены зависимости относительного прогиба \bar{f} от относительного зазора δ при среднем значении параметра $\zeta = 5$ и относительной длине стержня $\lambda = 12, 16$ и 20 . Из графиков видно, что при зазорах более $0,015$

Таблица 1

Значения первых четырех коэффициентов уравнения (2)

Параметр	Коэффициенты			
	a_0	a_1	a_2	a_3
\bar{f}	1,48	-0,120	$4,3 \cdot 10^{-2}$	0,160
\bar{p}	1,42	0,073	$4,7 \cdot 10^{-3}$	0,330
α_σ	1,23	-0,013	$2,5 \cdot 10^{-3}$	0,094

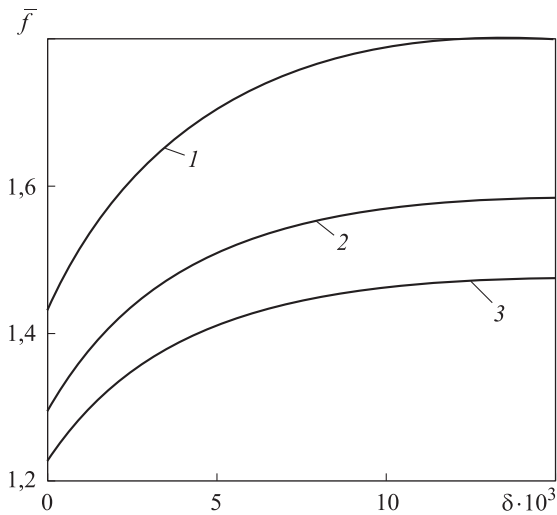


Рис. 6. Зависимость относительного прогиба \bar{f} от относительного зазора δ при относительной длине стержня $\lambda = 12$ (1), 16 (2) и 20 (3)

относительный прогиб изменяется мало (практически постоянен).

Жесткость муфты обратно пропорциональна прогибу стержней. Как следует из рис. 6, при отсутствии зазора жесткость падает в зависимости от свободной длины стержня на 15...30 %. Это вызвано как местными деформациями контактирующих поверхностей, так и деформациями сдвига. Наличие зазоров приводит к резкому повышению контактного давления и касательных напряжений и, как следствие, к росту прогиба, т. е. к снижению жесткости. Характер кривых на рис. 6 показывает, что при относительном зазоре $\delta > 0,015$ дальнейшего уменьшения жесткости практически не происходит.

На рис. 7 показан пример изменения относительного контактного давления \bar{p} в зоне контакта «А» для трех значений относительного зазора. Начало координат совмещено с точкой А. Кривая 1 соответствует отсутствию зазора, кривая 2 — $\delta = 0,005$, кривая 3 — $\delta = 0,010$. Из рис. 7 следует, что появление зазора приводит к резкому сокращению зоны контакта, а его увеличение после $\delta = 0,005$ мало сказывается как на протяженности зоны контакта, так и на максимальном значении контактного давления. Последнее в большой степени зависит от размера элемента сетки модели. Так, при минимальном размере элемента $0,04d$ и зазоре $0,01d$ контактное давление в пределах одного элемента изменяется более чем в 3 раза.

В зоне контакта «В» (см. рис. 3) контактное давление распределено более равномерно и его максимальное значение на порядок меньше,

чем в зоне контакта «А» при толщине фланца полумуфты $\zeta \geq 4$. Однако при $\zeta < 2$ максимум контактного давления смещается к торцу стержня (точка В) и давление становится сравнимым с максимальным в зоне контакта «А».

На рис. 8 приведены зависимости относительного контактного давления \bar{p} и ККН α_σ от относительного зазора. В связи с тем, что отклонения контактного давления от среднего значения составляют 4...6 % в зависимости от относительной длины стержня λ , на рис. 8 показана только одна кривая, соответствующая $\lambda = 16$. ККН α_σ мало зависит от относительной длины стержня (в диапазоне $\lambda = 12...20$). Отклонения от среднего значения не превышают 2 %, что находится в пределах погрешности численного решения.

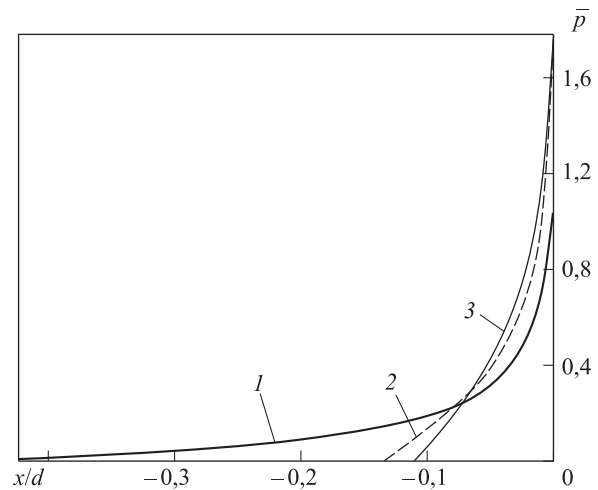


Рис. 7. Распределение относительного контактного давления \bar{p} по границе контакта в зоне «А» при относительном зазоре $\delta = 0$ (1), 0,005 (2) и 0,010 (3)

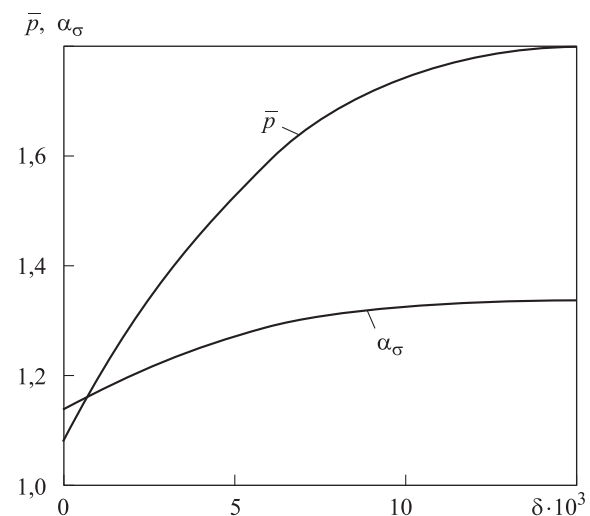


Рис. 8. Зависимость относительного контактного давления \bar{p} и ККН α_σ от относительного зазора δ

Таблица 2

Значения коэффициентов k_p и k_s

$\delta \cdot 10^3$	k_p	k_s
0	1,001	1,005
5	0,953	0,934
10	0,934	0,914
15	0,927	0,908

Как уже указывалось, все расчеты выполнены для максимального растягивающего напряжения в стержне 400 МПа. Для оценки влияния максимального напряжения $\sigma_{x\max}$ на параметры прогиба f , контактное давление p_{cont} и ККН α_σ проведена серия расчетов при $\sigma_{x\max} = 200 \dots 600$ МПа (с шагом 100 МПа) и фиксированных параметрах $\zeta = 5$ и $\lambda = 16$ для трех значений зазора.

Установлено, что прогиб изменяется практически пропорционально $\sigma_{x\max}$ (в пределах точности вычислений), а для контактного давления и ККН имеет место слабая нелинейность. В безразмерной форме ее можно описать простыми линейными зависимостями $\bar{p}(\sigma_{x\max}) = k_p \bar{p}(400)$ и $\alpha_\sigma(\sigma_{x\max}) = k_s \alpha_\sigma(400)$. Значения коэффициентов k_p и k_s для четырех значений зазоров приведены в табл. 2. При зазоре $\Delta > 0,015d$ можно принять $k_p = 0,925$ и $k_s = 0,900$.

Следует отметить, что как показано ранее, толщина полумуфты практически не влияет на f , p_{cont} и α_σ при $H > 4d$, поэтому длина части стержня, вставленной в полумуфту, равная $H-t$ (см. рис. 3), не должна быть меньше $3d$.

Выводы

1. Снижение жесткости муфты зависит в первую очередь от зазоров в гнездах стержней, возникающих вследствие местных деформаций и деформаций сдвига в зонах контакта и стержнях. Поэтому относительный прогиб уменьшается с увеличением свободной длины стержней. При относительном зазоре более $0,015d$ относительный прогиб остается практически постоянным, при этом жесткость муфты снижается в зависимости от свободной длины стержня в 1,4–1,8 раза.

2. Износостойкость муфты определяется интенсивностью трения между стержнями и полумуфтами. Силы трения — касательные напряжения на поверхности — напрямую зависят от контактного давления, на которое в первую очередь влияют зазоры. Полученные контактные давления являются оценочными и определяют его нижние значения в зависимости от относительного зазора.

3. ККН в зависимости от относительного зазора изменяется в пределах от 1,15 до 1,30. Другие геометрические параметры почти не оказывают на него воздействия.

4. Повышение максимального напряжения $\sigma_{x\max}$ практически не сказывается на значении относительного прогиба, но приводит к небольшому уменьшению относительного контактного давления и теоретического ККН.

Литература

- [1] Дунаев П.Ф., Леликов О.П. *Конструирование узлов и деталей машин*. Москва, Академия, 2004. 496 с.
- [2] Ташкинова Е.В. *Механические муфты*. Пермь, Изд-во Пермского национального исследовательского политехнического университета, 2012. 27 с.
- [3] Зябликов В.М., Ширшов А.А. Расчет жесткости муфт с упругими элементами в виде стальных стержней круглого сечения. *Справочник. Инженерный журнал с приложениями*, 2014, № 8, с. 26–30.
- [4] Феодосьев В.И. *Сопротивление материалов*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. 592 с.
- [5] Каплун А.Б., Морозов Е.М., Олферьева М.А. *ANSYS в руках инженера*. Москва, Едиториал УРСС, 2003. 272 с.
- [6] Rao S.S. *The Finite Element Method in Engineering*. Elsevier, UK, 2011. 726 p.
- [7] Fischer-Cripps A.C. *Introduction to Contact Mechanics*. Springer-Verlag, US, 2007. 248 p.
- [8] Wriggers P., Laursen T.A. *Computational Contact Mechanics*. Springer, 2008. 248 p.
- [9] Сидняев Н.И. *Теория планирования эксперимента и анализ статистических данных*. Москва, Юрайт, 2011. 399 с.
- [10] Freeman L.J., Ryan A.G., Kensler J.L., Dickinson R.M., Vining G.G. A Tutorial on the Planning of Experiments. *Quality Engineering*, 2013, vol. 25, is. 4, pp. 315–332.
- [11] Dean A., Voss D., Draguljić D. *Design and Analysis of Experiments*. New York, Springer, 2017. 847 p.

References

- [1] Dunaev P.F., Lelikov O.P. *Konstruirovaniye uzlov i detalei mashin* [Designing machine components and parts]. Moscow, Akademiia publ., 2004. 496 p.
- [2] Tashkinova E.V. *Mekhanicheskie mufty* [Mechanical couplings]. Perm, PSTU publ., 2012. 27 p.
- [3] Ziablikov V.M., Shirshov A.A. Raschet zhestkosti muft s uprugimi elementami v vide stal'nykh sterzhnei kruglogo secheniia [The calculation of the stiffness of joints with elastic elements in the form of steel bars of round section]. *Spravochnik. Inzhenernyi zhurnal s prilozheniem* [Handbook. An Engineering journal with appendix]. 2014, no. 8, pp. 26–30.
- [4] Feodos'ev V.I. *Soprotivlenie materialov* [Strength of materials]. Moscow, Bauman Press, 1999. 592 p.
- [5] Kaplun A.B., Morozov E.M., Olfer'eva M.A. *ANSYS v rukakh inzhenera* [ANSYS in the hands of an engineer]. Moscow, Editorial URSS publ., 2003. 272 p.
- [6] Rao S.S. *The Finite Element Method in Engineering*. Elsevier, UK, 2011. 726 p.
- [7] Fischer-Cripps A.C. *Introduction to Contact Mechanics*. Springer-Verlag, US, 2007. 248 p.
- [8] Wriggers P., Laursen T.A. *Computational Contact Mechanics*. Springer, 2008. 248 p.
- [9] Sidniaev N.I. *Teoriia planirovaniia eksperimenta i analiz statisticheskikh dannykh* [Theory of experiment planning and statistical data analysis]. Moscow, Iurait publ., 2011. 399 p.
- [10] Freeman L.J., Ryan A.G., Kensler J.L., Dickinson R.M., Vining G.G. A Tutorial on the Planning of Experiments. *Quality Engineering*, 2013, vol. 25, is. 4, pp. 315–332.
- [11] Dean A., Voss D., Draguljić D. *Design and Analysis of Experiments*. New York, Springer, 2017. 847 p.

Статья поступила в редакцию 11.04.2018

Информация об авторах

ЗЯБЛИКОВ Владимир Михайлович (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Основы конструирования машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: zyablikov39@mail.ru).

СЕМЕНОВ-ЕЖОВ Игорь Евгеньевич (Москва) — доцент кафедры «Прикладная механика». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: semenovezhov@mail.ru).

ШИРШОВ Анатолий Артемович (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Прикладная механика». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: chirchovaa@mail.ru).

Information about the authors

ZYABLIKOV Vladimir Mikhailovich (Moscow) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Fundamentals of Machine Design. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: zyablikov39@mail.ru).

SEMENOV-EZHOV Igor Evgenievich (Moscow) — Associate Professor, Department of Applied Mechanics. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: semenovezhov@mail.ru).

SHIRSHOV Anatoliy Artemovich (Moscow) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Applied Mechanics. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: chirchovaa@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Зябликов В.М., Семенов-Ежов И.Е., Ширшов А.А. Влияние геометрических параметров на жесткость муфты с металллическими упругими элементами круглого сечения. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2018, № 7, с. 3–10, doi: 10.18698/0536-1044-2018-8-3-10.

Please cite this article in English as:

Zyablikov V.M., Semenov-Ezhov I.E., Shirshov A.A. The Influence of Geometrical Parameters on the Rigidity of Couplings with Elastic Metal Elements of Circular Cross Section. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2018, no. 7, pp. 3–10, doi: 10.18698/0536-1044-2018-8-3-10.