

скорости от радиальной и осевой координат. Как видно, скорость U_z в приосевой зоне стока жидкости ($0 < r < r_c$) оказывает влияние на распределение скорости U_r тем больше, чем ближе к выходному соплу находится рассматриваемая точка области, и достигает максимального значения на срезе сопла. Отличие от принятого в некоторых работах распределения скорости U_r по закону твердого тела ($U_r = r$) достигает $\approx 15\%$ на срезе сопла, в связи с чем целесообразно учитывать влияние осевых перетечек на распределение тангенциальной скорости в вихре.

Полученные данные могут быть использованы при расчете газодинамических параметров циклонных и вихревых аппаратов.

Библиографический список

1. Гольдштик М.А. Вихревые потоки. Новосибирск:Наука, 1981.- 364 с.
2. Меркулов А.П. Вихревой эффект и его применение в технике. М.:Машиностроение, 1969.- 183 с.
3. Штым А.Н. Аэродинамика циклонно-вихревых камер. Владивосток: ДВУ, 1984.-200 с.
4. Жигула В.А., Коваль В.П. Газодинамика закрученного потока// Прикладная механика, 1975. II. Вып. 9. С.65-72.
5. Камке Э. Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям. М.:Наука, 1976.-576 с.
6. Владимиров В.С. Уравнения математической физики. М.:Наука, 1981.-512 с.

УДК 532.542:536.248.2

Р.З.Алимов, Г.А.Седова

ОСОБЕННОСТИ ТУРБУЛЕНТНОГО ТЕЧЕНИЯ И ТЕПЛОМАССОБМЕНА В КОЛЫБЕВЫХ ПОТОКАХ ВРАЩАЮЩЕЙСЯ ЖИДКОСТИ

Принятые обозначения: δ - толщина слоя жидкости; ω и n - угловая скорость вращения и число оборотов трубы; g - ускорение силы тяжести; l - длина рабочего участка трубы; α, β, k - коэффициенты теплоотдачи, массоотдачи и теплопередачи [1,2]; Re ,

Nu , Nu_0 - осевое число Рейнольдса, тепловой и диффузионный критерии Дусселята, определяемые по усредненным по длине трубы параметрам компонентов [1,2]; Ta - число Тейлора [3]; A_k - степень крутки потока [3]; индексы: $г$ - газ; $ж$ - жидкость; $тр$ - труба; m - средний; S - вихревой, вращательный.

Настоящее исследование является дальнейшим продолжением работ [4-5].

Кольцевые потоки жидкости (воды) получались на внутренней стенке горизонтальной цилиндрической трубы при вращении ее относительно собственной продольной оси в условиях частичного заполнения жидкостью ее поперечного сечения ($\delta/r < 0,1$). Течение жидкости в указанных условиях, как это подробно описывается в работе [4], по мере роста скорости вращения трубы принимает различные формы: первоначальный обычный поток руслового типа преобразуется в форму вращающегося валика с последующим распадом на отдельные ячейки, увлекаемые стенкой в виде кольцевых торoidalных вихрей; постепенное сближение последних, сопровождающееся образованием сплошной пленки, выравниваемой ее толщины по периметру трубы и, наконец, при повышенных оборотах подавление вихревого характера течения, повторяющая его ламинаризация.

Динамика картин течения показывает, что процесс вихреобразования при определенном диапазоне изменения скорости вращения трубы получается наиболее интенсивным. Этот фактор обуславливает экстремальный характер изменения основных гидродинамических и теплообменных характеристик. Важным гидродинамическим параметром рассматриваемой системы является скорость отставания жидкой компоненты от скорости вращения стенки трубы $\Delta\omega = \omega_{тр} - \omega_{ж}$.

Проведенные наблюдения, а также данные работ [6-8] показывают, что эффект отставания, появившись с началом вращения трубы, в определенный момент достигает максимума и затем по мере дальнейшего роста ω постепенно уменьшается и, становясь исчезающе малым, обуславливает сглаживание вихревой структуры течения. Этот фактор приводит к экстремальному характеру изменения числа Тейлора:

$$Ta = \frac{\Delta\omega r \delta}{\nu} \sqrt{\frac{\delta}{\lambda}} \quad (1)$$

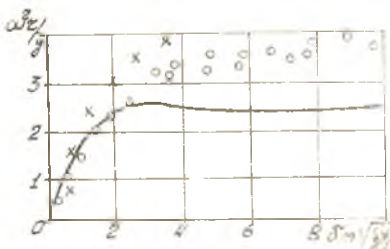
На рис.1 представлены результаты расчета зависимости Ta от скорости вращения трубы. Для оценки значений $\Delta\omega = f(\omega_{тр})$ исполь-

зованы данные работ [6-8]. Средняя толщина кольцевого слоя вращающейся жидкости определяется по работе [3].

Соответствующая математическая обработка позволяет обобщить экспериментальные данные в виде зависимости

$$T_0 = \frac{1,6(\mu_{ж}/\mu_{н\text{тож}})(\omega^2 r/g)^3}{e^{0,4(\omega^2 r/g)}} \quad (2)$$

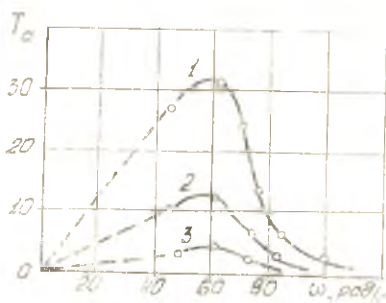
действительной с точностью до 20% в интервале изменения T_0 до 32, параметра $\omega^2 r/g$ до 20, расхода жидкости 0,004...0,12 м³/ч при течении воды в трубе ϕ 40 мм и относительной длиной $l/d = 10$.



Р и с. 2. Кривая устойчивости для кольцевого потока по расчетам [8]: \circ — опытные точки [8]; \times —

теплоемкоотдачи с поверхности жидкости в обтекающий поток воздуха — испарительное охлаждение.

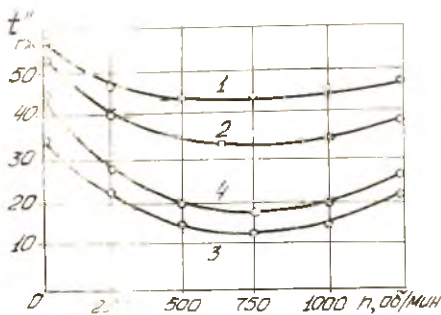
В первом случае труба помещалась в металлический кожух ϕ 0,15 м, через который протекала охлаждающая вода. Измерялись расходы охлаждаемой и охлаждающей жидкостей, их температуры на входе t_p, t_x и выходе t_p', t_x' . По полученным данным строились графики зависимости конечных температур от скорости вращения трубы. Некоторые из



Р и с. 1. Зависимость температуры от скорости вращения ω и расхода жидкости для кольцевого режима течения: ϕ — 0,04 м; $l/d = 10$.
1 — $\mu_{ж} = 3,6 \cdot 10^{-5}$ м²/с;
2 — $\mu_{ж} = 1,4 \cdot 10^{-5}$ м²/с;
3 — $\mu_{ж} = 2,8 \cdot 10^{-6}$ м²/с;
- - - — неслошного слоя

Начало образования или разрушения сплошного кольцевого слоя и коллапс наиболее определяются параметром $\omega^2 r/g$. На рис. 2 приводятся теоретическая кривая, определяющая границу устойчивости, и экспериментальные точки.

Исследование теплоемкоотдачи проводилось отдельно применительно к двум случаям охлаждения водной струи, текшей по трубе: за счет теплоотвода через стенку, т.е. конвективное охлаждение, и за счет



Р и с. 3. Зависимость температуры охлаждаемой жидкости на выходе из рабочего участка от скорости вращения трубы ($t_x = 8,5^{\circ}\text{C}$): 1 - $t_r = 61,2^{\circ}\text{C}$; $W_{ж} = 0,1 \text{ м}^3/\text{ч}$; 2 - $t_r = 54^{\circ}\text{C}$; $W_{ж} = 0,15 \text{ м}^3/\text{ч}$; 3 - $t_r = 41^{\circ}\text{C}$; $W_{ж} = 0,02 \text{ м}^3/\text{ч}$; 4 - $t_r = 61,2^{\circ}\text{C}$; $W_{ж} = 0,03 \text{ м}^3/\text{ч}$

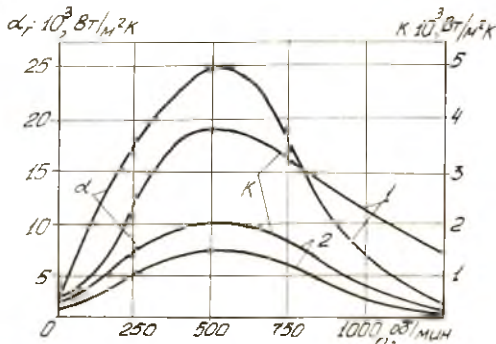
чи K . Фигурирующий в расчетах коэффициент теплоотдачи от вращающейся трубы к омывающей ее снаружи охлаждающей жидкости определяется согласно данным [9], а для состояния покоя - согласно данным [1].

На рис.4 представлены рассчитанные таким путем зависимости α_r и K от скорости вращения трубы для нескольких режимов. Как видно, эти характеристики для ярко выраженной вихревой области течения струи соизмеримы с аналогичными характеристиками наиболее совершенных тонкослойных теплообменных аппаратов [10].

Соответствующая математическая обработка

них приведены на рис.3. Анализ данных отчетливо показывает, что процесс теплопереноса более интенсивно протекает в области наиболее выраженного вихревого движения охлаждаемого слоя жидкости. Более плавный по сравнению с $T_a = f(w)$ характер изменения этих кривых объясняется консервативным воздействием в данном случае на процесс вихреобразования, имевшего в опытах направления теплового потока.

Полученные данные позволили определить коэффициент теплоотдачи от охлаждаемой струи к стенке трубы α_r через коэффициент теплопереда-



Р и с. 4. Зависимость коэффициента теплоотдачи от охлаждаемой жидкости к стенке трубы и коэффициента теплопередачи от скорости вращения: 1 - $W_{ж} = 0,15 \text{ м}^3/\text{ч}$; $t_r = 54^{\circ}\text{C}$; $t_x = 8,5^{\circ}\text{C}$; 2 - $W_{ж} = 0,03 \text{ м}^3/\text{ч}$; $t_r = 61^{\circ}\text{C}$; $t_x = 8,5^{\circ}\text{C}$

ка экспериментальных данных позволила получить следующую обобщающую зависимость

$$Nu_S = Nu \left[1 + \frac{1,8 (\omega_m / \omega_{m \max})^{0,2} (\omega^2 r / g)}{e^{0,07 (\omega^2 r / g)}} \right], \quad (3)$$

где e — здесь и выше основание натуральных логарифмов.

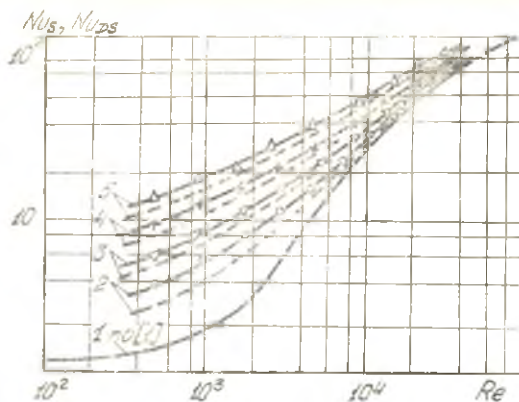
Здесь при расчете числа $Re_{ж}$ жидкой фазы в качестве определяющего размера принимается гидравлический диаметр струи, вычисленный по смоченному периметру, а при расчете критерия Нуссельта — диаметр трубы. Зависимость (3) обобщает экспериментальные данные с точностью до 30 % для воды при течениях в трубе $\varnothing 0,04$, относительной длиной 10 в условиях $0 \leq \omega^2 r / g \leq 60$ и $0,004 \leq \omega_m \leq 0,15 \text{ м}^3/\text{ч}$ или $50 \leq Re_{ж} \leq 6500$.

Тепломассообмен при испарительном охлаждении вращающейся струи жидкости исследовался по методике, изложенной в работе [2]. В трубу совместно подавались предварительно подогретая или дополнительно подогреваемая через стенку вода и воздух, забираемый непосредственно из атмосферы. Температура взаимодействующих фаз не превышала 70°C .

Обработка экспериментальных данных проводилась в виде зависимостей Nu_S и Nu_{OS} от числа Re потока воздуха, получаемых в условиях $n = \text{const}$, поскольку эти факторы становились определяющими времен структурных характеристик слоя жидкости, дополнительно зависящих от ее расхода. Полученные результаты представлены на рис.5

Как видно, проведенные эксперименты преимущественно относятся к переходной области, где закрутка двухфазного газо-жидкостного потока за счет вращения трубы дает заметный выигрыш в тепломассообмене со свободной поверхности кольцевого слоя жидкости. Там же пунктирными линиями показаны кривые для теплоотдачи от сухой нагреваемой стенки вращающейся трубы в текущий по ней поток воздуха. В турбулентной области течения этот выигрыш заметно снижается, что в первую очередь объясняется постепенным уменьшением по мере роста расхода газа приобретаемого им вращательного импульса или степени крутки. Этот момент особенно характерен для вращающихся труб с небольшой относительной длиной.

При имевшем в опытах направлении теплового потока должно активизироваться движение вихрей Тейлора-Гертлера в слое жидкости,



Р и с. 5. Зависимость теплового и диффузионного критериев вращающихся систем от числа Рейнольдса воздушного потока: 1 - $n = 0$, 2 - $n = 200$ об/мин, 3 - $n = 500$ об/мин, 4 - $n = 1000$ об/мин, 5 - $n = 1250$ об/мин

чем объясняются повышенные значения диффузионного критерия Нуссельта Nu_{DS} по сравнению с тепловым Nu_s для раздельно происходящего процесса теплообмена. Ввиду сложного характера зависимостей этих критериев от многих факторов полученные результаты пока не обобщались с помощью аналитических выражений.

Библиографический список

1. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1977. - 343 с.
2. Алимов Р.З. Гидравлическое сопротивление и теплообмен в вращающемся потоке // ИЖ, 1966. Т. X. № 6. С. 437-446.
3. Алимов Р.З., Каспин Е.Л. Особенности гидродинамики и теплообмена в вихревых трубах с различной организацией закрутки потока. Казань, 1983. - 18 с. Рукопись представлена КАИ им. А.Н.Туполева. Деп. ВИНТИ 19.04.83. № 2588-83.
4. Каспин Е.Л. Процессы переноса при вихревом движении во вращающейся трубе // Вихревой эффект и его промышленное применение Куйбышев: КуАИ, 1981. С. 350-354.
5. Алимов Р.З., Каспин Е.Л. Исследование теплообмена при течении одно- и двухфазного потока во вращающейся трубе // Теплообмен-У. Минск, 1976. Т. IV. С. 118-122.

6. Реутов Н.Н. Гидродинамическое состояние металла и его влияние на микроструктуру центробежных отливок//Литейное производство, 1959. № 6. С.22-27.

7. Соколов В.И. Центрифугирование. М.:Химия, 1976.-408 с.

8. Браун Б. Описание теплообмена в нагреваемом паром горизонтальном вращающемся сушильном цилиндре/Пер. с нем. языка ВЦП №В-31076. М.: ВЧП н.т. литературы и документации, 1980.-222 с.

9. Кутателадзе С.С., Боршанский В.М. Справочник по теплопередаче. М.:Госэнергоиздат, 1959.-414 с.

10. Тарасов Ф.М. Тонкослойные теплообменные аппараты. М.-Л.: Машиностроение, 1964.-363 с.

УДК 621.578:532.516

Е.Л.Каспир, Л.К.Алимова

ВИХРЕВОЙ ГАЗОЖИДКОСТНЫЙ ЭЖЕКТОР С ВРАЩАЮЩЕЙСЯ КАМЕРОЙ СМЕШЕНИЯ

Известные конструкции газожидкостных или жидкостно-газовых эжекторов имеют сравнительно низкий КПД, который определяется потерями энергии при смешении первичного и вторичного потоков, а также потерями энергии рабочего потока на трение в камере смешения. Причем, как отмечается в работе [1], потери на трение в камере смешения составляют более 10...15 % от общих потерь энергии.

Одним из наиболее перспективных направлений в разработке эжекторов с повышенным КПД в настоящее время является закрутка центральной струи рабочей жидкости, что при условии ее высокой тангенциальной скорости способствует хорошему смешению двух потоков на малом осевом расстоянии и, как следствие этого, повышению коэффициента эжекции.

Изучение роли степени закрутки активного рабочего потока на эжеционные способности вихревого жидкостно-газового эжектора, а также влияния на эффективность процесса эжекции отношения площадей поперечного сечения камеры смешения и сопла, расположения среза сопла относительно начала камеры смешения и некоторых других геометрических размеров показало, что выбор их оптимальных значений позволяет увеличить коэффициент эжекции по сравнению с их осевыми аналогами в 1,5-2 раза [2].