

УДК 621.892

Н. К. КРИОНИ

РАСЧЕТ КОНТАКТНЫХ ПАРАМЕТРОВ СОПРЯЖЕНИЙ «ВАЛ С ТСП–ВТУЛКА» В УСЛОВИЯХ ВЫСОКИХ ТЕМПЕРАТУР

Разработана методика расчета контактных параметров сопряжения «вал с ТСП–втулка», учитывающая изменение модуля упругости материала втулки, вала от температуры и влияние ТСП на контактные параметры сопряжения вал–втулка. Подшипники скольжения; контактные напряжения; силы трения; температура; твердые смазочные покрытия

Подшипники скольжения широко распространены в современных машинах, работающих в условиях высоких температур. Силы трения в подшипнике скольжения и износ его деталей зависят от напряженного состояния, возникающего в нем.

Как известно [1, 2, 4, 6], напряженное состояние подшипника скольжения характеризуется дугой контакта вала с втулкой, зависящей от угла охвата $2\varphi_0$, распределением контактных давлений $P(\varphi_0)$ и максимальным значением контактного давления P_m (рис. 1).

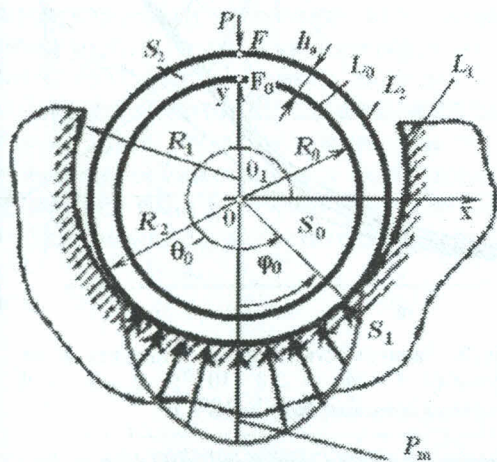


Рис. 1. Расчетная схема подшипника скольжения с антифрикционным элементом, закрепленным на валу

Высокие рабочие температуры и наличие ТСП на контакте оказывают влияние на напряженное состояние в сопряжении вал–втулка. Контактные параметры сопряжения вал–втулка существенно зависят и от соотношения геометрических параметров деталей сопряжения.

Конструкция радиального подшипника скольжения представляет собой подвижное цилиндрическое сопряжение, состоящее из вала с антифрикционным элементом и охватывающей его втулки. Вал нагружен равномерно распределенной по длине силой P и совершает вращательное движение относительно оси O (рис. 1).

В результате фрикционного взаимодействия между втулкой и антифрикционным элементом будет иметь место износ сопряжения. В силу того, что прочностные характеристики материала втулки существенно выше, чем антифрикционного элемента, пренебрежем износом втулки, считая, что износ сопряжения полностью определяется износом тела покрытия.

При этом, как это сделано в работе [3, 4], пренебрегаем изменением формы наружного контура тела S_2 в процессе его фрикционного взаимодействия с телом S_1 на пути трения $2R_2\varphi_0$. Таким образом, допускаем, что в процессе изнашивания рабочая поверхность тела S_2 сохраняет форму кругового цилиндра, а износ приводит лишь к изменению его радиуса. В связи с этим контактные характеристики сопряжения (давление, угол контакта) в любой момент времени зависят от достигнутого износа как от параметра и, следовательно, могут быть определены по его значению независимо от предыдущих состояний сопряжения.

Рассмотрим контакт (рис. 1) упругого цилиндра S_0 радиусом R_0 , на поверхности которого нанесено кольцевое покрытие толщиной h_0 , с круговым отверстием радиусом R_1 в бесконечной упругой среде S_1 . Будем считать, что радиусы $R_2 = R_0 + h_0$ и R_1 близки между собой, т. е. выполняется соотношение $(R_1 - R_2)/R_1 \ll 1$, а его модуль упругости

значительно меньше модуля упругости тел S_0 и S_1 .

Из этого следует, что, во-первых, как показано в [3;4], для тонкого слоя можно пренебречь влиянием касательных напряжений на нормальные, что позволяет рассмотреть контактную задачу без учета сил трения. Во-вторых, установлено [3, 4], что тонкий концевой слой, лежащий на жестком основании, ведет себя подобно телу Винклера, т. е. его осадка $u(x)$ пропорциональна давлению $p(x)$:

$$u(x) = kh_0 p(x), \quad (1)$$

где k — коэффициент постели для слоя, сцепленного с основанием по данным [5], $k = \frac{(1-2\nu)}{2G(1-\nu)}$; G, ν — модуль сдвига и коэффициент Пуассона материала тела S_1 соответственно, h_0 — толщина слоя.

В такой постановке контактная задача рассмотрена ранее [3–5], а уравнения (2) и (3) позволяют определить контактные напряжения и угловую координату площадки контакта θ_0 при известной геометрии сопряжения:

$$\begin{aligned} & \frac{\eta\beta}{\xi^2 + \beta^2} \sigma_r(\xi) - \frac{1}{2\pi} \int_{-1}^{+1} \frac{\sigma_r'(\zeta) d\zeta}{\zeta - \xi} - \frac{\lambda\beta^2}{\pi(\xi^2 + \beta^2)} \times \\ & \times \int_{-1}^{+1} \frac{\sigma_r(\zeta) d\zeta}{\zeta^2 + \beta^2} - \frac{u\xi}{2\beta} \sigma_r'(\xi) - \frac{u(\xi^2 + \beta^2)}{4\beta} \sigma_r''(\xi) = \\ & = -\frac{m\beta}{\xi^2 + \beta^2} (1 - \rho) + \frac{P}{\pi} \frac{\beta}{\xi^2 + \beta^2} \times \\ & \times \left[\frac{\xi^2 - \beta^2}{\xi^2 + \beta^2} + p^2 \frac{\xi^2 + \beta^2}{8(\rho - \delta_2)\beta^2} \right]; \quad (2) \end{aligned}$$

$$\int_{-1}^{+1} \frac{\xi^2 - \beta^2}{(\xi^2 + \beta^2)^2} \sigma_r(\zeta) d\zeta = \frac{P}{2\beta(\rho - \delta_2)}, \quad (3)$$

где

$$\eta = \frac{1}{2} \tau [\mu_0 (\kappa_1 - 1) - \mu_1 (\kappa_0 - 1) (\rho - \delta_2) 4\mu_0 \mu_1 \kappa \delta_2];$$

$$\delta_2 = \frac{h_0}{R_1}; \quad \beta = \frac{\sin \varphi_0}{1 + \cos \varphi_0}; \quad \xi = \frac{\rho\beta - i\beta}{i\rho - 1};$$

$$\zeta = \cos \tau; \quad \rho = \frac{R_2}{R_1};$$

$$\tau = 2 [\mu_1 (\kappa_0 + 1) (\rho - \delta_2) + \mu_0 (\kappa_1 + 1)]^{-1};$$

$$\begin{aligned} \lambda &= \frac{1}{2} \tau \mu_0 (\kappa_1 + 1); \quad u = 2\tau \mu_0 \mu_1 \kappa \delta_2; \\ m &= 2\tau \mu_0 \mu_1; \quad p = \tau \mu_1 (\kappa_0 + 1) (\rho - \delta_2); \\ q &= \tau \kappa_1 \mu_0; \quad \kappa_i = 3 - 4\nu_i; \quad \mu_i = \frac{E_i}{2(1 - \nu_i^2)}; \\ \sigma_r'(t) &= \frac{d\sigma_r}{dt}; \quad \sigma_r'' = d^2 \frac{\sigma_r}{dt^2}, \end{aligned}$$

ν_i — коэффициент Пуассона; E_i — модуль Юнга; $i = 0, 1$ (индекс 0 относится к материалу тела S_0 , индекс 1 — к упругой среде S_1).

Однако при этом расчете контактных параметров учитывались объемные физико-механические свойства материалов самих покрытий. В данной работе при определении контактных параметров в сопряжении «вал с ТСП–втулка» учитывали влияние физико-механических свойств ТСП с учетом температуры и давления на фрикционном контакте, а также анизотропию покрытий, которые под нагрузкой деформируются, уплотняются и изменяют свои исходные упругие свойства и фрикционные свойства пары трения [8].

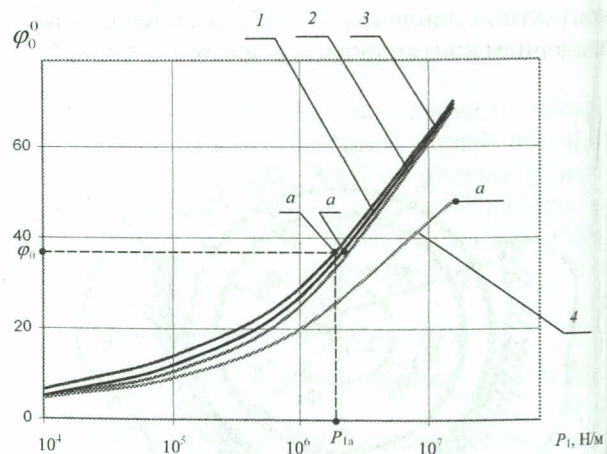


Рис. 2. Зависимость полуугла контакта от нагрузки (1, 4 — $\delta_2 = 3,3 \cdot 10^{-3}$; 2 — $\delta_2 = 0$; 3 — $\delta_2 = 5 \cdot 10^{-3}$)

На рис. 2 приведена зависимость полуугла контакта $\varphi_0 = \theta_0 - 3/2\pi$ от нагрузки P_1 , полученная при следующих исходных данных: $R_1 = 6$ мм, $p = 0,992$, $\delta_2 = 3,3 \cdot 10^{-3}$, $\mu = \mu_0 = \mu_1 = 0,846 \cdot 10^5$ МПа, $k_0 = k_1 = 1,8$, $k = 0,27 \cdot 10^{-3}$ МПа $^{-1}$ (кривая 1).

В соответствии с принятой ранее моделью покрытия и, как показано в работе [3–5], изложенная математическая постановка задачи при $P_1 > P_{1a}$ становится некорректной, поэтому участок кривой в этой области нагрузок рассматривается как формальный результат.

В этом диапазоне нагрузок появляется зона непосредственного контакта тел S_0 и S_1 , которая с увеличением нагрузки расширяется. Поэтому зависимость угла контакта от нагрузки при $P_1 > P_{1a}$ приближается к решению, полученному для случая двух упругих тел S_0 и S_1 без покрытия (кривая 2). Сравнивая кривые 1 и 2, видим, что при одних и тех же нагрузках угол контакта в сопряжении с покрытием будет больше, чем без него. При этом разница особенно ощутима в области малых нагрузок. Это видно из сравнения кривых 1 и 3, которые построены для сопряжений, отличающихся лишь характеристикой δ_2 (для кривой 3 $\delta_2 = 5 \cdot 10^{-3}$).

В справедливости такой трактовки можно также убедиться, если сопоставить результаты расчетов для случая жестких тел S_0 и S_1 и упругого покрытия (кривая 4) со случаем, когда все тела упругие (кривая 1).

Оценим максимально возможные значения отношения δ/φ_0 , которые могут иметь место в тяжело нагруженных сопряжениях. Очевидно, что это отношение максимально при $\delta = \delta_{max}$ и $\varphi_0 = \varphi_{0min}$. Значение $\delta_{max} = 0,025$ мкм. При такой толщине ТСП наиболее долговечна. Более толстые покрытия недостаточно прочно удерживаются на поверхности материала, а тонкие покрытия (менее 5 мкм) относительно недолговечны [9]. Поскольку в рассматриваемых случаях модуль упругости материала ТСП намного меньше модуля упругости материала втулок (валов), то можно рассчитать значение φ'_{0min} (без покрытия), которое заведомо будет меньше φ_{0min} . Для этого положим, что покрытия нет, т.е. осуществляется непосредственный контакт вала и втулки. Согласно [1, 6], полуугол охвата φ_0 с достаточной степенью

точности определяется по формуле

$$\varphi_0 = 0,32 \left[\left(\frac{C_0}{0,12} + 1 \right) \frac{\alpha}{\alpha + 1} \right]^n, \quad (4)$$

где $C_0 = \frac{\pi}{4} [(1 - \nu_1^2) + \psi(1 - \nu_2^2)]$; $\alpha = \frac{P_0}{E_1 \varepsilon}$; $\psi = \frac{E_1}{E_2}$; ν_1 и ν_2 — коэффициенты Пуассона, соответственно, материалов втулки и вала; E_1 и E_2 — модули упругости, соответственно, материалов втулки и вала; n — показатель степени, зависящий от ψ ; P_0 — нагрузка на единицу длины сопряжения; ε — радиальный зазор в сопряжении.

Для рассматриваемого в данной работе сопряжения вал-втулка, выполненного из жаропрочных материалов, после подстановки численных значений в (4) получим зависимость полуугла охвата φ_0 от параметра α .

Введем дополнительное условие, касающееся значения средних напряжений на контакте, вычисляемых по формуле

$$\bar{P} = \frac{P_0}{2R_1\varphi_0}, \quad (5)$$

где R_1 — радиус втулки; φ_0 — полуугол охвата. В исследованиях $\bar{P} = 55$ МПа.

Тогда, комбинируя (5) с зависимостью φ_0 от α , получим зависимость погонной нагрузки P_0 от параметра α (таблица).

Анализ зависимости P_0 от α показывает, что $\varphi_0 = \varphi_{0min}$ при условии $\alpha = \alpha_{min}$. Аналогично этому при $\alpha = \alpha_{min}$ $P_0 = P_{0min}$. Отсюда следует, что минимальное значение φ_0 будет достигаться при $E_1 \varepsilon = (E_1 \varepsilon)_{max}$. Для рассматриваемых случаев $\varepsilon = 0,020$ мм значения $(E_1 \varepsilon)_{max}$ приведены в таблице. Вычисляя методом последовательных приближений, найдем значения погонной нагрузки P_0 и, соответственно, α_{min} . Подставляя значения α_{min} в (4), определим φ'_{0min} . Таким образом, после подстановки φ_{0min} в выражение δ/φ_0 получим,

Таблица

Результаты расчетов контактных параметров сопряжения вал-втулка

№ п. п.	Наименование материала		Полуугол охвата φ_0 , рад.	Погонная нагрузка P_0		$(\varepsilon E_1)_{max}$	α_{min}	φ'_{0min}
	вал	втулка		выражение	значение			
1	1X18H10T	ШХ15	$1,440(\frac{\alpha}{\alpha+1})0,586$	$95,04(\frac{\alpha}{\alpha+1})0,586$	13,10	420	0,031	0,18474
2	1X18H10T	ХН55ВМК10	$1,440(\frac{\alpha}{\alpha+1})0,586$	$95,04(\frac{\alpha}{\alpha+1})0,586$	13,10	420	0,031	0,18474
3	1X18H10T	9Х18	$1,429(\frac{\alpha}{\alpha+1})0,585$	$94,31(\frac{\alpha}{\alpha+1})0,585$	13,05	410	0,032	0,18730
4	ХН60ВТ	ШХ15	$1,463(\frac{\alpha}{\alpha+1})0,583$	$96,558(\frac{\alpha}{\alpha+1})0,583$	13,12	420	0,031	0,18970
5	ХН60ВТ	ХН55ВМК10	$1,463(\frac{\alpha}{\alpha+1})0,583$	$96,558(\frac{\alpha}{\alpha+1})0,583$	13,12	420	0,031	0,18970
6	ХН77Т10	ХН55ВМК10	$1,406(\frac{\alpha}{\alpha+1})0,583$	$92,796(\frac{\alpha}{\alpha+1})0,583$	12,98	420	0,031	0,18228
7	ХН77Т10	ШХ15	$1,406(\frac{\alpha}{\alpha+1})0,583$	$92,796(\frac{\alpha}{\alpha+1})0,583$	12,94	420	0,031	0,18228
8	1X18H10T	1X18H10T	$1,429(\frac{\alpha}{\alpha+1})0,585$	$94,314(\frac{\alpha}{\alpha+1})0,585$	13,05	410	0,032	0,18730
9	ХН60ВТ	ХН60ВТ	$1,429(\frac{\alpha}{\alpha+1})0,585$	$94,314(\frac{\alpha}{\alpha+1})0,585$	14,05	388	0,036	0,18730

что отношение $\delta/\varphi_0 R$ меньше $8 \cdot 10^{-3}$. Следовательно, в рассматриваемых случаях обеспечиваются такие условия контактирования, при которых допустимо не учитывать упругие свойства ТСП из-за малой толщины покрытия.

Работа подшипников скольжения в условиях высоких температур вызывает изменение механических характеристик материала сопряжения и влияет на напряженное состояние в подшипнике.

Оценим влияние температуры на контактные параметры сопряжения вал-втулка. Как видно из (4) и (5), при изменении температуры контактирующих тел среднее давление на контакте \bar{P} будет определяться изменением упругих свойств материалов сопряжения от температуры при прочих равных условиях.

Материалами подшипников скольжения, работающих в условиях высоких температур, как правило, являются жаропрочные стали и сплавы, которые по своей природе сохраняют высокие значения прочности при рабочих температурах.

В работе [7] предложена функциональная зависимость модуля упругости E жаропрочных материалов от температуры (рис. 3)

$$E' = \eta E, \quad (6)$$

где E' и E — модули упругости материала, соответствующие температурам T' и $T_0 = 20^\circ\text{C}$; η — коэффициент, характеризующий изменение модуля упругости материала при нагреве. Коэффициент η определяется из соотношения

$$\eta = 1 - 4,6 \cdot 10^{-5} T^{\frac{1}{3}}, \quad (7)$$

где T — температура, $^\circ\text{C}$.

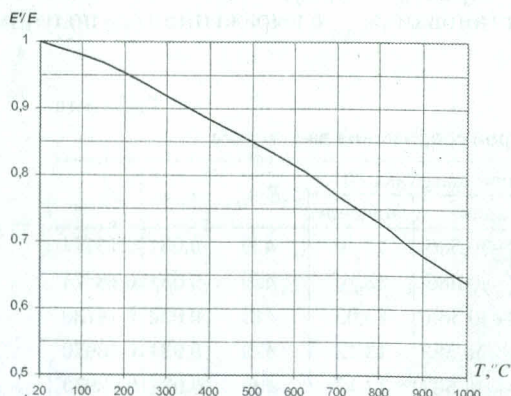


Рис. 3. Зависимость E'/E от температуры [7]

Анализ литературных данных зависимости модуля упругости жаропрочных матери-

алов от температуры показал, что функциональная зависимость (6) дает хорошее соответствие между значениями модулей упругости при соответствующих температурах и значениями, вычисленными по формуле (6) в пределах температурной работоспособности материалов. Погрешность не превышает $\pm 5,5\%$, что для большинства практических случаев вполне достаточно.

Зная зависимость модуля упругости материала от температуры, можно определить изменение безразмерного параметра α от температуры:

$$\alpha' = \frac{P_0}{E\varepsilon} = \frac{\alpha}{\eta}, \quad (8)$$

где α' и α — безразмерные параметры соответственно при температурах T' и T_0 .

Тогда по зависимости изменения параметра α от полуугла охвата φ_0 можно определить значение φ'_0 , соответствующее температуре T' , или, подставив выражение (8) в (4) и сделав несложные преобразования, можно вычислить значения полуугла охвата φ'_0 по формуле

$$\varphi'_0 = C \left(\frac{\alpha}{\alpha + \eta} \right)^n = \varphi_0 \left(\frac{\alpha + 1}{\alpha + \eta} \right)^n, \quad (9)$$

где φ_0 и α — значения полуугла охвата и безразмерного параметра, определенные при нормальной температуре.

Зная φ'_0 , можно определить средние контактные давления \bar{P}' , соответствующие температуре T' :

$$\bar{P}' = \frac{P_0}{2R_1 \varphi'_0}, \quad (10)$$

или после несложных преобразований:

$$\bar{P}' = \bar{P} \left(\frac{\alpha + \eta}{\alpha + 1} \right)^n, \quad (11)$$

где \bar{P} и α — значения средних контактных давлений и безразмерного параметра α , определенные при нормальной температуре.

Таким образом, разработанная методика расчета контактных параметров сопряжения «вал с ТСП-втулка» учитывает изменение модуля упругости материала втулки, вала от температуры и влияние ТСП на контактные параметры сопряжения вал-втулка. Анализ результатов, полученных в широком диапазоне изменения толщины покрытий и соотношений упругих свойств тел S_0, S_1, S_2 , показал,

что с погрешностью по углу контакта, не превышающей 3% от истинной величины, можно не учитывать свойства покрытия при условии, что $\delta_2/\varphi_0 \leq 8 \cdot 10^{-3}$. Если же $\delta_2/\varphi_0 \leq 8 \cdot 10^{-2}$, то контактные параметры сопряжения могут быть вычислены из условия, что тела S_0 и S_1 — жесткие. В остальных случаях следует принимать во внимание упругие свойства всех трех тел.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Трение, изнашивание и смазка: Справочник.** Кн. 1. М.: Машиностроение, 1978. 400 с.
2. **Теплый М. И.** Контактные задачи для областей с круговыми границами. Львов: Вища школа, 1983. 174 с.
3. **Горячева И. Г.** Механика фрикционного взаимодействия. М.: Наука, 2001. 478 с.
4. **Горячева И. Г., Добычин М. Н.** Влияние покрытия на контактные характеристики радиальных подшипников скольжения // Трение и износ. 1984. Т. V, № 3. С. 124–131.
5. **Горячева И. Г., Добычин М. Н.** Контактные задачи в трибологии. М.: Машиностроение, 1998. 253 с.
6. **Добычин М. Н., Гафнер С. А.** Влияние трения на контактные параметры пары «вал–

втулка» // Проблемы трения и изнашивания. Киев: Техника, 1976. С. 30–36.

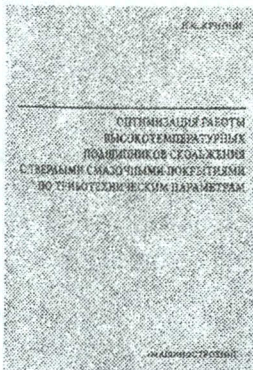
7. **Кузьменко В. А.** Определение характеристик упругости жаропрочных материалов при высоких температурах // Вопросы высокотемпературной прочности в машиностроении. Киев, 1961. С. 119–125.
8. **Криони Н. К., Шустер Л. Ш.** Оценка упругих характеристик твердых смазочных покрытий с учетом температуры и давления на фрикционном контакте // Трение и износ. 1998. Т. 9, № 3. С. 554–556.
9. **Сентюрихина Л. Н., Опарина Е. М.** Твердые дисульфидмолибденовые смазки. М.: Химия, 1966. 151 с.

ОБ АВТОРЕ



Криони Николай Константинович, проректор УГАТУ, доцент. Дипл. инж.-механик (УАИ, 1971). Канд. техн. наук по трению и износу в машинах (РГУНиГ им. И. М. Губкина, 1985). Исследования в обл. трибологии, контактного взаимодействия твердых тел.

Сигнальная информация



Н. К. Криони Оптимизация работы высокотемпературных подшипников скольжения с твердыми смазочными покрытиями по триботехническим параметрам

Москва: Машиностроение, 2004

164 с. Библиогр.: 97 назв. ISBN 5-217-03248-0

Рецензенты: Д-р техн. наук, проф. *Н. П. Барыкин*;
Д-р техн. наук, проф. *А. М. Смыслов*

Представлены теоретико-экспериментальные обобщения по проблемам внешнего трения скольжения «твердые смазочные покрытия (ТСП) — твердое тело» с учетом температуры и давления, позволяющие прогнозировать триботехнические характеристики реальных подвижных сопряжений на стадии проектирования.

Для инженеров машиностроительных проектно-конструкторских и научно-исследовательских организаций.