

ИССЛЕДОВАНИЕ ЩЕЛЕВЫХ УПЛОТНЕНИЙ С ПЛАВАЮЩИМИ ВТУЛКАМИ

В щелевых уплотнениях с плавающими втулками (ЩУСПВ) радиальный зазор δ уменьшается по сравнению с зазором в обычных щелевых уплотнениях за счет самоустанавливания втулки во время работы. Вместе со значительным сокращением утечек жидкости появляются трудности в определении фактической величины δ . В ЩУСПВ величина δ соизмерима с величиной отклонения поверхностей, образующих зазор, от цилиндрической (овальностью, огранкой, конусностью и т. п.), поэтому реальная форма зазора не может рассматриваться как кольцевая. Деформация плавающей втулки под действием сил давления уплотняемой жидкости усугубляет искажение кольцевой формы зазора. Поэтому зазор δ , по которому рассчитываются основные показатели уплотнения, не может быть определен непосредственным обмером.

При исследовании нами ряда ЩУСПВ для валов диаметром d 0,05 м; 0,2 м; 0,21 м, длиной щели l 0,0265 м; 0,0295 м и 0,0435 м в диапазоне изменения перепада давления P уплотняемой жидкости (газотурбинного масла ГОСТ 10289—62) от $5 \cdot 10^4$ кг/м² до 10^6 кг/м² радиальные зазоры δ были определены с необходимой для расчетов степенью точности на основании предварительных проливов уплотнений при неподвижном роторе. Этот метод основывается на сопоставлении в зависимости коэффициента сопротивления λ от числа Рейнольдса, полученных для зазора δ' , определенного непосредственным обмером, и фактического зазора δ .

В известной зависимости для ламинарного осевого течения жидкости в радиальном зазоре

$$\lambda = \frac{B}{Re} \quad (1)$$

коэффициент B равен 96. При обработке экспериментов λ может быть определен из уравнения потерь давления в щели

$$\frac{P}{\rho} = \xi \frac{v^2}{2} + \frac{\lambda l}{2\delta} \cdot \frac{v^2}{2} \quad (2)$$

Если учесть, что скорость жидкости в зазоре $v = \frac{Q}{\pi d \delta}$ и решить уравнение (2) относительно λ , то получим

$$\lambda = \frac{4P}{\rho l} \left(\frac{\pi d}{Q} \right)^2 \cdot \delta^3 - \frac{2\delta}{l} \xi \quad (3)$$

В формулах (2) и (3) ρ — массовая плотность; ξ — коэффициент потерь давления на входе в уплотнение и выходе из него, Q — объемный расход. В проведенных исследованиях было получено, что второй член в уравнении (3) $\frac{2\delta}{l} \xi$ на порядок и более меньше первого члена. Поэтому им можно было пренебречь и принять, что λ пропорционально δ^3 . Если радиальный зазор δ' определен с погрешностью, то в зависимости (1) коэффициент $B \neq 96$, а пропорциональность λ' и δ'^3 сохраняется. Из приведенного следует

$$\frac{\lambda}{\lambda'} = \frac{96}{B'} = \left(\frac{\delta}{\delta'} \right)^3,$$

откуда

$$\delta = \delta' \sqrt[3]{\frac{96}{B'}}.$$

Для нахождения δ с требуемой точностью следует провести соответствующее количество последовательных приближений. В проведенных

исследованиях зазор δ был в пределах от $0,035 \cdot 10^{-3}$ м до $0,18 \cdot 10^{-3}$ м и определялся с точностью до 10^{-7} м.

Если втулка, образующая с валом зазор, деформируется под действием сил давления, то коэффициент B в зависимости (1) на основании наших исследований выражается $B = 96 l^{кр}$. Коэффициент K в показателе степени числа e (основание натуральных логарифмов) характеризует эпюру распределения давления жидкости в радиальном зазоре, от формы которой зависит деформация втулки. В исследованных ЩУСПВ K изменялся от $0,7 \cdot 10^{-6}$ до $3,1 \cdot 10^{-6}$. Кроме того, обнаружено, что число Re в зависимости (1) имеет показатель степени b , изменяющийся от 1 до 1,7.

Таким образом, на основании исследований ЩУСПВ при неподвижном роторе найден способ определения радиального зазора и уточнена зависимость λ от Re , учитывающая деформацию деталей, образующих зазор:

$$\lambda = \frac{96 \cdot e^{Kp}}{Re^b};$$

А. И. Белоусов, Г. Ф. Несолонов,
А. Б. Макушин, Д. Е. Чегодаев

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ СОЗДАНИЯ ПНЕВМОСТАТИЧЕСКИХ АМОРТИЗАТОРОВ

Пневмостатические амортизаторы предназначены для гашения различных видов низкочастотных колебаний, когда перемещение плунжера амортизатора составляет 50÷70% полной высоты корпуса амортизатора и где другие типы амортизаторов (резиновые, механические) не могут быть применены. Кроме того, пневмостатические (гидростатические) амортизаторы являются активными, так как позволяют изменить параметры (жесткость) в процессе работы изменением давления на входе и диаметра жиклера.

Проведены теоретические исследования статических характеристик пневмостатических амортизаторов при различных комбинациях режимов течения газа в дросселирующем элементе и выходной щели в зависимости от конструкции, нагрузки и давления на входе. При работе пневмостатических амортизаторов можно выделить пять расчетных схем по режиму течения газа. Получены зависимости несущей способности статической жесткости, относительного давления в камере от хода амортизатора при различных значениях параметров амортизатора и заданных значениях относительного давления окружающей среды.

С целью проверки теоретических исследований статических и динамических характеристик пневмостатических амортизаторов изготовлена установка для исследования пневмостатических амортизаторов как одностороннего, так и двухстороннего действия с различным числом блоков амортизатора.

Установка для исследования амортизаторов двухстороннего действия состоит из трех блоков амортизаторов, сдвинутых на 120° относительно друг друга.

Блок амортизаторов имеет две независимые камеры, в которые жидкость (сжимаемая или несжимаемая) подается от общей магистрали по независимым трубопроводам через штуцер и жиклер. Жидкость вытекает из камеры через кольцевой зазор между корпусом и плунжером. Условия течения жидкости в камере можно изменять за счет постановки жиклеров различного диаметра в штуцер.