

канского общества инженеров-механиков. Проблемы трения и смазки. т. 95, № 4, 1973, стр. 20—30.

7. Код нир Д. С. Неизотермическая стационарная задача для не-ньютоновской жидкости. Контактно-гидродинамическая теория смазки и ее практическое применение в технике. Труды I Всероссийской конференции, вып. 1, Куйбышев, 1973, стр. 49—59.

В. А. САДЫКОВ

РАСЧЕТ ПОТЕРЬ НА ТРЕНИЕ В ПОДШИПНИКАХ СКОЛЬЖЕНИЯ РЕДУКТОРОВ ПО УПРОЩЕННЫМ ЗАВИСИМОСТЯМ

Величина мощности, затраченная на преодоление трения в узлах мощных быстроходных редукторов, складывается из потерь на трение в опорных и упорных подшипниках скольжения, в зацеплении, а также потерь на разбрызгивание и барбота-таж.

При окружных скоростях ≥ 10 м/сек для редукторов применяется в основном циркуляционная система смазки, которая обеспечивает наиболее рациональное и эффективное охлаждение и смазку зубчатых колес и подшипников. Потери на трение у таких редукторов растут почти пропорционально квадрату оборотов [1]. Полные потери редуктора достаточно точно могут быть определены экспериментальным путем, однако при проектировании необходимо сделать оценку их.

Для зубчатых передач имеются зависимости, позволяющие рассчитать потери в зацеплении. В то же время для подшипников скольжения, потери которых в большинстве случаев составляют не менее половины потерянной мощности в редукторе, нет методов расчета полных потерь на трение. Гидродинамический расчет подшипника [2] позволяет определить трение только в рабочей зоне подшипника при наличии нагрузки и не учитывает потерь в нерабочей зоне, которые могут составлять основную часть.

Проведенный нами анализ экспериментальных данных ЦНИИТМАШа и Ленинградского Кировского завода позволил получить эмпирические зависимости, дающие возможность быстро сделать оценку общих потерь мощности в подшипниках скольжения редуктора.

Затраты мощности на трение в подшипнике, по аналогии с редуктором [1], на любом режиме работы удобно представить как сумму потерь от вращения без нагрузки ΔN_x и от увеличения крутящего момента ΔN_p , т. е.

$$\Delta N_n = \Delta N_x + \Delta N_p. \quad (1)$$

$$\Delta N_p = f \frac{Pv}{75}, \quad (2)$$

где P — усилие на подшипник, кг;
 v — окружная скорость цапфы, м/сек;
 f — коэффициент трения в подшипнике скольжения.

Гидродинамический расчет подшипника позволяет определить коэффициент трения f и, следовательно, рабочие потери ΔN_p [2]. Но часто при оценке потерь не делают полного гидродинамического расчета всех подшипников и величина коэффициента трения назначается по данным ранее рассчитанных подшипников.

В общем случае $f = \varphi(P, v, L/D, \nu)$. Если учесть, что в большинстве случаев смазка мощных редукторов осуществляется маслом «турбинное 46» $\nu = 46$ сст при 50° , удельные нагрузки на подшипники составляют 20—40 кг/см², отношение длины к диаметру $L/D = 0,5 \div 1,0$, то основное влияние на коэффициент трения f будет оказывать скорость v , которая для подшипников может изменяться в десятки раз.

На основании анализа данных ЦНИИТМАШ нами принята зависимость для коэффициента трения

$$f = \left(3 + \sqrt{\frac{v}{50}}\right) \cdot 10^{-3}. \quad (3)$$

Потери в подшипнике при вращении цапфы без нагрузки ΔN_x как показывают многочисленные экспериментальные исследования на подшипниковой установке Ленинградского Кировского завода, также в основном зависят от окружной скорости. Поэтому считаем возможным, впредь до получения строгого решения, потери холостого вращения для подшипника скольжения оценивать по эмпирической зависимости

$$\Delta N_x = 0,15v + \left(\frac{v}{25}\right)^2 \text{ л. с.} \quad (4)$$

Таким образом, в первом приближении общие потери мощности на трение в подшипнике скольжения будут

$$\Delta N_n = 0,15v + \left(\frac{v}{25}\right)^2 + \left(3 + \sqrt{\frac{v}{50}}\right) \cdot 10^{-3} \cdot \frac{P \cdot v}{75} \text{ л. с.} \quad (5)$$

Формула (5) может применяться для подшипников редукторов диаметром $D = 100—400$ мм при относительном зазоре $\psi = 0,001 \div 0,002$ и окружных скоростях $v = 5 \div 70$ м/сек.

Оценка потерь на трение в подшипниках скольжения мощных редукторов по формуле (5) и сравнение с экспериментальными данными показало удовлетворительное совпадение. Отличие в некоторых случаях достигало 20% в сторону завышения при определении потерь по формуле (5), что идет в запас надежности расчета общих потерь мощности редуктора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Казак Н. А. и др. О механических потерях в главных турбозубчатых агрегатах. «Судостроение», 1969, № 11.
2. Абанов Л. В., Коднир Д. С. и др. Подшипники жидкостного трения прокатных станков. Машгиз, 1955.

Э. Л. АЙРАПЕТОВ, М. Д. ГЕНКИН, О. И. КОСАРЕВ

К ОЦЕНКЕ ТОЛЩИНЫ МАСЛЯНОЙ ПЛЕНКИ МЕЖДУ ЗУБЬЯМИ В ЗУБЧАТЫХ МУФТАХ

Для обеспечения удовлетворительной работы зубчатой муфты по условиям смазки необходимо образование определенной толщины масляной пленки между контактирующими поверхностями зубьев, предохраняющей их от разрушения.

При контакте абсолютно жестких гладких цилиндров (имитирующих контакт прямого и бочкообразного зубьев при малых нагрузках) минимальная толщина смазочного слоя с учетом зависимости вязкости масла μ от давления p ($\mu = \mu_0 e^{\nu p}$) определяется по формуле [3]

$$h_0 = \left[\frac{1,04\nu\mu_0 \cdot U_{\Sigma} \sqrt{R}}{1 - \exp(-\nu p_{\max})} \right]^{2/3}$$

Удержав первый член разложения в ряд Тейлора функции распределения гидродинамического давления $p(x) = -\frac{1}{\nu} \ln [1 - \varphi(x)]$, [3] при $0 \leq \varphi(x) \leq 1$ и используя условия равновесия смазочного слоя $q = \int_{-x_d}^{\infty} p(x) dx$, получим зависимость

$$1 - \exp(-\nu p_{\max}) = \frac{\nu \cdot q}{I \sqrt{2R} h_0}, \quad (1)$$

где I — интеграл функции, зависящей от $\alpha = \frac{x}{\sqrt{2R} h_0}$, равный $I = 2,44$

при граничных условиях по Рейнольдсу,

x — координата длины площадки контакта.

С учетом (1) величина толщины пленки

$$h_0 = 3,58 \mu_0 U_{\Sigma} R / q. \quad (2)$$

Формула (2) пригодна для нагрузок $q \leq q_{\text{кр}}$, (при $q = q_{\text{кр}}$ максимальное давление $p_{\max} = \infty$), где

$$q_{\text{кр}} = 3,48 \left(\frac{\mu_0 U_{\Sigma} R^2}{\nu^2} \right)^{1/3}$$