

УДК 621.882.5

Усик В.В. канд. техн. наук

ВЛИЯНИЕ ТЕПЛОВЫХ ЭФФЕКТОВ НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ТУРБОАГРЕГАТОВ

Повышение надежности и экономичности паротурбинных установок является одним из важных направлений развития теплоэнергетики. В этом плане устранение пожаробезопасности турбоагрегатов путем замены в системах смазки и регулирования нефтяного масла негорючей жидкостью на водяной основе представляется наиболее перспективной. Особые требования при этом предъявляются к опорам роторов турбомашин. Важнейшим показателем надежной работы опор является толщина смазочной пленки и температура поверхности подшипника и смазочного слоя.

В реальных условиях работы опоры максимальная температура смазочной жидкости может существенно превышать ее среднее значение, определяемое общим нагревом. Для инженерной практики необходим учет распространения тепла от опорной части ротора к смазочному слою и по корпусу подшипника. Подвод тепла в ротора турбины в смазочный слой приводит к изменению полей давления и температур.

Для определения характеристик смазочного слоя с учетом теплообмена необходимо совместно решать уравнения Рейнольдса, энергии, а также сопряженные задачи о распределении температуры в элементах конструкции, примыкающих к смазочному слою подшипника.

Распределение давления в смазочном слое подшипника при установившемся движении описывается в уравнении Рейнольдса, обобщенным на случай турбулентного течения /1/

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu K_x} \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu K_z} \frac{\partial P}{\partial z} \right) = 6\omega R \frac{\partial h}{\partial x};$$

где $K_x = 1 + 0,044 (G_x Re)^{0,75}$

$K_z = 1 + 0,0247 (G_x Re)^{0,65}$

K_x и K_z — коэффициенты турбулентности, полученные В.Н. Константинову;

x, y, z — оси координат;

ρ, μ — плотность и динамическая вязкость смазочной жидкости;

P — давление; h — толщина смазочной пленки; R — радиус шипа; ω — частота вращения шейки вала.

Искомая функция распределения давлений $P(x, z)$ в подшипнике должна удовлетворять граничным условиям: на входе в подшипник $P = P_0$, на остальном внешнем контуре $P = P_{сл}$.

При решении изотермической задачи теплообмена будем учитывать зависимость вязкости смазки от температуры, определяя параметры λ, C_p, ρ по средней температуре смазочной жидкости в зазоре. Запишем уравнение теплового баланса для осредненного турбулентного потока.

$$\rho C_p \left[\left(\frac{\omega R h}{2} - \frac{h^3}{12\mu K_x} \frac{\partial P}{\partial x} \right) \frac{\partial T}{\partial x} - \frac{h^3}{12\mu K_z} \frac{\partial P}{\partial z} \frac{\partial T}{\partial z} \right] =$$

$$K_T \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{\mu \omega^2 R^2}{h} \tau_c + \frac{h^3}{12\mu} \left[\frac{1}{K_x} \left(\frac{\partial P}{\partial x} \right)^2 + \frac{1}{K_z} \left(\frac{\partial P}{\partial z} \right)^2 \right]$$

где $\tau_c = 1 + 0,0525 (G Re)^{0,725}$ $G_x = 0,125 Re^{0,07}$

T — температура смазочного слоя; K_T — коэффициент турбулентной теплопроводности.

Принимая температуру цапфы ротора по окружности постоянной, запишем уравнения теплопроводности для подшипника и вала в цилиндрической системе координат.

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial T_1}{\partial \theta} + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(R \frac{\partial T_1}{\partial R} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} = 0;$$

$$\frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(R \frac{\partial T_2}{\partial R} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} = 0.$$

Следуя работе [2], запишем граничные условия для температур. На входе в подшипник при $X=0$ по контуру смазочного слоя $a < y < h$ $T=0$; на остальных границах смазочного слоя

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_r = \text{const} \quad \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_r = \text{const}$$

Последние два условия означают, что на выходе из смазочного слоя температура находится из условия сохранения темпа ее изменения в окрестностях границы. Распределение температур на рабочих поверхностях подшипника и шипа определяются из решения сопряженной задачи теплопереноса в подшипнике, т.е. из совместного решения уравнений распределения тепла в смазочной жидкости и в омываемых ею твердых телах — подшипнике и вале. Принимая, что на границе жидкость — твердое тело температуры и тепловые потоки равны, запишем граничные условия: $y=0$ $T=T_1$ $y=h$ $T=T_2$

$$\frac{\lambda}{h} \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} = \frac{\lambda_1}{R} \left. \frac{\partial T}{\partial R} \right|_{R=R_1} \cdot \frac{\lambda}{2\pi} \int_0^{2\pi} \frac{1}{h} \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=h} dx = \frac{\lambda_2}{R_1} \left. \frac{\partial^2 T}{\partial R} \right|_{R=R_1}$$

На внешних поверхностях подшипника и вала используются граничные условия второго и третьего рода.

Реализация на ЭВМ разработанной математической модели течения смазочной жидкости позволит проанализировать влияние теплообмена на основные характеристики опор турбоагрегата.

Список литературы

1. Константиnescу В.Н. Теория турбулентной смазки и ее обобщение с учетом тепловых эффектов. "Проблемы трения и смазки". 1974, I.
2. Капинос В.М., Рухлинский В.В., Петров В.В. Теплообмен в турбинных опорных подшипниках скольжения, Теплоэнергетика, № 10, 1980, с. 52-54.