



DOI 10.22363/2312-8143-2018-19-2-147-154

УДК 678.606.55

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ И ЗАЗОРОВ В ШАРНИРАХ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Ю.В. Белоусов<sup>1</sup>, С.В. Страшнов<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана  
(национальный исследовательский университет)

*Российская Федерация, 105005, Москва, ул. 2-я Бауманская 5/1*

<sup>2</sup> Российский университет дружбы народов (РУДН)

*Российская Федерация, 117198, Москва, ул. Миклухо-Маклая, 6*

Контактные напряжения в шарнирах цепных передач необходимо знать для оценки их износостойкости, поскольку износ шарниров является наиболее распространенным видом повреждения цепных передач. Определен необходимый зазор между втулкой и валиком цепных передач. Зазор в значительной степени определяет характер распределения и величину контактных напряжений в шарнире, а следовательно, и износостойкость цепных передач. Разработана методика расчета максимальных контактных напряжений в шарнирах цепных передач. Показано, что с уменьшением зазора в шарнирах увеличивается угол контакта между валиком и втулкой и снижаются максимальные контактные напряжения. Однако для реальных углов контакта контактное напряжение сильно превышает допустимое среднее удельное давление, вызывая повышенный износ шарниров. Один из возможных путей решения данной задачи — использование в шарнирах переходных посадок, в которых зазоры и натяги сравнительно невелики. При запрессовке валиков во втулки за счет срезания микронеровностей с контактных поверхностей натяг в соединении практически исчезает. Приведены примеры определения зазоров и контактных напряжений в шарнирах цепных передач.

**Ключевые слова:** шарниры цепи, контактные напряжения в шарнирах цепи, зазор в шарнирах цепи, посадки шарниров цепи

### Введение

Износ шарниров — наиболее распространенный вид повреждения цепей закрытых и полузакрытых передач станков, двигателей и оборудования общего машиностроения. Поэтому основной расчет цепных передач проводят по условию износостойкости шарниров цепи. Для расчета необходимо прежде всего знать контактные напряжения между втулками и валиками цепи. Однако определение напряжений в зонах контакта представляет собой достаточно сложную задачу. Поэтому расчет проводят по условному давлению в шарнирах цепи в предположении нулевого зазора между валиком и втулкой и равномерного распределения давления в шарнире. Кроме того, в ГОСТ 13568—97 на цепи приводные роликовые и в ГОСТ 588—81 на цепи тяговые пластинчатые, а также в литературе по этому вопросу отсутствуют данные о величине необходимого зазора в шарнирах

цепи. Данный зазор в значительной степени определяет характер распределения и величину контактных напряжений в шарнире, а следовательно, и износостойкость цепных передач.

### Определение контактных напряжений

Для шарниров цепи диаметр отверстия втулки

$$d_{от} = d + S_{ш},$$

где  $d$  — диаметр валика;  $S_{ш}$  — зазор в шарнире между втулкой и валиком.

В шарнирах цепи зазоры между втулкой и валиком весьма малы. В связи с этим расчет можно свести к задаче о вдавливании кругового пальца в тело с круговой полостью, которое после приложения нагрузки касается пальца по сравнительно большому участку. Параметры сопряжения здесь можно определить на основе решения контактной задачи теории упругости о внутреннем сжатии двух цилиндрических тел, радиусы которых почти равны. Решение задачи о сжатии цилиндрических тел близких радиусов с учетом трения можно аппроксимировать той же задачей без трения, так как силы трения на поверхности контакта приводят к перераспределению эпюры контактного давления и смещению ее в сторону, противоположную повороту валика передачи. При этом угол смещения  $\rho$  центра дуги контакта с большой точностью равен  $\text{arctg} f$ , а половина угла контакта  $\varphi_0$  слабо зависит от коэффициента трения  $f$  [1; 2; 5; 6].

Для определения напряжений в шарнирах передачи, когда  $d_{вт}/d > 1,5$ , где  $d_{вт}$  — диаметр втулки, примем следующее распределение давления на поверхности контакта:

$$p(\varphi) = C \cdot \cos\left(\frac{\pi\varphi}{2\varphi_0}\right), \quad (1)$$

где  $\varphi$  — угловая текущая координата.

Тогда максимальное контактное напряжение в шарнире (при  $\varphi = 0$ )  $\sigma_{\max} = C$ . Величину  $C$  найдем из условия равновесия валика

$$\int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} p(\varphi) \cos \varphi \, d\varphi = \frac{2N_{п}}{d}, \quad (2)$$

где  $N_{п} = N/l$  — удельная контактная нагрузка ( $N$  — общая нагрузка на шарнир,  $l$  — длина втулки), т.е.

$$\int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} C \cdot \cos\left(\frac{\pi\varphi}{2\varphi_0}\right) \cos \varphi \, d\varphi = \frac{2N_{п}}{d}. \quad (3)$$

Откуда

$$C \frac{\pi \cos \varphi_0 \varphi_0}{0,25\pi^2 - \varphi_0^2} = \frac{2N_{\pi}}{d}. \quad (4)$$

При  $\varphi_0 = 0,5\pi$ , т.е. при равенстве диаметров валика и отверстия втулки, в левой части выражения (4) возникает «неопределенность» вида  $0/0$ . Для раскрытия неопределенности используем правило Лопиталя:

$$\lim_{\varphi_0 \rightarrow 0,5\pi} \left( \frac{\pi \cos \varphi_0 \varphi_0}{0,25\pi^2 - \varphi_0^2} \right) = \lim_{\varphi_0 \rightarrow 0,5\pi} \left[ \frac{(\pi \cos \varphi_0 \varphi_0)'}{(0,25\pi^2 - \varphi_0^2)'} \right] = \frac{\pi}{2}. \quad (5)$$

Тогда при  $\varphi_0 = 0,5\pi$

$$\sigma_{\max} = C = \frac{4 N_{\pi}}{\pi d} = \frac{4}{\pi} p, \quad (6)$$

где  $p = N_{\pi}/d$  — среднее удельное контактное давление в шарнире.

Выражение (6) содержит множитель  $4/\pi$ , учитывающий серпообразный характер распределения по окружности давлений, такой же, как при расчете соединений с натягом, воспринимающих изгибающий момент.

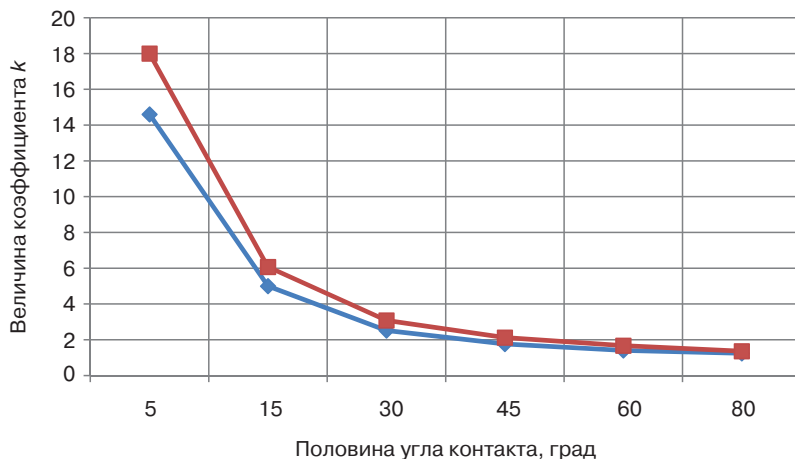
Из выражения (4)

$$C = \frac{2N_{\pi}}{d} \frac{0,25\pi^2 - \varphi_0^2}{\pi \cos \varphi_0 \varphi_0}. \quad (7)$$

Выразим максимальное контактное напряжение через среднее удельное давление в шарнире

$$\sigma_{\max} = C = kp; \quad k = 2 \frac{0,25\pi^2 - \varphi_0^2}{\pi \cos \varphi_0 \varphi_0}. \quad (8)$$

Расчет максимального контактного напряжения в шарнирах цепной передачи, выполненный по формуле (8), довольно хорошо согласуется с расчетом по существующей методике для подшипников скольжения. Для сравнения вычислим коэффициент  $k$  по формуле (8) и сравним его с аналогичным коэффициентом для подшипников скольжения, приведенным в работе [3]. Результаты расчетов приведены на рис. 1. Здесь верхняя линия соответствует расчету по формуле (8), а нижняя — по данным работы [3]. Из рисунка 1 видно, что значение коэффициента  $k$ , определенное по формуле (8), несколько выше, особенно для малых полууглов контакта  $\varphi_0$ . При больших полууглах  $\varphi_0$  расчеты практически совпадают. Максимальное расхождение не превышает 20%. Однако расчетные зависимости в [3] очень сложны, их результаты приводятся в виде таблицы. Полученная же формула проста и удобна для расчета.



**Рис. 1.** Зависимость коэффициента  $k$  от половины угла контакта  $\varphi_0$   
[Fig. 1. Relationship of the coefficient  $k$  to the half contact angle  $\varphi_0$ ]

### Определение зазоров в шарнирах

Для расчета контактного напряжения необходимо знать величину угла  $\varphi_0$ . Угол  $\varphi_0$  является функцией коэффициента нагруженности  $\beta$ , который в данном случае (когда и валик и втулка выполнены из стали) может быть определен по формуле

$$\beta = \frac{2N_{\text{п}}}{\pi \epsilon_{\text{ср}}} \frac{1 - \nu^2}{E}, \quad (9)$$

где  $\epsilon_{\text{ср}}$  — средний радиальный зазор в шарнире;  $E$  и  $\nu$  — модуль упругости и коэффициент Пуассона стали соответственно.

Тогда средний относительный зазор  $\psi_{\text{ср}}$  в шарнире

$$\psi_{\text{ср}} = \frac{S_{\text{ср}}}{d} = \frac{\epsilon_{\text{ср}}}{r}. \quad (10)$$

Для максимальной нагрузки

$$\psi_{\text{ср}} = \frac{4[p]}{\pi\beta} \frac{1 - \nu^2}{E}, \quad (11)$$

где  $[p]$  — допускаемое среднее удельное давление в шарнире.

Допускаемое среднее удельное давление в шарнирах роликовых цепей [4]

$$[p] = \frac{[p_0]}{K_3}, \quad (12)$$

где  $K_3$  — коэффициент эксплуатации.

Давление  $[p_0]$  зависит от шага цепи и частоты вращения малой звездочки. Наибольшее значение  $[p_0] = 35$  МПа соответствует частоте вращения малой звездочки  $n < 50$  мин<sup>-1</sup>. Минимальная величина коэффициента эксплуатации для смазываемых передач  $K_s = 0,8$ . Тогда  $[p]_{\max} = 43,75$  МПа.

Как уже отмечалось, угол  $\varphi_0$  является функцией коэффициента нагруженности  $\beta$ , которая в [3] задается графически. С использованием этой зависимости выполнен расчет среднего относительного зазора  $\psi_{\text{cp}}$  для  $[p]_{\max} = 43,75$  МПа и различных полууглов контакта  $\varphi_0$ . Результаты расчета приведены на рис. 2. При  $\varphi_0 > 45^\circ$  требуемые зазоры в шарнире обеспечить технологически достаточно сложно, если учесть также, что при  $p < [p]_{\max}$  или даже при  $p < [p]$  относительные зазоры в шарнире уменьшаются. Поэтому будем в дальнейшем полагать, что  $\varphi_0 \leq 45^\circ$ . Для этого диапазона можно предложить следующую зависимость, связывающую полуугол контакта  $\varphi_0$  со средним относительным зазором  $\psi_{\text{cp}}$ :

$$\psi_{\text{cp}} \cdot 10^5 = \frac{1,8 \cdot 10^6}{\varphi_0^{2,78}} + 51,4. \quad (13)$$

Для определения самого полуугла контакта  $\varphi_0$  при  $\varphi_0 \leq 45^\circ$  можно предложить следующую зависимость:

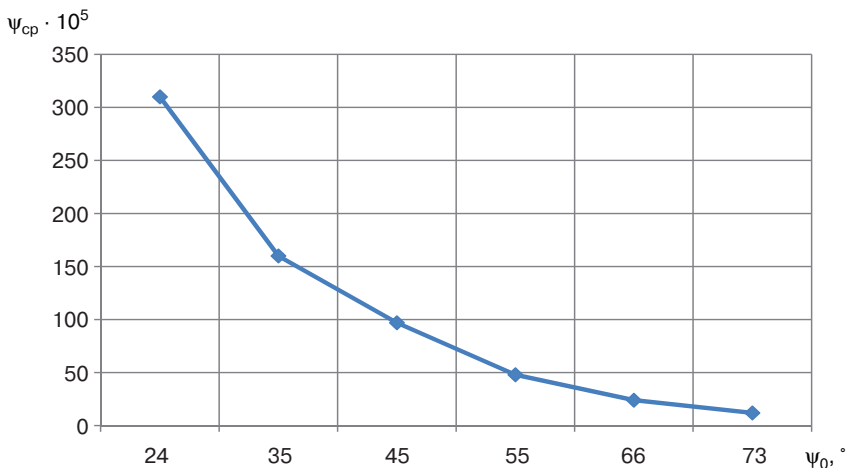
$$\varphi_0 = 94\beta^{0,53}. \quad (14)$$

При этом средний диаметральный зазор  $S_{\text{cp}} = \psi_{\text{cp}}d$ .

Для примера определим полуугол контакта  $\varphi_0$  и контактное напряжение для случая, когда  $p = 20$  МПа, а  $S_{\text{cp}} = 0,006d$ .

В этом случае

$$\beta = \frac{4 \cdot 20}{\pi \cdot 0,006} \frac{1 - 0,3^2}{2,1 \cdot 10^5} = 0,0184, \text{ а } \varphi_0 = 94(0,0184)^{0,53} = 11,31^\circ.$$



**Рис. 2.** Зависимость среднего относительного зазора  $\psi_{\text{cp}}$  от половины угла контакта  $\varphi_0$   
**[Fig. 2.** Relationship of the average relative gap  $\psi_{\text{cp}}$  to the half contact angle  $\varphi_0$ ]

Максимальное контактное напряжение в шарнире

$$\sigma_{\max} = C = kp = 2 \frac{0,25\pi^2 - (11,31\pi/180)^2}{\pi \cos(11,31^\circ)(11,31\pi/180)} 20 = 160 \text{ МПа.}$$

Оно сильно превышает допускаемое среднее удельное давление, вызывая повышенный износ шарниров. Эта тенденция сохраняется для всего диапазона углов  $\varphi_0 \leq 45^\circ$ .

### Заключение

Уменьшить контактное напряжение в шарнирах цепной передачи можно за счет увеличения полуугла контакта валика со втулкой  $\varphi_0$ , т.е. увеличения коэффициента нагруженности  $\beta$ . Это достигается путем уменьшения среднего радиального зазора в шарнирах  $\epsilon_{\text{ср}}$ . В этом случае для определения диапазона углов  $\varphi_0 > 45^\circ$  можно предложить следующую зависимость:

$$\varphi_0 = 63,46\beta^{0,198}. \quad (15)$$

Для примера найдем средний относительный зазор в шарнирах для  $p = 20$  МПа. При  $\beta = 2$  ( $\varphi_0 = 72,7^\circ$ )

$$\psi_{\text{ср}} = \frac{4 \cdot 20 \cdot 1 - 0,3^2}{\pi \cdot 2 \cdot 2,1 \cdot 10^5} = 0,00006.$$

Тогда для цепи ПР-63,5-354 с наибольшим шагом и диаметром валика  $d = 19,84$  мм  $S_{\text{ср}} = \psi_{\text{ср}} d = 0,00006 \cdot 19,84 = 0,0012$  мм (1,2 мкм). При  $\beta = 1$  ( $\varphi_0 = 65,8^\circ$ ) –  $\psi_{\text{ср}} = 0,00011$ , а  $S_{\text{ср}} = 2,2$  мкм. При  $\beta = 0,5$  ( $\varphi_0 = 55,4^\circ$ ) –  $\psi_{\text{ср}} = 0,00022$ , а  $S_{\text{ср}} = 4,4$  мкм.

Таким образом, в данном случае необходимые зазоры в шарнирах очень малы и обеспечить их технологически достаточно сложно. Один из возможных путей приближения к решению данной задачи — использование в шарнирах переходных посадок, например, типа Н7/т6 или Н7/к6. В этих посадках вероятность получения зазора и натяга примерно одинакова. Зазоры и натяги сравнительно невелики. При запресовке валиков во втулки за счет срезания микронеровностей с контактных поверхностей натяг в соединении практически исчезает, так как он здесь примерно равен поправке на обмятие (срез) микронеровностей при сборке.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] *Белюсов Ю.В.* Анализ условий надежного закрепления заготовок при токарной обработке на станках с ЧПУ // *Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Инженерные исследования.* 2017. Т. 19. № 1. С. 91–96.
- [2] *Белюсов Ю.В.* Моделирование силового взаимодействия инструмента примеханической обработке резанием // *Строительная механика инженерных конструкций и сооружений.* 2016. № 4. С. 62–66.
- [3] *Когаев В.П., Дроздов Ю.Н.* Прочность и износостойкость деталей машин: учеб. пособие для машиностр. спец. вузов. М.: Высшая школа, 1991. 319 с.

- [4] Андриенко Л.А., Байков Б.А., Захаров М.Н. и др. Детали машин: учебник для вузов / под ред. О.А. Ряховского. М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. 465 с.
- [5] Shambina S.L., Rekach F.V., Belousov Y.V. On new modification of some strength criteria for anisotropic materials // *Key Engineering Materials*. Vol. 724. 2016. P. 53–57. *Smart Materials Technologies*.
- [6] Hoffman N.P., Stolz V. Ontransient growth of wear pattern properties // *Wear*. 2010. Vol. 268. № 7-8. P. 886–892.

© Белоусов Ю.В., Страшнов С.В., 2018

#### История статьи:

Дата поступления в редакцию: 08 февраля 2018

Дата принятия к печати: 17 апреля 2018

#### Для цитирования:

Белоусов Ю.В., Страшнов С.В. Определение контактных напряжений и зазоров в шарнирах цепных передач // *Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Инженерные исследования*. 2018. Т. 19. № 2. С. 147–154. DOI 10.22363/2312-8143-2018-19-2-147-154

#### Сведения об авторах:

Белоусов Юрий Вениаминович — кандидат технических наук, доцент кафедры основ конструирования машин Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана. *Область научных интересов*: детали машин, технология машиностроения. *Контактная информация*: e-mail: belou.80@mail.ru

Страшнов Станислав Викторович — кандидат технических наук, старший преподаватель департамента архитектуры и строительства Инженерной академии, Российский университет дружбы народов. *Область научных интересов*: детали машин, технология машиностроения. *Контактная информация*: e-mail: shtrafnoy@gmail.com

## DETERMINATION OF CONTACT STRESSES AND GAPS IN CHAIN TRANSMISSION HINGES

Yu.B. Belousov<sup>1</sup>, S.V. Strashnov<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Bauman Moscow State Technical University (National Research University of technology)  
5/1, 2-ya Baumanskaya str., Moscow, 105005, Russian Federation

<sup>2</sup> Peoples' Friendship University of Russia (RUDN University)  
6, Miklukho-Maklaya str., Moscow, 117198, Russian Federation

**Abstract.** The article considers the questions of determination of contact stresses in the chain transmission hinges that need to be known for assessing their wear resistance, because the wear and tear of hinges is the most common type of damage to the chain gears. In this context the main attention was paid to determining the required clearance between the bushing and the pin of roller chain drives. This gap largely determines the character of the distribution and magnitude of contact stresses in the hinge, and, consequently, the durability of chain drives. A method of calculation of the maximum contact stresses in the chain transmission hinges is developed. It is shown that decreasing clearance in

the hinges increases the contact angle between the pin and the bushing and reduces the maximum contact pressure. However, for the actual angles of contact the contact stress greatly exceeds the allowable average unit pressure, causing increased wear of the hinges. One of the possible solutions to this problem is the use of transition fits in hinges, in which the gaps and interferences are relatively small. When pressing the pins into the bushings, due to cutting microasperities from the contact surfaces, the interference in the connection virtually disappears. Examples of determining gaps and contact stresses in the chain transmission hinges are provided.

**Key words:** chain hinges, contact stress chain hinges, gaps in chain hinges, transition fits of chain hinges

## REFERENCES

- [1] Belousov Yu.V. Analysis conditions for reliable attach of workpieces during lathe machining on the machines with numerical soft-ware control. *RUDN Journal of Engineering Researches*. 2017. Vol. 19. No. 1. P. 91–96. (in Russ.)
- [2] Belousov Yu.V. Modelling of force interaction of the tool during mechanical machining. *Structural mechanics of engineering constructions and buildings*. 2016. No. 4. P. 62–66. (in Russ.)
- [3] Kogaev V.P., Drozdov Yu.N. Prochnost' i iznosostoikost' detalei mashin [Strength and durability of machine parts]. Study guide for mechanical engineering higher education institutions. Moscow: Vysshaya Shkola Publ., 1991. 319 p. (in Russ.)
- [4] Andrienko L.A., Baykov B.A., Zakharov M.N. etc. Detali mashin [Machine parts]. Textbook for universities / Under the editorship of O.A. Ryakhovsky. Moscow: Baumanpress Publ., 2014. 465 p. (in Russ.)
- [5] Shambina S.L., Rekach F.V., Belousov Yu.V. On new modifications of some strength criteria for anisotropic materials. *Key Engineering Materials*. Vol. 724. 2016. P. 53–57. Smart Materials Technologies.
- [6] Hoffman N.P., Stolz V. Ontransient growth of wear pattern properties. *Wear*. 2010. Vol. 268. No. 7-8. P. 886–892.

### Article history:

Date received: February 08, 2018

Date accepted: April 17, 2018

### For citation:

Belousov Yu.B., Strashnov S.V. (2018). Determination of contact stresses and gaps in chain transmission hinges. *RUDN Journal of Engineering Researches*, 19(2), 147–154. DOI 10.22363/2312-8143-2018-19-2-147-154

### Bio Note:

*Yury V. Belousov* — Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Department of Fundamentals of Machine Construction, Moscow State Technical University. *Research interests:* machine parts, mechanical engineering. *Contact information:* e-mail: belou.80@mail.ru

*Stanislav V. Strashnov* — Candidate of Technical Sciences, Senior lecturer, Department of Architecture and Construction, Peoples' Friendship University of Russia. *Research interests:* machine parts, mechanical engineering. *Contact information:* e-mail: shtrafnoy@gmail.com