

УЧЕТ ВЛИЯНИЯ КРИТИЧЕСКОГО ИСТЕЧЕНИЯ ПРИ РАСЧЕТЕ ДЕФОРМАЦИЙ УПЛОТНИТЕЛЬНОГО КОЛЬЦА

Фалалеев С.В., Виноградов А.С., Вигурский А.В.

Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

При разработке уплотнений наиболее сложной и важной задачей для конструктора является достижение совпадения расчетных и экспериментальных данных с заданной точностью. Только в этом случае возможно на этапе проектирования осуществить оптимизацию параметров уплотнения. В рамках поставленной задачи необходимо выделить и последовательно рассмотреть те составляющие общей совокупности нагрузок, которые оказывают заметное влияние на деформацию кольца.

В качестве примера в статье рассматривается сухое газовое уплотнение со спиральными канавками. Перепад давления, при котором обычно работает такое уплотнение, находится в интервале от 0,1...0,3 МПа до 5...8 МПа. В уплотнительном зазоре можно выделить две характерные зоны: зона подшипника (участок со спиральными канавками) и зона уплотнения (бесканавочный участок). На участке со спиральными канавками обеспечивается возникновение газодинамической поддерживающей силы, которая при величине зазора, составляющего примерно треть от глубины спиральных канавок, возрастает, по мере его уменьшения, и препятствует возникновению сухого трения в уплотнении. Отношение давлений на входе и выходе из этого участка не сильно отличается от единицы. На втором, бесканавочном, участке уплотнения срабатывается весь перепад давления, происходит разгон потока в радиальном направлении, в результате чего в выходном сечении скорость истечения может достигнуть скорости звука и, как следствие этого, образоваться скачок уплотнения. Сравнение эпюр давления в случае учета критического истечения и без него показано на рис. 1.

Укрупненно уплотнительная щель может подразделяться на два основных типа: конфузорную и диффузорную. В диффузорном зазоре скорость звука достигается на входе в щель и все течение должно рассматриваться как звуковое; однако уплотнение с такой формой зазора обладает отрицательной статической жесткостью и является неустойчивым. Для вновь создаваемого уплотнения такая форма является неприемлемой и ее стараются избегать. В конфузорном зазоре скорость звука может быть достигнута лишь на выходе из щели и

течение газа в зазоре рассматривается как дозвуковое. Поэтому в дальнейшем будем рассматривать только конфузорный зазор.

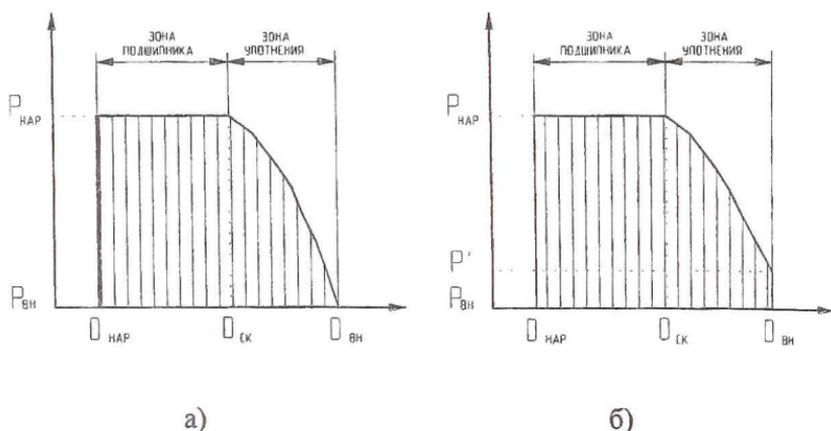


Рис. 1. Сравнение эпюр распределения давления при докритическом (а) и критическом (б) истечении газа

В качестве моделей истечения газа из щели рассматривают изоэнтропическую и изотермическую модели. Ряд отечественных и зарубежных исследователей считает, что при небольшой величине зазора, обычной для работы уплотнения ГТД, следует пользоваться изотермической моделью. Т. к. в правильно спроектированном торцовом уплотнении со спиральными канавками рабочая величина зазора всегда меньше, чем 5 мкм, очевидно следует применять изотермическую модель.

Для определения давления на выходе из уплотнительной щели при критическом истечении газа в уравнение состояния подставляется формула для расчета утечек, полученная из уравнения Рейнольдса [1]:

$$Q = \frac{\pi \cdot H^3}{12 \cdot \mu \cdot R \cdot T} \cdot \frac{1}{\int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r \cdot A_0 \cdot \left(1 - B \cdot \left(\frac{r}{r_1} - 1\right)\right)^3}} \cdot \left[P_2^2 - P_1^2 + 2 \cdot \Lambda \cdot P_2^2 \int_{r_1}^{r_2} \frac{B_0 \cdot r \cdot dr}{A_0 \cdot \left(1 - B \cdot \left(\frac{r}{r_1} - 1\right)\right)^2} \right]$$

Окончательно получаем квадратное уравнение, в котором в качестве переменной выступает давление на выходе из уплотнительной щели P_1 (для удобства дальнейших вычислений рассматривается

относительное давление равно отношению величины давления P'_1 к величине внешнего давления P_2 :

$$\frac{1}{\int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r \cdot A_0 \cdot \left(1 - B \cdot \left(\frac{r}{r-1}\right)^3\right)} + \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r \cdot H^3}} \cdot \left(\frac{P'_1}{P_2}\right)^2 + \frac{24 \cdot a \cdot R_1 \cdot H_1 \cdot \mu}{H_{\text{min}}^3 \cdot P_2} \cdot \left(\frac{P'_1}{P_2}\right) - \frac{1 + 2 \cdot \lambda \cdot \int_{r_1}^{r_2} \frac{B_0 \cdot r \cdot dr}{A_0 \cdot \left(1 - B \cdot \left(\frac{r}{r-1}\right)^2\right)}}{\int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r \cdot A_0 \cdot \left(1 - B \cdot \left(\frac{r}{r-1}\right)^3\right)} + \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r \cdot H^3}} = 0$$

Решая полученное уравнение, получаем величину скачка уплотнения в выходном сечении. Величина скачка зависит от действующего на уплотнительное кольцо перепада давления (рис. 2). Без учета критического истечения давление на выходе сохраняется постоянным, в противном случае оно, начиная с некоторого значения, начинает увеличиваться вместе с ростом перепада. В рассматриваемой конструкции давления на выходе из щели отличаются друг от друга более чем в 3 раза (перепад давления составляет 7 МПа).

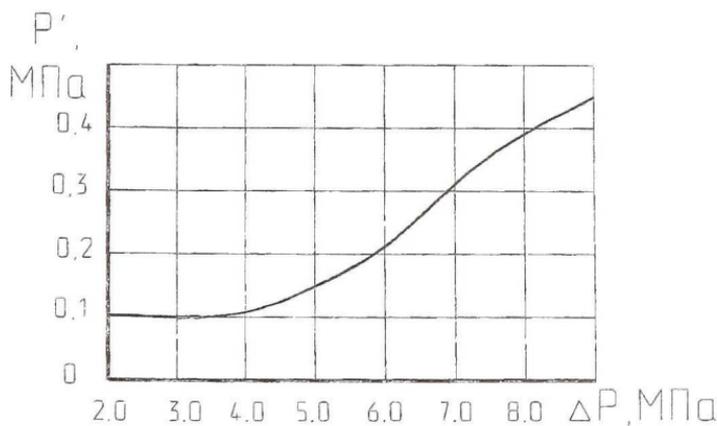


Рис. 2. Зависимость давления на выходе из уплотнительного зазора P' от действующего на уплотнение перепада

Изменение распределения давления существенным образом влияет на место приложения результирующей силы. Величина этой силы сохраняется неизменной, вследствие того, что нагружающая сила постоянна (возникновение скачка уплотнения никак не отражается на условиях внешнего нагружения). Таким образом, перераспределение давления в зазоре оказывает влияние на момент, изгибающий поперечное сечение уплотнительного кольца. Зависимость изгибающего момента, возникающего от действия давления в зазоре, от величины перепада давления показана на рис. 3.

При учете критического истечения величина момента от действия распределенного давления в уплотняющем зазоре, при перепаде давления 7 МПа, составляет 8912 Н, без учета 8940 Н, изменяясь по абсолютной величине на 28 Н. Относительное изменение при этом составляет величину чуть большую, чем 0,3% (см. рис.3).

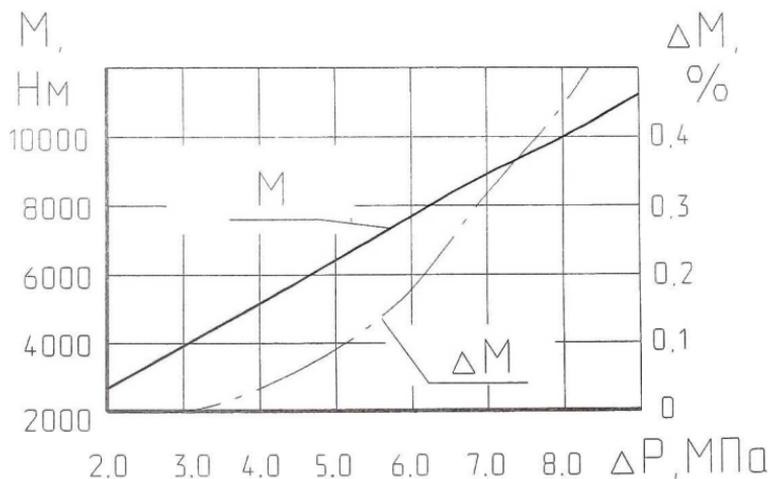


Рис. 3. Зависимость изгибающего момента M и относительного изменения изгибающего момента при критическом и докритическом истечении газа от действующего перепада

Однако, исходя из того, что торцовое уплотнение со спиральными канавками является саморегулирующимся, то есть таким, в котором несущая способность при заданных условиях нагружения и для рабочих значений уплотнительного зазора стремится стать равной нагружающей (внешней) силе, в правильно спроектированном уплотнении эти две силы стремятся иметь равными и деформации уплотнительного кольца обусловлены не их разностью по величине, а действием момента, возникающем из-за разницы в радиусах приложения этих сил. Исходя

из выше-сказанного, полученный результат представляется крайне важным, так как учет критического истечения способен существенно изменить расчетную величину зазора.

Для определения деформаций уплотнительного кольца в работе использовался программный комплекс на основе метода конечных элементов "ANSYS". В результате приложения к уплотнительному кольцу момента, составляющего 28Н, были получены значения деформаций, превышающие в осевом направлении 8 мкм (рис. 4.), и приводящие к возникновению диффузорного зазора. Так как рабочие значения зазора составляют примерно 2...4 мкм, такое изменение деформаций приводит к исчезновению разделяющего зазора и способствует возникновению сухого трения.

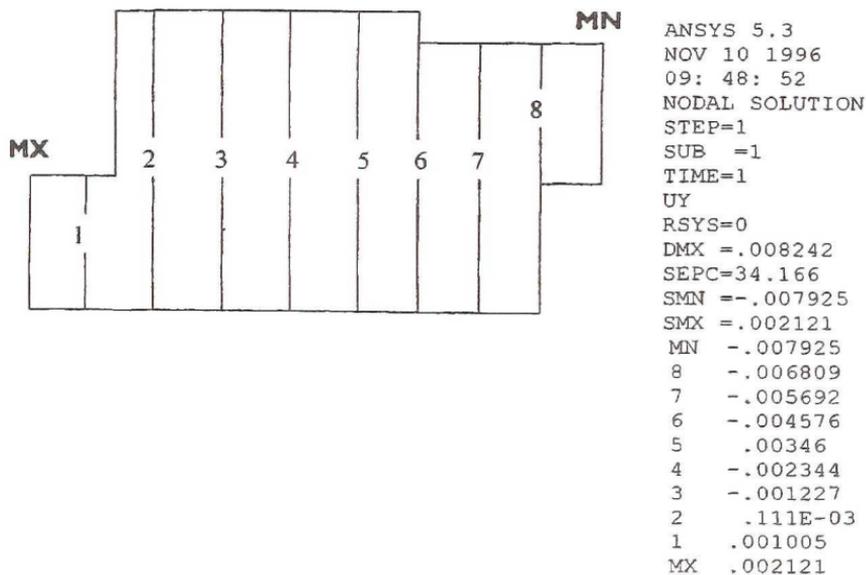


Рис. 4. Результат расчета осевых деформаций уплотнительного кольца

В завершении анализа влияния учета критического истечения рассмотрим расчетные зависимости утечек и жесткости смазочного слоя от перепада давления для плоскопараллельной формы зазора (рис. 5 и 6). В данном случае не принималось во внимание изменение формы зазора вследствие уменьшения изгибающего момента. Уменьшение изгибающего момента приводит к тому, что форма зазора приближается к плоскопараллельной и утечки уменьшаются. Без учета влияния формы зазора, при величине перепада равной 7 МПа, утечки возрастают на 4%,

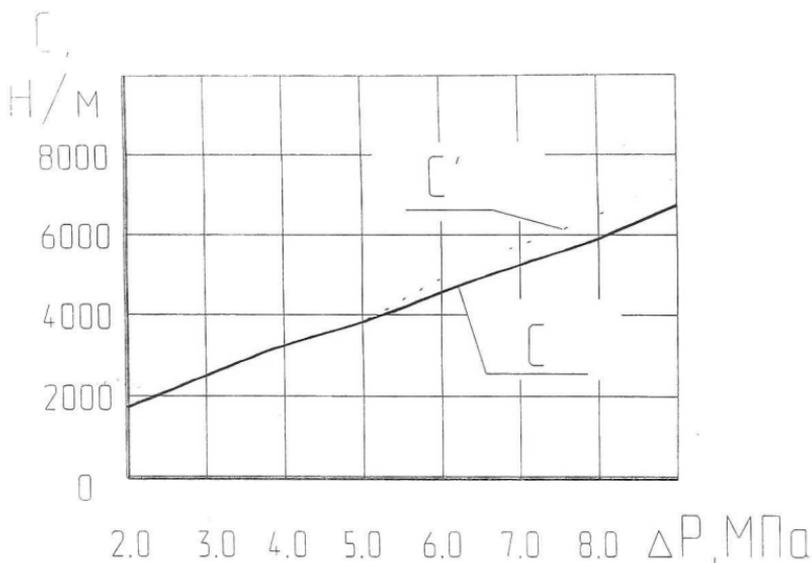


Рис. 5. Зависимость жесткости смазочного слоя при критическом истечении газа - C и докритическом - C' от действующего на уплотнение перепада давления без учета влияния формы зазора

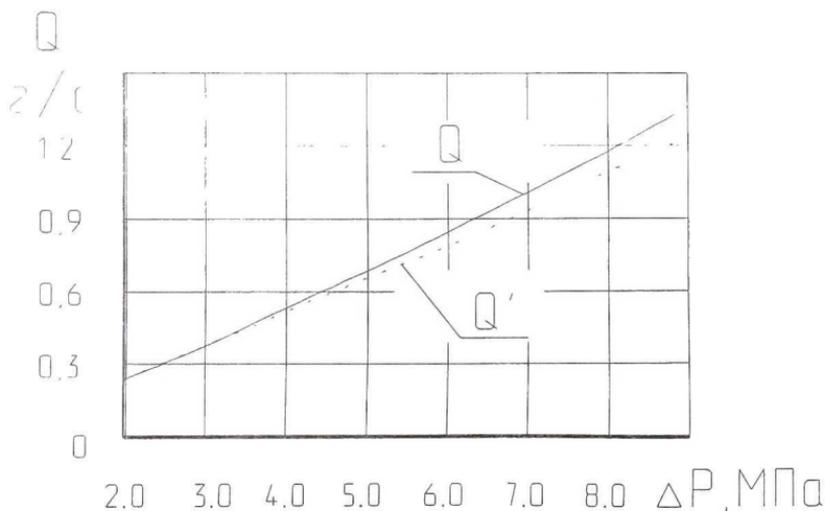


Рис. 6. Зависимость утечек через уплотнение при критическом истечении газа - Q и докритическом - Q' от действующего на уплотнение перепада давления без учета формы зазора

а жесткость уменьшается на 9%. Видно, что в отличие от влияния на изгибающий момент расхождение в значениях утечек и жесткости не имеет решающего значения, хотя и является довольно существенным, особенно если учесть, что плоскопараллельная форма является идеальной (в других случаях расхождение будет несколько большим). Ниже приводятся данные, полученные с учетом изменения деформаций кольца за счет снижения изгибающего момента.

Проведенные исследования имеют под собой и экспериментальную основу. Разработанное в г. Сумы (Украина), торцовое уплотнение со спиральными канавками и предназначенное для нагнетателя ГПА-Ц-16 имело в ходе доводочных работ скачкообразное изменение утечек по мере увеличения нагружающего давления (рис. 7).

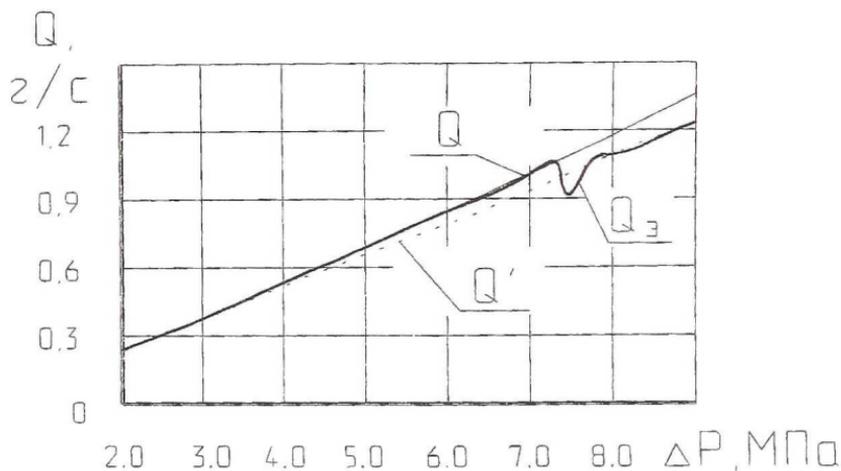


Рис. 7. Зависимость величин утечек: расчетной для докритического истечения - Q' , расчетной для критического истечения - Q и экспериментальной - $Q_{э}$, от величины действующего перепада давления

После этого уплотнение выходило из строя, вследствие разрушения графитового кольца из-за сухого трения. Проведенные расчетные исследования показывают, что разрушение кольца могло происходить из-за того, что при проектировании уплотнения не было учтено влияние критического истечения на его деформацию. Т.е. форма уплотнительного кольца для работы в условиях высокого перепада давления газа должна определяться с учетом реального распределения давления газа в щели уплотнения. Скачкообразное изменение характера утечек, которого не отмечалось при расчетном исследовании, связано, судя по всему, с неустойчивой работой уплотнения на переходном режиме.