

УДК 621.81:620.178

Д. В. ПИЧУГИН

НАГРУЖЕННОСТЬ И ЖЕСТКОСТЬ РАДИАЛЬНОГО СЕКЦИОННОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ С АВТОКОМПЕНСАЦИЕЙ ИЗНОСА

Выполнен расчет трехсекционного подшипника скольжения по величине допускаемой на узел трения нагрузки, при которой обеспечивается режим автокомпенсации износа. Полученные зависимости позволяют на стадии проектирования обеспечить работоспособность секционного подшипника скольжения средствами автокомпенсации износа, определить условия реализации режима гидродинамической смазки и прогнозировать ресурс его работы. *Нагрузка; жесткость; подшипник скольжения; автокомпенсация износа; гидродинамическая смазка*

Эффективность автокомпенсации износа в подшипниках скольжения за счет первоначальных (до применения внешних нагрузок) упругих деформаций деталей была подтверждена теоретически и экспериментально на примере элементарного подвижного сопряжения типа «вал-втулка» [1]. Однако способность к автокомпенсации износа в данном случае весьма мала, так как величина упругого компенсируемого износа определяется лишь радиальным натягом в кинематической паре «вал-втулка». Высокие триботехнические показатели достигались благодаря реализации механизма избирательного переноса (эффект безызносности) при трении [2], чему весьма способствует наличие гарантированного натяга в подшипнике скольжения [3].

Вместе с тем практическая реализация достигнутого эффекта автокомпенсации износа в подшипниковых узлах машин и оборудования сопряжена со значительными технологическими и эксплуатационными издержками. К тому же для поддержания режима избирательного переноса необходимы дорогостоящие смазочные материалы со специальными поверхностно-активными и металлоплакирующими присадками [4].

Повысить величину компенсируемого износа, а значит и ресурс работы узла трения [5], за счет повышения величины допускаемых радиальных упругих перемещений в трущемся контакте позволяет новая регулируемая опора (подшипник) скольжения. Она включает в себя двух-, трех- или многосекционную обойму с вкладышами из антифрикционных и (или) износостойких материалов. При осевом сжатии обоймы ее секции перемещаются в радиальном направлении, а вкладыши прижимаются к валу с предварительным натягом. На величину этого натяга между каждым как бы подпружиненным вкладышем и поверхностью вала автоматически компенсируется износ при работе подшипника. Из-за более высокой податливости секций подшипника он приобретает дополнительные преимущества, такие как самоустанавливаемость, способность к реализации гидродинамической смазки и др. [6].

Для проекторочного расчета секционного подшипника необходимо выявить его нагруженность по величине допускаемой радиальной на-

грузки, при которой обеспечивается режим автокомпенсации износа и взаимосвязь этой нагруженности с жесткостью и несущей способностью конструкции.

В качестве примера рассмотрим трехсекционный подшипник скольжения, упрощенная схема которого показана на рис. 1. На схеме упругие элементы секций обоймы представлены пружинами сжатия постоянной жесткости, а вкладыши — в виде плоских пластин. На рис. 1, а подшипник скольжения показан в ненагруженном состоянии, когда все три вкладыша прижаты к валу равными радиальными силами P . На рис. 1, б подшипник скольжения воспринимает внешнюю радиальную нагрузку R , приложенную к валу. Под действием силы R нижний (несущий) вкладыш получает осадку Δ_1 , а верхние (поддерживающие) упругие элементы удлиняются соответственно на величины Δ_2 и Δ_3 . Причем $\Delta_2 = \Delta_3$.

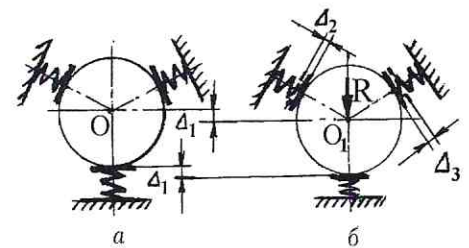


Рис. 1

Связь между Δ_1 , Δ_2 и Δ_3 может быть установлена при рассмотрении схемы (рис. 2), на которой детально представлено перемещение Δ_1 под влиянием силы R . Из схемы следует, что $\Delta_2 = \Delta_3 = \Delta_1 \sin \varphi$. При $\varphi = 30^\circ$ имеем $\Delta_2 = \Delta_3 = 0,5\Delta_1$.

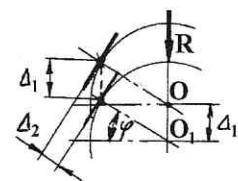


Рис. 2

На рис. 3 приведены условия равновесия вала для трех типичных случаев: рис. 3, а — равновесие

при отсутствии внешней силы R ; рис. 3,б — при действии силы R ; рис. 3,в — то же, но к моменту, когда наступает «раскрытие» стыка. В этом случае поддерживающие вкладыши подшипника перестают прижиматься к цапфе вала. На рис. 3 силы, с которыми вкладыши действуют на вал, обозначены P .

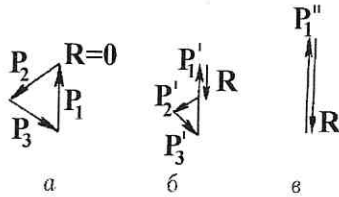


Рис. 3

При отсутствии нагрузки R (рис. 3, а) имеем: $P_1 = P_2 = P_3$. Если обозначить C — жесткость упругого элемента (Н/мм), а Δ — его деформация (мм) при воздействии силы P_1 , то $P_1 = P_2 = P_3 = \Delta C$.

Для случая, когда действует сила R (рис. 3, б), но величина R недостаточна для раскрытия стыка, имеем

$$\begin{aligned} P'_1 &= (\Delta + \Delta_1)C = \\ &= \Delta C + \Delta_1 C = P_1 + \Delta_1 C; \\ P'_2 &= P'_3 = (\Delta - \Delta_2)C = \\ &= \Delta C - \Delta_2 C = P_1 - \Delta_2 C. \end{aligned} \quad (1)$$

Так как $\Delta_2 = \Delta_3 = 0,5\Delta_1$, имеем

$$P'_2 = P'_3 = P'_1 - 0,5\Delta_1 C. \quad (2)$$

Из (1) и (2) следует, что под действием силы R ослабление действия упругих элементов поддерживающих вкладышей менее интенсивно, чем увеличение усилия упругого элемента несущего вкладыша.

К моменту «раскрытия» стыка имеем (рис. 3, в): $P''_1 = R, P''_2 = P''_3 = 0, \Delta_2 = \Delta_3 = 0, \Delta_1 = 2\Delta$.

Отсюда с учетом (1) можно отметить, что $P''_1 = P_1 + 2\Delta C = 3P_1$, а момент «раскрытия», стыка характеризуется условием

$$P_{\max} = 3P_1. \quad (3)$$

Это выражение и определяет максимальную допустимую нагрузку R на подшипник скольжения, который отрегулирован так, чтобы к цапфе вала вкладыши прижимались силами P_1 .

При проектировании подшипника скольжения обычно нагрузка R известна. Выражение (3) используют в этом случае для определения нагрузки P_1 , которую затем используют для определения геометрических параметров обоймы секционного подшипника скольжения. Последние, в свою очередь, определяют жесткость C подшипника, которая первоначально должна быть задана. По определению, радиальная жесткость $C = \frac{P_1}{\Delta}$, а $P_1 = \frac{R}{3}$ (Н), где Δ — допускаемая величина перемещения

цапфы вала в подшипнике. При этом последняя обычно известна из технической характеристики машины. Таким образом, известна и сама жесткость C . Так, например, для центробежных насосов типа ЦНС радиальные зазоры в направляющем аппарате колеблются в пределах $0,25 \div 0,3$ мм, откуда Δ может быть оценено величиной порядка $0,05$ мм. Следовательно, жесткость можно считать заданной и геометрические параметры обоймы должны обеспечить эту жесткость.

Из теории упругости можно получить формулы [7], позволяющие теоретически установить величину C . Известно, что:

$$\lambda_1 = \frac{1}{EJ_{z_1}} N \frac{d^2 l (m-1)^2}{6} + \frac{1}{EJ_{z_2}} N \frac{d^3 (m-1)^3}{36 \cos \alpha}; \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \Delta d_1 &= \frac{1}{EJ_{z_1}} N d l (m-1) \times \\ &\times \frac{[d(m-1 - \ln m) \operatorname{tg} \alpha + l \ln m]}{6 \ln m} + \\ &+ \frac{1}{EJ_{z_2}} N d^3 (m-1 - \ln m)^2 \times \\ &\times \frac{[(3m-2) \ln m - m + 1] \operatorname{tg} \alpha}{72 \ln^3 m \cos \alpha}; \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \Delta D_1 &= \frac{1}{EJ_{z_1}} N \frac{d^2 l (m-1) (m \ln m - m + 1) \operatorname{tg} \alpha}{6 \ln m} + \\ &+ \frac{1}{EJ_{z_2}} N \frac{d^3 (m \ln m - m + 1) \operatorname{tg} \alpha}{72 \ln^3 m \cos \alpha} \times \\ &\times \left\{ 2(m \ln m - m + 1)^2 + \right. \\ &\left. + 3(m-1 - \ln m) [(2m-1) \ln m - m + 1] \right\}, \end{aligned} \quad (6)$$

где λ_1 — первоначальная осевая осадка обоймы; EJ_{z_i} — жесткость обоймы, а точнее, ее деформируемых участков; $J_{z_i} = \frac{a_i b_i}{12}$ — характеристика сечения (ширина и толщина); N — усилие осевого сжатия обоймы; d — диаметр отверстия обоймы; $m = \frac{D}{d}$, где D — внешний диаметр обоймы; α — угол подъема конического участка обоймы; Δd и ΔD — изменение соответствующих диаметров обоймы при осевом ее сжатии.

Формулы (4)–(6) справедливы для первого этапа сжатия обоймы, когда зазоры в сопряжениях обойма (вкладыш)–вал (δ_1) и обойма–корпус (δ_2) подшипника еще не выбраны.

Рассмотренный этап деформирования заканчивается либо выборкой зазора δ_1 или δ_2 , либо выборкой сразу двух зазоров: δ_1 и δ_2 .

Дальнейший процесс сжатия обоймы описывается (в случае устранения зазора δ_2 системой уравнений:

$$\begin{aligned} \lambda_1 &= \lambda_2 - \frac{1}{EJ_{z_1}} P_2 d^2 l (m-1) \times \\ &\times \frac{(m \ln m - m + 1) \operatorname{tg} \alpha}{2 \ln m} - \\ &- \frac{1}{EJ_{z_2}} P_2 \frac{d^3 (m \ln m - m + 1) \operatorname{tg} \alpha}{24 \ln^3 m \cos \alpha} \times \end{aligned}$$

$$\times \left\{ 2(m \ln m - m + 1)^2 + 3(m - 1 - \ln m) \times \right. \\ \left. \times [(2m - 1) \ln m - m + 1] \right\}. \quad (7)$$

$$\Delta d_2 = \Delta d_1 - \frac{1}{EJ_{z_1}} P_2 dl (m - \ln m + 1) \times \\ \times \frac{[d(m - 1 - \ln m) \operatorname{tg} \alpha + l \ln m]}{2 \ln^2 m} \operatorname{tg} \alpha - \\ - \frac{1}{EJ_{z_2}} P_2 d^3 (m \ln m - m + 1) \times \\ \times \frac{(m - 1 - \ln m)^2}{8 \ln^3 m \cos \alpha} \operatorname{tg}^2 \alpha, \quad (8)$$

$$\Delta D_2 = \Delta D_1 - \frac{1}{EJ_{z_1}} P_2 \frac{d^2 l (m \ln m - m + 1)^2}{2 \ln^2 m} \operatorname{tg}^2 \alpha - \\ - \frac{1}{EJ_{z_2}} P_2 \frac{d^3 (m \ln m - m + 1)^2}{12 \ln^3 m \cos \alpha} \operatorname{tg}^2 \alpha \times \\ \times [2(m - 1) - (3 - m) \ln m]. \quad (9)$$

Здесь λ_2 — последующая осевая осадка обоймы; P_2 — нагрузка на внешнюю кромку обоймы от ее взаимодействия с корпусом опоры.

В случае первоначального устранения зазора δ_1 имеем:

$$\lambda_2' = \lambda_1 - \frac{1}{EJ_{z_1}} P_1 dl (m - 1) \times \\ \times \frac{[d(m - 1 - \ln m) \operatorname{tg} \alpha + l \ln m]}{2 \ln m} - \\ - \frac{1}{EJ_{z_2}} P_1 d^3 (m - 1 - \ln m)^2 \times \\ \times \frac{[(3m - 2) \ln m - m + 1]}{24 \ln^3 m \cos \alpha} \operatorname{tg} \alpha. \quad (10)$$

$$\Delta d_2' = \Delta d_1 - \frac{1}{EJ_{z_1}} P_1 \left\{ dl (m - 1 - \ln m) \times \right. \\ \times \frac{[d(m - 1 - \ln m) \operatorname{tg} \alpha + l \ln m]}{2 \ln^2 m} \operatorname{tg} \alpha + \\ \left. + \frac{l^2 [3d(m - 1 - \ln m) \operatorname{tg} \alpha + 4l \ln m]}{6 \ln m} \right\} - \\ - \frac{1}{EJ_{z_2}} P_1 \frac{d^3 (m - 1 - \ln m)^3}{12 \ln^3 m \cos \alpha} \operatorname{tg}^2 \alpha. \quad (11)$$

$$\Delta D_2' = \Delta D_1 - \frac{1}{EJ_{z_1}} P_1 dl (m \ln m - m + 1) \times \\ \times \frac{[d(m - 1 - \ln m) \operatorname{tg} \alpha + l \ln m]}{2 \ln^2 m} \operatorname{tg} \alpha - \\ - \frac{1}{EJ_{z_2}} P_1 d^3 (m - 1 - \ln m)^2 \times \\ \times \frac{(m \ln m - m + 1)}{8 \ln^3 m \cos \alpha} \operatorname{tg}^2 \alpha, \quad (12)$$

где P_1 — нагрузка на вкладыш от его взаимодействия с цапфой вала.

В случае одновременного устранения зазоров δ_1 и δ_2 имеем:

$$\lambda_2'' = \lambda_2 - \frac{1}{EJ_{z_1}} P_1 dl (m - 1) \times$$

$$\times \frac{[d(m - 1 - \ln m) \operatorname{tg} \alpha + l \ln m]}{2 \ln m} - \\ - \frac{1}{EJ_{z_2}} P_1 d^3 (m - 1 - \ln m)^2 \times \\ \times \frac{[(3m - 2) \ln m - m + 1]}{24 \ln^3 m \cos \alpha} \operatorname{tg} \alpha, \quad (13)$$

$$d_2'' = \Delta d_2 - \frac{1}{EJ_{z_1}} P_1 \left\{ dl (m - 1 - \ln m) \times \right. \\ \times \frac{[d(m - 1 - \ln m) \operatorname{tg} \alpha + l \ln m] \operatorname{tg} \alpha}{2 \ln^2 m} + \\ \left. + \frac{l^2 [3d(m - 1 - \ln m) \operatorname{tg} \alpha + 4l \ln m]}{6 \ln m} \right\} - \\ - \frac{1}{EJ_{z_2}} P_1 \frac{d^3 (m - 1 - \ln m)^3}{12 \ln^3 m \cos \alpha} \operatorname{tg}^2 \alpha. \quad (14)$$

$$\Delta D_2'' = \Delta D_2 - \frac{1}{EJ_{z_1}} P_1 dl (m \ln m - m + 1) \times \\ \times \frac{[d(m - 1 - \ln m) \operatorname{tg} \alpha + l \ln m]}{2 \ln^2 m} \operatorname{tg} \alpha - \\ - \frac{1}{EJ_{z_2}} P_1 d^3 (m - 1 - \ln m)^2 \times \\ \times \frac{(m \ln m - m + 1)}{8 \ln^3 m \cos \alpha} \operatorname{tg}^2 \alpha. \quad (15)$$

Если зазоры δ_1 и δ_2 выбираются не одновременно, то может быть и третья стадия сжатия, при которой деформации обоймы описываются уравнениями (13)–(15).

В качестве примера на рис. 4 показаны результаты расчетов нагруженности для одного из исполнений подшипника скольжения (когда осевая жесткость $C_a = N/\lambda$), где нагруженности при наличии радиальных зазоров (области I и II) и при их отсутствии (область III), т. е. при способности к автокомпенсации износа.

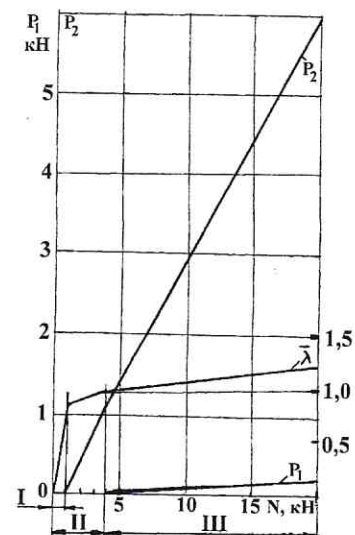


Рис. 4

Приведенные зависимости позволяют на стадии проектирования обеспечить работоспособность секционного подшипника скольжения средствами автокомпенсации износа и решить задачи по выявлению условий реализации режима гидродинамической смазки при восприятии подшипником скольжения заданной внешней радиальной нагрузки, установлению зависимости от внешней нагрузки момента сил трения, установлению допустимой величины износа поверхностей трения и прогнозирования по нему ресурса работы подшипника скольжения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Михин, Н. М.** Эффект автокомпенсации износа в самоуплотняющихся опорах скольжения / Н. М. Михин, М. А. Сляднев. // Докл. АН СССР. 1984. Т. 272, № 6. С. 1359–1363.
2. **Литвинов, В. Н.** Физико-химическая механика избирательного переноса при трении / В. Н. Литвинов, Н. М. Михин, Н. К. Мышкин. М.: Наука, 1979. — 188 с.
3. **Михин, Н. М.** Работоспособность и триботехническая эффективность опор скольжения при действии натяга / Н. М. Михин, М. А. Сляднев, И. А. Сорокин // Науч.-техн. информ. сб. Сер. «Строительство нефтяных и газовых скважин на

суше и на море». М.: ВНИИОЭНГ, 1992. Вып. 4. С. 10–14.

4. **Радин, Ю. А.** Безызносность деталей машин при трении / Ю. А. Радин, П. Г. Суслов. Л.: Машиностроение, 1989. 229 с.
5. **Справочник по триботехнике.** Т. 3. М.: Машиностроение, 1992. Варшава: ВКЛ, 1992. 730 с.
6. **Пат.** на полезн. модель № 29352 МПК F16C17/02. Опора скольжения / Д. В. Пичугин, М. А. Сляднев, Н. М. Михин.
7. **Прочность. Устойчивость. Колебания:** Справочник. Т. 2 / Под ред. И. А. Биргера и Я. Г. Пановко. М.: Машиностроение, 1968. 489 с.

ОБ АВТОРЕ



Пичугин Дмитрий Владимирович, референт начальника Департамента по добыче газа, газового конденсата, нефти ОАО «Газпром». Дипл. инж.-мех. по технол. машиностр. (Московск. ин-т нефтехим. и газ. пром-ти им. И. М. Губкина, 1982). Канд. техн. наук по трению и износу в машинах (там же, 1986). Иссл. в обл. трения и износа.

УДК 621.941.1

В. Н. ИППОЛИТОВ, В. М. КИШУРОВ, М. Ф. МУГАФАРОВ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ СКОРОСТЕЙ РЕЗАНИЯ ПРИ ТОЧЕНИИ КОНСТРУКЦИОННЫХ СТАЛЕЙ ИНСТРУМЕНТАМИ С МОДИФИЦИРОВАННЫМИ РАБОЧИМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ

Рассмотрена возможность определения оптимальных скоростей резания при точении конструкционных сталей без проведения длительных по времени и дорогостоящих стойкостных испытаний. Разработана математическая модель, позволяющая назначать оптимальные скорости резания при обработке конструкционных сталей инструментами с модифицированными рабочими поверхностями, обеспечивающими повышенную их износостойкость. *Оптимальная скорость резания; модифицированные рабочие поверхности инструмента*

Известно, что применение многофакторного планирования эксперимента позволяет получить математическую модель, которая наиболее полно отражает внутренние связи исследуемого процесса [1].

Основной предпосылкой для аналитического определения оптимальной скорости резания V_0 явилось существование тесной взаимосвязи, с одной стороны, между V_0 и действительным пределом прочности S_b обрабатываемого материала и с другой — между V_0 и параметром (модификации) упрочнения.

Суммарным критерием, оценивающим одновременно влияние прочности (σ_b , НВ) и пластичности (δ , ψ) обрабатываемого материала, является действительный (истинный) предел прочности при растяжении $S_b = \sigma_b(1 + \delta)$. Эта величина является достаточно точной характеристикой удельной работы деформации при резании, учитыва-

ющей действующие на рабочей поверхности инструмента усилия и температуры [2, 3].

Для получения аналитической зависимости $V_0 = f(S_b, s, t, r, K_{ми})$ был проведен полный факторный эксперимент (ПФЭ) типа 2⁵.

В качестве независимых переменных были взяты действительный предел прочности стали при оптимальной температуре S_b , подача s , глубина резания t , радиус резца при вершине r и параметр упрочнения (модификации) $K_{ми}$.

Кодовое обозначение и уровни этих переменных приведены в табл. 1.

Кодирование факторов производилось по следующей формуле:

$$x_i = \frac{2(\lg X_i - \lg X_{i\max})}{\lg X_{i\max} - \lg X_{i\min}} + 1, \quad (1)$$

где i — номер фактора; x_i — кодированное значение i -го фактора; X_i — натуральное значение i -го