

Орехов Генрих Васильевич

Orehov Genrih V.

Московский Государственный Строительный Университет

Moscow State University of Civil Engineering

заведующий кафедрой гидроэнергетики и использования водных ресурсов

К.т.н., доцент

E-Mail: orehov_genrih@mail.ru

Моделирование контрвихревых систем. Масштабная серия исследований

Modeling counter vortex systems. Large-scale series of studies

Аннотация: Статья посвящена исследованию контрвихревых течений и установок, использующих эффект, возникающий при взаимодействии коаксиальных, предварительно закрученных потоков. Моделирование контрвихревых систем имеет ряд особенностей по сравнению с моделированием традиционных, продольно-осевых потоков. Это связано с наличием в толще контрвихревого течения области с разрывом сплошности потока, где формируется пониженное по отношению к атмосферному давление (вакуум). Вакуум в этой области, области вихревого жгута, может достигать значительных величин, вплоть до физического (возникновение насыщенных паров воды). В работе дается обоснованный подход к определению условий моделирования и определению необходимых критериальных характеристик. Для экспериментального обоснования правильности выбора критериев подобия при моделировании контрвихревых течений в статье приводятся некоторые результаты испытания масштабной серии, состоящей из трех геометрически подобных моделей разного размера.

The Abstract: The article investigates the counter vortex currents and installations using the effect arising from the interaction of coaxial pre-swirl flows. Modeling counter vortex systems has a number of features compared with traditional modeling, longitudinal axial flow. This is due to the presence of thicker counter vortex flow field with a break of continuous flow, where a low in relation to atmospheric pressure (vacuum). A vacuum in this area of vortex rope may be significant, up to the physical (occurrence of water vapor). The paper presents a reasonable approach to the determination of the modeling of the definition and necessary criteria characteristics. For experimental verification of the correctness of the choice of similarity criteria for modeling counter vortex currents in the article are some of the results of a large-scale test series consisting of three geometrically similar models of different sizes.

Ключевые слова: Теория гидродинамического подобия, геометрическое подобие, кинематическое подобие, числа Рейнольдса, Эйлера, Фруда, Росби, гидравлическая характеристика завихрителя, момент количества движения, количество движения, гидравлический радиус, турбулентность, вакуум.

Keywords: Theory of hydrodynamic similarity, geometric similarity, kinematic similarity, the Reynolds number, Euler, Froude, Rossby, hydraulic characteristics of the swirl, angular momentum, momentum, the hydraulic radius, turbulence, vacuum.

Контрвихревые течения являются сложными пространственными, многослойными потоками жидкости или газа, искусственно создаваемыми специальными устройствами-завихрителями с целью интенсифицировать процессы энерго- и массообмена за счет высокой

степени турбулентности, значительно более высокой в сравнении с обычными, наиболее часто встречающимися в природе и технике, потоками.

Моделирование закрученных потоков жидкости осложняется возможным наличием разрыва сплошности потока в приосевой зоне и существованием в этом разрыве немоделируемого фактора – пониженного давления P_0 вплоть до полного вакуума. Моделирование контрвихревых устройств еще более осложнено потому, что здесь имеется несколько форм движения одного и того же потока, принципиально отличающихся друг от друга (рис.1).

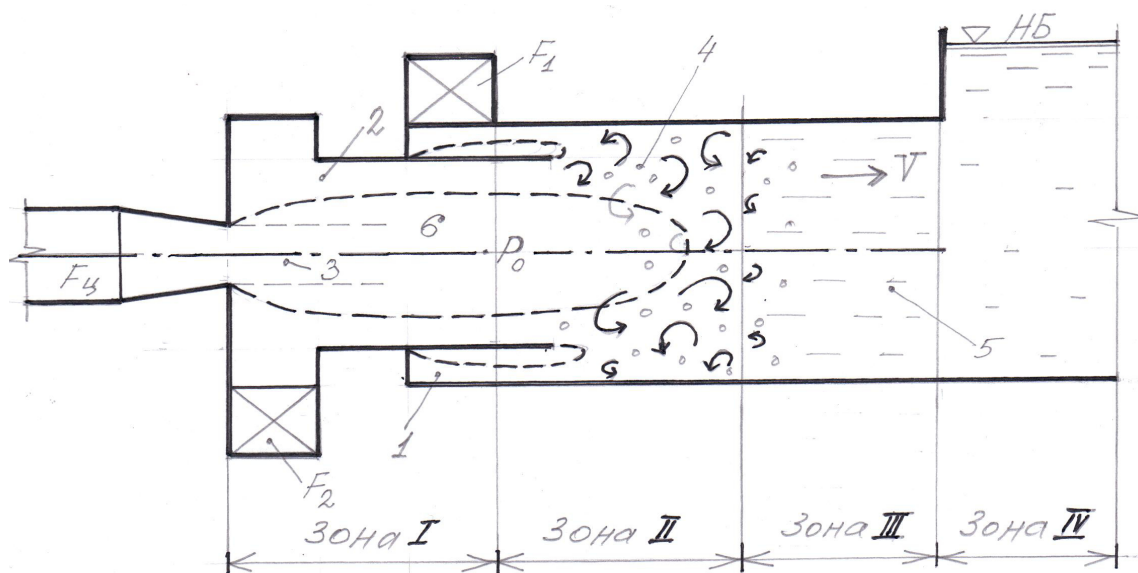


Рис. 1. Схема движения потоков в контрвихревом устройстве

зона I – расположение выходных сечений подводящих трактов и формирование закрученных потоков до их взаимодействия, образование полости разрыва с давлением, ниже атмосферного (P_0); зона II - область взаимодействия потоков, зона III – осевое напорное движение потока после взаимодействия; зона IV - безнапорное равномерное движение; 1 - внешний закрученный поток; 2- внутренний закрученный поток; 3 - осевой поток воды (свободная струя); 4- область взаимодействия двух противоположно закрученных потоков (гашение энергии потока); 5 - область вырождения начальной циркуляции двух потоков, гашение избыточной энергии (до уровня 90-96% от исходного уровня), переход потока в продольно-осевой режим равномерного напорного течения с малыми скоростями и плавный переход в безнапорное течение в нижнем бьефе (НБ).

Этим обусловлены ограничения принципиального порядка, в первую очередь несовместимостью некоторых определяющих критериев и практическая невозможность их совместного выполнения. Поэтому при реальном моделировании приходится отступать от строго подобия явлений и идти по пути выбора условий моделирования, удовлетворяющих условиям подобия лишь для одной преобладающей силы, но так, чтобы не утратить в результате исследований наиболее существенное, не получить больших искажений искомых величин.

Гидравлическое моделирование контрвихревых течений, как и моделирование любых течений жидкости, основывается на гидродинамическом подобии потоков, включающем в себя подобие геометрическое, кинематическое и динамическое. Напомним, геометрическое подобие – это пропорциональность сходственных линейных размеров модели и натуре (при прикладных исследованиях) или моделей масштабной серии (при фундаментальных

исследованиях), а также равенство соответствующих пространственных конструктивных углов, кинематическое подобие – это подобие линий тока и пропорциональность скоростей в сходственных пространственных точках течений, динамическое подобие – это пропорциональность сил, действующих в сходственных точках кинематически подобных течений, и равенство углов, характеризующих направление этих сил.

Из уравнений гидродинамики числа подобия могут быть найдены инспекционным анализом. Отметим, метод применимым к любым процессам и явлениям, математическая модель которых в целом известна, но не может быть точно проинтегрирована, например, в силу сложности математического описания, либо из-за недостатка тех или иных данных (эмпирических коэффициентов и т.д.). Как следует из названия, метод представляет собой алгоритм «инспектирования» дифференциальных уравнений, который должен выявить числа подобия, позволяющие моделировать процесс. Основой инспекционного анализа является положение, сводящееся к следующему: если две системы описываются одинаковыми уравнениями и имеют одинаковые граничные условия, и если значения всех параметров в этих уравнениях и граничных условиях одинаковы, то эти две системы подобны, при условии существования единственности решения.

Величины, входящие в критерии динамического подобия составлены из параметров, входящих в условия однозначности. Таким образом, при гидравлическом моделировании контрвихревых течений, а также сооружений и оборудования, формирующих такие течения, должны соблюдаться следующие условия динамического подобия потоков

$$\left. \begin{aligned} Sh_M &= Sh_H = Sh = idem , \\ Ro_M &= Ro_H = Ro = idem , \\ Fr_M &= Fr_H = Fr = idem , \\ Eu_M &= Eu_H = Eu = idem , \\ We_M &= We_H = We = idem , \\ Re_M &= Re_H = Re = idem , \end{aligned} \right\} , \quad (1)$$

здесь индексы «м» и «н» относятся к модели (моделям) и натуре соответственно

Согласно (1) можно было бы полагать, что гидравлическое моделирование контрвихревых течений в целом мало отличается от моделирования течений осевых [6], если бы не необходимость учитывать критерий динамического моделирования число Россби (Ro) [1], которое одновременно является и параметром кинематического подобия течений. При одних и тех же числах Россби циркуляционные течения, в т.ч. контрвихревые, могут иметь совершенно различную закрутку по радиальной координате на входной границе течения, и, следовательно, иметь совершенно различные входные динамические характеристики. Закрутка течения, в т.ч. контрвихревая в виде коаксиальных противоположно закрученных слоев, формируется локальными завихрителями, и определяет условия на входном конце области течения (зона I на рис 1).

Однако, одновременное соблюдение всех условий динамического подобия на практике трудно достижимо, а чаще просто невозможно из-за их масштабной несовместимости для потоков, имеющих разные линейные размеры, но одинаковые физические свойства (плотность, вязкость) и движущихся в одном и том же поле тяготения. Поэтому рассмотрим условия частичного (приближенного) подобия. Попытаемся установить какие из сил (центробежные, трения и т.д.) играют определяющую роль в исследуемом контрвихревом

течении, и моделирование которых, следовательно, необходимо, и силы, от моделирования которых можно отказаться.

Как известно, автомодельность является кардинальным понятием теории подобия, содержание которого сводится к так называемому вырождению чисел подобия. Признаком этого служит выпадение числа подобия из определяющих критериев При гидравлическом моделировании и на натуральных объектах потоки жидкости в подавляющем большинстве турбулентные, для которых числа Рейнольдса достигают значений $Re = 10^5 \div 10^7$. При этом в исходном уравнении вырождается слагаемое, поскольку число Рейнольдса стоит в знаменателе. Таким образом, условие подобия по числу Рейнольдса записывается в форме

$$Re \geq Re_{гр}.$$

Как показывает опыт, свойством автомодельности действительно обладают все развитые турбулентные потоки, в т.ч. контрвихревые [3,4], резко отличаясь в этом отношении от потоков ламинарных

Например, если пользоваться рекомендациями Леви [8] и модельные числа Рейнольдса вычислять через гидравлический радиус, то должно соблюдаться неравенство

$$Re = \frac{VR_{г}}{\varepsilon} \geq Re_{гр} = \frac{14 R_{г}}{k_{\vartheta} \sqrt{\lambda}},$$

где $R_{г}$ – гидравлический радиус живого сечения потока, при напорном движении $R_{г} = R / 2$, k_{ϑ} – высота выступов шероховатости твердых границ потока (стенок), λ – коэффициент гидравлического сопротивления по длине.

Критерий Фруда. Бывает желательным, чтобы критерий Фруда отражал центробежные массовые силы, ибо там, где в технике используется закрутка потока, эти силы многократно превосходят силу земного тяготения, на чем, собственно, и основывается эффективность таких технологий. В этом случае число Фруда целесообразно представлять в форме перегрузки, например, через окружную пристенную скорость $u_{\theta 0}$ на входе в активную зону

$$Fr_{\theta} = \frac{u_{\theta 0}^2}{gR}.$$

Однако в результате инспекционного анализа получено число Фруда в виде,

$$Fr = \frac{V^2}{gR},$$

соответствующее его традиционному выражению через расходную скорость V , и это же число Фруда удобно при математическом исследовании течения. Поэтому целесообразность использования той или иной формы числа Фруда должна определяться в каждом конкретном случае задачами моделирования. Легко видеть, что оба числа Фруда связаны между собой числом Россби Ro .

$$Fr_{\theta} = Fr \left(\frac{u_{\theta 0}}{V} \right)^2 = Fr \cdot (Ro)^2.$$

Отметим, что число Россби одновременно является критерием как динамического, так

и кинематического подобия потоков, поскольку с одной стороны его квадрат представляет собой соотношение центробежных инерционных сил к силам конвективной инерции, а с другой – пропорциональность азимутальных и аксиальных скоростей.

Критерий Эйлера. Критерий Эйлера определяет соотношение сил давления и инерционных сил. Это соотношение весьма существенно влияет на структуру любого циркуляционного, в т.ч. контрвихревого, течения.

Известно, что давление в циркуляционном потоке снижается к оси вращения, где может наблюдаться вакуум, а вакуум может быть глубоким до физического предела (давления паров насыщения), когда возникает разрыв потока в виде полого вихревого жгута. Эти явления связаны с центробежными силами, обеспечивающими положительный радиальный градиент давления и стремящимися разорвать циркуляционный поток в центральной (приосевой) зоне, отбросив его к периферии – к стенкам цилиндрического канала. В натуральных условиях при относительно высоких скоростях движения жидкости глубокие вакуумы в приосевой зоне контрвихревого течения явление вполне закономерное, в то время как на моделях при относительно невысоких скоростях движения модельного потока появление предельных вакуумов невозможно. Структуры и динамика циркуляционного течения без жгута (то есть течения, при котором поток заполняет все сечение водовода) и со жгутом кардинально разнятся. Поэтому при моделировании контрвихревого течения необходимо обеспечивать относительные вакуумы в приосевой зоне потока такими же как на натурном объекте, а также моделировать саму полость вихревого жгута. И то и другое моделируется впуском воздуха в приосевую зону контрвихревого течения. Например, если в процессе экспериментов установлено, что в приосевой области модельного контрвихревого течения вакуум в пересчете на натуральный объект превышает физически возможный, то регулируемым впуском воздуха вакуум на модели необходимо снизить до требуемых по масштабному пересчету значений, при этом как показала практика линейные размеры вихревого жгута на модели также приходят в масштабное соответствие с размерами жгута на натуре.

При моделировании контрвихревых течений критерии Эйлера и Фруда совместимы по масштабу и их произведение при необходимости может служить дополнительным или самостоятельным комбинированным критерием динамического подобия

$$Eu \cdot Fr = \frac{P_0}{\rho g R} = idem .$$

Поскольку, соблюдение только параметра Россби еще недостаточно для обеспечения корректных условий кинематического и динамического подобия, то требуется найти физически более строгое их определение. Его можно дать, введя интегральные характеристики взаимодействующих коаксиальных циркуляционно-продольных потоков.

Известной интегральной характеристикой циркуляционно-продольных течений (закрученных потоков) является число закрутки Хигера-Бэра [1,5,9]

$$Sn = \frac{M}{RI} = \frac{\int_0^R \rho r u_{\theta} u_x 2\pi r dr}{R \int_0^R \rho u_x^2 2\pi r dr} ,$$

здесь M и I – соответственно момент количества движения и количество движения циркуляционно-продольного течения:

$$M = \int_0^R \rho r u_{\theta} u_x 2\pi r dr ,$$

$$I = \int_0^R \rho u_x^2 2\pi r dr .$$

В настоящее время геометрическая характеристика закручивающего устройства A используется во всех работах, посвященных вопросам расчета или исследования локальных завихрителей [2,10].

С другой стороны геометрическая характеристика закручивающего устройства равна моменту количества движения закрученного потока за локальным завихрителем, деленному на удвоенное произведение продольного импульса на гидравлический радиус

$$A = \frac{M}{2R_{\Gamma}I} = \frac{\int_0^R \rho r u_{\theta} u_x 2\pi r dr}{2R_{\Gamma} \int_0^R \rho u_x^2 2\pi r dr} .$$

Используя сказанное, выпишем сводную систему основных критериев гидродинамического подобия при физическом моделировании установившихся турбулентных контрвихревых течений вязкой несжимаемой жидкости

$$\left. \begin{aligned} Re &\geq Re_{\Gamma P} , \\ Fr &= \frac{V^2}{gR} = idem , \\ Eu &= \frac{P_0}{\rho V^2} = idem , \\ A_i &= \frac{M_i}{2R_{\Gamma i} I_i} = idem . \end{aligned} \right\}$$

Для исследования масштабной серии было выполнено три модели. При назначении масштабов моделей за основу был выбран ряд, представляющий геометрическую прогрессию с числом 2^{-1} в основании. Основные параметры моделей и характеристика натурального объекта сведены в таблицу 1.

За характерный размер при определении линейного масштаба геометрических размеров моделей принято отношение диаметров камеры гашения $D_{K\Gamma}$, меньшей модели к большей или натурального объекта, то есть

$$\frac{D_K}{D_H}; \frac{D_C}{D_K}; \frac{D_M}{D_C} \Rightarrow \Lambda_i$$

Основное внимание было уделено изучению симметричных режимов работы моделей контрвихревого устройства-гасителя энергии гидротехнического водосброса, в которых моменты количества движения внешнего и внутреннего закрученных потоков одинаковы и которые рекомендуются как эксплуатационные для применения на натуральных объектах.

Таблица 1

Наименование модели, сокращенное название	Диаметр камеры гашения, $D_{кг}$, м	Напор, H , м	Расход, Q , м ³ /с	Число Рейнольдса, $Re = \frac{VD_{кг}}{\nu}$	Число Рейнольдса граничное $Re = \frac{14R_{г}}{k_3 \sqrt{\lambda}}$
Натурный объект, Н	12,8	≥ 320	4500	$\geq 10^8$	$(3,3-6,1) \times 10^4$
Крупномасшт. модель, К	0,8	5- 70	до 3	$(1,5-2,8) \times 10^6$	$(5,2-5,7) \times 10^4$
Среднемасш. модель, С	0,2	0.5-5	до 0,06	$(1,0-1,9) \times 10^5$	$(1,1-1,0) \times 10^5$
Мелкомасш. модель, М	0,1	1-70	до 0,04	$(0,6-1,8) \times 10^5$	$(6,3-6,9) \times 10^4$

На графиках рис.2,3,4 приведены значения коэффициентов расхода отдельных водоводов , где четко можно выделить зоны автомодельности по напору , а значит и по Рейнольдсу. Для мелкомасштабной модели (М) практически во всем диапазоне исследованных напоров (на графиках показаны относительные значения напоров) коэффициенты расходов постоянны, то есть можно считать границей автомодельности значение $H_{гр} = 1$ м. Граничное значение, подсчитанное для камеры гашения по ее гидравлическому радиусу, $Re_{гр} = 1,3 \cdot 10^5$, а число Re, соответствующее напору 1 м, на модели составляет $8 \cdot 10^5$. Таким образом, автомодельность наступает при значении напора, меньшем 1 м. Для среднемасштабной модели (С) , зона автомодельности начинается уже при $H_{гр} \geq (1,5-2,0)$ м. При этом на модели $Re=(4-5) \cdot 10^4$, а $Re_{гр} = 2,86 \cdot 10^5$. Для крупномасштабной модели (К) завал графиков наблюдается при $H_{гр} < 10-20$ м, $Re(H_{гр} = 10-20 \text{ м})=(4,0-5,7) \cdot 10^5$, $Re_{гр}=1,9 \cdot 10^5$.

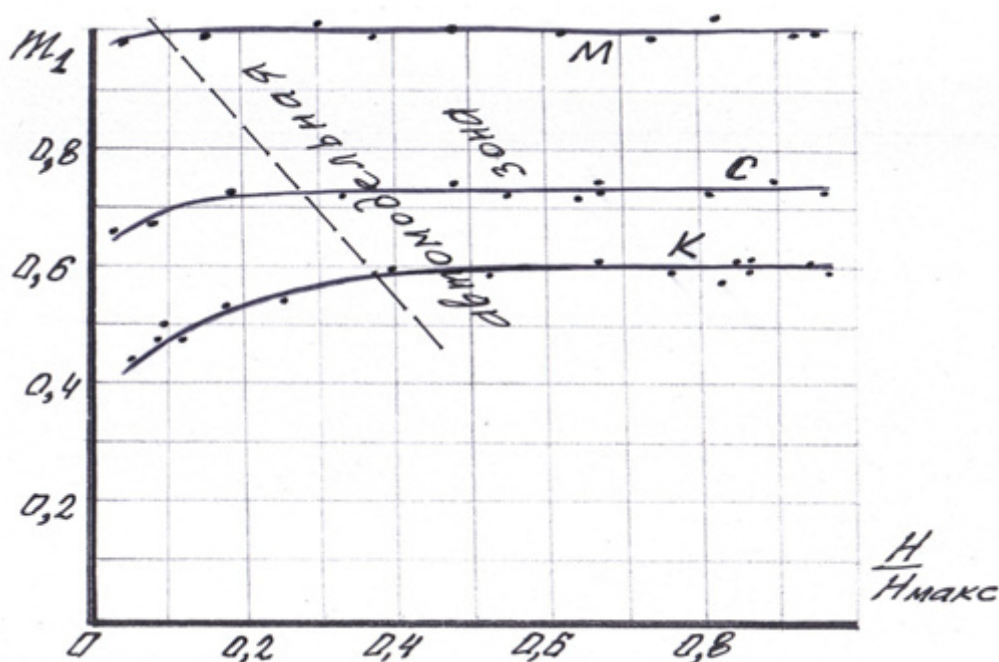


Рис. 2. Зависимость коэффициента расхода периферийного тангенциального завихрителя m_1 с цилиндрической камерой от относительного напора $H / H_{макс}$.

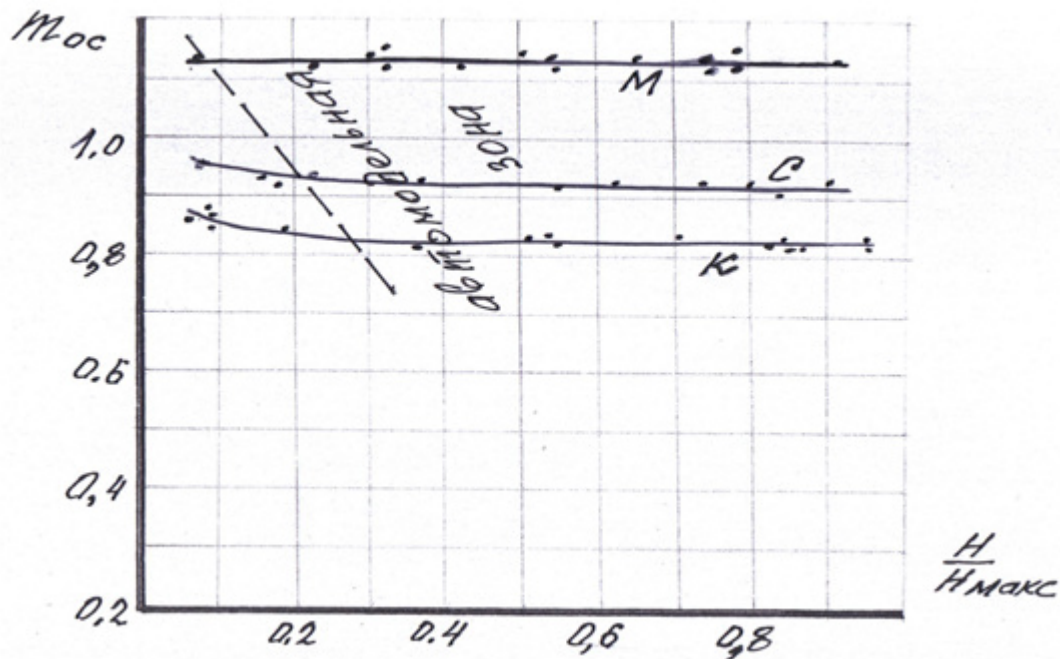


Рис. 3. Зависимость коэффициента расхода центрального осевого подвода m_{oc} от относительного напора H / H_{MAX} .

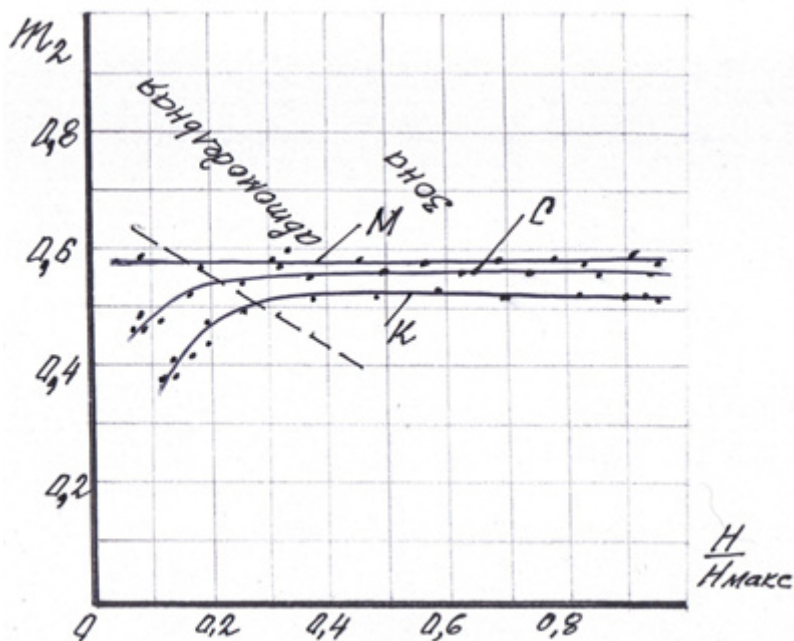


Рис. 4. Зависимость коэффициента расхода периферийного тангенциального завихрителя m_2 с цилиндрической камерой от относительного напора H / H_{MAX} .

Анализируя графики на рис.2-4 отметим, что наибольшей пропускной способностью обладает осевой водовод, пропускающий до 40-50% общего расхода рассматриваемых моделей. Коэффициент расхода его зависит от коэффициента сопротивления на выходе и от разрежения в центре внутреннего закрученного потока. Менее всего подвержены влиянию масштаба моделирования значения коэффициента расхода внутреннего завихрителя, что объясняется тем, что на условия в выходном отверстии внутреннего завихрителя менее, чем в остальных выходных отверстиях, влияют другие потоки. Это подтверждается и постоянным

давлением на стенках завихрителя, что влияет на коэффициент сопротивления выходного отверстия. При малых напорах заметно некоторое влияние осевого потока на коэффициенты расхода внутреннего и внешнего завихрителей. Наиболее подвержен изменениям коэффициент расхода внешнего завихрителя, на который оказывает влияние и зона взаимодействия потоков, и осевой поток, и в некоторой степени "врезающийся" в него внутренний закрученный поток. Это влияние приводит к тому, что со значения $m_1 = 1,0$ для модели (М) коэффициент расхода уменьшается до $m_1 = 0,75$ на модели (С) и до $m_1 = 0,63$ на модели (К). Уменьшение можно объяснить следующим образом. На модели (М) внешний закрученный поток имеет абсолютную толщину вращающегося слоя меньше, чем на больших моделях. "Врезающийся" внутренний закрученный поток "сносит" внешний поток в камеру гашения, не давая ему полностью сформироваться. В результате зона интенсивного гашения энергии приобретает в камере гашения: форму спирали, которая успевает сделать всего один оборот. При увеличении размеров модели и соответствующем увеличении толщины вращающегося внешнего слоя, последний как бы раздваивается. Часть потока аналогично модели (М) "сносится" по спирали, а часть участвует в создании циркуляционного контура.

Выше отмечалось, что при моделировании контрвихревого течения необходимо обеспечивать относительные вакуумы в приосевой зоне потока такими же как на натурном объекте, т.е. вакуум (P_0) по отношению к действующему напору (H_0) должен составлять масштабно пересчитываемую величину

$$\frac{P_0}{\rho g H_0} = \dot{P}_0 = idem .$$

Если расходная скорость потока, выходящего из контрвихревого водосброса, в результате определяется гидравлическими потерями в нем, то справедливо записать

$$V = \varphi \sqrt{2 g H_0} ,$$

где φ коэффициент скорости истечения потока из камеры смешения.

Тогда, если истечение в безнапорный лоток на модели или в безнапорный туннель на натуре происходит полным сечением камеры смешения, при котором коэффициент расхода контрвихревого водосброса равен коэффициенту скорости истечения

$$m = \varphi ,$$

то условия моделирования по Эйлеру запишутся как

$$Eu = \frac{P_0}{\rho V^2} = \frac{P_0}{\rho m^2 2 g H_0} = idem .$$

Отсюда непосредственно следует, что одновременное соблюдение вышеприведенных условий обеспечивает равенство коэффициентов расхода модельного и натурального контрвихревых водосбросов

$$m = \sqrt{\frac{\dot{P}_0}{2 Eu}} = idem .$$

Можно показать, что коэффициент гашения энергии контрвихревого водосбросогасителя, равный

$$\eta = 1 - \frac{V^2}{2gH},$$

также одинаков для модели и натуре. Таким образом, получаем

$$\eta = 1 - \frac{\dot{P}_0}{2Eu(1 + \dot{P}_0)} = idem,$$

здесь H – гидродинамический напор

Эти равенства показывают, что коэффициенты расхода и гашения энергии контрвихревого водосброса не зависят от числа Рейнольдса и, следовательно, пересчитываются по напору (не зависят от него).

На графиках рис.5 показаны зависимости коэффициента гашения для всех трех моделей от напора. Видно, что действительно коэффициент η практически одинаков (в районе 98%) и не зависит от масштаба моделей при соблюдении геометрического подобия. Система обладает уникально высокой энергогасящей способностью. Практически вся избыточная энергия потока в результате взаимодействия коаксиальных потоков гасится в пределах камеры гашения, длина которой составляет, как показывают опыты, 6-8 радиусов трубы. Причем с увеличением масштаба модели коэффициент гашения несколько возрастает - до 99%. Такие высокие значения коэффициента гашения наблюдаются на режимах без подвода воздуха в зону взаимодействия противоположно закрученных слоев жидкости (точки на рис.5). При подводе

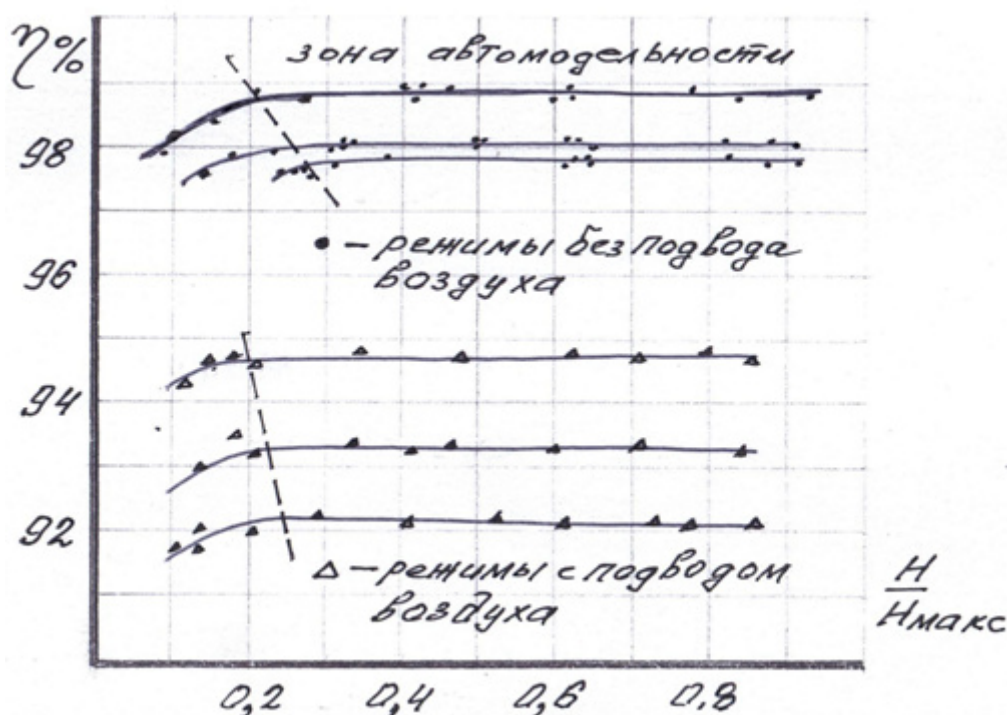


Рис. 5. Зависимость коэффициента гашения энергии η контрвихревого устройства от относительного напора H / H_{\max} .

воздуха в зону взаимодействия энергогасящая способность несколько снижается. Это объясняется тем, что воздух является своего рода смазкой при взаимодействии потоков и уменьшает вакуум в паровоздушном ядре, тем самым уменьшается интенсивность вязкого

трения (на рис.5 эти режима помечены треугольниками).

Исследования показали, что моделирование контрвихревых течений в соответствии с предложенной выше системой критериев подтверждается экспериментальными данными, полученными в результате испытания моделей масштабной серии.

Работа выполнена при финансовой поддержке ФЦП «Научно-педагогические кадры инновационной России» проект 14.В37.21.0375.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ахметов В.К. Исследование закрученных потоков вязкой несжимаемой жидкости численными методами // Мех. деформируемых сред, 1985, С. 24-27.
2. Белоцерковский О.М., Опарин А.М., Чечеткин В.М. Турбулентность. Новые подходы. М., Наука, 2002.
3. Животовский Б.А. Водосбросные и сопрягающие сооружения с закруткой потока. М., Изд-во РУДН. 1995.
4. Карелин В.Я., Кривченко Г.И., Мордасов А.П., Волшаник В.В., Ахметов В.К., Зуйков А.Л. Математическое и физическое моделирование систем гашения энергии в вихревых водосбросах // Тезисы н.-т. совещания МГ-89, Л., 1989, С. 11-12.
5. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. М., Наука, 1978.
6. Любимов Д.А. Возможности использования прямых методов для численного моделирования турбулентных струй // Аэромеханика и газовая динамика, 2003, № 3, С. 14–20.
7. Прахов А.М. Исследование и расчет центробежной форсунки // Автоматическое регулирование авиадвигателей, 1959, № 1, С. 113-183.
8. Штеренлихт Д.В. Гидравлика.М., Энергоатомиздат,1984.
9. Щукин В.К., Халатов А.А. Теплообмен, массообмен и гидродинамика закрученных потоков в осесимметричных каналах. М., Машиностроение, 1982.
10. Delery J.M. Aspects of vortex breakdown // Progr. Aerospace Sci., 1994, № 30, P. 1-59.

Рецензент: Беликов Виталий Васильевич, доктор технических наук, начальник отдела численных гидравлических исследований ЦГИ ОАО «НИИЭС».