

А. И. БЕЛОУСОВ, С. С. ГРАНИН, А. В. РАВИЧ

О КОЭФФИЦИЕНТЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ ЩЕЛЕВЫХ УПЛОТНЕНИЙ С ПЛАВАЮЩИМИ ВТУЛКАМИ

Щелевые уплотнения получили широкое распространение для герметизации валов гидромашин благодаря своей простоте и надежности.

При течении жидкости в зазоре уплотнения, образованном расточкой в корпусе и валом, происходит падение давления жидкости, обусловленное сопротивлениями на входе и выходе из щели, сопротивлением трения жидкости и скоростным напором. Щелевое уплотнение, строго говоря, является не уплотнением, а средством повышения гидравлического сопротивления на пути потока.

При малых расходах жидкости наиболее существенными являются потери на трение. Их можно выразить уравнением Дарси-Вейсбаха:

$$p = \lambda \frac{l}{2\delta} \frac{\rho u^2}{2}, \quad (1)$$

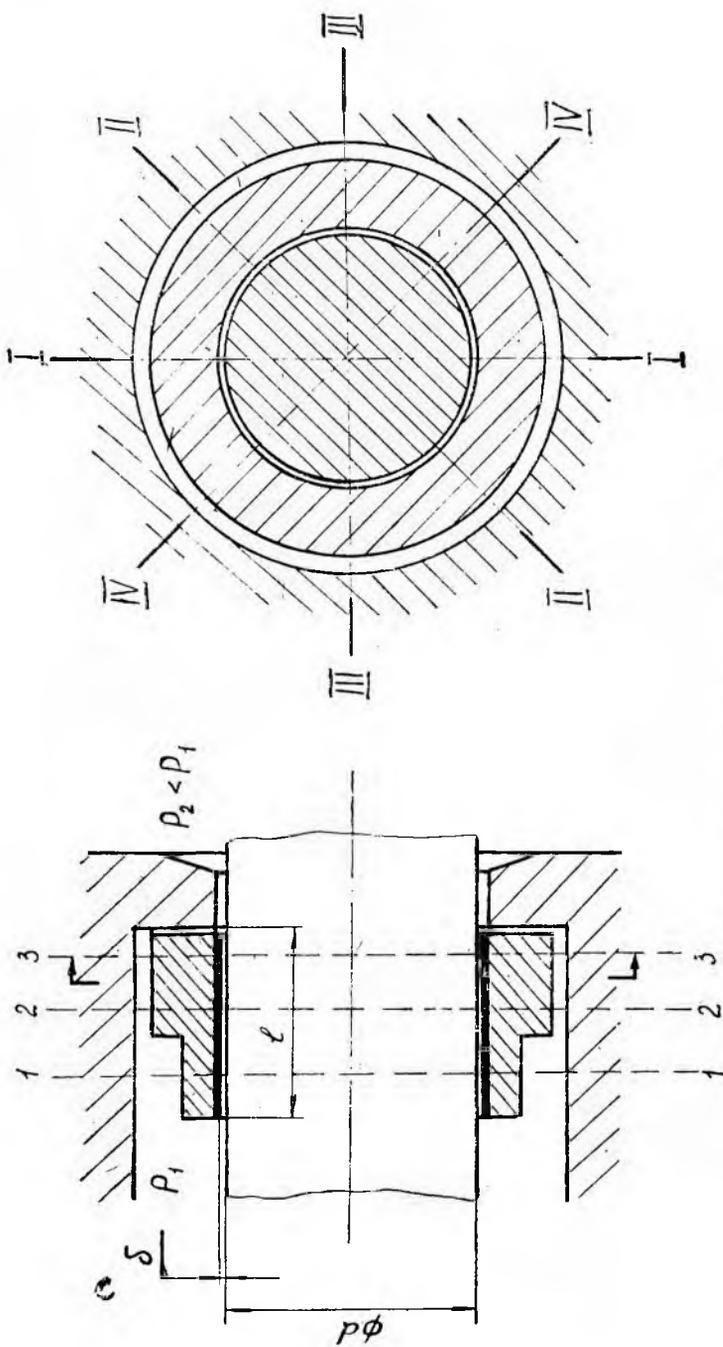
где p — перепад давления в щелевом уплотнении;

ρ — плотность жидкости;

l и δ — длина и радиальный зазор уплотнения;

u — скорость течения жидкости в зазоре.

Недостаток щелевых уплотнений с фиксированными стенками заключается в том, что радиальный зазор должен быть больше возможных смещений вала относительно корпуса, вызванных наличием эксцентриситета, радиального и углового биения вала, перекоса осей деталей, образующих зазор. Поэтому в последнее время используются щелевые уплотнения с так называемой «плавающей втулкой» (фиг. 1), в которых зазор образуется наружной поверхностью вала и внутренней поверхностью втулки, свободно посаженной на вал и прижимаемой давлением жидкости в осевом направлении к фланцу корпуса. Такая конструкция позволяет



Фиг. 1. Схема уплотнения с плавающей втулкой.

применять в уплотнении зазор значительно меньше возможного радиального перемещения вала, так как при смещении вала плавающая втулка под действием гидродинамических сил смещается в том же направлении. Ось плавающей втулки в пределах радиального зазора совпадает с осью вращения вала, хотя геометрическая ось корпуса может не совпадать с осью вращения.

Поскольку смещение ротора, как правило, возможно только в момент изменения режима работы машины, то и смещение втулки будет происходить в это же время. Циклические смещения вала на постоянном режиме, например от дисбаланса, будут вызывать циклические смещения втулки.

Количественное уменьшение зазора в щелевом уплотнении с плавающей втулкой по сравнению с зазором в уплотнении с фиксированными стенками приводит к значительным качественным изменениям процессов течения жидкости в зазоре, что должно отразиться на методах расчета подобных уплотнений. Кроме того, в щелевых уплотнениях с плавающими втулками, которые применяются, как правило, при больших перепадах давления жидкости и высоких скоростях вращения, от воздействия давления и температуры существенно могут измениться геометрические размеры поверхностей, образующих зазор, что также необходимо учитывать в расчетах.

Для определения важнейших параметров щелевых уплотнений — расхода жидкости и потерь мощности на трение — при заданном перепаде давления достаточно знать величину коэффициента сопротивления λ . Обычно λ определяется как функция числа Рейнольдса Re .

Для кольцевой щели при ламинарном течении жидкости

$$\lambda = \frac{96}{Re}. \quad (2)$$

При турбулентном течении жидкости в кольцевом зазоре используется зависимость Блазиуса для гладких труб:

$$\lambda = \frac{0.3164}{Re^{0.25}}. \quad (3)$$

Последняя зависимость, как показано в [1], является приближением более общего закона:

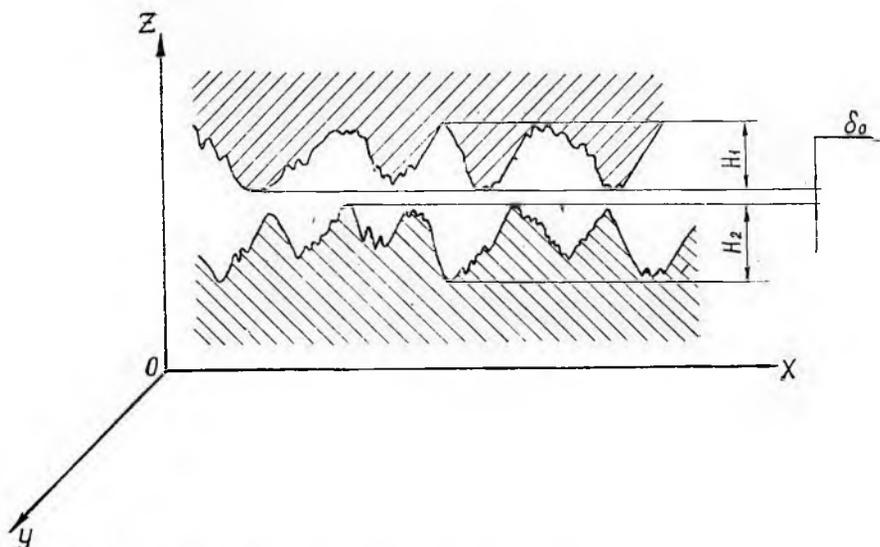
$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = \frac{1}{\sqrt{8\alpha}} \ln(Re \cdot \sqrt{\lambda}) + B, \quad (4)$$

где $\alpha \approx 0,4$ — коэффициент Кармана;

B — коэффициент, зависящий от формы и расположения неоднородностей обтекаемых стенок.

Указанные функциональные зависимости для течения жидкости в щели при наличии эксцентриситета и вращения вала по рекомендациям многочисленных работ [2—5] корректируются дополнительными коэффициентами. При этом в щели предполагается

наличие свободного пространства δ_0 (фиг. 2), ограниченного вершинами неровностей поверхностей. Локальные свойства поверхностей стенок, течение между неровностями, движение стенок и т. д. учитываются постоянным потоком импульса возмущений, накладываемого на основной поток в зазоре δ_0 . В уплотнении с плавающей втулкой в пределе может быть получен канал, в котором контактируют максимальные неровности стенок. Тогда величина зазора δ_0 становится равной нулю. Если для расчета принять подобную модель (см. фиг. 2), то течение жидкости вдоль оси y будет происходить под действием перепада давления p вдоль кана-



Фиг. 2. Схема координат щелевого уплотнения.

лов, образованных неровностями H . Протяженность этих каналов в направлении оси y ограничена высотами неровностей — кольцевыми рисками в плоскостях вращения вала.

В этом случае перепад давления на уплотнении можно представить в виде

$$p = \sum_{i=1}^n \Delta p_i + \sum_{j=1}^k \Delta p_j, \quad (5)$$

где n — число каналов, ориентированных в направлении оси y ;

k — число неровностей в направлении оси x ;

Δp_i — потери давления при течении жидкости в i -том канале;

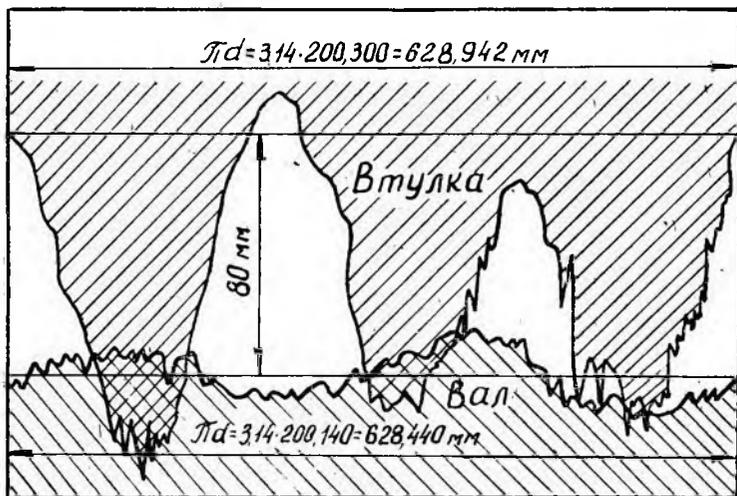
Δp_j — потери давления при переходе жидкости из одного канала в другой.

Движение одной из поверхностей в направлении оси x (вращение вала) накладывает определенные возмущения на течение

жидкости в направлении оси y , интенсивность которых зависит от скорости движения стенки.

Рассматривая течение в каждом канале щелевого уплотнения, можно получить основные характеристики течения жидкости в уплотнении. Критический режим течения в каналах будет наступать при малых значениях чисел Рейнольдса, так как в гидродинамическом отношении тангенциальные разрывы — поверхности, на которых скорость испытывает скачок, оказываются весьма неустойчивыми [6].

Анализ течения в подобных каналах позволит сделать количественную оценку влияния сил взаимодействия между поверхностями



Фиг. 3. Профилограмма поверхностей уплотнения.

ми и жидкостью, так как расстояние, на котором они проявляются (по данным [7] порядка микрона), становится соизмеримым с характерными размерами каналов.

Может быть принята другая модель для расчета щелевого уплотнения с использованием эквивалентного зазора δ^* , определенного по фактической площади проходного сечения в направлении оси вращения

$$\delta^* = \frac{F}{\pi d_{\text{ср}}}, \quad (6)$$

где F — фактическая площадь проходного сечения щели, полученная обмером поверхностей, образующих зазор;

$d_{\text{ср}}$ — средний диаметр щели.

В этом случае картина течения в зазоре схематически может быть сведена к течению обычного вида в кольцевых зазорах.

Результаты обмеров поверхностей одного щелевого уплотнения с плавающей втулкой, изготовленного в промышленных условиях (фиг. 3, 4), показывают, что возможно определить все необходимые геометрические данные щели для расчета по одной из предлагаемых схем.

Отклонение поверхности вала и втулки от окружности составляет соответственно до 5 и 20–90 мк. Замеры производились в трех поясах и четырех сечениях, в каждом поясе в соответствии с фиг. 1. Из профилограммы поверхностей плавающей втулки и вала (фиг. 3) видно, что неровности поверхностей, образующих зазор, двоякого рода — крупная, высотой 20–130 мк, полученная, видимо, в результате деформации детали при обработке в трехкулачковом патроне, и мелкая, высотой до 20 мк, полученная, видимо, в результате влияния вибраций при обработке деталей. В отдельных местах неровности поверхностей вала и втулки перекрывают друг друга. Величина перекрытия достигает 40 мк. Как показывают профилограммы поверхностей вала и втулки (фиг. 4), снятые профилометром — профилографом «Калибр ВЭИ» в направлении оси вращения, результатом перекрытия являются кольцевые риски, расположенные вдоль образующей цилиндров с шагом 1,5–3 мм.

Средний диаметр щели в уплотнении равнялся 200, 22 мм, эквивалентный зазор δ^* , определенный по профилограмме на фиг. 3, равен 26,2 мк. Значение δ^* , определенное по замерам диаметров поверхностей в среднем поясе и четырех сечениях, отличается от замеренного по профилограмме на 5%; следовательно, оба способа определения δ^* равноценны.

Проведены испытания описанного выше щелевого уплотнения с плавающей втулкой на газотурбинном масле при изменении перепада давления до 100 кг/см² и окружной скорости до 80 м/сек.

В каждой точке эксперимента замерялся перепад давления на уплотнении, расход жидкости через уплотнение, обороты вала, температура жидкости на входе и выходе из зазора.

При обработке результатов испытаний коэффициент сопротивления λ определялся из уравнения (1), а число Рейнольдса по формуле

$$Re = \frac{2\delta^* \cdot u}{\nu},$$

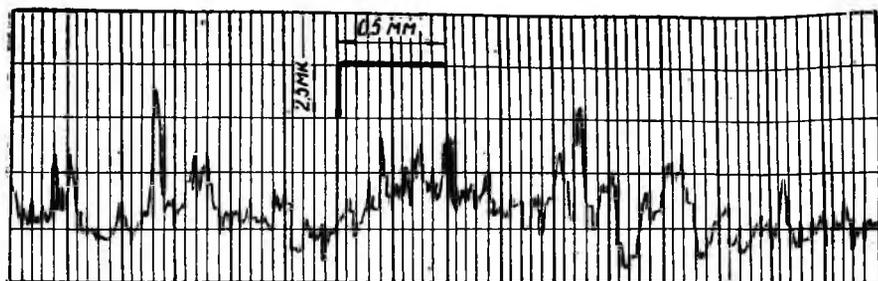
где ν — коэффициент кинематической вязкости жидкости.

Скорость течения жидкости в зазоре находилась с учетом вращения вала:

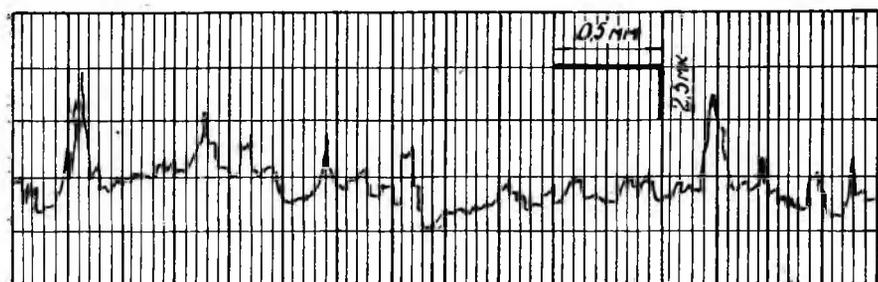
$$u = \sqrt{u_x^2 + u_y^2},$$

где $u_x = \frac{1}{2} \frac{\pi d N}{60}$ — половина окружной скорости вращения вала;

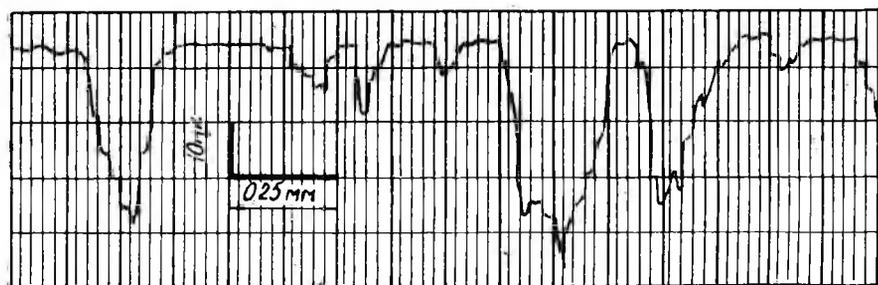
N и d — обороты и диаметр вала;



a)



б)



в)

Фиг. 4. Профилограммы поверхностей уплотнения.

$u_y = \frac{Q}{F}$ — осевая составляющая скорости потока жидкости
в зазоре;

Q — расход жидкости через уплотнение.

Параметры уплотняемой жидкости определялись при средней температуре жидкости в зазоре, равной полусумме температуры на входе и выходе из зазора.

В результате проведенного экспериментального исследования описанного щелевого уплотнения с плавающей втулкой установлена зависимость коэффициента сопротивления λ от числа Рейнольдса в виде

$$\lambda = \frac{5,2}{Re^{1,3}}. \quad (7)$$

Зависимость (7) имеет место до $Re \approx 200$.

ЛИТЕРАТУРА

1. А. С. Монин, А. М. Яглом. Статистическая гидромеханика, ч. 1, «Наука», М., 1965.
2. А. М. Голубев. О движении вязкой несжимаемой жидкости в коротких подшипниковых щелях при ламинарном и турбулентном режимах течения. Труды конференции по трению и износу в машинах, т. 3, «Гидродинамическая теория смазки. Опоры скольжения. Смазка и смазочные материалы», М., АН СССР, 1960.
3. Е. И. Кожевникова. Исследование гидравлических сопротивлений узких щелей. Труды ВИГМ, вып. XXIV, М., 1959.
4. И. Д. Полоцкий. О коэффициенте сопротивления кольцевых цилиндрических щелей. Труды ВИГМ, сб. НТИ по гидромашиностроению, вып. 5 (II), М., 1959.
5. А. И. Белоусов. Определение осевого расхода жидкости при вращении вала. «Известия вузов», серия «Авиационная техника», № 3, 1964.
6. Л. Д. Ландау, Е. М. Лифшиц. Механика сплошных сред. ГИТТЛ, М., 1953.
7. А. С. Ахматов. Молекулярная физика граничного трения. Госиздат ФМЛ, М., 1963.