

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСЛОВИЙ МОДЕЛИРОВАНИЯ ТРИБОТЕХНИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ СОПРЯЖЕНИЯ ТИПА «ВАЛ – ВТУЛКА» НА МАШИНЕ ТРЕНИЯ СМТ-1

Романов Д.В.

ГОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет», Россия, 190005, г. Санкт-Петербург, 2-я Красноармейская ул., д. 4, e-mail: pikevox@list.ru

В статье определяются основные параметры триботехнического процесса в сопряжении «поршневой палец – втулка», на основании которых проводятся лабораторные испытания на машине трения СМТ-1. Для идентичности процессов в реальном сопряжении и моделируемой паре будет достаточным соблюдение реальных температур и контурных давлений в трибоконтакте. При известных данных – коэффициенте трения при граничном режиме смазывания и температуре поверхности трения вышеуказанного сопряжения, производится расчет: критической нагрузки, обеспечивающей верхний предел температурного режима в сопряжении; средней скорости скольжения поршневого пальца относительно втулки верхней головки шатуна; определяются рамки прикладываемой силы прижатия колодки к поверхности ролика, ограниченной возможностями машины трения и идентичностью температурных режимов; рассчитаны геометрические параметры колодки на основании площади пятна контакта.

Ключевые слова: триботехнический процесс, испытания, трение.

DEFINITION OF «SHAFT - HUB» JOINT TRIBOLOGICAL PROCESS'S MODELING CONDITION ON FRICTION MACHINE СМТ-1

Romanov D.V.

SEI HPE Saint-Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering, Russia, 190005, Saint-Petersburg, 2nd Krasnoarmeyskaya street, b.4, e-mail: pikevox@list.ru

In the article are defined main parameters of tribological process within «shaft - hub» joint, based on which are implemented laboratory experiments on friction machine СМТ-1. For process identity in real joint and simulated joint will be enough temperature and pressure keeping in tribological contact. With known data – friction coefficient for boundary mode lubrication and friction surface temperature of mentioned joint, there were calculated: critical force, which is provide upper joint temperature limit; average sliding velocity piston's shaft about upper crank head hub; are defined scope of pad to roll surface applied force, which is limited by friction machine capabilities and temperature modes identity; are calculated pad geometric parameters based on friction square.

Key words: tribological process, test, friction.

Для получения достоверных данных при проведении лабораторных испытаний необходимо обеспечить идентичность процессов на фрикционном контакте реального сопряжения с процессами на модели.

В качестве модели использовалась пара трения «колодка-ролик», устанавливаемая на машину трения СМТ-1. Одной из наиболее распространённых задач физического моделирования является расчёт масштабного фактора, определяющего количественную связь между режимами работы реального сопряжения и модели в зависимости от геометрических размеров контактирующих элементов трибосистемы.

Основными условиями идентичности процессов в реальном сопряжении и в моделируемой паре трения будут соблюдение реальных температур и равенство контурных

давлений в трибоконтакте [3]. По данным исследований [2], температура поверхности трения поршневого пальца и втулки шатуна двигателя КамАЗ-740 находится в пределах $T_{cp}=180$.

Тепловыделение в трибоконтакте зависит от режима работы сопряжения и определяется по формуле:

$$R = N \cdot V_{ск} \cdot f_{мп} , \quad (1)$$

где R – количество теплоты, выделившееся на контакте в единицу времени, Вт; $V_{ск}$ – скорость скольжения, м/с; $f_{мп}$ – коэффициент трения, при граничном трении $f_{мп}=0,1$.

Количество теплоты, отведённое от сопряжения, можно определить по формуле Ньютона [4]:

$$Q = \alpha \cdot F \cdot (T_1 - T_2) , \quad (2)$$

где Q – количество теплоты, отведённое от ролика в результате конвективного теплообмена, Вт; α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·град); F – площадь поверхности ролика, м²; T_1 – температура поверхности ролика, °К; T_2 – температура окружающего воздуха, °К.

Добиться идентичности температурных характеристик реального сопряжения и моделируемой трибопары можно путём решения уравнения теплового баланса относительно нагрузки $N=N_{кр.т.}$, которая будет являться верхним пределом возможного диапазона нагружения моделируемой трибопары:

$$N_{кр.т.} = \frac{\alpha \cdot F \cdot (T_1 - T_2)}{V_{ск} \cdot f_{мп}} , \quad (3)$$

где $N_{кр.т.}$ – нагрузка, обеспечивающая в моделируемом сопряжении верхний критический предел температуры реального сопряжения $T_1=T_{кр.}$, Н.

Коэффициент теплоотдачи можно определить из критериального уравнения, составленного для случая отдачи тепла стенками труб при поперечном обдуве воздухом [4]:

$$N_u = c \cdot R_e^n , \quad (4)$$

где N_u – критерий Нуссельта; R_e – критерий Рейнольдса; c, n – коэффициенты, определяемые экспериментальным путём.

Подставив значения критериев Нуссельта и Рейнольдса в уравнение, можно получить значение коэффициента теплоотдачи:

$$\alpha = \frac{c \cdot \lambda}{d} \cdot \left(\frac{V_{ск} \cdot d}{\nu} \right)^n , \quad (5)$$

где λ – коэффициент теплопроводности воздуха, $\lambda=2,59 \cdot 10^{-2}$ Вт/м·К; d – диаметр ролика, м; ν – кинематическая вязкость воздуха, $\nu=15,06 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

Определить коэффициенты c и n можно, выразив α из уравнения (2) и подставив его в критериальное уравнение (4):

$$\frac{N \cdot V_{ck} \cdot f_{mp} \cdot d}{F \cdot (T_1 - T_2) \cdot \lambda} = c \cdot \left(\frac{V_{ck} \cdot d}{v} \right)^n. \quad (6)$$

Прологарифмировав данное уравнение, можно представить его в виде степенного полинома:

$$\lg \left(\frac{N \cdot V_{ck} \cdot f_{mp} \cdot d}{F \cdot (T_1 - T_2) \cdot \lambda} \right) = \lg C \cdot \lg \left(\frac{V_{ck} \cdot d}{v} \right)^n. \quad (7)$$

Подставляя экспериментальные значения переменных в уравнение (7) и аппроксимируя результаты по методу наименьших квадратов, находим значение коэффициентов, и, поставив (5) в (3), окончательно получим:

$$N_{кр.м.} = \frac{77 \cdot \lambda}{d} \cdot \left(\frac{V_{ck} \cdot d}{v} \right)^{0.13} \cdot \frac{F \cdot (T_{кр} - T_г)}{V_{ck} \cdot f_{mp}}, \quad (8)$$

где $T_{кр}$ – температура в зоне бобышек поршня при работе двигателя КамАЗ-740 на режиме номинальной мощности, °К; $T_г$ – температура окружающего воздуха, °К.

Поверхность охлаждения ролика определяется по формуле:

$$F = \pi \cdot d \cdot \left(b + \frac{d}{2} \right), \quad (9)$$

где d – диаметр ролика, м; b – ширина ролика, м.

Вторым необходимым условием достижения идентичности условий трения в сопряжении и моделируемой паре является равенство напряженных состояний трибоконтакта [1], которое при прочих равных условиях определяется равенством контурных давлений [3; 5].

Для подшипников скольжения для расчётов контурных давлений можно использовать формулу:

$$P_c^p = \left(\frac{N_p}{D \cdot l} \right), \quad (10)$$

где P_c^p – контурное давление в реальном сопряжении, Па; N_p – нормальная нагрузка на подшипники, Н; D – диаметр поршневого пальца, м; l – длина втулки, м.

Для моделируемой пары трения (типа «колодка-ролик») после тщательной обработки контурная площадь будет соответствовать номинальной, а давление будет определяться по формуле:

$$P_c^m = \left(\frac{N_m}{F_m} \right), \quad (11)$$

Поршневой палец (сталь 12ХН2)	180	0,1	1	867	800	50	$29,6 \cdot N_m$
Втулка ВГШ (Бр ОС10-10)							

Определение основных размеров колодки производилось с использованием формулы для определения площади трибоконтакта колодки с роликом:

$$F_{кол} = \frac{\pi \cdot D \cdot h}{180} \cdot \arcsin \frac{b}{D}, \quad (16)$$

где $F_{кол}$ – площадь контакта, определённая из условий моделирования, мм²; D – диаметр ролика, мм; h – ширина колодки, мм; b – длина колодки, мм.

Таким образом, полученные параметры моделирования трения в сопряжении «поршневой палец – втулка» позволяют создать при лабораторных исследованиях максимально приближенные условия процесса трения, происходящие в реальном сопряжении, тем самым свести к минимуму ошибку результатов опытов.

Список литературы

1. Гаркунов Д.Н. Триботехника. – М. : Машиностроение, 1985. – 424 с.
2. Елисеев А.И. Обеспечение работоспособности цилиндропоршневой группы дизелей КамАЗ при их форсировании наддувом : дис. ... канд. техн. наук. - Л., 1984. – 285 с.
3. Михин Н.М. Выбор нагрузки при моделировании внешнего трения // Моделирование трения и износа : сб. / под общ. ред. А.В. Чичинадзе. - М. : Машиностроение, 1983. – 183 с. : ил.
4. Техническая термодинамика. Часть 1. Основные законы термодинамики. Циклы тепловых двигателей : учебное пособие / СПбГТУРП. – СПб., 2011. – 149 с. : ил. 52.
5. Чичинадзе А.В., Браун Э.Д., Михин Н.М. К вопросу выбора нагрузки при моделировании трения // Трение твердых тел : сб. – М. : Наука, 1961. - С. 45.

Рецензенты:

Котиков Ю.Г., д.т.н., профессор, преподаватель кафедры «Транспортные системы» ГОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет», г. Санкт-Петербург.

Евтюков С.А., д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Наземные транспортно-технологические машины» ГОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет», г. Санкт-Петербург.