

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ПОТОКОВ ГАЗА В ВОЗДУШНОМ ВИХРЕВОМ ЭЖЕКТОРЕ

*В.М. Арсеньев, канд. тех. наук.; С.С. Мелейчук, ассистент;
А.Н. Кочевский, канд.тех.наук
Сумский государственный университет*

В статье представлен процесс численного моделирования потоков газа в воздушном вихревом эжекторе. Описана математическая модель, что используется. Проанализировано влияние различных режимных параметров и конструктивного исполнения воздушного эжектора на его рабочую характеристику.

1 ВВЕДЕНИЕ

В вакуумных системах широкое распространение получили многоступенчатые схемы исполнения вакуумных агрегатов. Одним из вариантов исполнения вакуумного агрегата является агрегатирование жидкостно-кольцевой машины (ЖКМ) предвключенным воздушным эжектором. Последовательным включением ЖКМ с воздушным эжектором возможно получение регламентируемого уровня давлений вакуумной системы значительно превышающим уровень, получаемый с помощью одновальной двухступенчатой ЖКМ [1,2]. В качестве предвключенной ступени используется воздушный эжектор вихревого принципа эжекции.

В данной работе численное исследование взаимодействия потоков в воздушном эжекторе проводилось с использованием программного комплекса FlowVision (www.flowvision.ru), который предназначен для моделирования трехмерных течений жидкости и газа в технических и природных объектах, а также визуализации этих течений методами компьютерной графики. Более подробное описание программного комплекса FlowVision, а также используемых в нем моделей течения приведены в работах [3,4,5].

2 ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

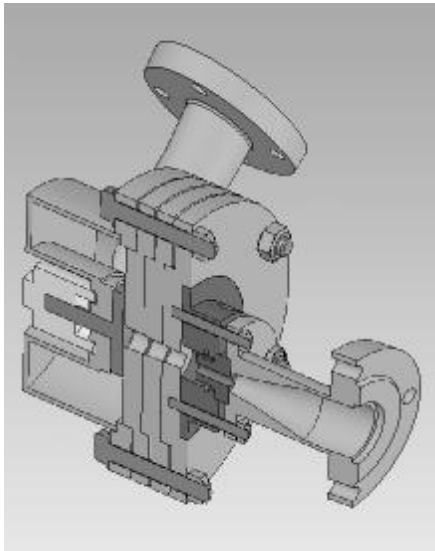


Рисунок 1 – Твердотельная модель воздушного эжектора

Созданная твердотельная модель воздушного эжектора вихревого принципа эжекции представлена на рисунке 1.

Геометрия расчетной области представляет собой объем, в котором определены уравнения математической модели. Поверхности расчетной области – это совокупность плоских многоугольников – фасеток, на которых определены граничные условия.

При исследовании характеристик эжектора большой интерес представляет взаимодействие потоков внутри приемной камеры и камеры смешения. Поэтому, для некоторого упрощения задачи твердотельная модель была сокращена и не содержит пространство вне приемной камеры и камеры смешения. Данное упрощение

не искажает конечный результат, поскольку геометрия проточной части эжектора не претерпела изменений.

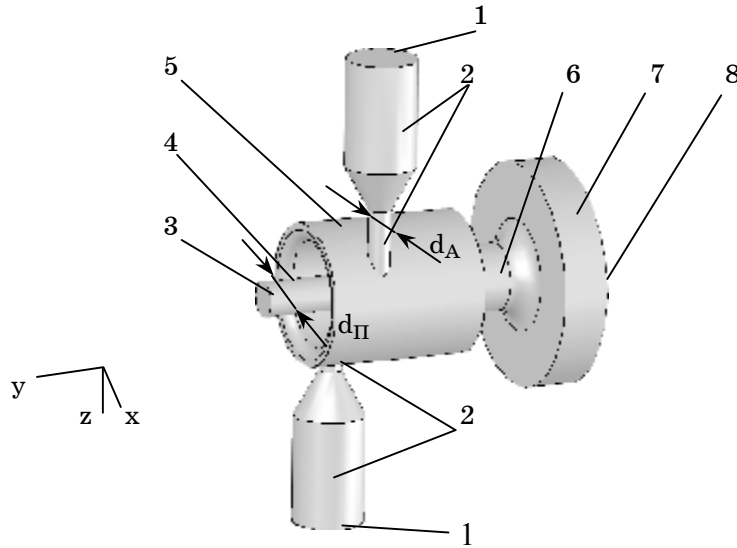


Рисунок 2 – Геометрия расчетной области

Геометрия расчетной области задавалась с помощью следующих граничных условий, представленных на рисунке 2: 1 – вход активного потока; 2 – стенка тангенциально расположенного канала ввода активного потока; 3 – вход пассивного потока; 4 – стенка сопла ввода пассивного потока; 5 – стенка приемной камеры; 6 – стенка камеры смешения; 7 – выходное сечение смешанного потока; 8 – стенка щелевого диффузора.

Целью моделирования движения жидкости в расчетной области является получение распределения скорости и давления в расчетной области. Для расчёта искомых параметров использовалась математическая модель – «полностью сжимаемая жидкость», описывающая физические законы изменения скорости и давления при турбулентных числах Рейнольдса и любых изменениях числа Маха.

Данная математическая модель предполагает решения следующих уравнений:

1 Уравнение Рейнольдса для анализа турбулентных течений:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \overline{u'_i u'_j}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right], \quad (1)$$

где $\bar{u}_1, \bar{u}_2, \bar{u}_3$ – осредненные по времени значения скоростей;

$\overline{u'_1}, \overline{u'_2}, \overline{u'_3}$ – пульсационные составляющие скоростей;

$$\rho \overline{u'_i u'_j} = -\mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \rho \delta_{ij} k,$$

где μ_t – коэффициент турбулентной вязкости; $k = 0,5(\overline{u'_i u'_i})$ – кинетическая энергия турбулентности; $\delta_{ij} = 1$ при $i = j$, $\delta_{ij} = 0$ при $i \neq j$.

2 Уравнение энергии:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho H) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j H) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\overline{\rho u'_j H'}) = -\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu u_i \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - Q_j \right]. \quad (2)$$

Полная энтальпия H связана с полной энергией E , внутренней энергией e и статической или удельной энтальпией h следующими соотношениями:

$$H = E + \frac{p}{\rho} = e + \frac{u_i^2}{2} + \frac{p}{\rho} = h + \frac{u_i^2}{2}.$$

Величина Q_j выражает поток энергии, переносимой путем теплопроводности вдоль координатного направления x_j , и связана с температурой T согласно закону Фурье:

$$Q_j = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j},$$

где λ – коэффициент теплопроводности.

Величина p выражается из уравнения состояния

$$p = \rho R T.$$

3 Модель турбулентности несжимаемой жидкости основана на k - ε модели турбулентности:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\overline{\rho u_j k}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \rho \varepsilon, \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\overline{\rho u_j \varepsilon}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - \rho C_{\varepsilon 2} \varepsilon), \quad (4)$$

где $P_k = -\overline{\rho u'_i u'_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$ – член, выражающий генерацию энергии k ,

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}, \quad \Gamma_\varepsilon = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}.$$

Параметры ε и μ_t определяются следующим образом:

$$\varepsilon = \frac{\mu}{\rho} \left(\overline{\frac{\partial u'_i}{\partial x_j}} \right)^2, \quad \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}.$$

Константы k – ε модели, согласно работе [18]: $C_\mu = 0,09$; $C_{\varepsilon 1} = 1,44$; $C_{\varepsilon 2} = 1,92$; $\sigma_k = 1,0$; $\sigma_\varepsilon = 1,3$.

4 Уравнение неразрывности

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0. \quad (5)$$

Для решений уравнений математической модели в работе использована прямоугольная, локально измельченная конечно-объемная сетка с адаптацией 1-го уровня по поверхностям, соответствующим поверхности стенки с логарифмическим законом изменения скорости в турбулентном пограничном слое.

Для численного моделирования взаимодействия потоков использовались твердотельные параметрические модели проточной части воздушного эжектора, основанные на натуральных образцах, характерные размеры которых приводятся в таблице 1.

Таблица 1 – Характерные размеры твердотельной параметрической модели

	Вар. 1	Вар. 2	Вар. 3	Вар. 4	Вар. 5	Вар. 6
d_A , мм	3	5	5	3	5	5
d_{II} , мм	8	4	12	12	8	8
m	1	2	1	2	1	2

При численном моделировании взаимодействия потоков в шести вариантах геометрического исполнения эжектора изменялись лишь диаметр канала ввода активного потока d_A , диаметр сопла пассивного потока d_{II} и число каналов ввода активного потока m при неизменных остальных размерах проточной части эжектора [6].

Особенностью проведенного численного моделирования является то, что входные и выходные граничные условия задавались согласно полученным экспериментальным данным на стенде исследования вакуумных агрегатов с предвключенным воздушным эжектором [7]. Так, вход активного потока задавался с помощью давления P_A и скорости V_A по граничному условию 1 (рис.1); вход пассивного потока также задавался с помощью давления P_{II} и соответствующей скорости V_{II} по граничному условию 3; выход задавался давлением смешанного потока P_{CM} по граничному условию 7.

Таблица 2 – Значения граничных условий

	Вар. 1	Вар. 2	Вар. 3	Вар. 4	Вар. 5	Вар. 6
P_A , кПа	98,7	98,7	99,3	99,3	99,3	98,8
V_A , м/с	7,0	16,0	19,0	6,0	20,0	12,0
P_{II} , кПа	12,3	15,3	15,9	15,0	15,5	12,5
V_{II} , м/с	250	290	160	280	270	200
P_{CM} , кПа	18,0	24,0	21,7	19,7	21,2	25,0

Последующая обработка полученных результатов распределения скорости и давления в проточной части эжектора производилась по методике, разработанной авторами данной статьи.

3 РЕЗУЛЬТАТЫ ЧИСЛЕННОГО ЭКСПЕРИМЕНТА

Следует отметить, что воздушный эжектор вихревого принципа эжекции имеет сложную и малоизученную структуру взаимодействия потоков в проточной части элементов эжектора. Рядом исследователей производились попытки замеров поля скоростей в вихревом эжекторе.

Для проверки адекватности математической модели был смоделирован и численно исследован вихревой воздушный эжектор, описанный в работах [8,9]. Расчетная величина приведенной скорости по активному потоку $\lambda_{U1} = \frac{C_U}{a_{KP}}$ составила 0,54 при ее экспериментальном значении

0,49 в зависимости от относительного давления эжектируемого потока

$\bar{P}_9 = \frac{P_{II}}{P_A} = 0,025$. При значении $\bar{P}_9 = 0,05$ величина λ_{U1} составляет 0,52,

при ее экспериментальном значении 0,50, при чем $a_{KP} = 315$ м/с для воздуха.

В результате численного моделирования получены данные распределения осевой C_A и тангенциальной C_U компонент скорости в любой точке проточной части эжектора, что дает возможность исследовать процесс взаимодействия потоков и рассчитать оптимальные соотношения геометрии эжектора. Следует отметить, что согласно принятой в программе системы координат, положительное значение осевой скорости противоположно направлению оси y .

Как видно из представленных характеристик, осевая скорость на начальном участке (рис. 3а) зависит от геометрической характеристики сопла пассивного потока. На периферии осевая компонента скорости незначительна, что отвечает небольшому течению закрученного активного потока в осевом направлении. В свою очередь, тангенциальная составляющая скорости характеризуется наличием вращательного движения газа активного потока с максимальным значением на периферии приемной камеры и минимальным значением на оси.

Характер течения в сечении 2-2 (рис. 3б) изменяется незначительно. Заметно некоторое «сглаживание» эпюр составляющих скорости. На данном этапе происходит зарождение процесса смещения потоков с выравниванием скоростей. Характер течения в начале камеры смещения в сечении 3-3 (рис. 3в) полностью соответствует описанию данного процесса течения, представленного в работе [8]. В камере смещения максимум осевой составляющей скорости приходится на ось камеры, а максимум тангенциальной составляющей – на пристенное течение. В камере смещения происходит процесс перемешивания активного и пассивного потоков. На выходе из камеры смещения в сечении 4-4 (рис. 3г) осевая компонента скорости имеет практически полностью выровненную эпюру по сравнению с входными значениями. Кроме того, судя по эпюрам тангенциальной составляющей скорости для каждого из вариантов геометрического исполнения эжекторов существует область, отвечающая закону $C_U r = const$. Это можно объяснить с точки зрения теории взаимодействия вихрей. Т.е. во вращающемся потоке различают две области: с постоянной циркуляцией (свободный вихрь) и с постоянной угловой скоростью (вынужденный вихрь), разделяемые радиусом вихревого шнура r_s [10].

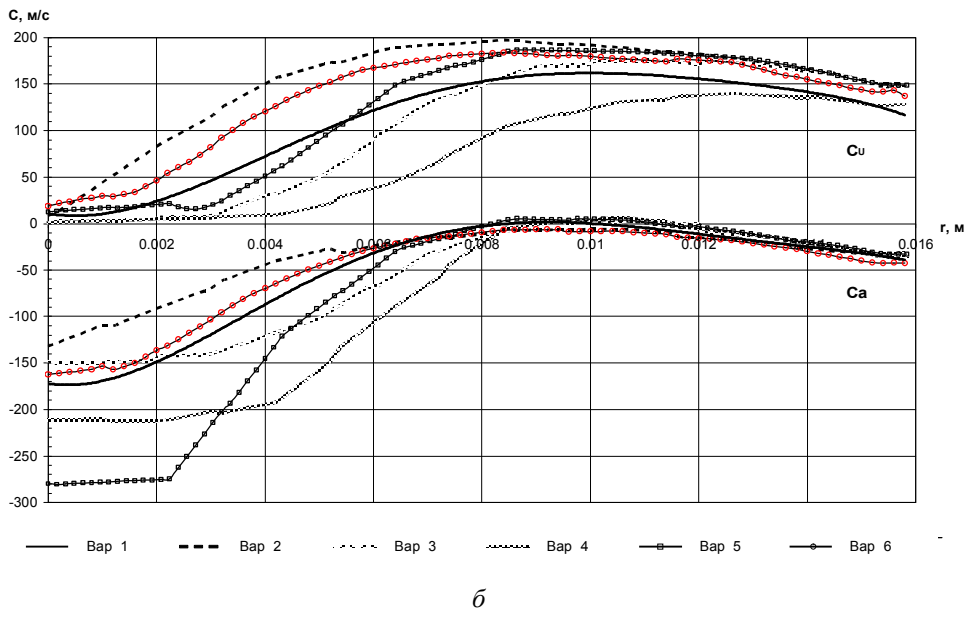
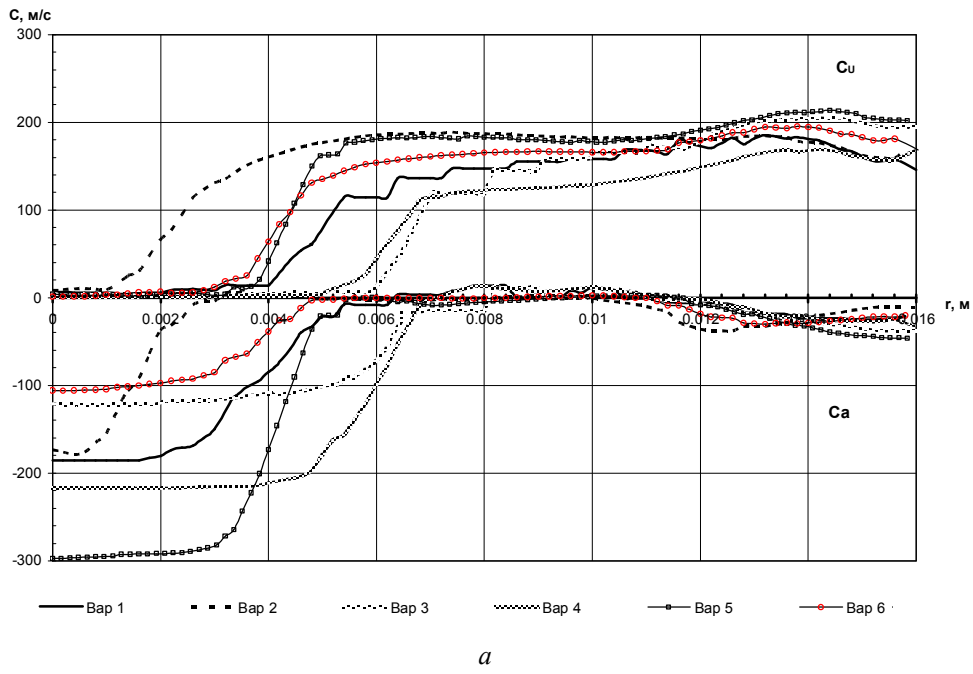
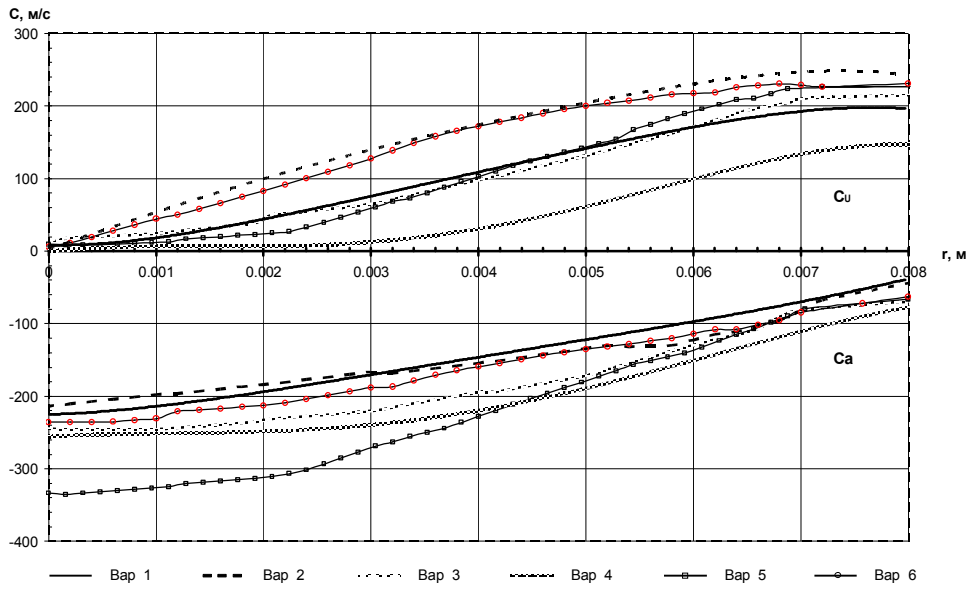
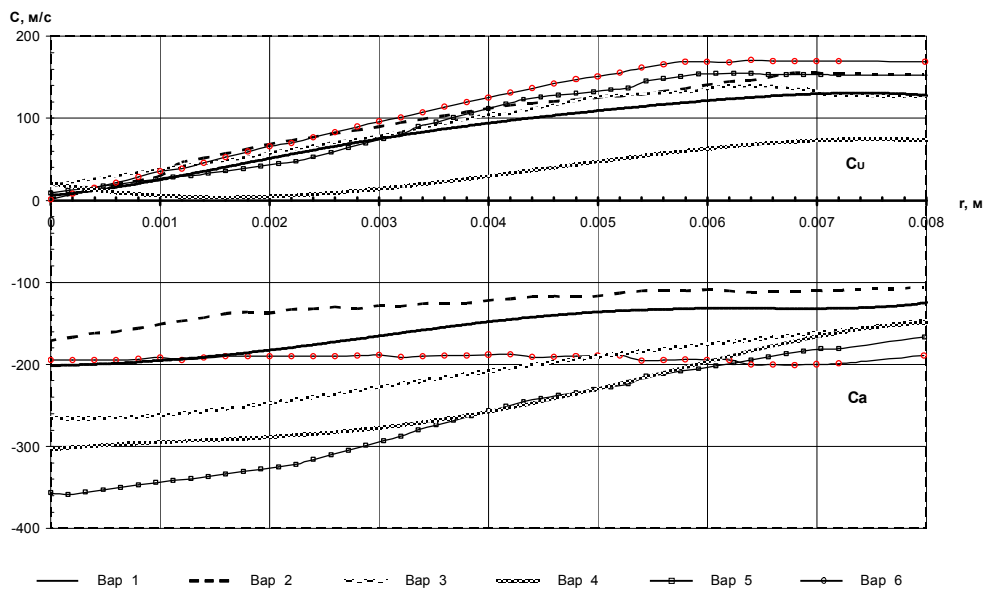


Рисунок 3 – Распределение тангенциальной C_U и осевой C_A компонент скорости в проточной части вихревого эжектора вдоль радиуса камеры r



6



2

Рисунок 3, лист 2

Данные, полученные в результате численного моделирования, можно обобщенно представить в виде эпюр распределения скоростей в характерных сечениях проточной части эжектора (рисунок 4).

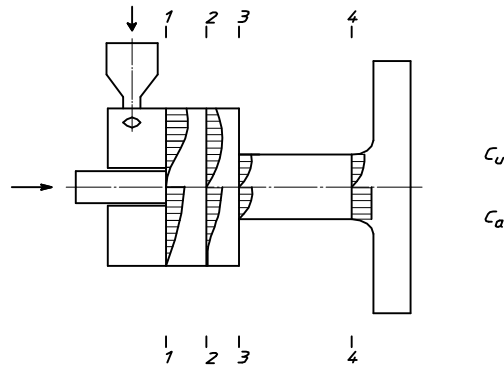


Рисунок 4 – Эпюры скоростей в характерных сечениях проточной части эжектора

Сечение 1-1 расположено непосредственно за срезом сопла пассивного потока, сечение 2-2 – на расстоянии одного калибра от среза сопла пассивного потока, характерные сечения 3-3 и 4-4 выбраны на входе и выходе камеры смешения соответственно.

Поток на выходе из камеры смешения имеет как поступательное, так и вращательное движение. Поэтому за диффузором следует предусмотреть установку раскруточных устройств, например улитки.

В результате численного моделирования выявлено влияние режимных параметров работы вихревого эжектора (начальных и конечных значений давления, температуры и массового расхода) на его характеристики. Дальнейшие расчетные исследования проводились с целью выявления зависимости характеристик эжектора от его конструктивного исполнения.

В некоторых работах по исследованию вихревого эжектора особое внимание уделяется количеству и расположению тангенциальных каналов ввода активного потока [11]. В результате моделирования течения в эжекторе с разным количеством каналов ввода активного потока выявлено некоторые зависимости. При использовании нечетного количества каналов ввода активного потока происходит нарушение осесимметричной картины течения на оси проточной части эжектора. Это свидетельствует о том, что необходимо выполнять эжектор с четным количеством каналов с их симметричным расположением относительно оси камеры. Кроме того, количество каналов не должно превышать четырех. Т.к. при большем количестве возрастают потери на удар при входе активного потока в приемную камеру, что приводит к ухудшению характеристик эжектора.

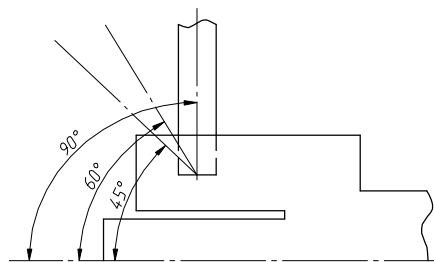


Рисунок 5 – Схема расположения канала ввода активного потока

Большой практический интерес представляют исследования взаимодействия потоков с учетом угла наклона канала ввода активного потока относительно оси приемной камеры, схема расположения которого представлена на рис. 5. Расчет произведен для одного геометрического исполнения эжектора с различными углами наклона: 45°, 60°, 90°.

В результате численного моделирования получена зависимость распределения относительной осевой \bar{C}_A и тангенциальной \bar{C}_U

составляющих скорости, приведенных к средней скорости в характерных сечениях от относительного угла наклона $\bar{\alpha} = \frac{\alpha_i}{90}$ (рис. 6).

Как видно из представленных зависимостей, существует оптимальное значение угла наклона оси канала ввода активного потока относительно оси приемной камеры равное 60° , отвечающее максимальной осевой и тангенциальной составляющей скорости в камере смешения. Можно предположить, что такое расположение способствует наилучшему перемешиванию взаимодействующих потоков с наименьшими потерями на удар при входе активного потока в приемную камеру.

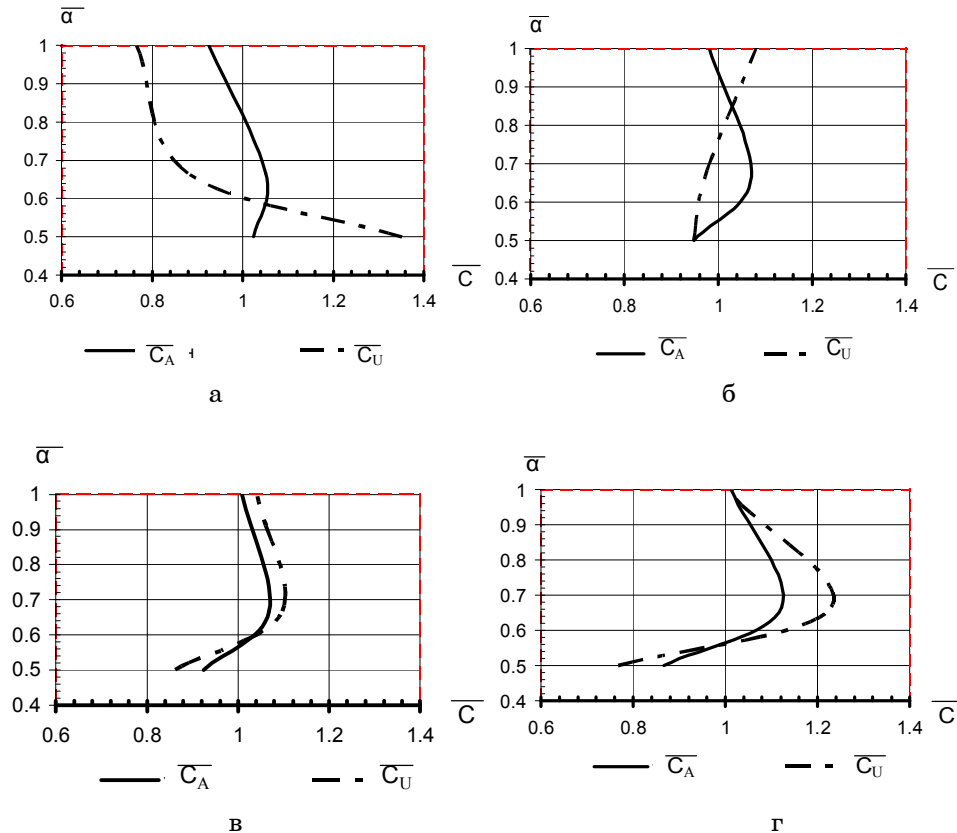


Рисунок 6 – Зависимость приведенной скорости от относительного угла наклона канала ввода активного потока; а)-сечение 1-1; б)- сечение 2-2; в)- сечение 3-3; г)- сечение 4-4

Также следует отметить, что исполнение эжектора с углом меньшим 45° – нецелесообразно, т.к. в данном случае вихревой эжектор «вырождается» в классический прямоструйный. Это приводит к уменьшению закрутки активного потока с последующим ухудшением характеристик эжектора.

В работе [12] по исследованию вихревого эжектора утверждается, что определенная степень закрутки эжектируемого потока, оцениваемая отношением вращательного импульса к осевому в масштабе характерного линейного размера завихрителя, может заметно повысить уровень турбулентности и качество смешения взаимодействующих потоков и тем самым способствовать улучшению рабочих характеристик эжектора. Для проверки данного утверждения было предусмотрено изменение

конструкции твердотельной модели вихревого эжектора путем моделирования в каналах пассивного потока местного ленточного завихрителя. Закрутка пассивного потока, как показал расчет, влияет на распределение скорости лишь на начальном участке приемной камеры между сечениями 1-1 и 2-2 и совершенно не видна на входе в камеру смешения. Данное обстоятельство можно объяснить лишь особенностью работы вихревого эжектора в качестве предвключенной ступени ЖКМ. При этом перераспределение энергии в эжекторе происходит за счет поддержания вакуума на всасывающей патрубке ЖКМ, а не за счет подачи избыточного давления в каналы активного потока.

4 ВЫВОДЫ

Проведенные расчетные и экспериментальные исследования воздушного вихревого эжектора представляют большую практическую ценность для последующей разработки методик расчета эжектора в качестве предвключенной ступени ЖКМ.

В частности можно установить следующее:

1 Течение потоков в камере смешения вихревого эжектора подчиняются законам вынужденного и свободного вихрей, что необходимо учитывать для определения радиуса разделения вихрей.

2 Форма эпюр тангенциальной и осевой составляющей скорости практически не зависит от режимных параметров работы эжектора, а зависит в большей степени от геометрического соотношения элементов проточной части эжектора.

3 Оптимальное число каналов ввода активного потока равно 2, при симметричном расположении каналов относительно оси приемной камеры.

4 Оптимальный угол наклона каналов ввода активного потока относительно оси приемной камеры составляет 60° .

5 Принудительная закрутка пассивного потока существенно не влияет на характер течения в камере смешения, поэтому нет необходимости в ее исполнении.

6 На выходе из камеры смешения смешанный поток еще обладает тангенциальной составляющей скорости, что вызывает необходимость предусмотреть дополнительное раскруточное устройство за диффузором.

SUMMARY

The article presents the process of numerical simulation of gas flow in air vortex ejector. The used mathematical model is described. The article analyzes also the influence of different regime parameters of the air ejector on its performance characteristics.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Райзман И.А. Жидкостно-кольцевые вакуумные насосы и компрессоры. - Казань: КГТУ, 1995.-258с.
2. Рудаков А.И. Исследование эжекторных приставок жидкостно-кольцевых машин: Автореф. дис... канд. тех. наук: 05.04.90/ Казанск.химико-технолог.ин-т.-Казань, 1975.-19 с.
3. Кочевский А.Н. Возможности моделирования течений жидкости и газа с помощью современных программных продуктов // Вестник Сумского государственного университета. - 2004.-№13.- С.5-20.
4. Кочевский А.Н. Расчет внутренних течений жидкости в каналах с помощью программного комплекса FlowVision // Вестник Сумского государственного университета. - 2004.-№2.- С.25-36.
5. Кочевский А. Н., Неня В. Г. Современный подход к моделированию и расчету течений жидкости в лопастных гидромашинах // Вестник Сумского государственного университета. - 2003. - № 13. - С.195-210.
6. Арсеньев В.М., Мелейчук С.С. Экспериментальные исследования воздушной эжекторной ступени жидкостно-кольцевой машины // Збірник наукових праць

- Міжнародної науково-технічної конференції (додаток до журналу «Холодильна техніка і технологія»).-Одеса, 2005.-№4 (96).-С.-76-79.
7. Мелейчук С.С. Техническое содержание и задачи экспериментальных исследований вакуумных агрегатов на базе жидкостно-кольцевых машин // Вестник Сумского государственного университета. - 2004.-№13.- С.80-85.
 8. Епифанова В.И., Ивакин О.А., Костин В.К. Некоторые результаты теоретического и экспериментального исследование вихревого эжектора// Вихревой эффект и его промышленное применение: Материалы 3-й Всес. науч.-техн. конф. – Куйбышев,1981.- С.13-15.
 9. Епифанова В.И., Костин В.К., Усанов В.В. Опытное и расчётное исследования вихревого эжектора// Изв. ВУЗов. Транспортное и энергетическое машиностроение.- 1975.-№11.-С.85-89.
 10. Меркулов А.П. Вихревой эффект и его применение в технике.-М.: Машиностроение, 1969.-184 с.
 11. Вихревые аппараты/А.Д. Суслов, С.В. Иванов, А.В. Мурашкин, Ю.В. Чижиков.-М.: Машиностроение, 1985.-256 с.
 12. Алимова Л.К., Амирханов Р.Ш., Каспер Г.А., Каспин Е.Л. Вихревой жидкостно-газовый эжектор // Вихревой эффект и его промышленное применение: Материалы 3-й Всес. науч.-техн. конф. – Куйбышев,1981.-С.203-205.

Поступила в редакцию 30 марта 2006 г.