

## ВЛИЯНИЕ СТАБИЛИЗИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ НА ПУЛЬСАЦИИ ДАВЛЕНИЯ В КОНИЧЕСКОМ ДИФфуЗОРЕ МОДЕЛИ ОТСАСЫВАЮЩЕЙ ТРУБЫ

Литвинов И.В., Скрипкин С.И., Шторк С.И.

<sup>1</sup> *Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН, Новосибирск, Россия (630090, г. Новосибирск, пр. Акад. Лаврентьева, 1), e-mail: litvinov@itp.nsc.ru*

Целью работы является экспериментальное исследование влияния стабилизирующих устройств на амплитудно-частотные характеристики пульсаций давления в коническом диффузоре отсасывающей трубы с углом раскрытия  $8.3^\circ$ . Исследования проводились в диапазоне чисел Рейнольдса  $Re \approx 2.5 \cdot 10^3 - 22 \cdot 10^3$  при параметре крутки, равном  $S=1.64$ . Профили скорости были получены с помощью системы ЛДА при установке различных стабилизирующих устройств на входе в диффузор. Для получения энергетических спектров пульсаций давления был использован акустический датчик, который помещался на стенках диффузора. В результате было показано, что в коническом диффузоре возникает эффект прецессии вихря, а установка стабилизирующих устройств на входе диффузора существенным образом меняет амплитудно-частотные характеристики пульсаций давления. Удалось достичь полного подавления эффекта и снижения пульсаций давления за счет установки ребер, вытянутых в аксиальном направлении.

Ключевые слова: отсасывающая труба, диффузор, стабилизирующие устройства, прецессия вихря (ПВЯ), пульсации давления.

## EFFECT OF STABILIZING DEVICES ON PRESSURE PULSATIONS IN CONICAL DIFFUSER OF A DRAFT TUBE MODEL

Litvinov I.V., Skripkin S.G., Shtork S.I.

*Kutateladze Institute of Thermophysics, SB RAS, Novosibirsk, Russia(630090, Novosibirsk, 1 Lavrentiev Av.)*

The aim of the work was an experimental study of influence of stabilizing devices on amplitude-frequency characteristics of pressure fluctuations in conical diffuser of draft tube with a divergent angle of  $8.3 \text{ deg}$ . The studies were carried out in the range of Reynolds numbers  $Re \approx 2.5 \cdot 10^3 - 22 \cdot 10^3$  with the swirl number  $S = 1.64$ . Velocity profiles were obtained using an LDA system for different type of stabilizing devices installed in the inlet conical diffuser. To obtain the energy spectra of pressure fluctuations sophisticated acoustic sensor was used, which was placed on the walls of the conical diffuser. As a result, it was shown that effect of the vortex precession occurs in the conical diffuser. The stabilizing devices substantially influence the amplitude-frequency characteristics of the pressure fluctuations. It was possible to achieve complete suppression of the precessing vortex and drastically reduce the pressure pulsations by installation of the grooves extending in the axial direction.

Keywords: draft tube, diffuser, stabilizing devices, precessing vortex core (PVC), pressure pulsations.

### Введение

При неоптимальных условиях работы радиально-осевых турбин типа турбины Френсиса поток, проходящий через рабочее колесо гидротурбины и поступающий в отсасывающую трубу, имеет большую остаточную закрутку. В этом случае замедляющийся закрученный поток подвержен эффектам неустойчивости, таким как распад вихря и прецессия вихревого ядра (ПВЯ). В настоящий момент данные явления, связанные с преобразованием осесимметричного закрученного потока в один или более прецессирующих вихрей, признаются как основные причины возникновения опасных периодических пульсаций давления в проточной части гидротурбины [14].

Эффект ПВЯ, возникающий в отсасывающей трубе гидротурбины, уже давно изучается различными методами, как экспериментальными, так и численными [8; 10; 13; 15], но в настоящий момент все еще нет единой точки зрения на причины его образования. Соответственно, актуальной остается задача изучения механизмов управления данным явлением и его подавления. В литературе можно встретить описание различных методов борьбы с пульсациями давления в закрученном потоке, таких как вдув воздуха в канал отсасывающей трубы [7], подача аксиальной струи воды за рабочим колесом гидротурбины [4], а также изменение формы обтекателя рабочего колеса и установка различных вихреподавляющих конструкций или стабилизирующих устройств (СУ). Первые два метода хорошо разработаны, апробированы и эффективны, хотя требуют существенных энергетических затрат, снижающих общее КПД гидротурбины. Установка пассивных вихреподавляющих конструкций для борьбы с ПВЯ является экономически выгодным решением, но в литературе достаточно редко встречаются работы по исследованию влияния геометрии конструкций на характеристики ПВЯ. Хотя такая информация крайне важна, учитывая, что СУ испытывают сильные динамические нагрузки, и поэтому необходима тщательная оптимизация геометрии. Из имеющейся литературы по данной тематике можно отметить работы авторов [3; 14; 18], а также цикл работ Kurokawa и его коллег [9; 11], где было показано, что с помощью небольших ребер в диффузоре отсасывающей трубы можно существенно влиять на амплитуду пульсаций давления.

Целью данной работы является экспериментальное изучение влияния различных типов СУ на амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) пульсаций давления в коническом диффузоре модели отсасывающей трубы и анализ их эффективности для управления ПВЯ.

#### **Экспериментальная установка и методика**

Экспериментальное исследование влияния СУ на характеристики ПВЯ в коническом диффузоре проводилось на аэродинамическом стенде, включающем: воздухоподувку, частотный преобразователь, расходомер (стандартная диафрагма), компрессор, генератор частиц аэрозоли и рабочий участок (рис. 1).

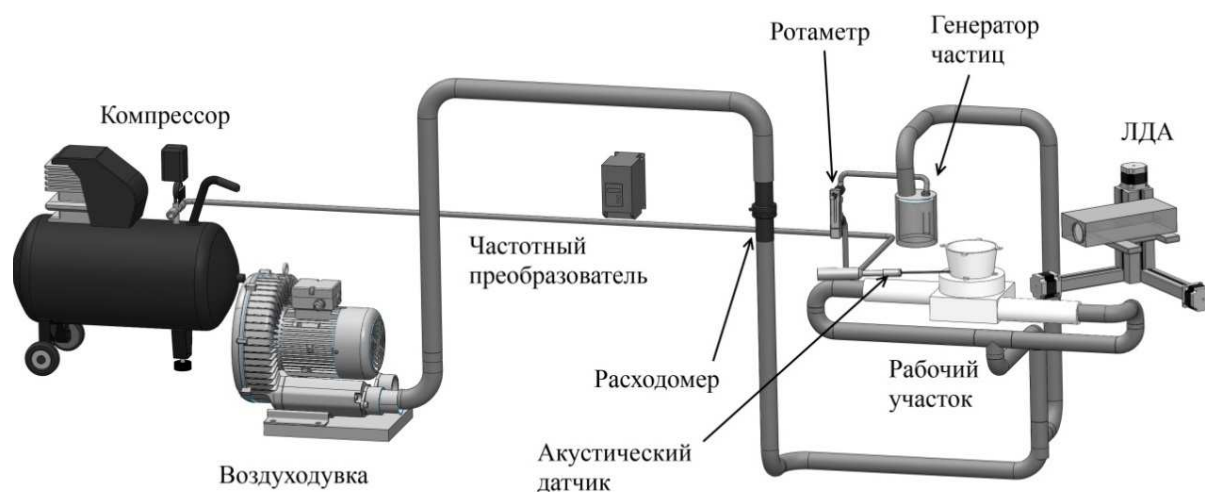


Рис. 1 - Схема экспериментальной установки

В качестве рабочей среды использовался воздух при комнатной температуре ( $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), который при помощи воздуходувки, подключенной к частотному преобразователю, нагнетался в рабочий участок. Расход воздуха определялся с помощью перепада давления на стандартной диафрагме с допустимой погрешностью 1.5%. Для измерения полей скоростей использовался двухкомпонентный лазерно-доплеровский анемометр (ЛДА) «ЛАД 06-и», помещенный на программируемое координатно-перемещаемое устройство. В качестве источника доплеровского сигнала использовался аэрозоль, который генерировался за счет барботаж парафинового масла сжатым воздухом из компрессора и смешивался перед рабочим участком с основным потоком воздуха. Расход воздуха для генерации аэрозоля измерялся калиброванным ротаметром. Распределение частиц по размерам в аэрозоле имеет пик, соответствующий размеру порядка единиц микронов, что позволяет им хорошо следовать за потоком воздуха [6; 12]. В экспериментах измерялись профили осреднённой скорости и среднеквадратичных пульсаций скорости. Координатно-перемещающее устройство позволяло позиционировать измерительный объем ЛДА с линейными размерами  $0.005 \times 0.8\text{ мм}$  с точностью  $0.1\text{ мм}$ . В каждой измерительной точке набиралась статистика 5 тысяч доплеровских вспышек, что гарантирует достоверность определения каждой компоненты осредненной скорости и среднеквадратичных пульсаций скорости в турбулентном потоке в пределах статистической ошибки 5 и 2% соответственно [16].

Для измерения пульсаций давления в диффузоре отсасывающей трубы использовался акустический датчик, который представлял собой отборник (рис. 2а), присоединенный к шумомеру 2250 Bruel&Kjaer. Отборник позволял измерять пульсации давления в локальной измерительной точке, а также подавлять посторонние шумы в помещении. Отборник влияет на амплитудно-фазовые частотные (АЧХ и ФЧХ) характеристики микрофона, поэтому для восстановления спектра реального сигнала использовался АЧХ и ФЧХ отборника, которые

были получены с шагом 1 Гц в диапазоне от 15 до 2000 Гц с помощью аналого-цифрового преобразователя и акустического динамика (рис. 2б).

В экспериментах акустический датчик устанавливался в измерительные точки диффузора, а сигнал регистрировался с помощью аналого-цифрового преобразователя. Длительность записанных реализаций была 60 секунд при частоте дискретизации 5 кГц, для вычисления спектров использовался алгоритм быстрого Фурье-преобразования. Доминантный пик в спектре принимался за частоту ПВЯ и обозначался как  $f$ . Описанная процедура позволила измерить среднеквадратичные пульсации давления в измерительных точках и проанализировать распределение энергетических спектров.

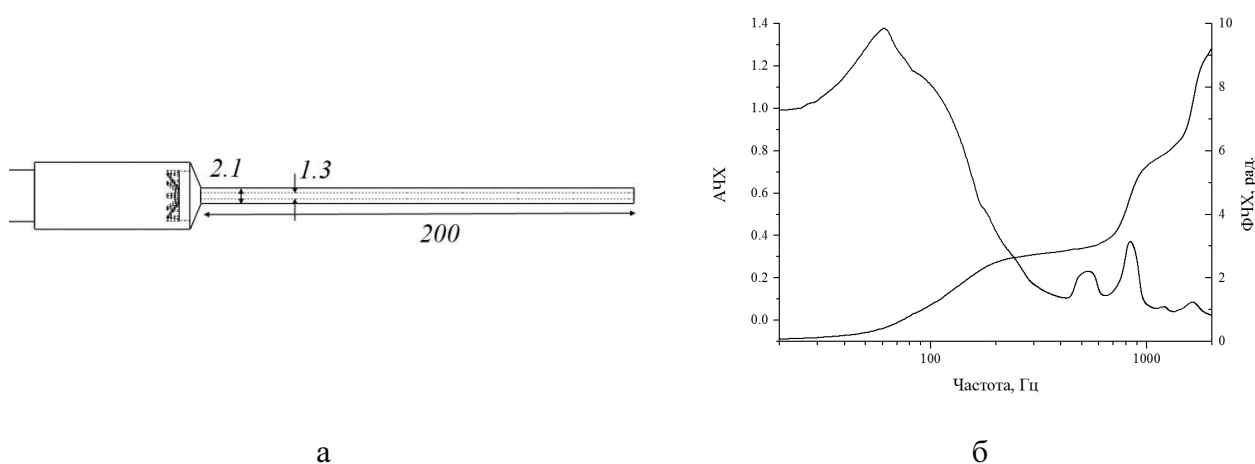


Рис. 2 - Схема отборника и его частотные характеристики

Рабочий участок аэродинамического стенда состоял из закручивающего устройства конического диффузора. Закручивающее устройство (рис. 1 и 3) имитировало входные условия потока за рабочим колесом гидротурбины. Как будет показано далее, параметр закрутки в экспериментах был  $S=1.64$ , что соответствует реальным условиям закрутки потока на ГЭС при неоптимальных режимах работы. Закручивающее устройство тангенциального типа представляло собой два входных тангенциально направленных патрубка диаметром 40 мм, с расстоянием между центрами патрубков 144 мм и аксиальным выходом на 100 мм. Угол раскрытия конического диффузора  $8.3^\circ$ , высота 70 мм, входной диаметр диффузора  $D=100$  мм, на выходе  $D_0=120$  мм, что соответствует геометрии натурной отсасывающей трубы типа P020-B-46. На рисунке 3 указаны место для установки препятствий (СУ) и начало координат. Цифрами обозначены измерительные точки, в которых производились измерения пульсаций давления.

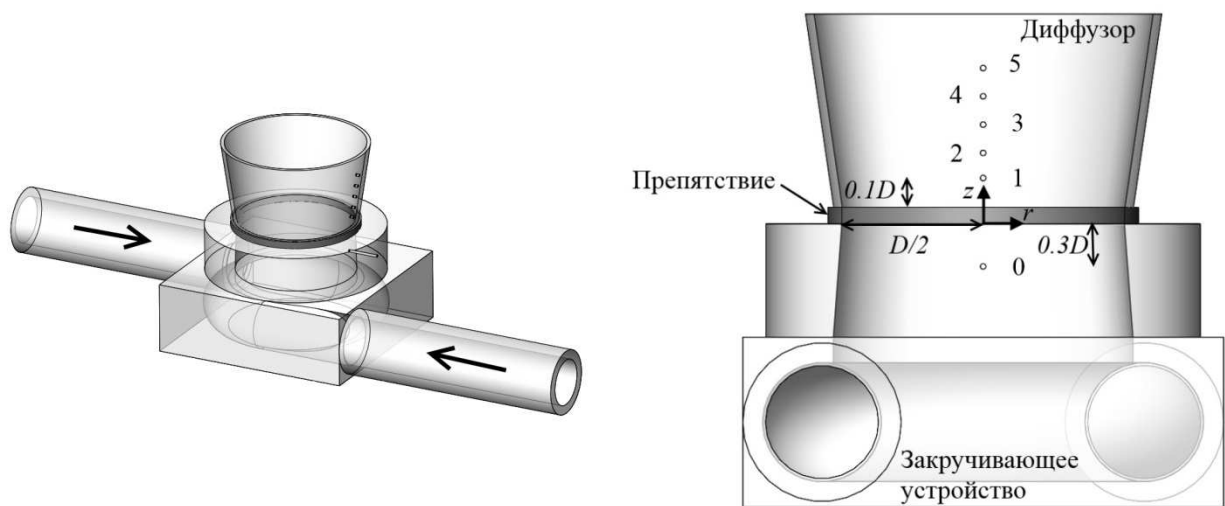
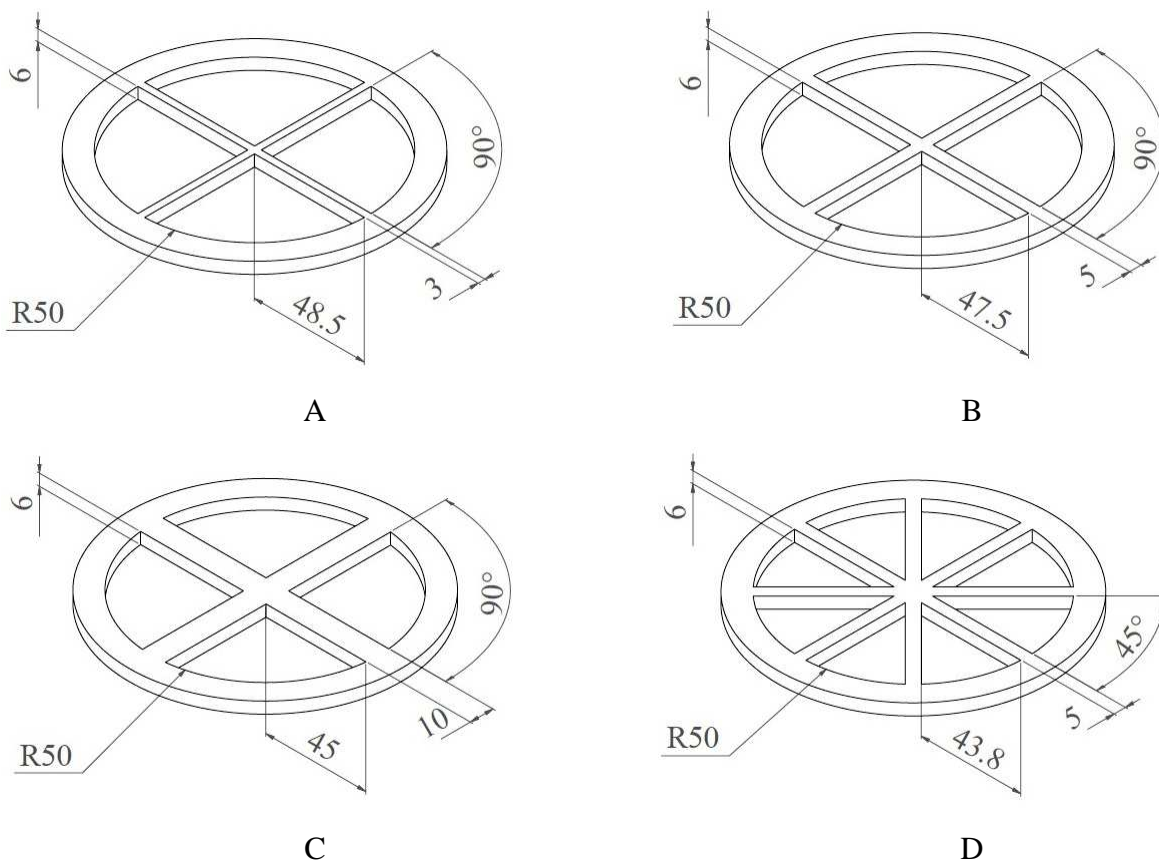


Рис. 3 - Схема рабочего участка: закручивающее устройство и конический диффузор

На рисунке 4 изображены СУ (препятствия), изготовленные для проведения экспериментов. Это четыре вида крестовин с различной шириной и количеством ребер (А, В, С, D), аксиальные ребра (Е), а также лопаточное устройство с углом наклона лопаток  $30^\circ$  (F), которое противодействует входной закрутке потока. Данные элементы были выбраны как наиболее эффективные, согласно имеющимся литературным данным [3; 18].



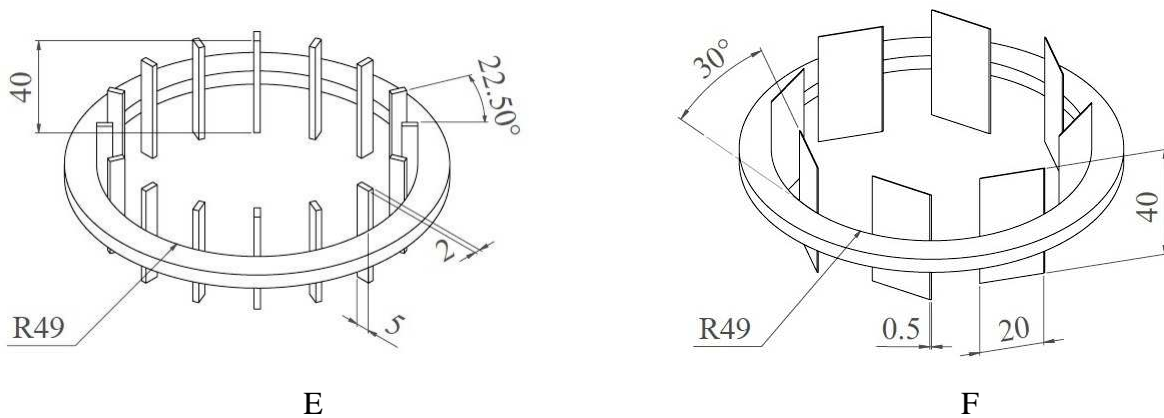


Рис. 4 - Эскизы препятствий

### Параметры эксперимента и профили скорости

Для оценки степени закрутки в коническом диффузоре был выбран безразмерный параметр крутки, который может быть определен непосредственно из профилей осредненной скорости, как [2]:

$$S = \frac{\int_0^{\infty} \rho U W r^2 dr}{R \int_0^{\infty} (\rho U^2 + p(r) - p(\infty)) r dr},$$

где  $U$ ,  $W$  – осредненные компоненты аксиальной и тангенциальной скорости,  $R=D/2$  – характерный радиус,  $\rho$  – плотность воздуха, а радиальное распределение давления может быть рассчитано на основе распределения тангенциальной скорости  $p(r) - p(\infty) = -\int_0^r \frac{W^2}{\xi} d\xi$ .

Профили скорости были измерены на высоте  $z \approx 0.8D$ , то есть на высоте 3 мм от выхода диффузора в открытое пространство. Можно предположить, что  $S$  внутри диффузора меняется незначительно [1], поэтому по нему можно судить о степени закрутки потока внутри диффузора. Параметр крутки, рассчитанный по указанной формуле, в отсутствие препятствий равен 1.64. Согласно [11], такое значение параметра крутки характерно для натуральных гидротурбин в неоптимальных условиях работы. Число Рейнольдса в экспериментах определялось, как  $Re = \frac{U_0 D}{\nu}$ , где  $U_0$  – среднерасходная скорость в сечении  $z=0$ ,  $\nu$  – кинематическая вязкость воздуха.  $Re$  изменялось в диапазоне  $2.5 \cdot 10^3 - 22 \cdot 10^3$ . Для обобщения частоты ПВЯ было введено число Струхаля,  $St = \frac{fD}{U_0}$ , где  $f$  – частота доминирующей гармоники в спектре пульсаций давления.

На рисунке 5 представлены только полупрофили тангенциальной и аксиальной компонент скорости при установке каждого типа СУ (предполагалось, что закрученный

поток имеет осевую симметрию). Распределения обезразмерены на среднерасходную скорость  $U_0=1.32$  м/сек и выходной диаметр конуса  $D_0$ . Видно, что в профилях максимумы скоростей почти в 5 раз превышают среднерасходную скорость и смещены к стенкам диффузора. Кроме того, профиль аксиальной компоненты показывает наличие области возвратного течения, которая занимает пространство от центра диффузора до  $r \approx 0.3D_0$ . Отмеченный характер профилей скоростей свидетельствует о присутствии в потоке сильного нестационарного течения в виде ПВЯ [17]. Видно, что препятствия, установленные на входе в конический диффузор, в значительной степени не меняют профили осредненной скорости (разброс около 10%). Это особенно заметно для препятствий типа А, В, С, D, F. Установка препятствия Е позволила снизить значение минимальной аксиальной скорости в области возвратного течения на 30%, а также на 50% уменьшила максимум тангенциальной скорости.

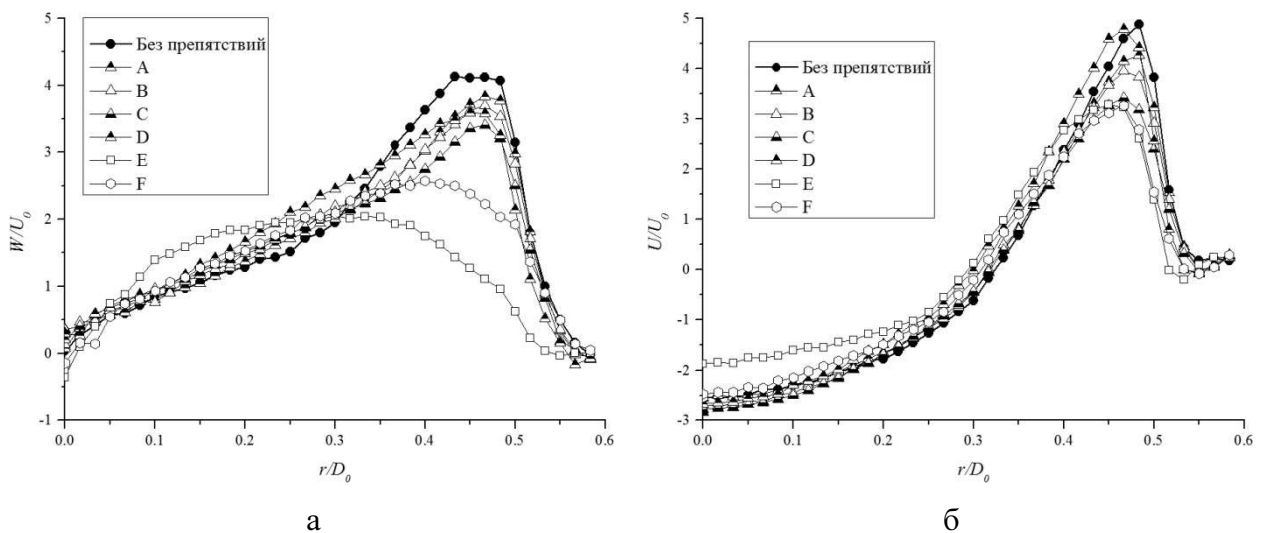


Рис. 5 - Профили осредненной скорости: а – тангенциальной, б – аксиальной ( $z=0.81D_0$ ,  $U_0=1.32$  л/сек,  $Re \approx 15 \cdot 10^3$ )

По измеренным профилям скорости были рассчитаны параметры крутки для всех типов препятствий (рис. 6). Для препятствий типа А, В, С заметен линейный рост параметра крутки от размера ширины ребер крестовины, а увеличение количества ребер в два раза (от В к D) повлекло снижение параметра крутки на 45%, примерно так же снизило закрутку потока препятствие типа F. Наиболее существенно перераспределило тангенциальные и аксиальные компоненты скорости препятствие типа Е, которому удалось снизить закрутку потока примерно в 3.5 раза по сравнению с исходной.

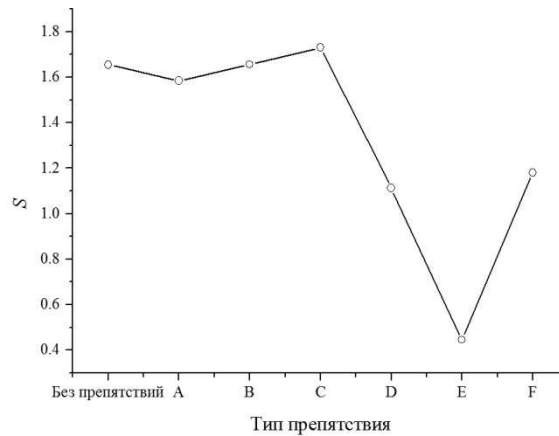


Рис. 6 - Зависимость параметра закрутки  $S$  от типа препятствия

На рисунке 7 представлены распределения среднеквадратичных пульсаций скорости. Видно, что в отсутствие СУ максимальные пульсации приходятся на область вблизи стенок  $r \approx 0.4-0.5D$  и достигают уровня  $1.6U_0$ , что связано с присутствием когерентной составляющей в пульсациях скорости. Уровень пульсаций скорости снижается на величину 20-30% от максимума при установке препятствий и от типа препятствий значительно не зависит, единственной особенностью является увеличение уровня пульсации тангенциальной скорости на  $0.3U_0$  в области центра  $r \approx 0$  при установке препятствия типа Е.

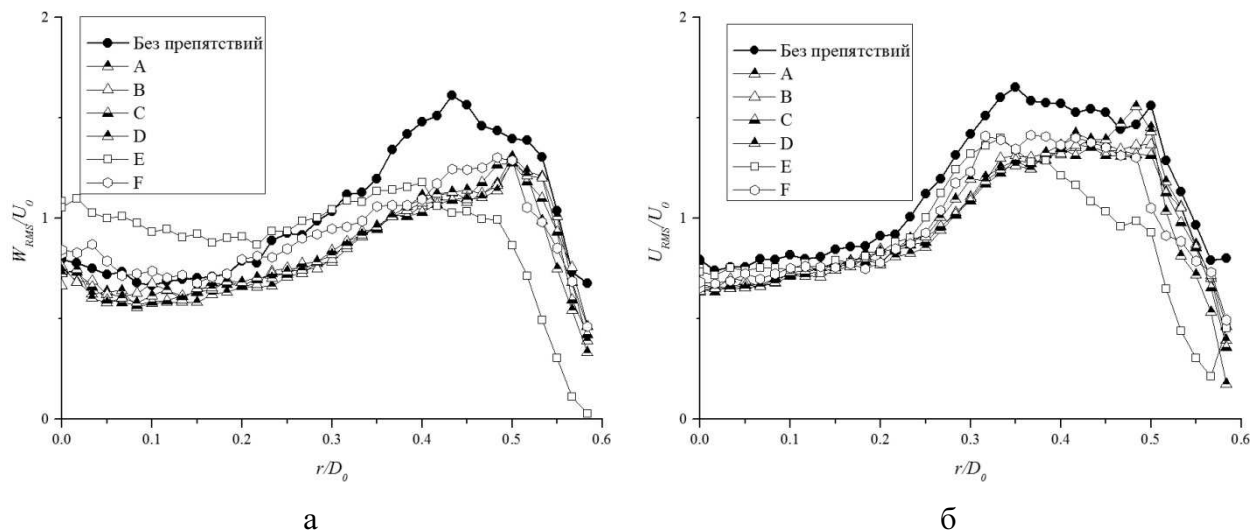


Рис. 7 - Профили среднеквадратичных пульсаций скорости: а – тангенциальной, б – аксиальной ( $z=0.81D$ ,  $U_0=1.32$  м/сек,  $Re \approx 15 \cdot 10^3$ )

### Пульсации давления в коническом диффузоре

Для изучения влияния препятствий на ПВЯ анализировались АЧХ пульсаций давления в различных точках, полученные при помощи акустического датчика, который помещался в различные измерительные точки. На первоначальном этапе работы акустический датчик был установлен в точку 1 (рис. 3), где получена зависимость частоты и амплитуды ПВЯ от расхода газа. Как видно по спектру, в случае отсутствия препятствия на входе в диффузор



существуют две выделенные преобладающие частоты  $f_1=39$  и  $f_2=65$  Гц (рис. 8а), генерируемые прецессирующими вихрями. Частота  $f_2$  является в спектре доминантной, причем амплитуда описывается квадратичной зависимостью от расхода (рис. 8б). Амплитуда частоты  $f_1$  несколько ниже, чем частоты  $f_2$ , и также находится в квадратичной зависимости от расхода. На рисунке 9а представлена зависимость преобладающей гармоники  $f_2$  в спектре сигнала при изменении расхода газа. Данные описываются линейной зависимостью, выходящей из начала координат. В безразмерном виде частотная зависимость демонстрирует автомодельность по числу Рейнольдса (рис. 9б). Линейная зависимость частоты ПВЯ и автомодельность безразмерного параметра  $St$  от  $Re$  согласуются с известными в литературе данными [5].

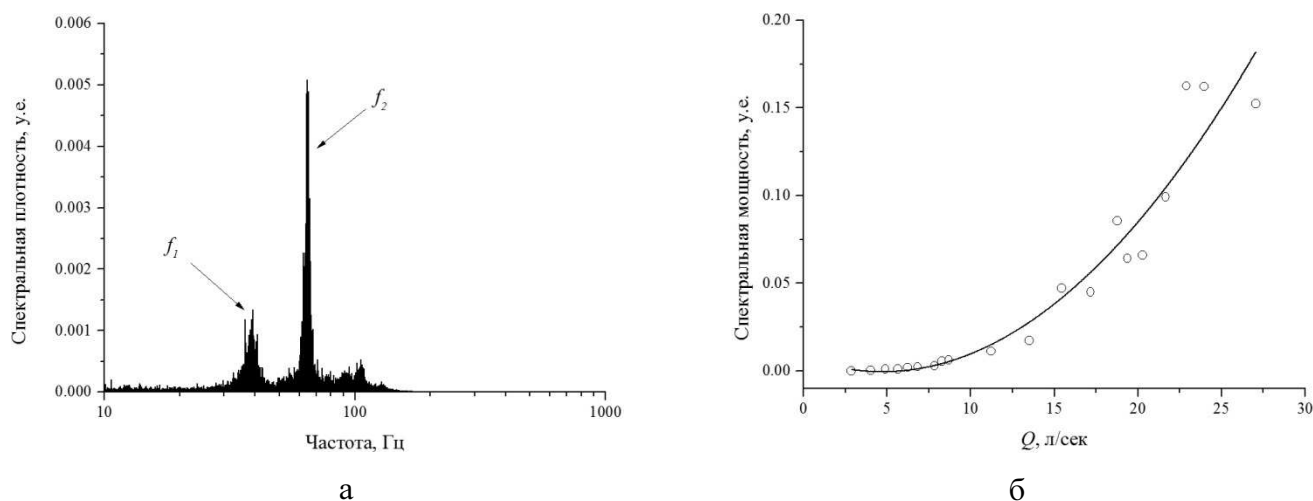


Рис. 8 – АЧХ пульсаций давления в диффузоре (измерительная точка 1, без препятствий): а – энергетический спектр ПВЯ в диффузоре; б – зависимость амплитуды  $f_2$  от расхода воздуха

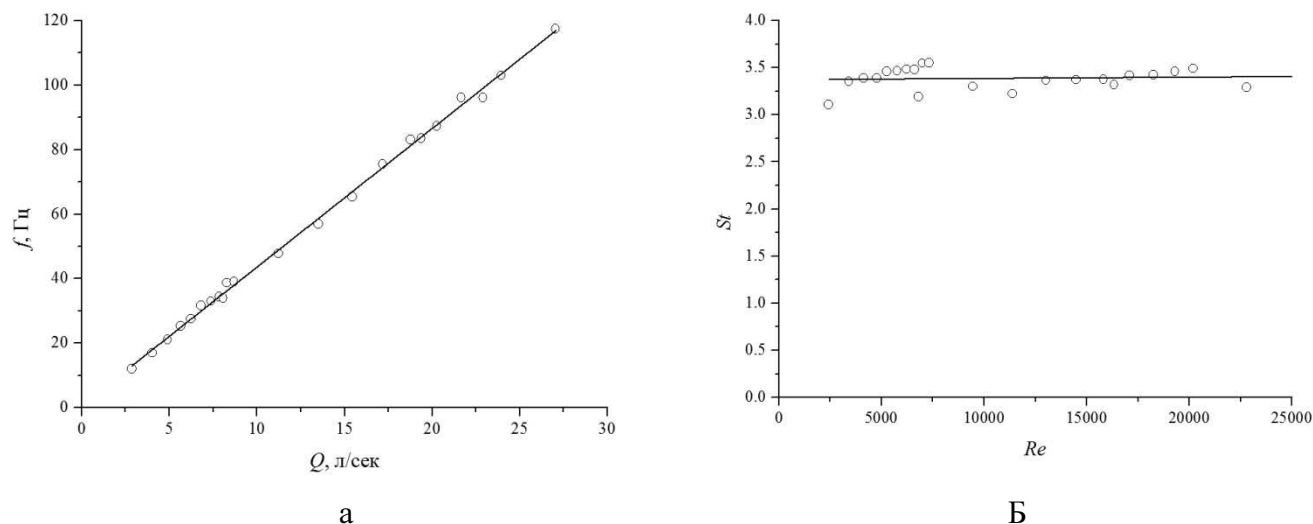


Рис. 9 - Частотные характеристики ПВЯ в диффузоре (измерительная точка 1, без препятствий): а – зависимость частоты ПВЯ от расхода воздуха; б – зависимость  $St$  от  $Re$

Для определения положения максимальных периодических пульсаций давления, вызванных ПВЯ, акустический датчик помещался в различные измерительные точки

диффузора (рис. 10). Было выяснено, что уровень максимальных пульсаций гармоники  $f_2$  приходится на измерительную точку 2, это  $z \approx 0.23D$ , причем значение частот  $f_1$  и  $f_2$  в различных точках не меняется и остается равным  $39 \pm 1$  Гц и  $65 \pm 1$  Гц соответственно, вплоть до высоты  $z \approx 0.53D$  (измерительной точки 5).

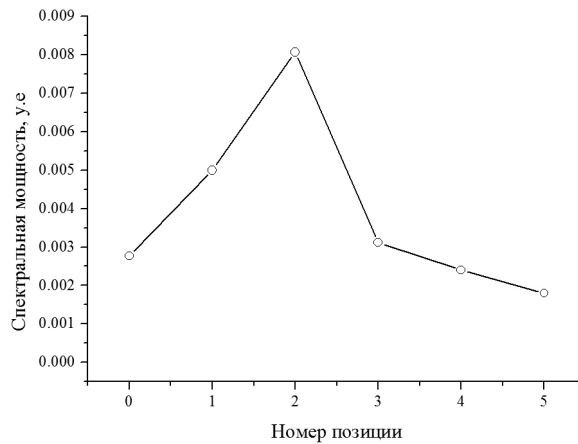
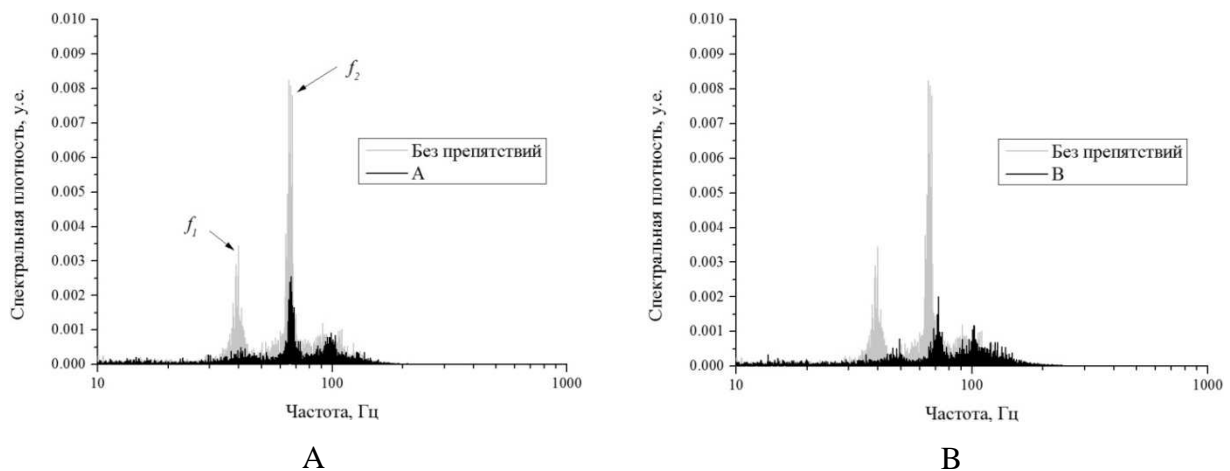


Рис. 10 - Амплитудные характеристики частоты  $f_2$  в диффузоре в зависимости от измерительной точки

Далее на рис. 11 приведены энергетические спектры пульсаций давления, полученные в измерительной точке 2 (где уровень пульсаций давления, вызванных ПВЯ, максимальный), при  $Re = 15 \cdot 10^3$  для всех препятствий для сравнения со спектром без препятствия. Как видно из приведенных спектров, препятствия существенным образом меняют АЧХ пульсаций давления в коническом диффузоре. Препятствия типа А, В, С снижают амплитуду пика  $f_2$ , а также сдвигают доминантную частоту на несколько десятков герц. Препятствие типа D почти полностью гасит ПВЯ. В целом препятствия, представляющие собой «крестовину» (А, В, С, D) справляются с задачей подавления ПВЯ, но, как видно из графика на рисунке 12, повышают среднеквадратичные пульсации в диффузоре, в отличие от варианта без препятствия.



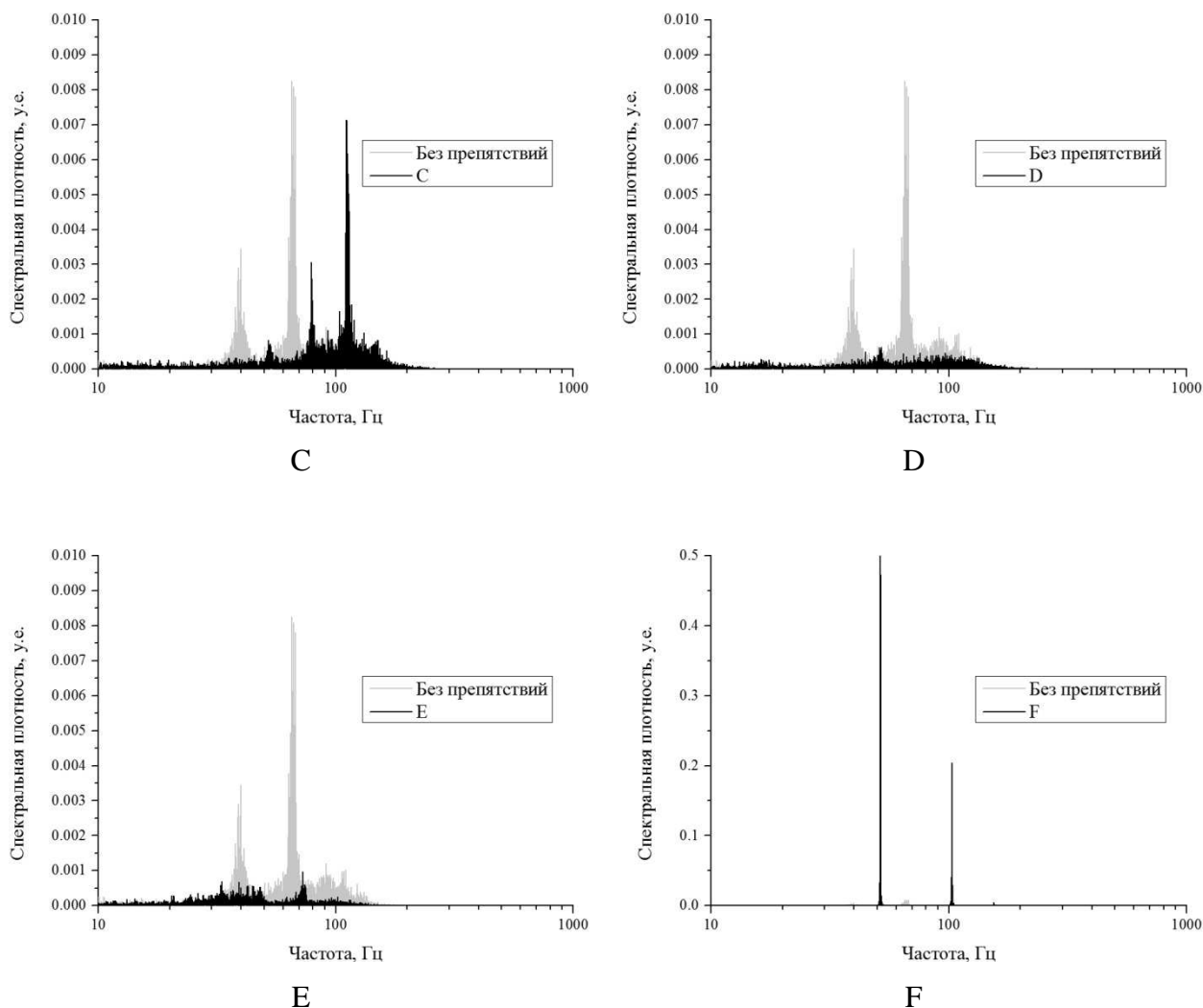


Рис. 11 - Энергетические спектры в измерительной точке 2 при установке различных препятствий

Препятствие типа Е подавило ПВЯ (рис. 11Е), сдвинув частоту  $f_2$  на несколько герц, и в то же время уменьшило пульсации в диффузоре лучше остальных (рис. 12б). Что касается препятствия типа F, которое представляло собой так называемый развихритель, его установка не позволила подавить ПВЯ, а, наоборот, многократно усилила явление. Превалирующая частота  $f_2$  исчезла из спектра, а частота  $f_1$  сдвинулась в низкочастотную область за счёт уменьшения параметра крутки. При этом амплитуда  $f_1$  увеличилась в несколько раз, появились 2, 3, 4 гармоники ПВЯ, также в диффузоре выросли среднеквадратические пульсации (рис. 12). Этот результат говорит о том, что само по себе снижение параметра крутки потока в случае препятствия F не эффективно. Как видно из приведенных профилей осреднённой скорости (рис. 5), для разрушения структуры ПВЯ необходимо уменьшать зону возвратного течения.

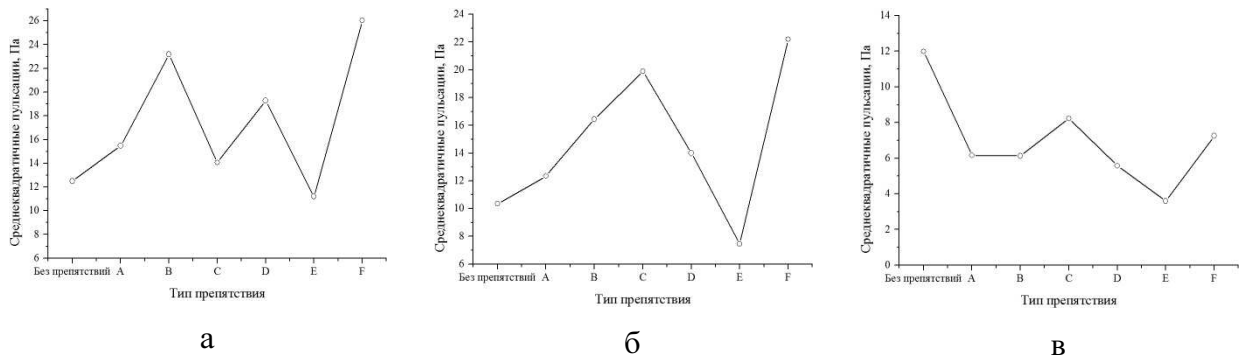
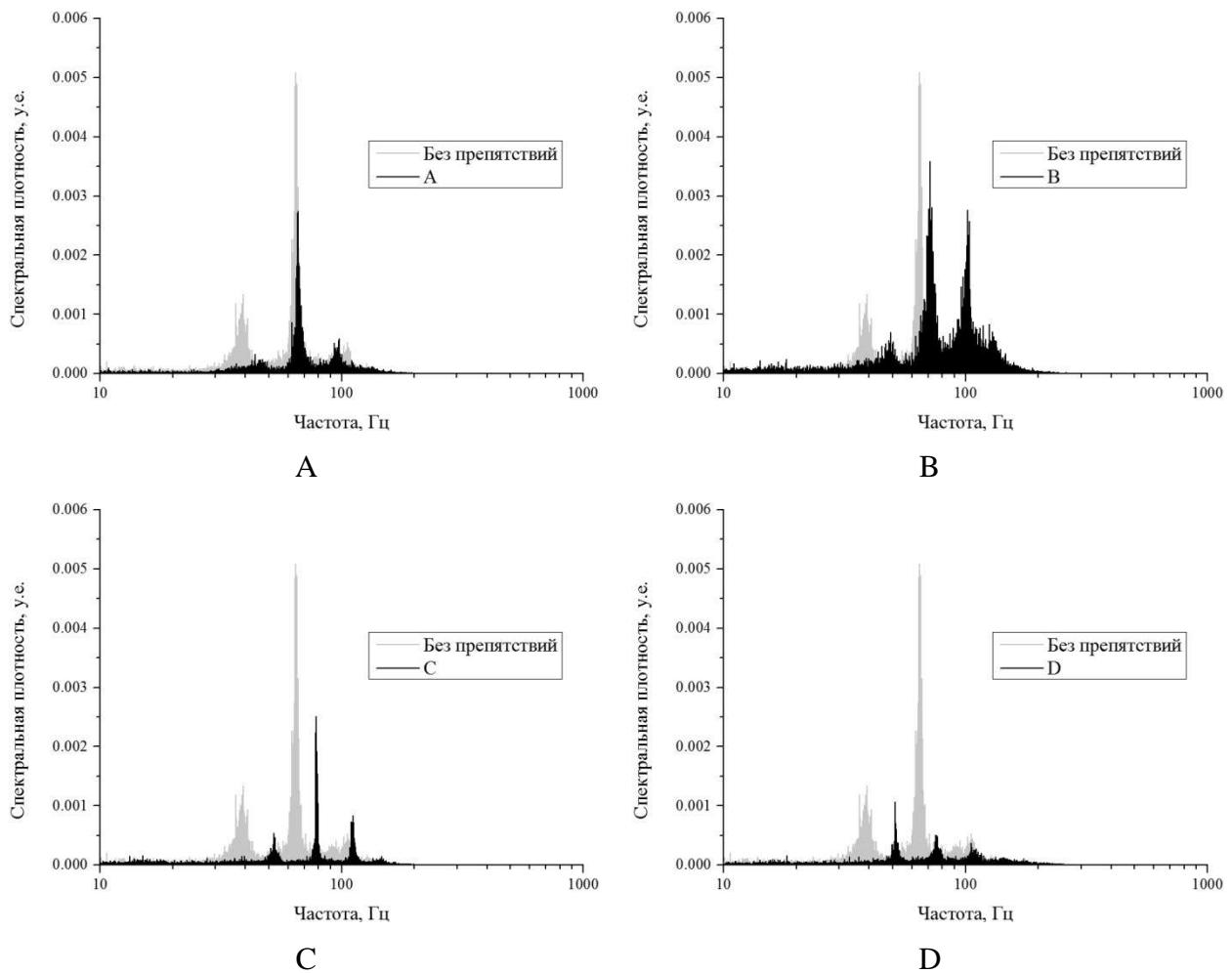


Рис. 12 - Амплитудные характеристики ПВЯ в диффузоре: а – измерительная точка 1; б - измерительная точка 2; в - измерительная точка 5

Для сравнения приведем также спектры пульсаций давления, полученные в измерительных точках 1 (в непосредственной близости от препятствия) и 5 (около выхода диффузора) (рис. 13, 14). В измерительной точке 1 видна корреляция с результатами в точке 2, но, как видно из графика на рисунке 12 (а, б), среднеквадратичные пульсации в этой точке при установке препятствий несколько выше. Это связано с тем, что поток вблизи препятствия возмущен, и в нем присутствуют повышенные пульсации.



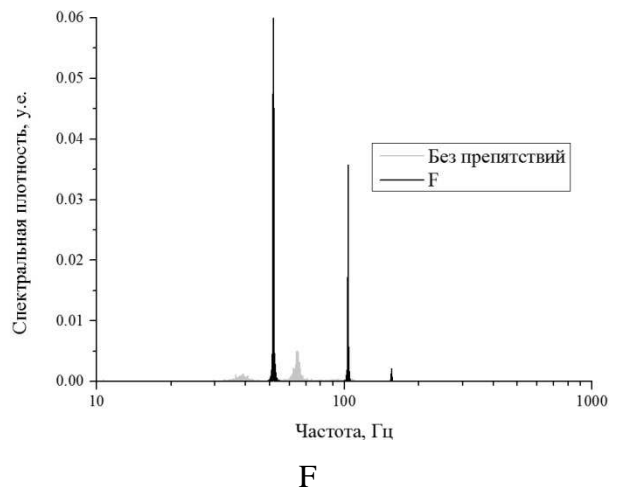
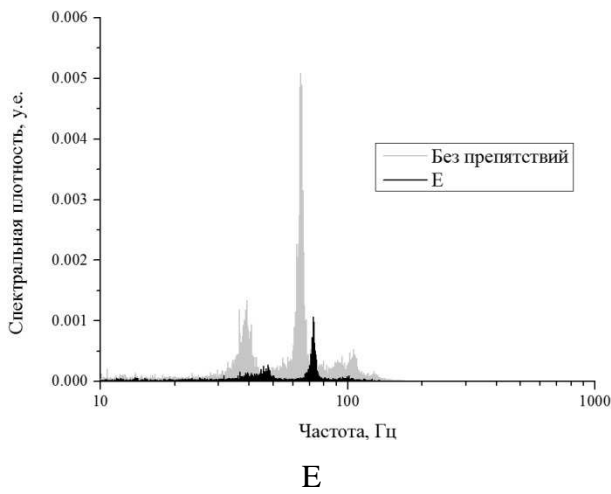
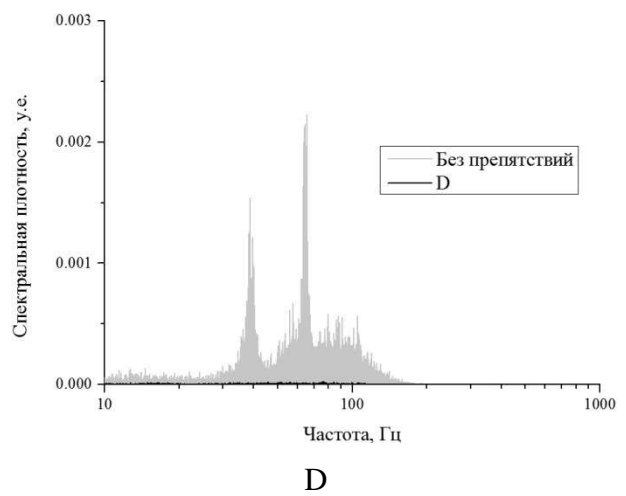
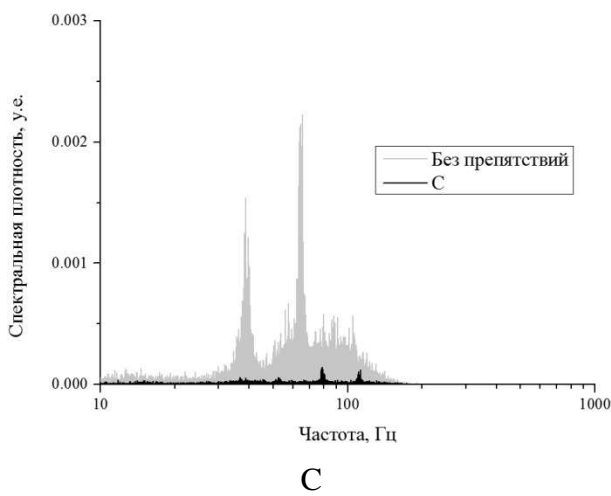
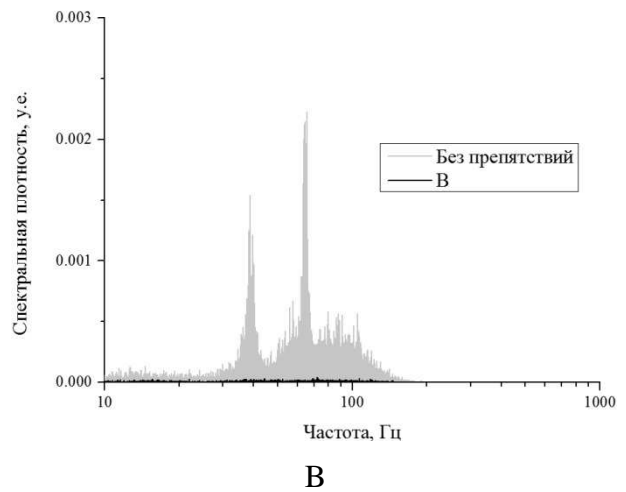
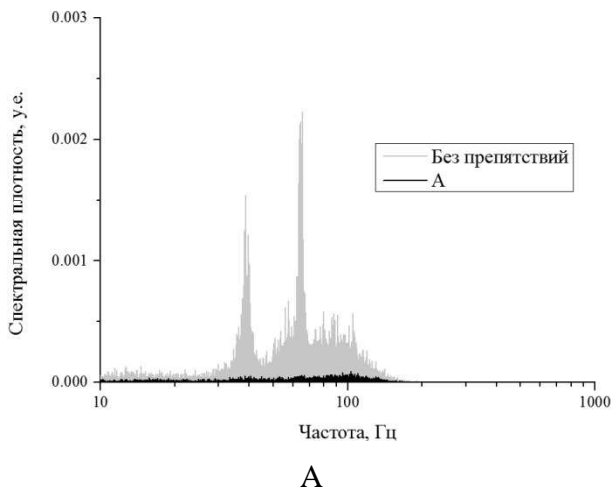


Рис. 13 - Энергетические спектры в измерительной точке 1 при установке различных препятствий

На рисунке 14 приведены спектры в измерительной точке 5. Видно, что при установке всех препятствий, кроме F, частота, соответствующая ПВЯ, на выходе из диффузора уже полностью подавлена.



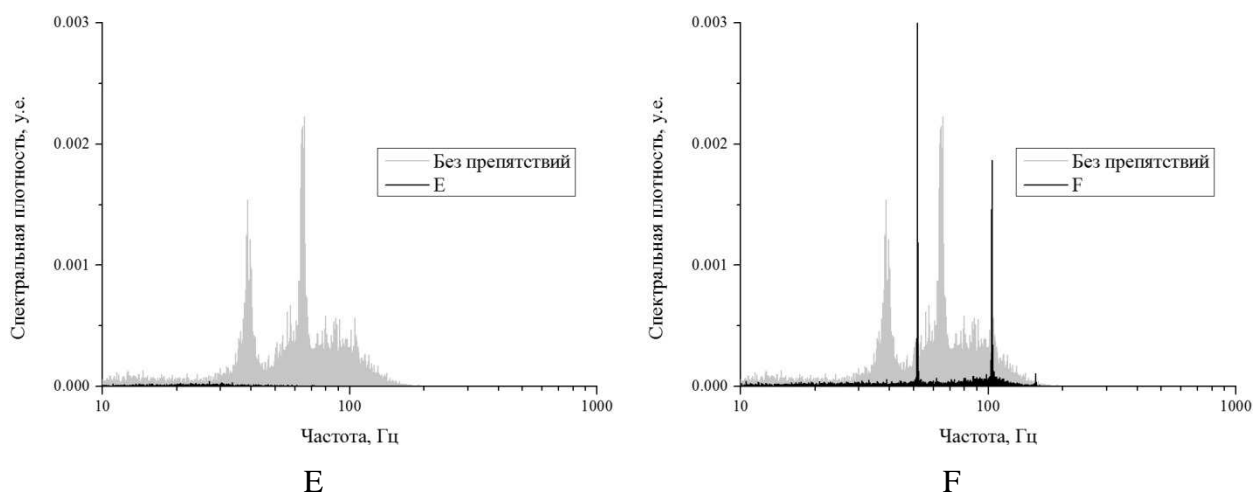


Рис. 14 - Энергетические спектры в измерительной точке 5 при установке различных препятствий

Подводя итог, можно сказать, что выбранные препятствия существенным образом влияют на АЧХ пульсаций давления в коническом диффузоре. Интересным результатом стало многократное усиление эффекта ПВЯ за счет установки препятствия F, хотя закрутка потока была снижена по сравнению с первоначальным вариантом. Препятствия А, В, С, D оказывают на ПВЯ подавляющее воздействие, но вызывают в потоке сильные пульсации давления, о чем говорят зашумленные энергетические спектры. Увеличение ширины ребер в подобных препятствиях А, В, С увеличивает пульсации давления (рис. 12б), но закономерность подавления превалирующей частоты за счет увеличения ширины ребер не прослеживается. Увеличение количества ребер в два раза по сравнению с препятствием В позволило резко снизить амплитуду превалирующей частоты, а препятствие D существенно подавило амплитуду ПВЯ, не вызывая сильных пульсаций давления.

Самым эффективным препятствием для борьбы с ПВЯ является препятствие E. Как видно из приведенных спектров, препятствие E сдвинуло частоту  $f_2$  на несколько герц и существенно снизило ее амплитуду. В то же время препятствие E не внесло в поток сильных возмущений, наоборот, среднеквадратичные пульсации давления снизились на 30%. Действительно, за счет того, что поток сильно прижат к стенкам диффузора, препятствие резко снизило максимум тангенциальной скорости в распределении (рис. 5а), а также значение минимальной аксиальной скорости по центру диффузора. Можно заключить, что именно уменьшение области возвратного течения повлекло за собой снижение эффекта ПВЯ.

## Выводы

Таким образом, было проведено исследование влияния различных стабилизирующих устройств (препятствий) на эффект ПВЯ в коническом диффузоре модели отсасывающей трубы. Эффект ПВЯ является негативным и требует учета на стадии разработки проточной части гидротурбины.

В работе было показано:

- 1) ПВЯ вызывает на стенках диффузора сильные когерентные пульсации давления, которые сохраняются в диффузоре вплоть до высоты  $z \approx 0.53D$ , превалирующие частоты ПВЯ находятся в линейной зависимости от расхода воздуха, течение описывается автомодельностью числа  $St$  от  $Re$ , наибольшая амплитуда пульсаций ПВЯ достигается на расстоянии  $0.23D$  от входа в диффузор;
- 2) за счет установки на входе в диффузор СУ различных типов можно существенно менять АЧХ пульсаций давления в диффузоре, причем снижение закрутки в потоке не всегда ведет к подавлению эффекта ПВЯ, а может усиливать эффект ПВЯ, как это было показано при установке препятствия типа F;
- 3) самым эффективным типом СУ является препятствие E, которое позволило полностью разрушить ПВЯ и снизить общие пульсации давления в диффузоре. Этому удалось достичь за счет снижения тангенциальной компоненты скорости на периферии диффузора и уменьшения области возвратного течения.

*Работа выполнена при поддержке РФФИ (грант № 11-08-01063), грантов Правительства России (№ 11.G34.31.0046) и Минобрнауки РФ в рамках реализации ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России на 2009–2013 годы» (грант № 8225, 14.132.21.1728) и ФЦП «Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2007-2012 годы» (ГК № 14 516 11 0048).*

#### Список литературы

1. Алексеенко С.В., Куйбин П.А., Окулов В.Л. Введение в теорию концентрированных вихрей : монография. – 2003. — С. 420-424.
2. Гупта А., Лили Д., Сайред Н. Закрученные потоки. - М. : Мир, 1987. — 590 с.
3. Минаков А.В., Дектерев А.А., Сентябов А.В. Численное исследование способов подавления пульсаций давления, вызванных прецессией вихревого ядра : сб. докладов Четвертой междунар. конф. «Тепломассообмен и гидродинамика в закрученных потоках» (Москва, МЭИ, 18 – 20 октября 2011 г.) : электронное издание.
4. Blommaert G., Prenat J.-E., Avellan F., Boyet A. Active Control of Francis Turbine Operation Stability // Proceedings of the 3rd ASME/JSME Joint Fluids Engineering Conference July 18 – 23, 1999, San-Francisco, California, USA.
5. Cassidy J.J., Falvey H.T. Observation of unsteady flow arising after vortex breakdown // J. Fluid Mech., 1970, Vol. 41, p. 727–736.
6. Echols W.H., Young J.A. Studies of portable air-operated aerosol generators // Naval research laboratory report, 1963, July 26, p. 16.
7. Falvey H.T. Draft tube surges – a review of present knowledge and an annotation bibliography // Report No. REC-ERC-71-42, U.S. Bureau of Reclamation, Dec. 1971.

8. Fu-jun WANG, Xiao-qin LI, Jia-mei MA, Min YANG, Yu-liang ZHU Experimental Investigation of Characteristic Frequency in Unsteady Hydraulic Behaviour of a Large Hydraulic Turbine // *Journal of Hydrodynamics, Ser. B, Volume 21, Issue 1, February 2009, pp. 12–19.*
9. Hiroshi Imamura, Junichi Kurokawa, Jun Matsui, Masashi Kikuchi «Suppression of Cavitating Flow in Inducer by J-Groove» // *Proceedings of the 5th International Symposium on Cavitation (CAV2003), Osaka, Japan, November 1-4, 2003.*
10. Jonsson P.P., Mulu B.G., Cervantes M.J. Experimental investigation of a Kaplan draft tube – Part II: Off-design conditions // *Applied Energy, Volume 94, June 2012, pp. 71–83.*
11. Kurokawa Junichi, Imamura Hiroshi, Choi Young-Do «Effect of J-Groove on the Suppression of Swirl Flow in a Conical Diffuser» // *J. Fluids Eng., July 2010, Volume 132, Issue 7, 071101 (8 pages).*
12. Menon R., Lai W.T. Key Considerations in the Selection of Seed Particles for LDV Measurements // *4th Intern. Conference on Laser Anemometry, Cleveland (OH), August 1991.*
13. R.-K. Zhang, Q.-D. Cai, J.-Z. Wu, Y.-L. Wu, S.-H. Liu and L. Zhang. The physical origin of severe low-frequency pressure fluctuations in giant Francis turbines // *Modern Physics Letters B, Vol. 19, Nos. 28 & 29 (2005), pp. 1527–1530.*
14. Susan-Resiga R.F, Muntean S. «Jet Control of the Draft Tube Vortex Rope in Francis Turbines at Partial Discharge» // *23rd IAHR Symposium – Yokohama October 2006, p. 14.*
15. Susan-Resiga R.F., Muntean S., Avellan F., I. Anton Mathematical modelling of swirling flow in hydraulic turbines for the full operating range // *Applied Mathematical Modelling, Volume 35, Issue 10, October 2011, Pages 4759–4773.*
16. Yanta&Smith Measurements of turbulent transport properties with a laser-Doppler velocimeter. // *11th Aerospace Sciences Meeting, Washington, 1978, AIAA, Paper 73-0169.*
17. Yazdabadi P.A., Griffiths A.J., Syred N. Characterization of the PVC phenomena in the exhaust of cyclone dust separator // *Exp. In Fluids, 1994. - Vol. 17. - pp. 84-95.*
18. Zakharov A.V., Kuznetsov I.L., Orlov E.V. Experimental investigation of Francis turbine special equipments for stable operating influence on hydrodynamic characteristics // *Proceedings of the International Conference and Exhibition HYDRO-2010, Lisbon, Portugal, 2010.*

**Рецензенты:**

Меледин Владимир Генриевич, д.т.н., главный научный сотрудник, Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН (ИТ СО РАН), г. Новосибирск;

Прибатурин Николай Алексеевич, д.т.н., главный научный сотрудник, Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН (ИТ СО РАН), г. Новосибирск.