

До температур 30...40°C наблюдается рост затрат мощности на преодоление гидромеханических потерь, затем они остаются практически постоянными. Как и следовало ожидать, с увеличением параметра d_m затраты мощности в подшипнике возрастают. Так, с увеличением d_m с 0,05 до 1 гидравлические потери $N_{сум}$ увеличиваются с 1,23 до 18,82 кВт (табл. 3), а сила надавливания шарика на перемычку сепаратора возрастает более чем в 8 раз (с 1,1 до 8,5 Н). Данные табл. 3 свидетельствуют о необходимости тщательной проработки системы смазки и охлаждения высокоскоростного шарикоподшипника, поскольку излишнее количество масла приводит к нерациональным затратам мощности. При увеличении частоты вращения в 5 раз (с 3000 до 15000 об/мин) суммарные затраты мощности в подшипнике $N_{сум}$ возрастают более чем в 160 раз (табл.4). Это выше значений, получаемых при расчетах по другим методикам, что требует уточнения коэффициентов в формулах (23)...(27) для подшипников, работающих при скоростном параметре $D_m \cdot n > 2 \cdot 10^6$ мм об/мин.

Список литературы

1. Рамбаргер, Филетти, Губерник. Расчет роликоподшипникового узла главного вала газотурбинного двигателя //Проблемы трения и смазки. - 1973. - №4. - С. 1-20.
2. Шлихтинг Ю.О. Теория пограничного слоя. - М.: Наука, 1974. - 711 с.

О ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ОДНОМЕРНЫХ УРАВНЕНИЙ В ГАЗО- И ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ЗАДАЧАХ ДВИГАТЕЛЕЙ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

Поляков К.А., Загузов И.С., Федечев А.Ф.
Самарский государственный университет, г. Самара

В современной промышленности широко распространены газожидкостные тракты, которые являются средствами транспортировки, а также неотъемлемыми частями машин, силовых и энергетических установок. Кроме своего основного назначения – передачи газов и жидкостей к местам их использования и хранения, трубопроводы ввиду малой сжимаемости жидкостей и, следовательно, высокой скорости передачи сигнала применяются в различных системах управления (гидроприводах, запорных и предохранительных системах), а также в системах передачи информации. Высокая сжимаемость газов широко используется в различных демпфирующих и амортизирующих устройствах, представляющих собой, как пра-

вило, некоторую систему трактов или магистралей. Очень часто трубопроводы содержат участки переменного поперечного сечения – диффузоры и конфузоры. Эти участки представляют собой особый интерес в отличие от цилиндрических участков, поскольку переменное сечение вызывает неоднородность течения (иногда существенную) и требует для исследования более сложных математических моделей. Развитие современной техники ведет к усложнению используемых механизмов и систем, расширению условий их функционирования. В то же время требования к надежности, быстродействию, устойчивости, точности, стабильности их работы становятся более жесткими. В связи с этим, с точки зрения минимизации материальных и временных затрат, безопасности и технологической гибкости экспериментов становится важной задача прогностического исследования поведения используемых устройств на различных режимах работы с помощью аппарата математического моделирования. Возможности современных вычислительных машин позволяют решать двух-, а в некоторых случаях и трехмерные газо- и гидродинамические задачи. Однако время таких расчетов все еще остается достаточно длительным, особенно при проектировании или исследовании комплексных механизмов и систем, когда одну задачу приходится решать многократно с целью отыскания оптимальных значений параметров, влияющих на работу системы в целом. В этих случаях используют упрощенное описание некоторых, а иногда и всех процессов, определяющих эффективность работы общей модели. Дилемму о времени получения решения и его точности приходится решать практически в любой задаче, связанной с реальными процессами. В этом смысле задачи о движении рабочих сред в трактах переменного по длине сечения являются тем редким случаем, когда можно значительно сократить время вычислений практически без потери их точности путем сведения осесимметричных или плоских задач к квазиодномерным, когда реальная неоднородность течения учитывается дополнительными слагаемыми в одномерных уравнениях.

Систему осредненных уравнений, описывающих движение жидкости или газа, можно записать в виде [1]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} = 0; \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(p + \rho u^2)}{\partial x} = -\rho g \sin \alpha - \frac{2\tau_w}{R}. \quad (2)$$

В качестве замыкающего уравнения используется уравнение энергии или уравнение состояния.

Если модифицировать эти уравнения, внося в них площадь поперечного сечения как функцию от длины трубопровода

$$S = S(x) = \pi R^2(x),$$

то в уравнении неразрывности появится правая часть, содержащая введенную площадь и ее производную, а уравнение движения останется без изменений [2]:

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} = -2\rho u \frac{R'(x)}{R(x)}. \quad (3)$$

Очевидно, что описанные выше модифицированные одномерные уравнения и соответствующие им расчетные схемы нельзя использовать для решения произвольной двумерной задачи, поэтому необходимо сформулировать границы их применимости.

Первое ограничение следует наложить на геометрию области, в которой исследуется течение. Оно заключается в том, что ось симметрии канала должна быть либо прямой линией, либо кривой, у которой радиус кривизны настолько велик, что влиянием радиальной скорости, возникающей за счет сил инерции, можно пренебречь. Другими словами, предложенная модификация одномерных уравнений не позволяет описывать течения в поворотных каналах, отводах, где существенно меняется направление продольной скорости, так как в этом случае нарушается картина симметричности и возникает дополнительная центробежная сила. В реальном течении это приводит к появлению поперечной скорости, профиль которой не является симметричным относительно оси течения и приводит к изменению продольной скорости. Но поскольку при этом поперечное сечение может оставаться постоянным, это изменение невозможно учесть в рамках предложенной модификации одномерных уравнений. Кроме того, поперечная компонента скорости обязательно возникает как при движении рабочей среды в конфузурных участках, так и в диффузорных. Для дозвуковых течений величина скорости в радиальном направлении зависит от степени расширения диффузора или степени сужения конфузора. Поэтому, очевидно, существует ограничение на углы раскрытия диффузорных участков и углы схождения конфузурных для использования модифицированных одномерных методов. В общем случае погрешность квазиодномерной модели можно определить как отношение скоростей потока в поперечном и продольном направлениях

$$\eta = \frac{v}{u}.$$

Для классического случая течения идеальной жидкости или газа в цилиндрической трубе это отношение равно нулю, поскольку отсутствует поперечная компонента вектора скорости, для течений в каналах переменного диаметра это отношение отлично от нуля и его значение характеризует сте-

пень неоднородности задачи. Проще всего оценку величины этого отношения получить в области течения, близкой к стенке трубопровода. В этой области выполняются условия непротекания потока через стенку, а именно, равенство нулю нормальной компоненты вектора скорости и его производной в направлении по нормали к стенке:

$$(\vec{v} \cdot \vec{n})|_{r=R} = v_n = 0; \quad (\vec{n} \cdot \nabla) \vec{v}|_{r=R} = \frac{\partial \vec{v}}{\partial \vec{n}} = 0.$$

Здесь \vec{n} – вектор нормали к образующей канала. Первое условие имеет смысл того, что нормальная компонента скорости на поверхности стенки обращается в нуль, второе условие говорит о том, что значение скорости на стенке сохраняется на некотором расстоянии от ее поверхности. Из этих двух условий следует, что вблизи стенки вектор скорости параллелен образующей канала. Тогда отношение его поперечной и продольной компонент равно тангенсу угла между образующей трубопровода и его осью (рис. 1), поскольку:

$$\frac{v}{u} \sim \frac{\Delta f}{\Delta x} \quad \text{или} \quad \left. \frac{v}{u} \right|_{r=R} = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{\Delta f}{\Delta x} = f'(x) = \operatorname{tg} \alpha.$$

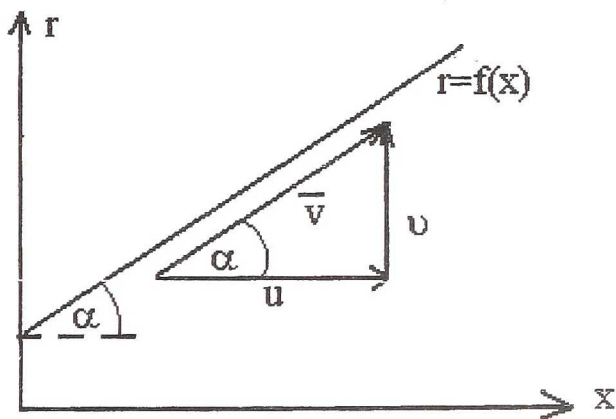


Рис. 1. Отношение поперечной и продольной скоростей потока вблизи стенки равно тангенсу угла между образующей и осью трубопровода

Производная от образующей по продольной координате входит в правую часть модифицированного уравнения неразрывности. Таким образом, погрешность модифицированной одномерной модели определяется величиной производной в правой части уравнения неразрывности. Для конфузурных и диффузорных участков эта величина будет постоянной и равной тангенсу угла сужения или расширения. Таким образом, для конфузурных

и диффузорных участков с линейной образующей погрешность, связанная с пренебрежением поперечной составляющей скорости, не зависит от длины рассматриваемых участков и определяется только углом расширения или сужения. Для каналов с нелинейной образующей погрешность модели, связанная с осреднением параметров потока по поперечному сечению, будет переменной величиной и ее максимальное значение будет соответствовать максимальному значению производной от образующей по продольной координате. С увеличением угла конусности погрешность квазиодномерной модели будет возрастать по тангенциальному закону. Для углов, не превышающих 16° , можно принять линейную зависимость погрешности от угла конусности. Разность между тангенциальной и линейной функциями в этом случае не превосходит 3%. При этом значение поперечной скорости потока может достигать 30% от величины продольной.

В качестве второго ограничения необходимо указать условие безотрывного течения жидкости или газа на участках трубопроводов или каналов, где происходит изменение радиуса. Такие участки можно разделить на две группы. Первая группа – сужающиеся или конфузорные участки. На этих участках рабочая среда движется в область пониженного давления и движение всегда будет безотрывным. Вторая группа – расширяющиеся или диффузорные участки. При движении в диффузоре рабочая среда движется из области низкого давления в область повышенного давления и при определенных условиях может произойти отрыв потока от стенки и образование вихревой зоны в пристеночной области. Для стационарных процессов имеется большое число экспериментальных данных (Веригина И.С., Галимзянова Р.Ф., Дейча М.Е., Зарянкина А.Е., Идельчика И.Е., Ледовской Н.Н., Повха И.Л.), позволяющих для заданного диапазона скоростей решить вопрос о безотрывности течения. Для приближенных расчетов существуют экспериментальные кривые, показывающие область значений углов раскрытия α и степени расширения n диффузора (отношение площади выходного сечения к площади входного), в которой стационарное течение будет безотрывным по всей его длине. Одна из таких кривых, приведенная в [3], показана на рис. 2.

Задача об определении условий отрыва для нестационарного течения в плоском или осесимметричном канале в настоящее время однозначно не решена, поскольку существование и расположение точки отрыва сильно зависит от степени нестационарности потока, числа Рейнольдса, геометрии диффузора, и течение может быть как отрывным, так и безотрывным на исследуемом временном интервале.

Для заданного диапазона скоростей условие отрыва сводится к определению производной от скорости в продольном направлении, которая, в свою очередь, зависит опять же от геометрии.

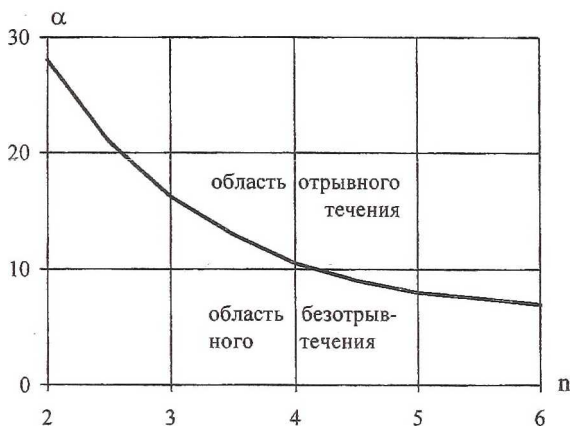


Рис. 2. Предельная кривая безотрывного течения жидкости в диффузоре. Если значения параметров диффузора находятся ниже предельной кривой, то течение будет безотрывным

Таким образом, основным ограничением на использование модифицированной одномерной модели является геометрия области течения. Это ограничение может быть однозначно определено лишь для стационарного течения. Для нестационарного течения границы применимости однозначно не определены, что требует дополнительного численного или экспериментального исследования.

Используемые обозначения:

u – скорость вдоль оси трубопровода; v – поперечная скорость; p – давление; ρ – плотность; x – координата вдоль оси трубопровода; t – время; α – угол наклона оси трубопровода к горизонтальной плоскости; g – ускорение свободного падения; τ_w – напряжение трения на стенке; R – радиус канала.

Список литературы

1. Гликман Б.Ф. Математические модели пневмогидравлических систем. – М.: Наука, 1986. – 368 с.
2. Загузов И.С. Поляков К.А. Об одном методе исследования процессов механики жидкости и газа //Обзорные прикладной и промышленной математики. Материалы второго всероссийского симпозиума по прикладной и промышленной математике, 2001. Т.8, вып. 1. – С. 172-173.
3. Повх И.Л. Аэродинамический эксперимент в машиностроении. –Л.: Машиностроение, 1974. – 479 с.