Экспериментальная проверка эффективности тепловой диагностики трения в системе подшипников скольжения с учетом скорости вращения вала

Тихонов Р.С.

Институт проблем нефти и газа СО РАН,
Россия, Республика Саха (Якутия),
677007, г. Якутск, ул. Автодорожная, д. 20.

При стендовых и эксплуатационных испытаниях узлов трения машин и механизмов существующими способами практически невозможно измерить силу трения. В подобных случаях перспективным является использование метода тепловой диагностики трения, позволяющего определять момент силы трения в подшипниках скольжения по температурным данным. Метод основан на факте, что практически вся энергия, затрачиваемая на трение, переходит в теплоту и сводится к измерению температуры в окрестности зоны трения, построению математической модели и решению граничной обратной задачи восстановления фрикционного тепловыделения и, соответственно, мощности трения.

Рассмотрим систему полимерных подшипников скольжения. Стальной вал вращается с угловой скоростью Ω и опирается на N втулок, изготовленных из антифрикционного материала и жестко закрепленных со стальными корпусами (рис.1).

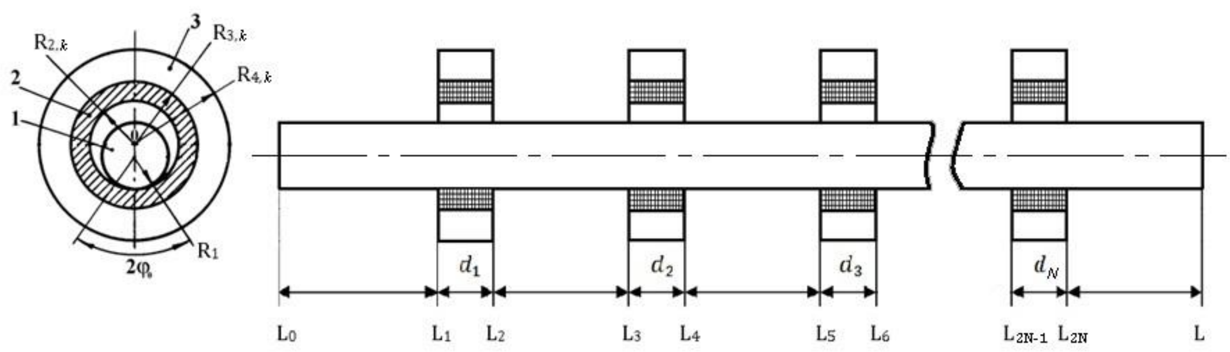

Рис.1. Геометрическая схема систем подшипников скольжения: 1 – вал; 2 – вкладыш (втулка); 3 – обойма (корпус)

При допущении однородности распределения теплоты по длине подшипников и корпусов, поскольку теплоотдача от их торцевых поверхностей незначительна, то уравнение распределение теплоты в подшипниках описывается квазилинейным двумерным уравнением теплопроводности:

$$C_{i,k}(T_k)\frac{\partial T_k}{\partial t}=\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\lambda_{i,k}(T_k)\frac{\partial T_k}{\partial r}\right)+\frac{1}{r^2}\frac{\partial}{\partial \varphi}\left(\lambda_{i,k}(T_k)\frac{\partial T_k}{\partial \varphi}\right),$$
$$R_{2,k}<r<R_{4,k},\ -\pi<\varphi<\pi,\ 0<t\le t_m,\ k=1,2,...,N,\quad i=2,3, \tag{1}$$

i = 2 – для втулки, i = 3 – для обоймы.

Распределение температуры в вале опишем трехмерным уравнением теплопроводности с конвективным членом, учитывающим скорость его вращения:

$$C_1(U)\frac{\partial U}{\partial t}=\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\lambda_1(U)\frac{\partial U}{\partial r}\right)+\frac{1}{r^2}\frac{\partial}{\partial \varphi}\left(\lambda_1(U)\frac{\partial U}{\partial \varphi}\right)+$$
$$+\Omega C_1(U)\frac{\partial U}{\partial \varphi}+\frac{\partial}{\partial z}\left(\lambda_1(U)\frac{\partial U}{\partial z}\right), \tag{2}$$
$$0<r<R_1, -\pi<\varphi<\pi, 0<t\le t_m.$$

В зонах трения вала с втулками зададим условие фрикционного тепловыделения:

$$\frac{\lambda_1(U)}{d_k}\int_{L_{2k-1}}^{L_{2k}}\frac{\partial U(r,\varphi,z,t)}{\partial r}dz\Bigg|_{r=R_1}-\lambda_{2,k}(T_k)\frac{\partial T_k(r,\varphi,t)}{\partial r}\Bigg|_{r=R_{2,k}}=Q_k(\varphi,t),\quad |\varphi|\le\varphi_0, \tag{3}$$

$$\frac{1}{d_k}\int_{L_{2k-1}}^{L_{2k}}U(R_1,\varphi,z,t)dz=T_k(R_{2,k},\varphi,t). \tag{4}$$

где d_k – длина k-го подшипника.

На остальных границах зададим традиционные условия первого и третьего рода. Начальное распределение температуры будем считать однородным.

Обратная задача определения функций фрикционного тепловыделения решалась методом итерационной регуляризации на основе градиентных методов минимизации функционала невязки:

$$J[Q_1(\varphi,t),...,Q_N(\varphi,t)] = \frac{1}{2}\sum_{k=1}^{N}\int_0^{t_m}\int_{-\varphi_0}^{\varphi_0}[T_k(R_f,\varphi,t) - f_k(\varphi,t)]^2 d\varphi dt\,. \tag{5}$$

Итерационная схема последовательного приближения функций $Q_k(\varphi,t),\ k=1,2,...,N$ записывается следующим образом:

$$Q_k^{s+1}(\varphi,t) = Q_k^s(\varphi,t) - \beta_k^s S_k^s(\varphi,t),\ s=0,1,2,..., \tag{6}$$

$$S_k^s(\varphi,t) = J'[Q_k(\varphi,t)] + \gamma_k^s S_k^{s-1}(\varphi,t),\quad \gamma_k^0 = 0,$$

$$\gamma_k^s = \frac{\int_0^{t_m}\int_{-\varphi_0}^{\varphi_0}\left(J'[Q_k^s(\varphi,t)]\right)^2 d\varphi dt}{\int_0^{t_m}\int_{-\varphi_0}^{\varphi_0}\left(J'[Q_k^{s-1}(\varphi,t)]\right)^2 d\varphi dt}, \tag{7}$$

где градиенты функционала $J'[Q_k(\varphi,t)]$ определялись решением сопряженной задачи. Шаги спуска β_k^s вычислялись решением системы линейных уравнений:

$$\begin{gathered}\sum_{i=1}^{N}\ \beta_i^s\sum_{k=1}^{N}\int_0^{t_m}\int_{-\varphi_0}^{\varphi_0}V_{k,\omega}(R_f,\varphi,t)V_{k,i}(R_f,\varphi,t)d\varphi dt = \\ = \sum_{k=1}^{N}\int_0^{t_m}\int_{-\varphi_0}^{\varphi_0}\left[T_k(R_f,\varphi,t) - f_k(\varphi,t)\right]V_{k,\omega}(R_f,\varphi,t)d\varphi dt,\ \omega=1,2,...N,\quad s=0,1,2,....\end{gathered} \tag{8}$$

где $V_{k,w}$ – приращения температуры в k-ом подшипнике, если все приращения функций фрикционного тепловыделения, кроме ΔQ_w, равны нулю.

Экспериментальная проверка проводилась с использованием модуля для испытаний на трение и износ антифрикционных полимерных композиционных материалов. Модуль представляет собой опирающийся на четырех подшипниках полый вал, который соединен к приводу машины трения СМТ-1. Все 4 образца нагружены одинаково, диаметр вращающего вала составлял 24 мм, втулки выполнены из антифрикционного композиционного материала Ф4К20 в виде цилиндра размера ∅25×∅32×20 мм, расстояние между подшипниками составляло 80 мм. В расчетах использовались следующие теплофизические свойства материалов:

Коэффициент теплопроводности наполненного фторопласта Ф4К20 λ_2=0,07(T–100)/150+0,35 (Вт/(м·°С)), объемная теплоемкость C_2=(6·10^{-3}(T–30)+3)·10^6 (Дж/(м^3·°С)). Для стали λ_1=30,5(T–100)/150+55,5 (Вт/(м·°С)), C_1=(1,2·10^{-3}(T–30)+3,7)·10^6 (Дж/(м^3·°С)).

При частоте вращения вала 30 об/мин расчетами определен шаг по времени равный 1/18 секунд, обеспечивающий сходимость приближенных решений с точностью менее 1 градуса. Температуры в зонах трения во втулках регистрировались с помощью многофункционального модуля L-Card E-502 в четырех точках каждого подшипника с частотой измерения 180 Гц, угол контакта в подшипниках составлял 60°.

Ввиду осцилляции с большой амплитудой в измерениях температур выборки температурных данных обрабатывались путем фильтрации медианным методом. Выбрались по 10 последовательных измерений, которые упорядочивались по возрастанию и отбрасывались 3 минимальных и 3 максимальных членов ряда. По оставшимся реализациям случайной величины вычислялось математическое ожидание и дисперсия. Затем температурные данные сглаживались кубическими сплайнами.

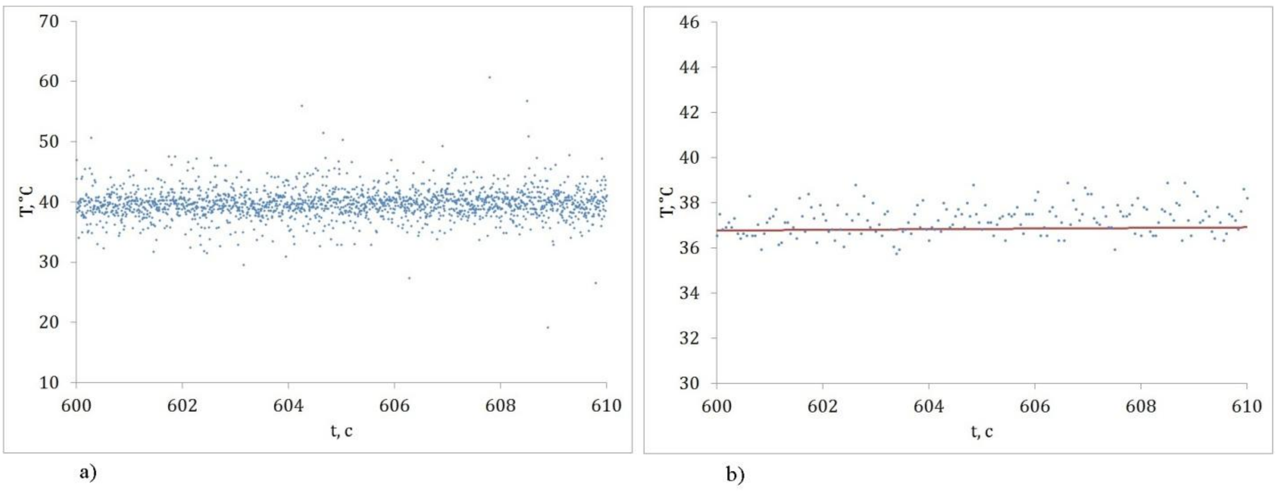

Рис.2. Характерные температурные данные: а) замеры температур модулем L-Card E502 при φ =15° на расстоянии 0,5 мм от зоны трения на

некотором участке времени, b) значения температур обработанные медианным фильтром и сглаженные кубическими сплайнами

На рисунке 3 показано статистически обработанные и сглаженные температурные данные в подшипниках 1 - 4 при φ = 15° на промежутке времени испытания.

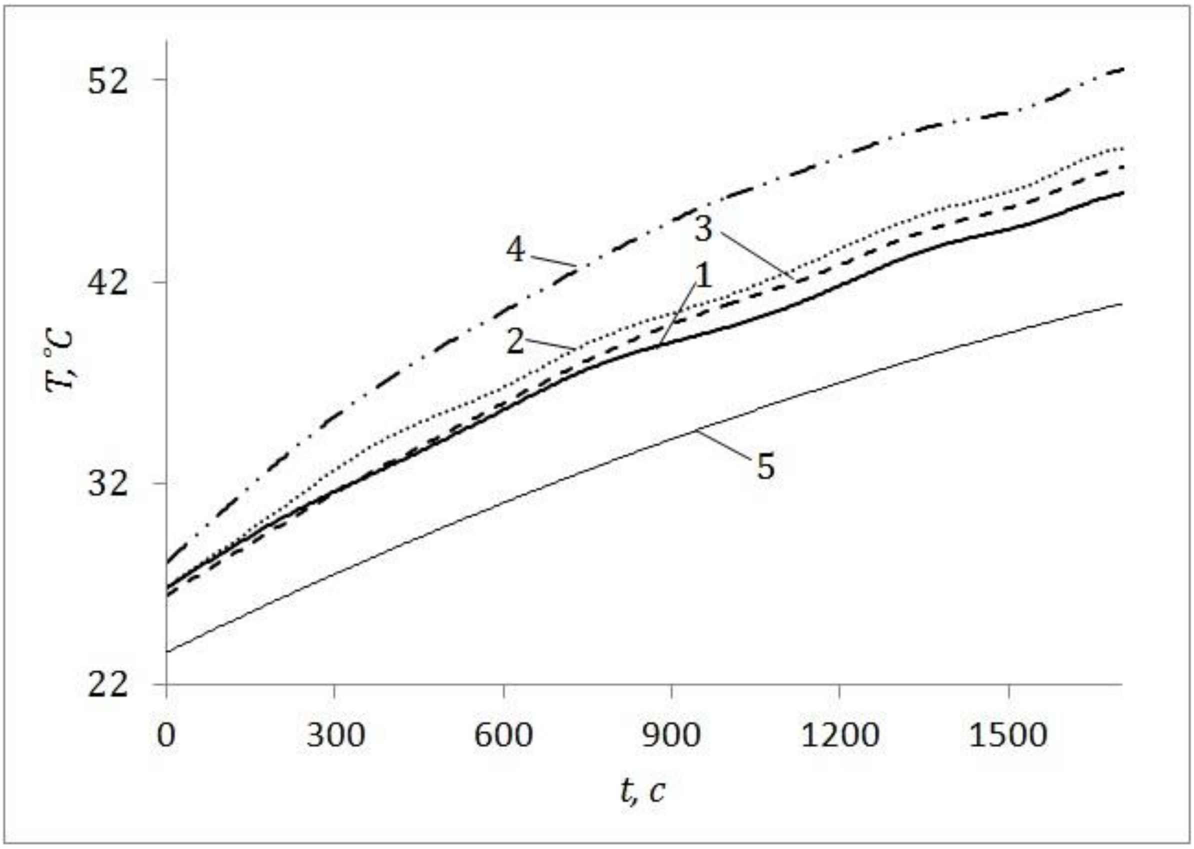

Рис.3. Измеренные временные зависимости температур: (1-4) – в подшипниках с соответствующими номерами при φ =15˚ на расстоянии 0,5 мм от зоны трения; 5 – на поверхности конца вала

Полученные таким способом температурные данные использовались для восстановления функций удельных интенсивностей тепловыделения путем решения обратной задачи. Зависимости моментов трения от времени определялись по формуле:

$$M_k(t) = \frac{R_1 d_k}{\Omega(t)} \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} Q_k(\varphi, t) d\varphi. \quad (9)$$

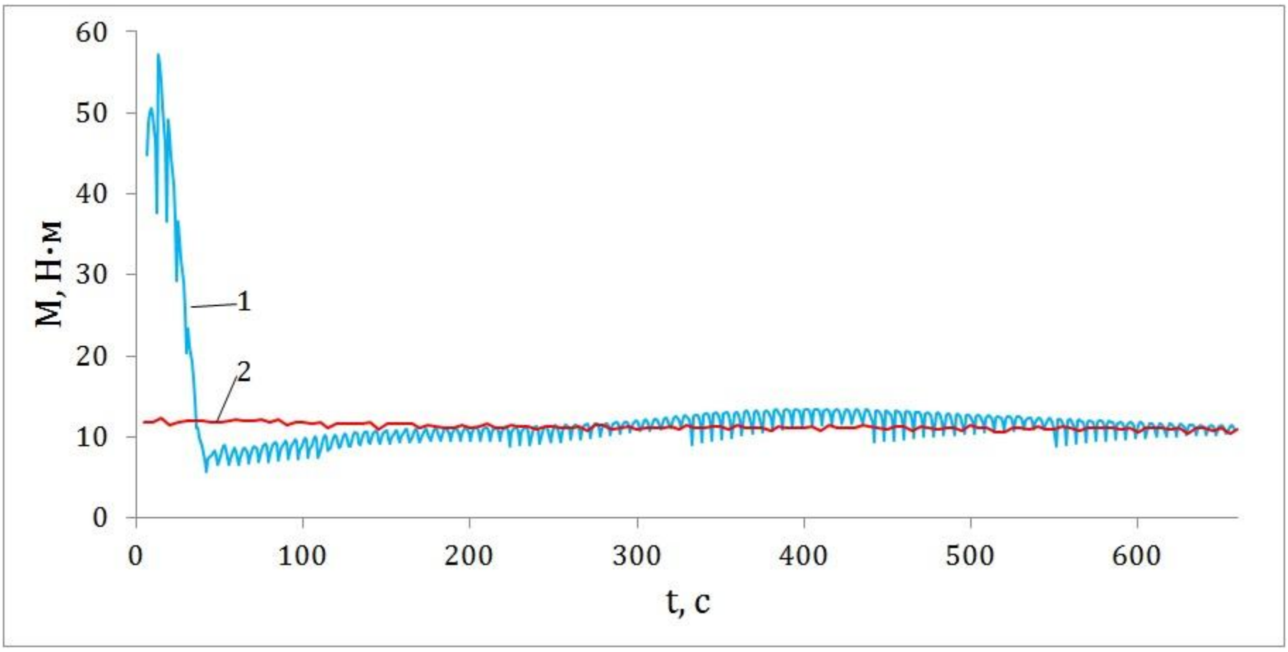

Рис.4. Временные зависимости суммарных моментов трения: 1- восстановленные по температурным данным; 2 – измеренные индуктивным датчиком момента трения

Расхождение расчетных и измеренных значений моментов трения в начале временного интервала обусловлено инерционностью реального теплового процесса, которое не учитывается используемым уравнением теплопроводности. В связи с этим расчетные значения момента трения в течение 30-40 секунд в начале процесса трения как не информативные могут быть исключены. Тогда расхождение между расчетным и измеренным значениями моментов трения не превышает 10-15 %.