

**На правах рукописи**

**ФЕОКТИСТОВА ЛИДА АЛЕКСАНДРОВНА**

**ПРОСТРАНСТВЕННО-ВРЕМЕННАЯ СТРУКТУРА  
ТУРБУЛЕНТНОГО ТЕЧЕНИЯ В КАНАЛАХ  
ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ С  
НАЛОЖЕННЫМИ ПУЛЬСАЦИЯМИ РАСХОДА**

**Специальность: 05.14.04 – Промышленная теплоэнергетика**

**Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук**

**Казань – 2005 г.**

Диссертация выполнена в Казанском государственном техническом университете им. А.Н. Туполева и в Исследовательском центре проблем энергетики Казанского научного центра Российской академии наук

Научный руководитель

доктор технических наук

Н.И. Михеев

Официальные оппоненты

Ведущая организация

Защита состоится " \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 2005 г. в \_\_\_\_\_ час. \_\_\_\_\_ мин. в зале заседания Ученого совета Исследовательского центра проблем энергетики КазНЦ на заседании диссертационного совета Д022.004.01 при Казанском научном центре Российской академии наук (Исследовательском центре проблем энергетики КазНЦ РАН), по адресу г. Казань, Сибирский тракт 34, корпус 4.

Отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенный печатью, просим направлять по адресу: 420111, г. Казань, ул. Лобачевского, д. 2/31, а/я 190.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Казанского научного центра Российской академии наук.

Автореферат разослан " \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 2005.

Ученый секретарь

Диссертационного совета Д022.004.01

к.т.н.

Э.В. Шамсутдинов

**Актуальность темы** определяется тем, что вопросы энерго- и ресурсосбережения приобретают с каждым годом все большее значение и повышение эффективности теплоэнергетических устройств, таких как турбинные агрегаты, компрессоры, теплообменные аппараты и др., связано с необходимостью изучения особенностей течения, происходящих в их проточных частях. В большинстве случаев такие течения носят нестационарный турбулентный характер, обусловленный как режимом эксплуатации агрегатов, так и их конструктивными особенностями. При этом нередко гидродинамическая нестационарность является причиной возникновения тепловой нестационарности, вследствие изменения режима течения, что дополнительно осложняет структуру потока.

Проблематика диссертации находится в русле приоритетных направлений развития науки и техники. Работа выполнена в рамках проектов ведущей научной школы (НШ–746.2003.8 и РИ–112/001/222) и Российского фонда фундаментальных исследований (гранты 05-02-16263, 03-02-16867, 03-02-96256).

**Цель работы** – повышение достоверности прогнозирования параметров турбулентного течения в каналах теплоэнергетического оборудования с наложенными пульсациями расхода.

Для достижения этой цели в диссертации поставлены и решены следующие задачи:

- постановка эксперимента и выполнение одновременных измерений в двух сечениях канала мгновенных значений скорости потока, по поперечному сечению, пульсационной составляющей давления на стенке, напряжения поверхностного трения, а также перепада статического давления между сечениями в широком диапазоне частот наложенных пульсаций расхода;
- анализ пространственно-временной структуры турбулентного течения в трубе в условиях гидродинамической нестационарности потока;
- экспериментальное изучение механизмов связи между сопротивлением канала, структурой турбулентности и резонансными явлениями в канале.

**Научная новизна работы** состоит в следующем:

1. Получены новые экспериментальные данные о пространственно-временной структуре развитого турбулентного течения воздуха в каналах теплоэнергетического оборудования с наложенными периодическими пульсациями расхода. В широком диапазоне частот наложенных пульсаций расхода измерены условно-осредненные и пульсационные характеристики скорости, давления и напряжения поверхностного трения.

2. Получены новые экспериментальные данные о потерях статического давления в трубе от частоты наложенных пульсаций расхода. Предложена физическая модель, объясняющая эту зависимость.

3. Установлено, что на резонансных частотах в сечениях трубы, расположенных в области пучности скорости, могут возникать кратковременные возвратные течения вблизи стенки трубы.

4. На основании полученных экспериментальных данных установлено, что на некоторых режимах течения амплитуда пульсаций давления существенно превышает величину среднего скоростного напора.

**Практическая ценность работы.** Полученные экспериментальные данные дают новые представления о влиянии гидродинамической нестационарности на турбулентную структуру течения в каналах теплоэнергетического оборудования. В частности, выявлены резонансные явления, обнаружены пульсации давления, существенно превышающие скоростной напор. Эти эффекты необходимо учитывать при проектировании и расчете технических устройств и энергетических установок различного назначения. Кроме того, полученные данные можно использовать для верификации расчетных методов.

#### **Автор защищает:**

- новые научные данные о пространственно-временной структуре турбулентного течения в круглой трубе в условиях периодической нестационарностью потока;
- результаты одновременных комбинированных измерений статического давления, скорости потока, напряжения трения и пульсационных составляющих давления на стенке в двух сечениях трубы.

#### **Апробация работы.**

Основные результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на IV Всероссийской школе-семинаре молодых ученых и специалистов под руководством академика В.Е. Алемасова (г. Казань, 2004), XXVII Сибирском теплофизическом семинаре (г. Новосибирск, 2004), XVII Всероссийской межвузовской научно-технической конференции «Электромеханические и внутрикамерные процессы в энергетических установках, струйная акустика, диагностика технических систем, приборы и методы контроля природной среды, веществ, материалов и изделий», (г. Казань, 2005), Международной научно-практической конференции «Рабочие процессы и технология двигателей», (г. Казань, 2005), Международной школе-семинаре «Модели и методы аэродинамики», (г. Евпатория, 2005).

#### **Публикации.**

Автор имеет 9 научных работ. Основные результаты диссертации опубликованы в 8 работах.

#### **Структура и объем работы.**

Диссертационная работа состоит из введения, трех глав и заключения. Общий объем диссертации – стр., в том числе 38 рисунков

расположенных по тексту, а также список литературы, включающий 127 наименований.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** показана актуальность темы исследования, сформулированы цель исследования и основные положения, которые вынесены на защиту, определен личный вклад соискателя в приведенных в диссертации результаты.

**В первой главе** представлены основные определения гидродинамически нестационарных процессов и их основные характеристики. Проведен краткий обзор гидродинамически нестационарных течений и характеристик пульсирующих турбулентных течений. Поставлена задача исследования.

На основе выполненного обзора известных исследований сделан вывод о том, что в настоящее время нет данных о пространственно-временной структуре турбулентного течения в трубе в условиях гидродинамической нестационарности потока. В частности, нет полной картины влияния факторов нестационарности на гидравлическое сопротивление.

**Во второй главе** дано описание экспериментального оборудования, на котором проводились исследования, подробно описаны условия и методика проведения эксперимента, а также методы обработки и анализа экспериментальных данных.

Исследования проводились на экспериментальной установке, схема которой приведена на рис. 1. Установка состояла из рабочего участка, представляющего собой круглую металлическую гидравлически гладкую трубу с внутренним диаметром 64 мм, пульсатора, ресивера объемом около 0,5 м<sup>3</sup>, набора критических сопел, фильтра и турбокомпрессора. Средний по времени расход воздуха в установке обеспечивался турбокомпрессором, работающим на отсос, и поддерживался постоянным в пределах одной серии измерений при помощи критических сопел, установленных на герметической перегородке ресивера. Пульсации расхода обеспечивались периодическим перекрытием отверстия (по форме – треугольник со скругленными углами) эллиптической заслонкой. Частота наложенных пульсаций расхода обеспечивалась вращением заслонки, амплитуда пульсаций – степенью перекрытия отверстия.

Рабочий участок установки (рис.2) состоял из предвключенного 1, измерительного 2 и поствключенного 3 участков. В экспериментах использовался предвключенный участок длиной  $L_0 = 5$  м (78 калибров) и  $L_0 = 7$  м (109 калибров), что в обоих случаях обеспечивало развитое турбулентное трубное течение в измерительном участке установки. При этом длина рабочего участка установки составляла  $L = 8$  м и 10 м соответственно. При  $L = 8$  м длина измерительного участка  $l_x$  (расстояния между сечениями I и II, в которых измерялись параметры течения (рис.1)) оставалась неизменной, а при  $L = 10$  м – дискретно изменялась в диапазоне

от 0,56м до 2,16м при помощи изменения положения сечения II и фиксированном положении сечения I.

На границах измерительного участка выполнялись одновременные измерения перепада статического давления  $\Delta P$ , пульсационной составляющей статического давления  $p'$ , профилей скорости потока  $u(y)$ , а в сечении II – и продольной компоненты вектора поверхностного трения  $\tau_w$ . В измерениях использовались U-образный манометр, микрофоны и акустическая аппаратура RFT, нитяной термоанемометрический датчик и термоанемометрический датчик продольной компоненты вектора поверхностного трения совместно с термоанемометрической аппаратурой DISA 55M. Сбор и обработка опытных данных по пульсациям давления, скорости потока и поверхностного трения выполнялись при помощи автоматизированной системы, включающей ПЭВМ и восьмиканальный аналого-цифровой преобразователь с параллельным опросом каналов. При выполнении измерений частота опроса датчиков в зависимости от частоты пульсаций расхода варьировалась от 5 до 10 кГц, а время опроса – от 2 до 1 с соответственно.

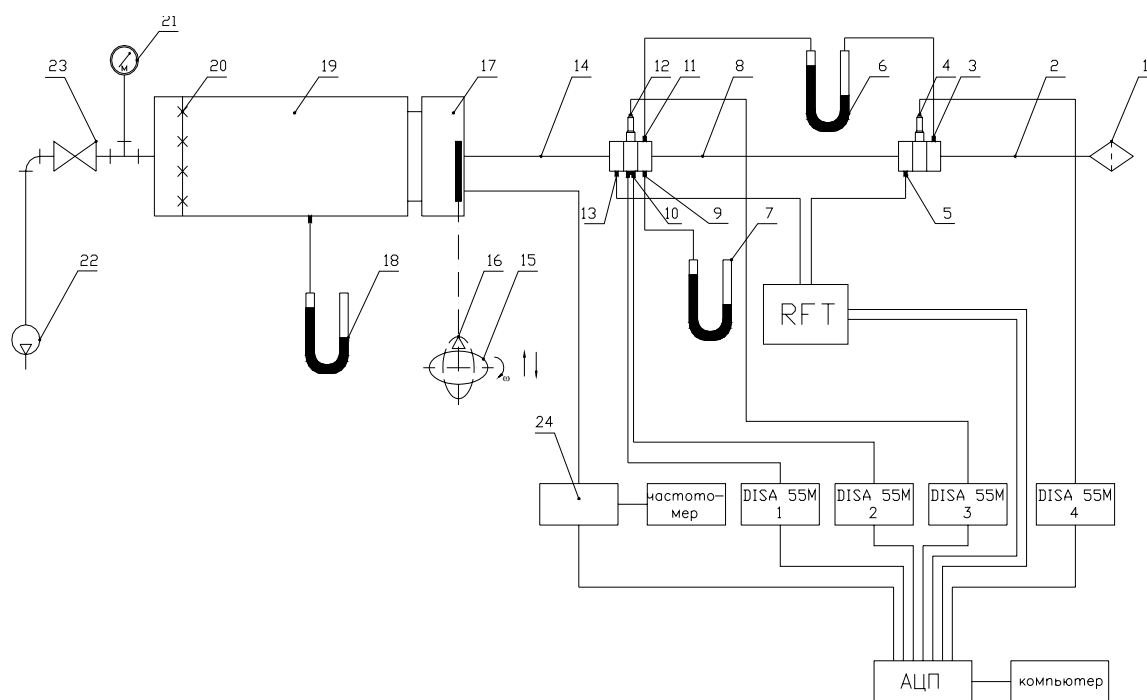


Рис. 1. Схема экспериментальной установки. 1 – фильтр, 2, 8, 14 – рабочий участок (2 – предвключенный участок, 8 – измерительный участок, 14 – поствключенный участок), 3, 9, 11 – пневмотрассы отбора давления, 4, 12 – зонды термоанемометрических датчиков, 5, 13 – микрофоны для измерения пульсаций давления, 6, 7, 18 – U-образные манометры, 10 – датчик трения, 15 – вращающаяся заслонка, 16 – треугольное отверстие, 17 – устройство для создания пульсаций расхода, 19 – ресивер, 20 – герметичная перегородка с критическими соплами, 21 – вакуумметр, 22 – турбокомпрессор, 23 – задвижка, 24 – блок управления частотой вращения привода заслонки

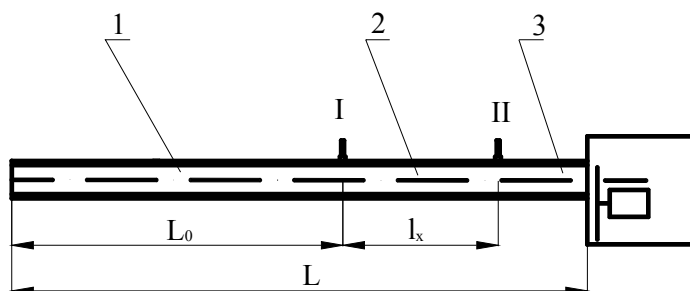


Рис. 2. Схема рабочего участка экспериментальной установки:  
 I–сечение 1, II–сечение 2, L– длина рабочего участка,  $L_0$ –длина предвключенного участка,  $l_x$ –длина измерительного участка

При проведении экспериментальных исследований турбулентного течения в трубе с периодическими пульсациями расхода варьировались числа Рейнольдса  $Re = (0,7 \dots 1,5) \times 10^5$  за счет изменения значения расхода воздуха  $Q$  от 206,36 до 386,13 м<sup>3</sup>/ч и Струхалья  $Sh = D / \langle U \rangle = 0 \dots 0,2$ , где  $D$ – диаметр проходного сечения трубы,  $\langle U \rangle$  – средняя скорость на оси трубы посредством изменения частоты вращения заслонки. Частота пульсаций расхода  $f$  изменялась в диапазоне 0...200 Гц.

Описан термоанемометрический метод измерения скорости и поверхностного трения, используемый в данной работе.

Приведено описание методов обработки экспериментальных данных, использованных в данной работе: корреляционного и спектрального анализа, метода условно-выборочного осреднения и анализа погрешности экспериментов.

**В третьей главе** представлены результаты экспериментального исследования пространственно-временной структуры развитого турбулентного течения воздуха в круглой гидравлически гладкой трубе с наложенными периодическими пульсациями расхода; на основании полученных экспериментальных данных конкретизируется влияние наложенных периодических пульсаций расхода на пространственно-временную структуру турбулентного течения.

Измерения в стационарных условиях показали, что отличие в величине гидравлического сопротивления  $\zeta$  от известных экспериментальных данных Никурадзе не превышает 3%. Измеренные профили скорости и профили интенсивности среднеквадратичных пульсаций скорости потока соответствуют известным экспериментальным данным.

Эксперименты в пульсирующем течении проводились при максимальной степени изменения площади расходного узла пульсатора – за один оборот заслонки площадь проходного сечения отверстия дважды плавно изменялась от 0 до 100% максимальной площади. Максимальная площадь расходного отверстия пульсатора близка к площади сечения трубы.

Диапазон изменения безразмерной частоты пульсаций скорости потока  $Sh_w = fD / \langle U_* \rangle$ , где  $\langle U_* \rangle = (\langle \tau_w \rangle / \rho)^{1/2}$  – динамическая скорость, составлял в экспериментах  $0 \dots 8$ , а относительной амплитуды пульсаций  $\beta = 0 \dots 0,6$ . Следуя классификации Григорьева и Фафурина, исследуемые течения в зависимости от частоты пульсаций расхода и его среднего значения можно отнести ко второй, третьей и четвертой группам, что соответствует низкочастотным, среднечастотным и высокочастотным режимам течения.

Показано, что скорость потока на оси трубы и статическое давление изменялись по закону, близкому к гармоническому во всем диапазоне изменения среднего значения расхода и частоты его пульсаций. Интенсивность наложенных пульсаций давления и скорости потока характеризовалась величиной среднеквадратичных пульсаций этих параметров – соответственно,  $\sigma_u^* = \sigma_u / \langle U \rangle$  и  $\sigma_p^* = \sigma_p / (\rho \langle U \rangle^2 / 2)$ . По сравнению с относительной амплитудой пульсаций, такая оценка является более устойчивой в статистическом смысле и была выбрана с учетом некоторого изменения амплитуды пульсаций скорости (давления) и отклонения формы колебаний этих параметров от синусоидальной.

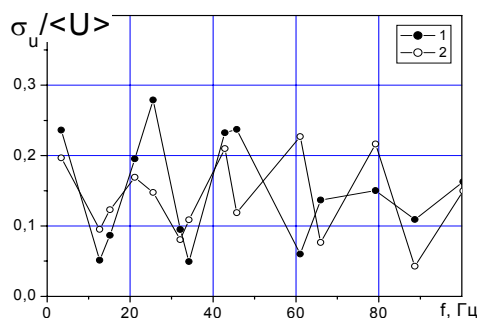


Рис.3. Зависимость среднеквадратичной интенсивности пульсаций скорости потока на оси трубы от частоты пульсаций расхода при  $L=10\text{м}$ ,  $Q = 206,36 \text{ м}^3/\text{ч}$ : 1 – сечение II,а; 2 – сечение II,б.

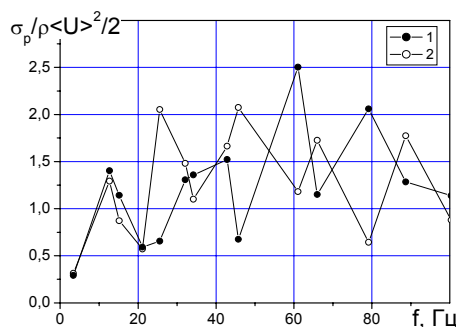


Рис.4. Зависимость среднеквадратичной интенсивности пульсаций давления от частоты пульсаций расхода при  $L=10\text{м}$ ,  $Q = 206,36 \text{ м}^3/\text{ч}$ : 1 – сечение II,а; 2 – сечение II,б

Установлено, что, несмотря на то, что закон изменения площади расходного сечения пульсатора на всех режимах по частоте и расходу оставался неизменным, среднеквадратичные интенсивности пульсаций скорости и давления существенно изменяются по частоте. Как видно из



рис.3 и рис. 4, на которых показано изменение среднеквадратичных интенсивностей турбулентных пульсаций скорости и давления, имеет место чередование максимумов и минимумов интенсивности наложенных пульсаций. Выявлено, что частоты соответствующие максимумам и минимумам  $\sigma_u^*$  и  $\sigma_p^*$  совпадают с определенными модами собственных акустических колебаний столба воздуха в трубе при граничных условиях, реализованных в эксперименте.

Выявлено наличие резонансных явлений в рабочем участке установки, которые являются следствием взаимодействия наложенных пульсаций расхода и собственных акустических колебаний столба воздуха в канале конечной длины (рабочем участке). Резонансные частоты соответствуют различным модам собственных акустических колебаний при граничных условиях, реализованных в эксперименте. Эти условия приближенно соответствуют постоянству статического давления во входном сечении и максимальной амплитуде пульсаций давления в выходном сечении (вблизи вращающейся заслонки) рабочего участка установки. Как показали расчеты, значения резонансных частот, определенные на основе известной длины рабочего участка и принятых граничных условий, как правило, соответствуют областям экстремумов зависимости приведенного перепада статического давления от частоты наложенных пульсаций расхода  $\Delta P^*(f)$ . Приведенный перепад статического давления определялся как  $\Delta P^* = \frac{D}{l_x} \frac{\Delta P_c}{\rho \frac{\langle U \rangle^2}{2}}$ , где  $D$  – диаметр

проходного сечения трубы;  $l_x$  – длина измерительного участка;  $\Delta P_c$  – перепад статического давления на границах измерительного участка;  $\langle U \rangle$  – среднерасходная скорость потока;  $\rho$  – плотность воздуха. Это соответствие имеет место при обеих величинах длины рабочего участка установки  $L$ , хотя полученные для различных  $L$  значения резонансных частот разные. Наличие резонансных явлений вызывает появление стоячих волн в рабочем участке установки, при этом в различных сечениях трубы возникают пучности и узлы давления (скорости потока), причем положение пучностей давления совпадает с положением узлов скорости, и наоборот. На рис. 5 схематически показаны положение второй моды по давлению и скорости с длиной волны  $\lambda = \frac{4}{3} L$ .

Строго говоря, оценка резонансных частот по этому методу дает частоты акустических колебаний в тракте экспериментальной установки с неподвижным воздухом. В подвижной среде скорость распространения возмущений по потоку и против потока отличаются от скорости звука и скорости движения среды, и резонансные частоты несколько смещаются. Однако необходимо отметить, что строго фиксированное положение узлов и пучностей давления (скорости) по длине трубы и нулевое значение амплитуды пульсаций скорости (давления) в узлах стоячей волны имеют

место в том случае, когда скорость потока пренебрежимо мала по сравнению со скоростью звука.

Показано, что амплитуда пульсаций давления на некоторых режимах течения, в частности на резонансном режиме с длиной волны  $\lambda = \frac{4}{7} L$ , что соответствует четвертой моде собственных акустических колебаний воздуха, существенно (приблизительно в 2...3 раза) превышает величину среднего скоростного напора в трубе. Под действием пульсаций давления (скорости потока) происходит деформация 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, в некоторых сечениях профили скорости становятся менее заполненными, а интенсивность пульсаций скорости потока значительно увеличивается, и вблизи стенки трубы возникают кратковременные возвратные течения. В частности, по результатам измерения продольной компоненты вектора поверхностного трения наличие возвратных течений зафиксировано в сечении I на режиме с длиной волны  $\lambda = \frac{4}{3} L$  ( $f = 33$  Гц при  $L = 8$  м и  $Q = 307,5$  м<sup>3</sup>/ч), соответствующем минимальному значению  $\Delta P^*$  (рис.6), а также в сечении II на режиме с длиной волны  $\lambda = \frac{4}{7} L$  ( $f = 61$  Гц при  $L = 10$  м и  $Q = 206,36$  м<sup>3</sup>/ч), соответствующем максимальному значению  $\Delta P^*$  (рис.7). Осциллограмма  $\tau_w(t)$  в одном из таких сечений показана на рис.6.

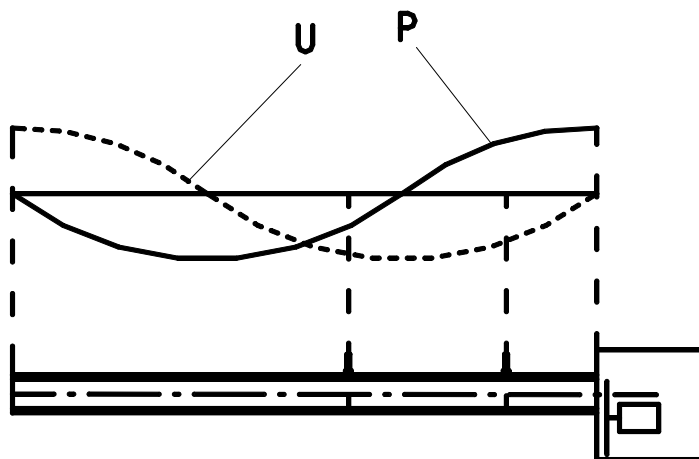


Рис. 5. Схема стоячих волн в рабочем участке экспериментальной установки.

При развитом турбулентном течении в цилиндрической трубе на стационарном режиме потери полного давления можно определять по перепаду статического давления в двух сечениях. Под влиянием пульсаций расхода в нестационарном турбулентном течении возможна деформация среднего профиля скорости по сравнению с профилем скорости развитого

турбулентного трубного течения на стационарном режиме. Деформация средних профилей скорости может приводить к изменению количества движения в исследуемых сечениях, следовательно, перепад статического давления на этих участках не будет соответствовать гидравлическому сопротивлению канала.

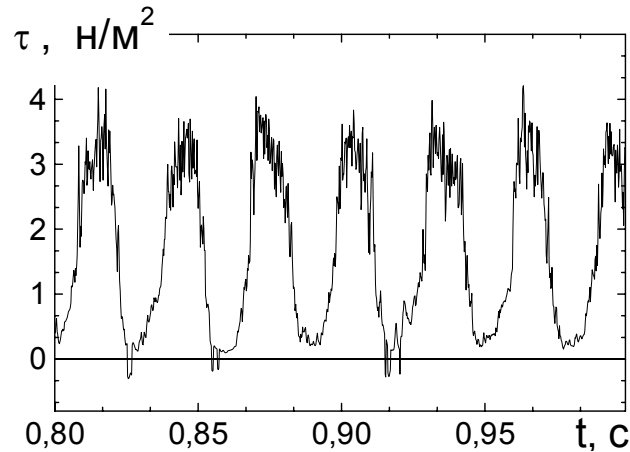


Рис.6. Осциллограмма продольной компоненты вектора поверхностного трения в сечении I измерительного участка при  $L=8$  м;  $Q=307,5$  м<sup>3</sup>/ч.

Выявлена немонотонная зависимость перепада статического давления от частоты наложенных пульсаций расхода  $\Delta P^*(f)$ . Характер, которой практически не зависит от среднего значения расхода  $Q$ . На рис. 7 представлена зависимость приведенного перепада давления от частоты пульсаций расхода при  $\lambda = \frac{4}{3} L$  ( $f=32,4$  Гц для  $l_x = 2,18$  м,  $L = 8$  м).

Можно выделить несколько достаточно узких диапазонов изменения частоты пульсаций, в которых  $\Delta P^*$  принимает минимальное (максимальное), а при некоторых значениях – отрицательное значение  $\Delta P^*$ . Так на стационарном режиме  $\Delta P^*$  составляет 0,0175, на нестационарном изменяется от -0,0175 до 0,03. Изменение объемного расхода практически и не влияет на зависимость перепада статического давления от частоты наложенных пульсаций расхода. Следует отметить, что полученные данные хорошо воспроизводятся при многократном повторении эксперимента.

При увеличении длины рабочего участка установки до  $L=10$  м немонотонный характер изменения приведенного перепада давления от частоты пульсаций расхода сохраняется (рис.8). При этом характер зависимости  $\Delta P^*(f)$  остается практически неизменным при варьировании длины измерительного участка  $l_x$  (расстояния между сечениями I и II).  $\Delta P^*$  изменяется от 0,01 до 0,04 и на некоторых режимах достигает 0,06. Это связано с тем, что уменьшение длины измерительного участка

приводит к увеличению погрешности измерения  $\Delta P^*$  в связи с уменьшением абсолютного значения перепада статического давления.

Выявлено, что минимумы и максимумы зависимости приведенного перепада давления от частоты наложенных пульсаций расхода соответствуют резонансным частотам.

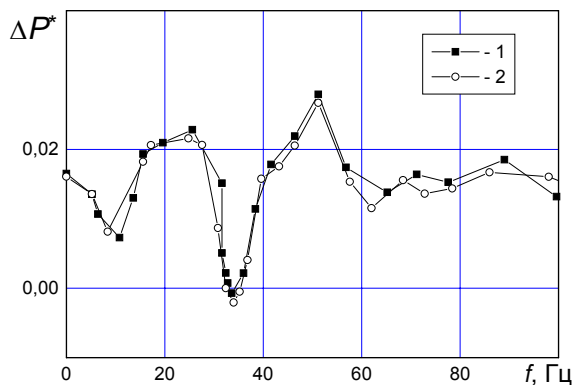


Рис.7. Зависимость перепада давления от частоты наложенных пульсаций расхода при  $L=8\text{м}$ : 1– $Q = 307,5 \text{ м}^3/\text{ч}$ , 2– $Q = 386,13 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

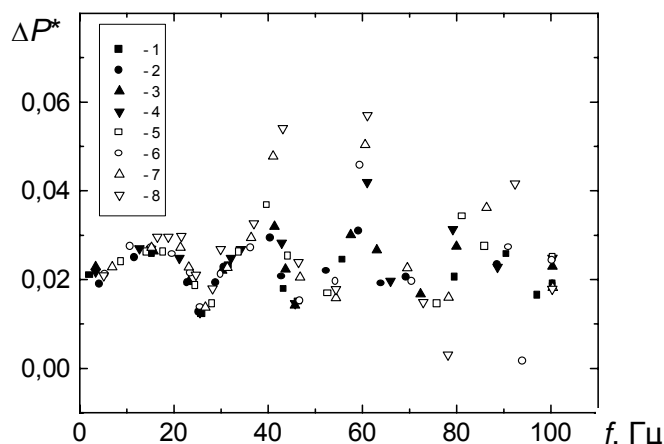


Рис. 8. Зависимость приведенного перепада давления от частоты наложенных пульсаций расхода при  $L=10\text{м}$  и различных длинах измерительного участка  $l_x$ : 1– 2,18 м, 2– 2,02 м, 3– 1,68 м, 4 – 1,52 м, 5 – 1,18 м, 6 – 1,02 м, 7 – 0,68 м, 8 – 0,52 м.

Обработка результатов измерений выполнялась с применением корреляционного анализа и метода условно-выборочного осреднения. При реализации последнего в качестве условия использовался сигнал датчика пульсаций давления, расположенного в сечении  $I$ . Осреднение  $p'$ ,  $u(y)$  и  $\tau_w$  в сечении  $II$  проводилось в моменты времени, соответствующие значениям фазового угла в диапазоне  $\phi = 0 \dots 360$  с шагом  $22,5^\circ$ . За  $\phi = 0$  принято условие  $p' = 0$  в сечении  $I$  в фазе нарастания давления. Обработка сигналов проводилась цифровым методом. В результате было получены зависимости условно осредненных величин  $p'|\phi(\phi)$ ,  $u|\phi(y, \phi)$ ,  $\tau_w|\phi(\phi)$  и  $\sigma_{u|\phi}$  и  $\sigma_{\tau|\phi}$  (интенсивности турбулентных пульсаций скорости и вектора поверхностного трения) в сечении  $II$  для обеих серий экспериментов, а также в сечении  $I$  для первой серии экспериментов.

Анализ условно-осредненных профилей (рис.9) показал, что на ряде резонансных режимах при некоторых значениях фазового угла наблюдалось существенное уменьшение наполненности профиля скорости в одном из сечений трубы (со значительным уменьшением скорости потока вблизи стенки трубы). На ряде режимов (в частности на резонансном режиме с длиной волны  $\lambda = \frac{4}{3}L$  и  $f = 32,4$  Гц) имела место немонотонность профиля скорости. Сопоставляя характер изменения перепада давления по частоте в двух сечениях с профилем скорости на этих частотах можно отметить, что на режимах, соответствующим локальным максимумам перепада давления, возникали благоприятные условия для отрыва потока в сечении II, при локальных минимумах перепада давления – в сечении I.

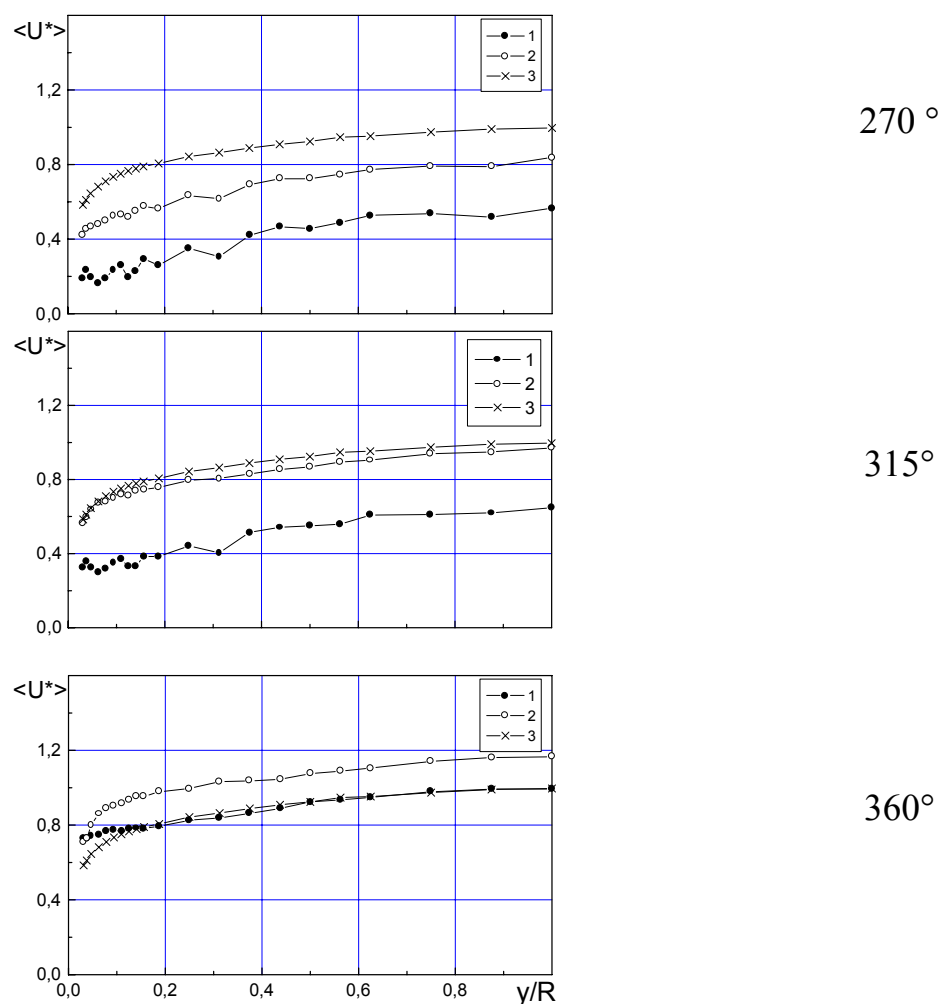


Рис. 9. Условно – осредненные профили скорости для  $f=32,4$  Гц  $L= 8$ м:  
1-сечение I, 2-сечение II, 3 – степенной закон «1/7».

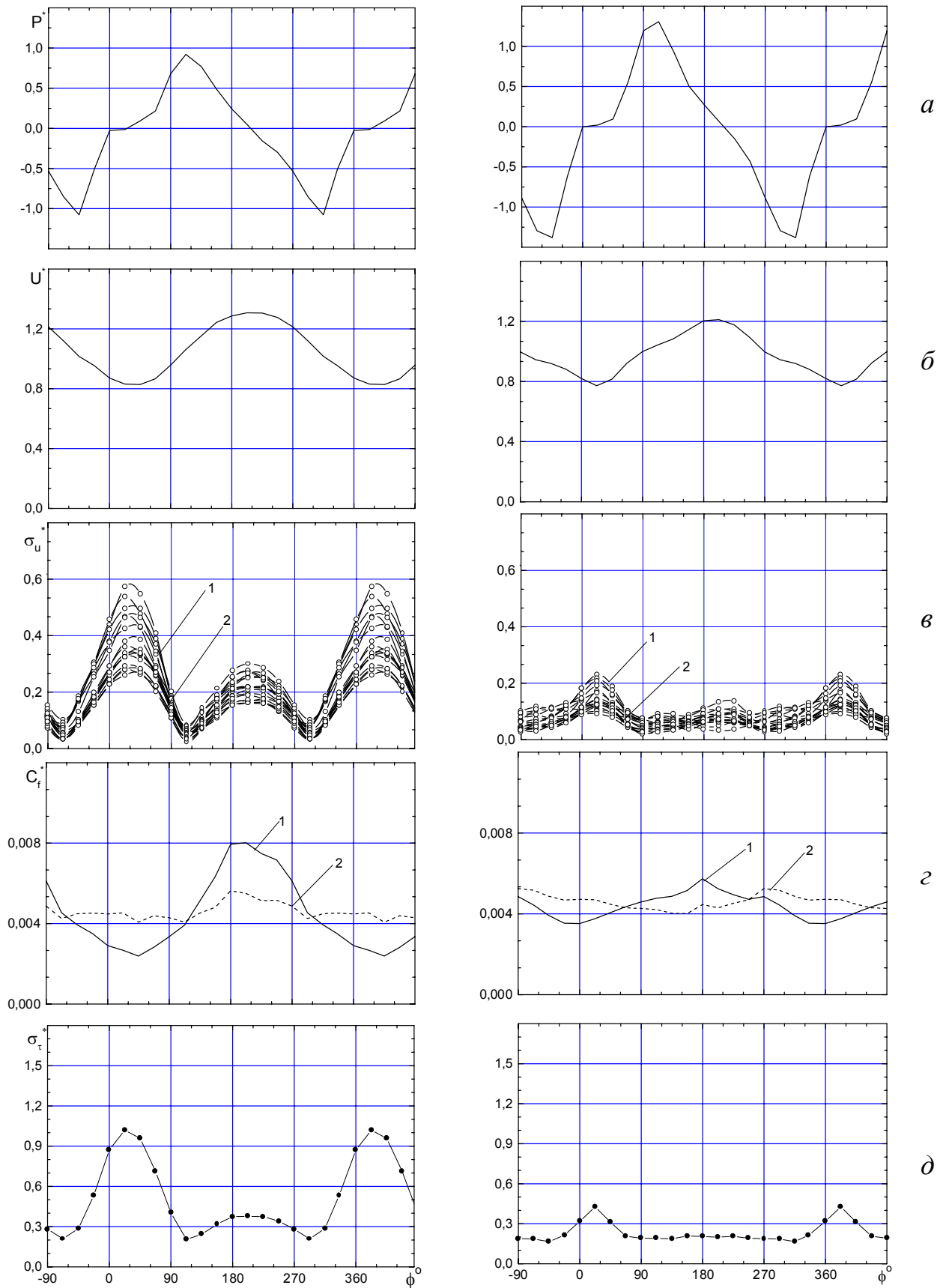


Рис. 10. Изменение безразмерных значений условно-средненных параметров течения в сечении II,*а* и II,*б* по фазовому углу при  $f=25,9$  Гц для  $L=10\text{м}$   $Q = 206,36\text{м}^3/\text{ч}$

Выявлено, что для одного и того же значения фазового угла профили скорости в сечениях I и II могут существенно отличаться друг от друга. С

учетом условия сохранения массового расхода воздуха по длине трубы в один и тот же момент времени, полученный характер профилей скорости в сечениях *I* и *II* свидетельствует о наличии между этими сечениями (в некоторых фазах пульсаций расхода) областей с интенсивным изменением давления (плотности) по времени.

Для более детального описания механизма влияния наложенной нестационарности на пространственно-временную структуру турбулентного течения в круглой трубе был проведен анализ данных одновременных измерений пульсаций давления во входном и выходном сечении измерительного участка, пульсаций скорости потока на оси трубы в этих же сечениях, пульсаций давления и скорости потока в различных точках поперечного сечения трубы в каждом из этих сечений, а также продольной компоненты вектора поверхностного трения  $\tau_w$  в измерительном сечении *II*.

Показано, что турбулентные пульсации скорости на оси канала на резонансных режимах составляют 5...30% и увеличиваются вблизи стенки до 60%, а на одном из режимов достигают 140% процентов. Выявлено, что изменения интенсивности турбулентных пульсаций скорости по фазовому углу у стенки и на оси трубы происходят с небольшим фазовым сдвигом. Пульсации скорости на оси канала опережают по фазе пульсации вблизи стенки

Показано, что интенсивность пульсаций параметров во многом определяется соотношением частоты наложенных пульсаций расхода и (на резонансных частотах) положением соответствующего сечения относительно узла (пучности) скорости (давления).

Более полное представление о турбулентности дает совместный анализ изменения по фазовому углу интенсивности турбулентных пульсаций скорости и продольной компоненты вектора поверхностного трения с осредненными по фазе скоростью на оси и давлением на стенке.

Получены зависимости изменения безразмерных величин  $p^* = p'|_{\phi}/q_0$ ;  $u^* = u|_{\phi}(y)/\langle u_0 \rangle$ ;  $\sigma_u^* = \sigma_{|u\phi}/u|_{\phi}$ ;  $c_f^* = \tau_w|_{\phi}/q_0$ ;  $c_f^{**} = \tau_w|_{\phi}/(q_0|_{\phi})$  и  $\sigma_{\tau}^* = \sigma_{\tau}|_{\phi}/(\tau_w|_{\phi})$  для сечений *II,а* и *II,б*. Здесь  $p'|_{\phi}$ ;  $u|_{\phi}$  и  $\tau_w|_{\phi}$  – условно осредненные значения пульсационной составляющей давления, скорости потока и продольной компоненты вектора поверхностного трения, соответственно;  $\sigma_{u|_{\phi}}$  и  $\sigma_{\tau|_{\phi}}$  – среднеквадратичные пульсации условно осредненных величин скорости потока и продольной компоненты вектора поверхностного трения, соответственно;  $\langle u_0 \rangle$  – среднее значение скорости потока на оси трубы;  $q_0 = \rho \langle u_0 \rangle^2 / 2$ ;  $q_0|_{\phi} = \rho (\langle u_0 \rangle|_{\phi})^2 / 2$ ;  $\langle u_0 \rangle|_{\phi}$  – условно-осредненное значение скорости потока на оси трубы. Упомянутые выше зависимости для  $\lambda = \frac{4}{3} L$  ( $f=25,9$  Гц при  $L=10$ м и  $Q = 206,36$ м<sup>3</sup>/ч), приведены на рис.10 левая колонка рисунка относится к сечению *II,а*, а правая – к сечению *II,б*. Как видно, характер изменения условно- среднего значения трения, нормированного по  $\rho \langle u \rangle^2 / 2$  (рис.10,з кривая 1), сходен характеру

изменения нормированной условно осредненной скорости потока на оси. Анализ зависимости коэффициента трения, определенного как отношение условно-среднего значения  $\tau_w$  к текущему скоростному напору на оси при данном фазовом угле (кривая 2 на рис. 10,з), показало, что нет однозначной связи  $\tau_w$  с текущей скоростью потока. Значение  $C_f$  по фазовому углу отклоняется от среднего значения на 30...60%. В фазе действия положительного градиента давления толщина пограничного слоя увеличивается, касательные напряжения пристеночных сдвиговых слоев при этом уменьшаются. В этот момент, интенсифицируется приток более высокоскоростной жидкости из ядра потока в пристенную область. Происходит наложение движения ускоренных частиц жидкости из ядра потока на движение ускоренных частиц жидкости в пристенной области. Таким образом, можно предположить, что, интенсифицируются выбросы замедленной жидкости от стенки к оси потока. То есть, интенсифицируется периодическое обновление вязкого подслоя.

Выявлено, что на резонансных режимах наибольшая интенсивность пульсаций поверхностного трения соответствует области фазовых углов, где имеет место минимум  $c_f^*$ .

Установлено, что интенсивность пульсаций параметров во многом определяется соотношением частоты наложенных пульсаций расхода (на резонансных частотах) и положением соответствующего сечения относительно узла (пучности) скорости (давления).

Установлено, что максимальное значение коэффициента взаимной корреляции пульсаций давления во входном и выходном сечении измерительного участка, также как и коэффициента взаимной корреляции пульсаций скорости потока на оси канала в этих же сечениях достигает 0,95...0,98. Выявлено, что практически на всех режимах по частоте пульсаций расхода наблюдается фазовый сдвиг между пульсациями параметров в сечениях *II,а* и *II,б* (L=10 м). Наличие фазового сдвига подтверждается и результатами одновременных измерений параметров течения в сечениях *I* и *II* (L=8 м). Величина фазового сдвига, определенная из взаимно-корреляционных функций параметров, достигает: для пульсаций скорости и продольной компоненты вектора поверхностного трения 0,2, а для пульсаций давления – 0,5 периода наложенных пульсаций расхода. Следовательно, закон движения воздуха в рабочем участке установки под действием наложенных пульсаций расхода существенно отличается от "закона движения твердого тела". Величина и знак фазового сдвига между параметрами течения может меняться в зависимости от частоты наложенных пульсаций расхода и положения сечения, в котором проводились измерения. Это свидетельствует о сложной пространственно-временной структуре течения, на которую оказывают влияние как резонансные явления, так и перенос пульсаций параметров в направлении среднего движения.



## ВЫВОДЫ.

По результатам настоящей диссертационной работы можно сделать следующие основные выводы:

1. Получены новые экспериментальные данные о пространственно-временной структуре развитого турбулентного течения воздуха в круглой гидравлически гладкой трубе с наложенными периодическими пульсациями расхода. В широком диапазоне частот наложенных пульсаций расхода проведены измерения перепада давления на участке трубы, а также одновременные измерения скорости потока, напряжения поверхностного трения и пульсационной составляющей давления в двух сечениях трубы. Оценены зависимости от фазового угла профилей скорости, давления на стенке, напряжения поверхностного трения, а также интенсивности турбулентных пульсаций измеренных параметров. Получены данные о взаимных пространственно-временных корреляциях параметров.

2. Выявлен немонотонный характер зависимости потерь статического давления в трубе от частоты наложенных пульсаций расхода. Диапазон изменения  $\Delta P^*$  от  $\approx 0$  до 0,03. Немонотонность этой зависимости связана с резонансными явлениями, которые являются следствием взаимодействия наложенных пульсаций расхода и собственных акустических колебаний столба воздуха в канале конечной длины. Минимальное значение  $\Delta P^* \approx -0,0175$  зафиксировано на резонансном режиме  $\lambda = \frac{4}{3} L$ , максимальное –  $\Delta P^* \approx 0,04$  на  $\lambda = \frac{4}{7} L$ . В условиях гидродинамической нестационарности перепад статического давления при развитом турбулентном течении в трубе может не соответствовать гидравлическому сопротивлению канала.

3. На резонансных гармониках  $\lambda = \frac{4}{3} L$  и  $\lambda = \frac{4}{7} L$  в сечениях трубы, расположенных в области пучности скорости, зафиксированы кратковременные возвратные течения вблизи стенки трубы.

4. Экспериментально установлено, что на резонансных режимах течения, в частности при  $\lambda = \frac{4}{3} L$  и  $\lambda = \frac{4}{7} L$  амплитуда пульсаций давления существенно (в два, три раза) превышает величину среднего скоростного напора.

5. Получены зависимости условно-осредненных параметров течения от фазы изменения давления в сечении трубы. Установлено, что в фазе нарастания давления профиль скорости становится менее заполненным, а интенсивность пульсаций скорости возрастает. Также установлено, что интенсивность пульсаций параметров во многом определяется соотношением частоты наложенных пульсаций расхода и (на резонансных частотах) положением соответствующего сечения относительно узла (пучности) скорости (давления). Фазовые сдвиги между пульсациями параметров составляют для пульсаций скорости и

продольной компоненты вектора поверхностного трения 0,2, а для пульсаций давления – 0,5 периода наложенных пульсаций расхода. Следовательно закон движения воздуха в рабочем участке установки под действием наложенных пульсаций расхода существенно отличается от "закона движения твердого тела".

Основные результаты диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Михеев Н.И., Молочников В.М., Давлетшин И.А., Саховский А.В., Стинский Г.В., Феоктистова Л.А. О законе сопротивления при пульсирующем турбулентном течении в круглой трубе // Материалы докл. IV Всерос. Шк.-сем. молодых уч. и спец. «Проблемы теплообмена и гидродинамики в энергомашиностроении», 28-29 сентября 2004 г.- Казань. 2004.-С.185-193.

2. Давлетшин И.А., Михеев Н.И., Молочников В.М., Стинский Г.В., Феоктистова Л.А. Потери давления в гладкой трубе при пульсирующем турбулентном потоке // Тез. докл. XXVII Сиб. теплофиз. сем., 1-5 окт. 2004 г. Москва-Новосибирск. 2004.С.129-130.

3. Давлетшин И.А., Михеев Н.И., Молочников В.М., Стинский Г.В., Феоктистова Л.А., Душин Н.С., Душина О.А. Структура турбулентного течения в трубе в условиях гидродинамической нестационарности потока // Тр. XVII Всерос. межвуз. науч.-техн. конфер. «Электромех. И внутрикамерн. процессы в энерг. установках, струйная акустика, диагностика техн. систем, приборы и методы контроля прир. среды, веществ, материалов и изделий. 17-19 мая 2005 г. т.1. Стр.295-296.

4. Давлетшин И.А., Михеев Н.И., Молочников В.М., Стинский Г.В., Феоктистова Л.А., Душин Н.С., Душина О.А. Пространственно-временная структура турбулентного течения в гладкой трубе в условиях гидродинамической нестационарности потока // Тезисы докл. Межд. науч.-практ. конфер. «Рабочие процессы и технология двигателей», Казань, 23-27 мая 2005 г. Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та. 2005. С. 286-288. Г.В.

5. Давлетшин И.А., Михеев Н.И., Молочников В.М., Стинский Г.В., Феоктистова Л.А., Душин Н.С., Душина О.А. Турбулентное течение в трубе в условиях периодических пульсаций расхода // Материалы Пятой Межд. школы-семинара «Модели и методы аэродинамики». Евпатория, 5-14 июня 2005г. М.: МЦНМО, 2005.– С.91-92.

6. Давлетшин И.А., Михеев Н.И., Молочников В.М., Стинский Г.В., Феоктистова Л.А. Пространственно-временная структура турбулентного течения с периодической нестационарностью в круглой трубе // Межвузовский научный сборник «Проектирование и исследование технических систем». Наб. Челны:Изд-во КамПИ. 2005.–№6. С.152-160.

7. Молочников В.М., Давлетшин И.А., Стинский Г.В., Феоктистова Л.А., Душин Н.С., Душина О.А. Экспериментальное исследование развитого турбулентного течения в круглой трубе с периодическими

пульсациями расхода. Часть 1. Потери давления и резонансные явления. // Известия РАН. Энергетика. 2005. –№6. С.25-31.

8. Молочников В.М., Давлетшин И.А., Стинский Г.В., Феокистова Л.А., Душин Н.С., Душина О.А. Экспериментальное исследование развитого турбулентного течения в круглой трубе с периодическими пульсациями расхода. Часть 2. Пространственно-временная структура течения. // Известия РАН. Энергетика. 2005. –№6. С.115-121.