02.05.2020г. Лекция №65. **Практическая работа №13.**

***«Исследование подшипника скольжения»***

***1. Цель работы***

- Изучить работу подшипника скольжения в режиме жидкостного трения.

- Определить коэффициент трения в зависимости от удельной нагрузки.

- Построить графики зависимости *f=f(p)* на основании теоретической зависимости и по опытным данным.

***2. Теоретические положения***

Момент трения и тепловыделение в подшипнике растут с ростом коэффициента трения. Коэффициент трения будет наименьшим при переходе от граничного трения к жидкостному (рис. 1). При жидкостном трении трущиеся поверхности полностью разделены слоем смазки.

Жидкостное трение может быть осуществлено за счет:

а) подачи масла в зазор между цапфой и втулкой под таким давлением, которое уравновесило бы нагрузку на подшипник (гидростатический подпор);

б) создания таких условий, при которых внутри масляного слоя появляется противодавление необходимой величины (гидродинамический подпор).



Рис. 1. Зависимость коэффициента трения в подшипнике

от характеристики режима работы подшипника

В данном случае исследуется работа подшипника в режиме жидкостного трения. Теоретическим путем установлена зависимость среднего коэффициента трения в подшипнике от геометрических параметров подшипника и характеристики режима работы в виде



где ∆ – диаметральный зазор в подшипнике, мм;

*d*– диаметр шипа, мм;

 – характеристика режима работы подшипника (величина безразмерная).

Здесь μ – динамическая вязкость масла, Пас;

*n –* частота вращения шипа, рад/с;

*p –*удельная нагрузка в подшипнике, МПа.

ω – угловая скорость шипа, с–1

Из формулы (1) следует, что коэффициент трения в подшипнике данного размера зависит от характеристики режима работы подшипника (см. рис. 1). Вязкость масла μ, определяемая значением температуры, является регулирующим фактором, способствующим удерживанию режима жидкостного трения.

При увеличении λ от λ2 до λ1, например, из-за изменения *n* или *p*,значение *f*возрастает от *f*2до *f*1. В результате увеличивается количество выделяемого тепла и, следовательно, уменьшается вязкость масла, а это вызывает уменьшение λ и соответственно уменьшение *f*. При этом количество выделяемого тепла падает, вязкость увеличивается, снова растет коэффициент трения и т.д.

Следовательно, режим работы подшипника автоматически регулируется изменением вязкости масла μ. При λ ниже λкр возникает разрыв масляной пленки и наступает режим граничного трения.

Работа подшипника в этом режиме весьма неустойчива, характеризуется резкими изменениями коэффициента трения и повышенным износом.

Экспериментальное значение коэффициента трения в подшипнике может быть определено по уравнению



где δ– показание нижнего индикатора (число делений);

*F*– показание нагрузочного динамометра, Н.

***3. Основные правила по технике безопасности***

- Запрещается открывать заднюю крышку при работающем электродвигателе.

- Не включать установку под нагрузкой.

- Нагружение подшипника производить только при работающем двигателе.

- Не включать установку до устойчивой подачи масла (30…40 капель в минуту).

- Кран на маслопроводе открывать до пуска установки и закрывать после полной остановки.

- Работа на установке разрешается только в присутствии преподавателя.

***4. Описание установки***

Для исследования подшипника используется установка ДМ 29 М (рис. 2 и 3). От электродвигателя *12*, (рис. 3) размещенного внутри корпуса *1*, вращение передается через трехступенчатую клиноременную передачу *13* шпинделю. Натяжение ремней производится винтовым устройством, поворачивающим раму, на которой установлен электродвигатель.

Шпиндель, вращающийся в двух шарикоподшипниковых опорах, установленных в корпусе, имеет консольно расположенный рабочий участок (шип), который несет на себе обойму *15* с подшипниковой втулкой *16*. Эта втулка вместе с шипом образует исследуемый подшипник скольжения, для нагружения которого используются винт *9*, рукоятка *8* и тяговый параллелограмм 19. Для измерения радиального усилия на подшипник используется динамометр *10*, установленный между винтом и параллелограммом. При вращении рукоятки винт перемещается вверх и через динамометр и параллелограмм передает усилие на подшипник. Шкала динамометра градуирована в кгс (1 кгс = 9,81 Н  10 Н).



Рис. 2. Установка ДМ29М: *1* – корпус; *2*– панель управления; *3* – кнопки включения-выключения
электродвигателя; *4* – включатель сети; *5* – винт регулировочный; *6* – кронштейн нижний; *7*, *10* – индикаторы;

*8* – рычаг измерительный; *9* – кронштейн верхний; *11* – рукоятка; *12* – винт нагружения;
*13* – динамометр; *14*– груз балансирный



Рис. 3. Схема установки: 1 – корпус; 2 – винт регулировочный; 3 – кронштейн нижний;

4, 7 – индикаторы; 5 – рычаг измерительный; 6 – кронштейн верхний; 8 – рукоятка; 9 – винт нагружения; 10 – динамометр;11 – груз балансирный; 12 – электродвигатель; 13 – клиноременная передача; 14 – шпиндель; 15 – обойма; 16 – втулка подшипника;

17 – краник; 18 – бачок; 19 – параллелограмм тяговый

Для определения момента трения в подшипнике имеется измерительное устройство (см. рис. 3), состоящее из закрепленных на обойме *15* измери­тельного рычага *5* и балансирного груза *11*, нижнего качающегося кронштейна *3* с регулировочным винтом *2*, измерительной пружиной и индикатором *4*, а также неподвижного верхнего кронштейна *6*с индикатором *7*. При вращении шпинделя *14* за счет момента трения на подшипнике измерительный рычаг давит на пружину и через нее – на ножку индикатора, по показаниям которого определяется ве­личина момента трения. Верхний индикатор *7* служит для контроля установки рычага в исходное положение.

Для смазки подшипника используется масло, заливаемое в бачок *18*, откуда оно самотеком по шлангу через запорный краник *17* поступает в приемную воронку подшипника.

Техническая характеристика испытуемого подшипника: диаметр шипа 60 мм, длина шипа 60 мм, диаметральный зазор ∆ = 0,11 мм, материал вала – сталь 45 по ГОСТ 1050-88, материал втулки – бронза Бр АЖ 9–4 по ГОСТ 18175-78. Длина измерительного рычага *8* равна 310 мм. Усилие нагружения – от 50 до 500 кгс. Частота вращения вала – 760; 1350; 2400 мин -1.

Электродвигатель типа A02–12–4 мощностью *Р*= 0,8 кВт с частотой вращения 1350 мин–1.

***5. Методика проведения испытаний и обработка результатов***

Изучить устройство испытательной установки, вычертить схему и составить ее описание.

Заполнить табл.1 отчета. Марка масла сообщается преподавателем. Обычно применяется масло индустриальное 20 с динамической вязкостью μ30 = 17∙103 Пас.

Вычислить и занести в табл. 2 отчета величины средних удельных нагрузок , МПа, в подшипнике для усилий нагружения *F*от 50 до 5000 Н с интервалом 500 Н (*d* и *l* в м).

По формуле (1) вычислить коэффициент жидкостного трения *f*для соответствующих величин *р*при частоте вращения шипа 760; 1350; 2400 мин-1.

Построить график зависимости по формуле (1).

Проверить готовность установки к работе. Залить масло в систему смазки подшипника. Уравновесить балансирным грузом *14* (см. рис. 3) массу измерительного рычага *8* и выставить его в горизонтальное положение. Подвести винтом качающийся кронштейн так, чтобы изме­рительная пружина вошла в соприкосновение с пяткой рычага, и вы­ставить на нуль нижний *7* и *10* верхний индикаторы.

Подать масло каплями в подшипник (примерно 30...40 капель в минуту) и включить электродвигатель. Нагрузить подшипник усилием 500 Н и дать проработать 3...5 минут. Затем с помощью винта качающегося кронштейна вывести верхний индикатор на нуль и записать показание индикатора в табл. 2 отчета.

Нагрузить ступенями через 500 Н подшипник и в табл. 2 отчета записать показания нижнего индикатора.

*Примечание.* На каждой ступени нагружения с помощью винта качающегося кронштейна необходимо выво­дить верхний индикатор на нуль.

По формуле (2) определить коэффициент трения для всех случаев нагружения и занести в табл. 2 отчета.

Построить график зависимости  по формуле (2).

***6. Содержание и оформление отчета***

6.1  Титульный лист.

6.2  Цель работы.

6.3  Кинематическая схема установки.

6.4. Расчетные уравнения





Таблица 1. Характеристика подшипника

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Материал | шипа |     |
|   | втулки |   |
| Номинальный диаметрподшипника *d*, мм |   |
| Длина шипа *l*, мм |   |
| Диаметральный зазор вподшипнике ∆, мм |   |
| Наименование и марка масла |   |
| Динамическая вязкость масла при расчетной температуре Описание: http://www.detalmach.ru/lab20.files/image014.gif, Пас |   |

Таблица 2. Результаты испытаний подшипника

|  |  |
| --- | --- |
| Нагрузка на подшипник *F*, Н |   |
| Удельная нагрузка *р*, МПа |   |
| Показание нижнего индикатора δ, делений |   |
| Коэффициент трения экспериментальный (формула (2)) |   |
| Коэффициент трения расчетный (формула (1)) |   |

Графики зависимости  по экспериментальным и расчетным данным

|  |
| --- |
| f            p, Мпа |

***7. Вопросы для самоконтроля***

1. Чем объясняется устойчивый характер жидкостного трения в подшипнике?

2. Есть ли соответствие между расчетным и экспериментальным коэффициентами трения для исследуемого режима работы подшипника?

3. Какие смазочные материалы применяют в подшипниках скольжения?

4. Что представляют собой динамическая и кинематическая вязкость и в каких единицах они измеряются?