

УДК 532.542.4

© 2006 г. И. А. ДАВЛЕТШИН, Н. И. МИХЕЕВ, В. М. МОЛОЧНИКОВ, Д. И. РОМАНОВ

СОПРОТИВЛЕНИЕ КРУГЛОЙ ТРУБЫ ПРИ ПУЛЬСАЦИОННОМ ИЗМЕНЕНИИ РАСХОДА

Представлены результаты экспериментального исследования гидравлического сопротивления круглой трубы при турбулентном течении в условиях наложенных периодических пульсаций расхода. Обнаружено наличие резонансных явлений в трубе. Установлено, что при гидродинамической нестационарности сопротивление трубы немонотонно изменяется по частоте наложенных пульсаций расхода и отличается от сопротивления на стационарном режиме течения. В этих условиях для определения сопротивления трубы необходимо учитывать изменение кинетической энергии потока по фазе наложенных пульсаций расхода, возникающее за счет деформации профилей скорости.

Ключевые слова: сопротивление, гидродинамическая нестационарность, пульсации расхода, резонансные явления, техника условного осреднения.

Сопротивление гидравлически гладкой круглой трубы при стационарном развитом турбулентном течении детально изучено. Обширные экспериментальные результаты хорошо аппроксимируются известными эмпирическими зависимостями: законом сопротивления Блазиуса [1], который применим для чисел Рейнольдса $Re \leq 10^5$, и формулой Никурадзе [2], которая дает близкие к эксперименту результаты в диапазоне чисел Рейнольдса $4 \cdot 10^3 \leq Re \leq 3.2 \cdot 10^6$ и в явном виде описывает связь коэффициента сопротивления λ с числом Рейнольдса. Для неустановившегося течения в трубе на сегодняшний день не существует общепринятой методики определения сопротивления. В практических расчетах обычно потери удельной энергии для стационарного и нестационарного течения принимаются равными [3].

Такое допущение вызвано недостаточным объемом и, зачастую, противоречивостью опытных данных по влиянию гидродинамической нестационарности на сопротивление каналов. Тем не менее имеющиеся экспериментальные данные и результаты некоторых численных исследований свидетельствуют о существенном изменении гидродинамических параметров течения в каналах под действием наложенной нестационарности. Так, в [4, 5] обнаружено значительное влияние ускорения и замедления потока на профили осредненной скорости и турбулентную структуру потока. Однако эти данные получены только на режимах монотонного увеличения или уменьшения скорости потока. Кроме того, вся экспериментальная информация о влиянии нестационарности на структуру турбулентных течений в каналах основана на измерениях параметров течения только в одном поперечном сечении канала. При этом априори предполагается, что движение среды в канале происходит по “закону твердого тела”. Тем не менее в литературе отсутствует экспериментальное подтверждение справедливости такой модели течения. По результатам численного моделирования нестационарного течения в трубе в [6] получена существенная и немонотонная зависимость сопротивления от частоты наложенных пульсаций расхода в некотором диапазоне изменения амплитуды пульсаций и среднего числа Рейнольдса, но отсутствуют экспериментальные данные, подтверждающие эти расчеты.

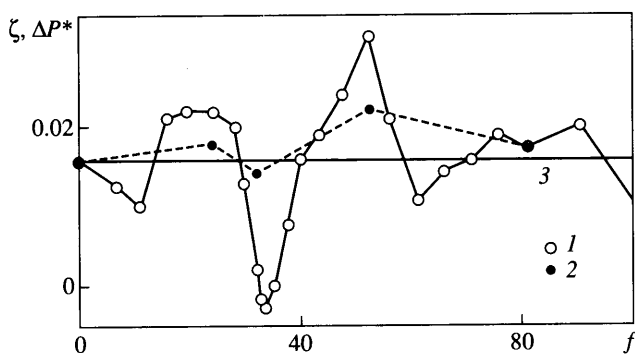
Цель настоящих исследований – получение экспериментальных данных о сопротивлении и турбулентной структуре развитого турбулентного течения в круглой трубе с периодической нестационарностью потока.

1. Экспериментальное оборудование и методика проведения измерений. Исследования проводились в рабочем участке экспериментальной установки, представляющем собой круглую гидравлически гладкую трубу с внутренним диаметром $d = 64$ мм. Средний по времени расход воздуха в рабочем участке обеспечивался турбокомпрессором, работающим на всасывание, и поддерживался постоянным в пределах одной серии измерения при помощи набора критических сопел. В экспериментах использованы проверенные критические сопла, обеспечивающие значение расхода с погрешностью не более 0.25%. Воздух из рабочего участка поступал в устройство для создания пульсаций расхода, основным элементом которого являлась плоская вращающаяся заслонка эллиптической формы, периодически перекрывающая выходное отверстие рабочего участка. Заслонка приводилась во вращение электроприводом с регулируемой и стабилизируемой частотой вращения. Перед критическими соплами (за устройством для создания пульсаций расхода) был установлен ресивер объемом около 0.5 м^3 , предназначенный для демпфирования пульсаций давления. Рабочий участок установки состоял из предвключенного, измерительного и поствключенного участков. Длина измерительного участка составляла $l_x = 2.16$ м. Предвключенный участок имел длину 5 м (78 калибров), что на стационарном режиме обеспечивало развитое турбулентное трубное течение в измерительном участке. Схема и детальное описание экспериментальной установки приведены в [1].

На границах измерительного участка выполнялись одновременные измерения перепада статического давления $\Delta P = p_1 - p_2$, пульсационной составляющей статического давления p' и профилей скорости потока $u(y)$. В измерениях использованы U -образный манометр, микрофоны и акустическая аппаратура RFT, а также нитяной термоанемометрический датчик скорости потока совместно с аппаратурой DISA 55M. Сбор и обработка опытных данных по пульсациям давления и скорости потока выполнялись при помощи автоматизированной системы, включающей ПЭВМ и восьмиканальный аналого-цифровой преобразователь с параллельным опросом каналов. Частота опроса датчиков в зависимости от частоты пульсаций расхода варьировалась от 5 до 10 кГц, а время опроса – от 2 до 1 с соответственно. При измерении статического давления в состав пневмотрассы, соединяющей отверстие отбора давления с манометром, включен капилляр – трубка длиной 350 мм и внутренним диаметром 0.8 мм. Такое исполнение пневмотрассы позволило исключить массообмен между пневмотрассой и трактом установки, наличие которого может привести к существенным искажениям при измерении среднего давления в пульсирующих потоках [1].

Результаты измерений гидравлического сопротивления $\zeta = (d/l_x)\Delta P/(\rho\langle U \rangle^2/2)$ на стационарном режиме течения показали, что отличие в величине ζ от известных экспериментальных данных Никурадзе [2] не превышает 4%. Здесь ρ – плотность воздуха при условиях проведения эксперимента; $\langle U \rangle$ – средняя скорость потока. Измерения проводились в диапазоне числа Рейнольдса $Re = \langle U \rangle d/\nu = (0.7-1.5) \cdot 10^5$, где ν – кинематическая вязкость. Сопоставление измеренных профилей скорости потока с известным степенным (по закону $1/7$) профилем [7] показало их хорошее совпадение. Измеренные профили интенсивности среднеквадратичных пульсаций скорости потока также хорошо согласуются с известными экспериментальными данными [7] для участка стабилизированного турбулентного течения в круглой трубе.

При проведении экспериментальных исследований турбулентного течения в трубе с периодическими пульсациями расхода варьировалось среднее значение расхода воздуха Q в диапазоне от 207 до $386 \text{ м}^3/\text{ч}$ ($Re = (0.7-1.5) \cdot 10^5$) и частота пульсаций расхода f от 0 до 100 Гц. Следуя классификации [8], исследуемые течения в зависимости от частоты f и среднего значения расхода можно отнести к первой, второй третьей и четвертой груп-



Фиг. 1. Зависимости потерь статического давления ΔP^* (1) и сопротивления ζ (2) круглой трубы от частоты f , сопротивление трубы на стационарном режиме течения (3)

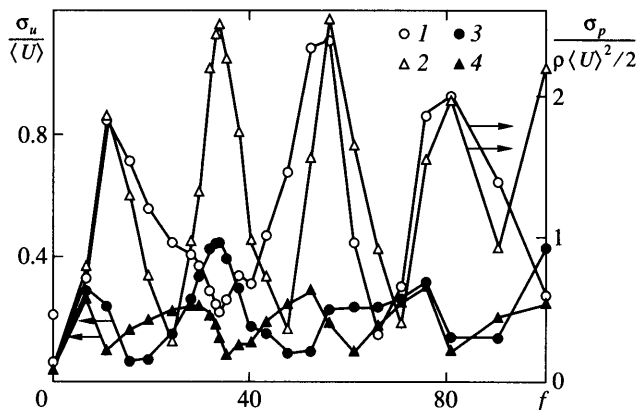
пам, что соответствует квазистационарным, низкочастотным, среднечастотным и высокочастотным режимам течения.

2. Результаты исследований. Результаты измерений показали, что зависимость приведенного перепада давления $\Delta P^* = (d/l_x)\Delta P/(\rho\langle U \rangle^2/2)$ на измерительном участке установки от частоты f во всем диапазоне ее изменения имеет немонотонный характер (кривая 1 на фиг. 1), который остается практически неизменным при варьировании среднего значения расхода Q . Можно выделить несколько достаточно узких диапазонов изменения частоты пульсаций, в которых ΔP^* принимает минимальное (максимальное), а при некоторых значениях f отрицательное значения. Полученные данные хорошо воспроизводятся при многократном повторении эксперимента.

Как показал анализ осциллограмм, во всем исследуемом диапазоне изменения частоты f статическое давление и скорость потока на оси трубы в измерительном сечении варьировались по закону, близкому к гармоническому. Однако с учетом некоторого изменения амплитуды пульсаций параметров по времени и отклонения формы колебаний от синусоидальной интенсивность пульсаций давления и скорости потока характеризовалась величиной среднеквадратичных пульсаций этих параметров: соответственно $\sigma_u^* = \sigma_u/\langle U \rangle$ и $\sigma_p^* = \sigma_p/(\rho\langle U \rangle^2/2)$. Такая оценка – более устойчива в статистическом смысле.

Зависимости интенсивности среднеквадратичных наложенных пульсаций давления σ_p^* и скорости потока σ_u^* на границах измерительного участка от частоты пульсаций f , полученные по данным одновременных измерений (фиг. 2), показывают, что, несмотря на одинаковый закон изменения площади расходного отверстия пульсатора, σ_p^* и σ_u^* в измерительных сечениях сильно варьируются от частоты f и имеют выраженные экстремумы. На некоторых режимах по f минимальному значению σ_u^* во входном сечении измерительного участка соответствуют максимальные значения σ_u^* в выходном сечении и наоборот. Области максимального значения $\sigma_u^*(f)$ практически совпадают с областями минимальных значений $\sigma_p^*(f)$ и наоборот.

Полученные результаты свидетельствуют о наличии резонансных явлений в рабочем участке установки, которые есть следствие взаимодействия наложенных периодических пульсаций расхода и собственных акустических колебаний столба воздуха в рабочем участке. Расчетные значения резонансных частот, определенные на основе известной длины рабочего участка и реализованных в эксперименте граничных условий (постоянство статического давления во входном сечении и максимальная амплитуда пульсаций давления в выходном сечении рабочего участка установки вблизи вращающейся заслон-



Фиг. 2. Зависимости интенсивности среднеквадратичных пульсаций давления (1, 2) и скорости потока на оси трубы (3, 4) на границах измерительного участка от частоты f : 1, 3 – входное сечение; 2, 4 – выходное сечение измерительного участка

ки), как правило, соответствуют областям экстремумов зависимости $\Delta P^*(f)$. На резонансных режимах в рабочем участке установки возникают стоячие волны: в различных сечениях трубы появляются пучности и узлы давления (скорости потока). Положение пучностей давления практически совпадает с положением узлов скорости и наоборот.

Как показали результаты измерений, пульсации давления (скорости потока) приводят к существенной деформации средних профилей скорости по сравнению с профилем развитого турбулентного трубного течения на стационарном режиме. Эта деформация неодинакова в различных сечениях трубы. На резонансных режимах степень этой деформации возрастает, увеличивается интенсивность пульсаций скорости потока, в результате чего вблизи стенки трубы возможно появление кратковременных возвратных течений, что было подтверждено прямыми измерениями продольной компоненты мгновенного вектора поверхностного трения в [1].

Деформация средних профилей скорости свидетельствует об изменении количества движения и кинетической энергии потока в рассматриваемом сечении трубы. Это изменение различно в разных участках течения. Следовательно, перепад статического давления на этих участках не будет соответствовать гидравлическому сопротивлению канала.

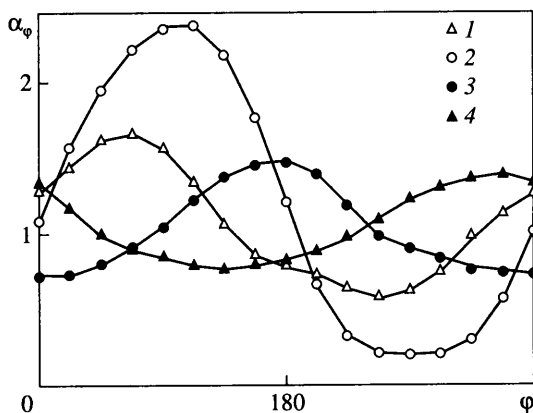
При неустановившемся движении вязкой несжимаемой жидкости в горизонтальной трубе правая часть уравнения Бернулли дополняется инерционным членом, определяющим изменение во времени удельной кинетической энергии потока, обусловленной локальным ускорением [3]

$$p_1 + \alpha_1 \langle \rho U \rangle^2 / 2 = p_2 + \alpha_2 \langle \rho U \rangle^2 / 2 + \Delta p_f + \Delta p_{in} \quad (2.1)$$

где α_1 и α_2 – коэффициенты кинетической энергии (коэффициенты Кориолиса) в входном и выходном сечениях измерительного участка; Δp_f – потери напора на измерительном участке; Δp_{in} – инерционный напор

$$\Delta p_{in} = \rho \alpha' l_x \frac{dU}{dt}$$

Здесь F – площадь сечения трубы; α' – коэффициент количества движения (коэффициент Буссинеска) [3].



Фиг. 3. Изменение коэффициента Кориолиса по фазе наложенных пульсаций расхода на режимах $f = 32.4$ (1, 2) и 80 Гц (3, 4) на границах измерительного участка установки: 1, 3 – входное и 2, 4 – выходное сечения измерительного участка

Поскольку инерционный напор Δp_{in} выражает обратимые преобразования энергии, в случае периодической нестационарности потока его величина, осредненная за один период пульсаций расхода, так же как и за все время измерений, равна нулю.

Для четырех режимов по f , преимущественно соответствующих локальным экстремумам $\Delta P^*(f)$, были выполнены измерения профилей скорости на границах измерительного участка. Как показали экспериментальные результаты, профиль скорости потока и, следовательно, коэффициент Кориолиса α сильно изменяются по фазе φ наложенных пульсаций расхода. Характер этого изменения зависит как от режима по частоте пульсаций расхода, так и от положения сечения, в котором проводятся измерения. Пример зависимости $\alpha(\varphi)$ на границах измерительного участка установки для режимов $f = 32.4$ и 80 Гц показан на фиг. 3.

В таких условиях входящие в выражение (2.1) коэффициенты Кориолиса необходимо определять при помощи осреднения за период наложенных пульсаций расхода

$$\alpha = \frac{1}{T} \int_0^T \alpha_\varphi dT$$

Здесь T – период наложенных пульсаций расхода.

Для определения α_φ использовались условно осредненные профили скорости потока, полученные по экспериментальным данным с использованием техники условного осреднения

$$\alpha_\varphi = (\rho \langle U \rangle^3 F)^{-1} \int_F \rho U_\varphi^3 dF$$

где U_φ – полученное из эксперимента условно осредненное значение скорости потока при фиксированном значении φ .

При реализации техники условного осреднения в качестве условия использован сигнал датчика пульсаций давления, расположенного во входном сечении измерительного участка. Осреднение $U(y)$ проводилось в моменты времени, соответствующие значениям фазового угла φ (изменения p') $\varphi = 0-360^\circ$ через 22.5° . За $\varphi = 0$ принято условие $p' = 0$ в фазе нарастания давления. Обработка сигналов проводилась цифровым методом.

Выражение для определения сопротивления измерительного участка трубы при периодических пульсациях расхода можно записать в виде

$$\zeta = \left(\frac{1}{2}\rho \langle U \rangle^2\right)^{-1} \left(\frac{d}{l_x}\right) \Delta p_f = \left(\frac{d}{l_x}\right) \left[(p_1 - p_2) \left(\frac{1}{2}\langle \rho U \rangle^2\right)^{-1} + (\alpha_1 - \alpha_2) \right]$$

Полученное в результате изменение сопротивления трубы ζ от частоты f и уровень ζ для стационарного режима течения показаны на фиг. 1. Как видно, по сравнению с ΔP^* сопротивление трубы ζ , определенное с учетом изменения профилей скорости, приближается к значению ζ на стационарном режиме. Однако влияние наложенной нестационарности на ζ значительно и достигает 30%.

Заключение. Экспериментальные исследования гидравлического сопротивления и структуры развитого турбулентного течения в круглой трубе с наложенными периодическими пульсациями расхода обнаружили наличие резонансных явлений в трубе, как следствие взаимодействия наложенных пульсаций расхода и собственных акустических колебаний столба воздуха в канале конечной длины. Установлено, что гидравлическое сопротивление трубы немонотонно изменяется по частоте наложенных пульсаций расхода и отличается от сопротивления на стационарном режиме течения. Показано, что средняя кинетическая энергия потока в сечении трубы может существенно изменяться по фазе наложенных пульсаций расхода. Характер этого изменения зависит от частоты пульсаций и положения сечения относительно границ рабочего участка трубы. В этих условиях неприемлемо определять гидравлическое сопротивление канала только по перепаду статического давления без учета деформации профилей скорости.

Работа выполнена при финансовой поддержке гранта Президента РФ № РИ-112/001/222 и грантов РФФИ № 03-02-16867 и № 05-02-16263.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Молочников В.М., Феоктистова Л.А., Стинский Г.В., Душин Н.С., Душина О.А. Экспериментальное исследование развитого турбулентного течения в круглой трубе с периодическими пульсациями расхода. 1. Потери давления и резонансные явления // Изв. РАН. Энергетика. 2005. № 6. С. 25–31.
2. Никурадзе И. Закономерности турбулентного движения жидкостей в гладких трубах // Проблемы турбулентности. М.; Л.: ОНТИ, 1936. С. 75–150.
3. Штеренлихт Д.В. Гидравлика. В 2 кн.: Кн. 1. М.: Энергоатомиздат, 1991. 349 с.
4. Дрейцер Г.А., Краев В.М. Турбулентное течение газа при гидродинамической нестационарности. Красноярск: Сиб. аэрокосм. акад., 2001. 147 с.
5. Дрейцер Г.А., Краев В.М. Исследование частотных спектров пульсаций при течении в трубе в нестационарных условиях // Тез. докл. 5-го Минского междунар. форума по тепло- и массообмену, Минск: ИТМО, 2004. С. 69–70.
6. Валуева Е.П., Попов В.Н. Особенности гидродинамического сопротивления при турбулентном пульсирующем течении жидкости в круглой трубе // Изв. АН СССР. Энергетика. 1994. № 2. С. 122–131.
7. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1974. 711 с.
8. Григорьев М.М., Кузьмин В.В., Фафурин А.В. Классификация пульсирующих турбулентных течений // Инж.-физ. журн. 1990. Т. 59. № 5. С. 725–735.