

УДК 532.529

О ВЛИЯНИИ ВЛАЖНОСТИ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕЧЕНИЯ ДВУХФАЗНОЙ СРЕДЫ В ДИФFUЗОРЕ

Л. А. ИГНАТЬЕВСКАЯ, Л. И. СЕЛЕЗНЕВ

(Москва)

Рассматривается влияние начальной влажности двухфазного потока на аэродинамические характеристики диффузора. Проведена серия расчетов, позволивших исследовать распределение давления в диффузоре при изменении начальной скорости потока, коэффициента скольжения фаз, начальной влажности потока. Показано, что при увеличении начальной влажности в диффузоре появляется резко выраженный участок, имеющий отрицательный градиент давления, где скорость пара может достигнуть критического значения. Численное решение сравнивается с результатами экспериментов.

Система основных дифференциальных уравнений, описывающих течение двухфазных сред, предлагалась неоднократно при тех или иных упрощениях.

Осредненные уравнения движения для газо- и парожидкостных смесей с учетом фазовых переходов были получены С. Г. Телетовым [1]. Более строгий вывод основных осредненных уравнений для отдельных компонент был выполнен Ф. И. Франклем [2]. Уравнения движения многокомпонентных сред при условии отсутствия фазовых переходов детально были проанализированы Х. А. Рахматулиным [3]. Можно назвать еще ряд работ, посвященных уравнениям динамики двухфазных сред [4-7].

Теоретическое решение задачи о движении двухфазных сред связано с некоторой идеализацией свойств среды. Перспективной оказывается такая схематизация, при которой разрывная среда рассматривается как фиктивная неразрывная среда, равномерно распределенная в выделенном объеме. Фиктивная среда, будучи эквивалентна исходной (в смысле предложенного преобразования), в то же время состоит из непрерывной жидкой и непрерывной паровой фаз, для которых можно применить аппарат дифференциального исчисления. Паровая и жидкая фазы рассматриваются как раздельные системы, между которыми происходят обменные процессы.

Система уравнений, описывающих течение двухфазной среды, имеет вид [6]

$$(1.1) \quad \begin{aligned} d\rho_1 C_1 \varphi_1 F / dz &= -\kappa F, & d\rho_2 C_2 \varphi_2 F / dz &= \kappa F \\ \rho_1 \varphi_1 C_1 dC_1 / dz &= -\varphi_1 dp / dz - \kappa (C_3 - C_1) - R \\ \rho_2 \varphi_2 C_2 dC_2 / dz &= R - \kappa (C_2 - C_3) - \varphi_2 dp / dz \\ \rho_1 \varphi_1 C_1 (d/dz) i_{01} &= \kappa (i_{01} - i_{03}) + Q - N \\ \rho_2 \varphi_2 C_2 (d/dz) i_{02} &= \kappa (i_{02} - i_{02}) + N - Q \end{aligned}$$

$$\frac{dr}{dz} = \frac{p\beta}{\rho_2 C_2 \sqrt{2\pi RT_1}} \left(1 - \frac{p_*}{p} \sqrt{\frac{T_1}{T_2}} \right)$$

Здесь индекс 1 относится к непрерывной фазе, индекс 2 — к дискретной, индекс 3 — к частицам, претерпевающим фазовые превращения, z — коор-

дината вдоль оси канала, ρ — плотность, φ — объемная концентрация, p — давление, C — скорость, F — площадь поперечного сечения канала, $i_0 = i + C^2/2$ — энтальпия торможения, i_{03} — термодинамический потенциал частиц, испытывающих фазовые превращения, C_3 — их скорость, R — сила механического взаимодействия между фазами, Q — количество тепла, отдаваемое или воспринимаемое фазой вследствие конвективного теплообмена, N — мощность сил взаимодействия фаз в градиентном потоке, κ — скорость фазовых превращений (имеются в виду удельные значения величин R , Q , N и κ , т. е. приходящиеся на единицу объема фаз).

Принято

$$i_1 = \frac{k}{k-1} \frac{p}{\rho_1} + \text{const}, \quad i_2 = c_{p2} T_2 + \text{const}$$

$$p = \rho_1 \bar{R}_1 T_1, \quad \varphi_1 + \varphi_2 = 1, \quad \beta = 1$$

где c_{p2} — теплоемкость дискретной фазы, \bar{R}_1 — газовая постоянная.

$$R = \frac{3}{4} \frac{\varphi_2}{2} c_j \rho_1 \frac{(C_1 - C_2) |C_1 - C_2|}{2}$$

$$N = RC_2 + p \frac{d(\varphi_2 C_2)}{dz}, \quad \kappa = \frac{3\varphi_2 \rho_2 C_2}{r} \frac{dr}{dz}$$

$$Q = \frac{3}{2} \varphi_2 \frac{\lambda_1 \text{Nu}}{r^2} (T_2 - T_1)$$

$$\text{Nu} = 2 + 0.03 \text{Pr}_1^{0.33} \text{Re}^{0.54} + 0.35 \text{Pr}_1^{0.36} \text{Re}^{0.58}$$

$$c_j = 24/\text{Re} + 2.5/\sqrt[4]{\text{Re}}$$

Для численного решения на ЭВМ уравнения (1.1) приведены к виду

$$y_i = f_i(z, y_1, y_2, \dots, y_6)$$

Так, изменение статического давления описывается уравнением

$$(1.2) \quad \frac{dp}{dz} = \left(\kappa L_\kappa + \frac{1}{F} L_F \frac{dF}{dz} + QL_Q + RL_R \right) [\varphi_1 (1 - M_1^2)]^{-1}$$

где

$$L_\kappa = - \left[M_1^2 k \left(\frac{C_3}{C_1} - 1 \right) + \left(\frac{C_3}{C_1} - 1 - \frac{k_\kappa}{C_1} p_1 \right) (1 - M_1^2) + \left(\frac{k}{k-1} \frac{p_1}{\rho_1} \right)^{-1} (i_{01} - i_{03}) - 1 \right] C_1$$

$$L_Q = - (k-1) M_1^2 / C_1$$

$$L_R = \left[(k-1) M_1^2 \left(\frac{C_2}{C_1} - 1 \right) - 1 \right] - \frac{\rho_1}{\rho_2} \left(\frac{C_1}{C_2} \right)^2 (M_1^{-2} - 1) \frac{1}{k}$$

$$L_F = p [M_1^2 (k\varphi_1 + \varphi_2) - \varphi_2]$$

$$k_\kappa = - (2 - C_3/C_2) (\rho_2 C_2)^{-1}$$

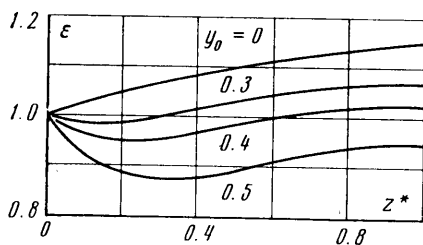
$$M_1^2 = C_1 / k R_1 T_1$$

Расчеты проводились для плоского диффузора с высотой на входе $h=20$ мм, углом раскрытия $\alpha=6^\circ$, степенью расширения $F_2/F_1=1.45$ в диапазоне изменения скоростей $C_1=100\div 400$ м/сек, коэффициента скольжения $\nu=0.7\div 0.25$, начальной влажности $y_0=0\div 0.5$, при давлении $p_{10}=6$ бар и температуре $T_{10}=T_{20}=T_s$. Объемная концентрация, входящая в уравнение (1.2), определялась из следующего выражения:

$$\varphi_{10} = (1-y_0) \frac{C_{20}}{C_{10}} \left[(1-y_0) \frac{C_{20}}{C_{10}} + y_0 \frac{\rho_{10}}{\rho_{20}} \right]^{-1}$$

Результаты численного решения представлены на фиг. 1, 4–6.

На фиг. 1 приведено распределение относительного давления $\varepsilon=p/p_1$ в диффузоре при изменении начальной влажности потока для значения скорости паровой фазы $C_1=300$ м/сек и коэффициента скольжения $\nu=0.5$.



Фиг. 1

С ростом начальной влажности распределение давлений в диффузоре изменяется: на некотором начальном участке диффузора градиент давления становится отрицательным; в диффузоре появляется резко выраженный участок конфузورного течения.

При увеличении начальной влажности до 50% область конфузорного течения распространяется прибли-

тельно до половины диффузора, где давление достигает минимального значения. Дальнейший процесс характеризуется некоторым ростом давления, причем вблизи выходного сечения диффузора градиент давления снова несколько падает.

Экспериментальное исследование распределения статического давления двухфазного потока в диффузорном канале проводилось на установке, рабочая часть которой представляла собой плоский диффузор со сменной верхней профилированной вставкой. Двухфазная смесь приготавливалась перед диффузором в ресивере, в торцевой части которого расположен форсуночный узел.

Система измерений обеспечивает определение давления торможения перед диффузором p_0 , статического давления на стенке диффузора p , давления потока за диффузором p_2 . Начальная влажность потока вычисляется по уравнению теплового баланса с учетом дренируемой из увлажнителя воды. После диффузора пар поступает в выхлопную часть, где расположена дроссельная заслонка, с помощью которой можно в широком диапазоне изменять противодействие p_2 .

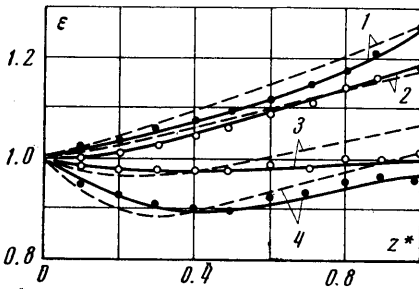
На фиг. 2 представлены экспериментальные кривые распределения давления и результаты численного решения для различных режимов. Кривая 1 соответствует режиму $P_0=0.793$ бар, $t_0=130^\circ$ С, $p_2=0.60$ бар, кривая 3 характеризует режим с начальной влажностью потока $y_0=0.28$ и прочих неизменных параметрах; распределение давления при $P_0=0.78$ бар, $t_0=130^\circ$ С, $p_2=0.65$ бар представлено кривой 2 (перегретый пар) и кривой 4 (влажный пар) с начальной влажностью $y_0=0.32$.

Результаты численного решения для указанных режимов представлены пунктирными линиями. Некоторое количественное несовпадение теоретических кривых с экспериментальными данными объясняется в первую очередь влиянием пограничного слоя, которое не было учтено, недостаточной точностью формулы сопротивления капли, которая в реальном потоке имеет несферическую форму и пр.

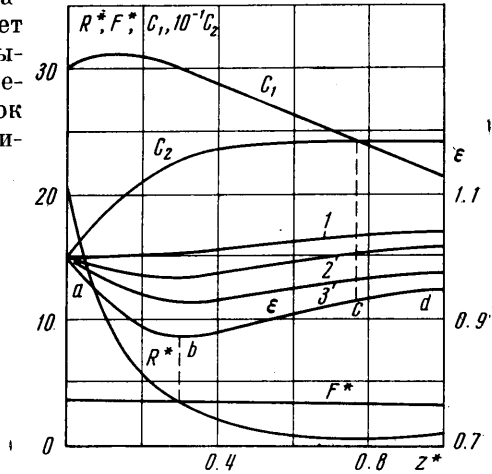
Однако качественное совпадение вполне удовлетворительное.

Распределение относительного давления в диффузоре при изменении начальной скорости паровой фазы и начальной влажности потока представлено на фиг. 3 для значения $C_1=200$ м/сек, $v=0.5$. Обозначения соответствуют следующим значениям начальной влажности y_0 в потоке: 1 — $y_0=0$, 2 — $y_0=0.35$, 3 — $y_0=0.55$; $\epsilon-C_1=300$ м/сек, $y_0=0.3$.

С ростом скорости паровой фазы влияние начальной влажности на коэффициент сжатия диффузора увеличивается. Таким образом, течение двухфазной смеси в расширяющихся каналах при дозвуковом режиме имеет три характерных участка: резко выраженный участок конфузурного течения на входе в диффузор; участок с небольшим положительным гради-



Фиг. 2



Фиг. 3

энтном давления; вторичное уменьшение градиента давления вблизи выходного участка при больших значениях начальной влажности в потоке.

3. Произведенные расчеты показали, что ухудшение аэродинамических характеристик диффузора, в частности коэффициента сжатия $\sigma=p_2/p_1$, является следствием неравновесного состояния фаз потока по скоростям.

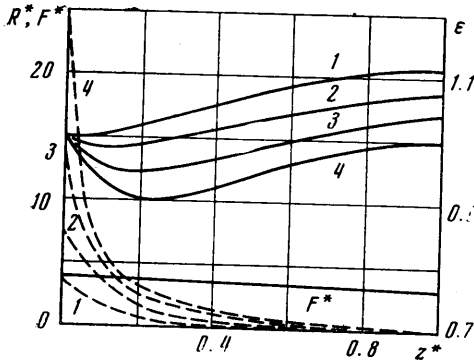
Изменение статического давления в диффузоре описывается уравнением (1.2). Числитель этого выражения записан в виде суммы различных воздействий на поток, к числу которых следует отнести прежде всего изменение площади поперечного сечения канала $F^{-1}dF/dz$ и обмен энергией в виде механической работы, производимой на движущихся относительно пара каплях жидкости $RL_R L_F^{-1}$. В дальнейшем механическое воздействие $RL_R L_F^{-1}$ обозначим R^* , геометрическое воздействие $F^{-1}dF/dz'$ обозначим F^* . Что касается теплового воздействия на параметры паровой фазы, то к этой категории следует отнести тепловыделение за счет фазовых переходов ($\kappa L_\kappa L_F^{-1}$) и теплообмен между фазами ($QL_\theta L_F^{-1}$).

Следует отметить, что в диффузорных течениях двухфазных сред лишь геометрическое воздействие соответствует назначению диффузора — преобразованию кинетической энергии потока в потенциальную.

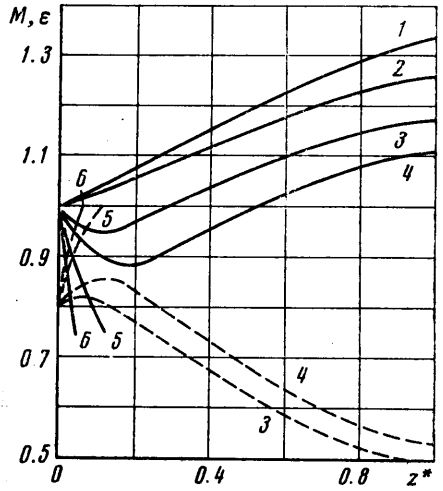
Как показывают расчеты, к числу наиболее значительных воздействий на поток следует отнести геометрическое и механическое воздействия. Величины κL_κ^* , θL_θ^* , характеризующие тепловое воздействие на поток, в исследуемом диапазоне начальных параметров, оказываются на два порядка меньшими.

Во входном сечении диффузора капли жидкости движутся со скоростью, значительно меньшей скорости пара. Изменение скорости жидкой и паровой фаз вдоль диффузора для режима $C_1=300$ м/сек, $v=0.5$, $y_0=0.3$ представлено на фиг. 3. Паровая фаза совершает механическую работу на уско-

рение капель жидкости, при этом дозвуковой поток ускоряется, и, если механическое воздействие преобладает над геометрическим, канал становится механическим соплом (фиг. 3, участок ab кривой ϵ). Вблизи выходного участка диффузора скорость пара становится меньше скорости жидкой фазы. Капли, движущиеся в области торможения с коэффициентом скольжения, большим единицы (участок cd



Фиг. 4



Фиг. 5

кривой ϵ), ускоряют паровой поток, вследствие чего градиент давления несколько уменьшается.

На фиг. 4 приводятся кривые распределения давления в диффузоре с начальными данными $C_1=300$ м/сек, $y_0=0.3$ при изменении коэффициента скольжения $\nu=0.25 \div 0.67$ (сплошные линии). Для указанных режимов представлено соотношение геометрического и механического воздействий на поток (пунктирные кривые). Обозначения соответствуют следующим значениям коэффициента скольжения: 1 - $\nu=0.67$, 2 - $\nu=0.5$, 3 - $\nu=0.34$, 4 - $\nu=0.25$.

Увеличение начального коэффициента скольжения приводит к улучшению аэродинамических характеристик диффузора при постоянном значении начальной влажности и скорости потока. В этом случае протяженность участка конфузорного течения сокращается. По мере увеличения начальной скорости и влажности потока скорость пара достигает критического значения в некотором сечении вблизи входного участка диффузора. Данные на фиг. 5 дают представление об изменении параметров двухфазного потока вблизи критического сечения при начальной скорости потока $C_1=400$ м/сек, $\nu=0.5$. Обозначения соответствуют следующим значениям начальной влажности y_0 в потоке: 1 - $y_0=0$, 2 - $y_0=0.2$, 3 - $y_0=0.3$, 4 - $y_0=0.35$, 5 - $y_0=0.4$, 6 - $y_0=0.5$.

Распределение давления в диффузоре представлено сплошными линиями, изменение числа M - пунктирными кривыми.

Скорость пара может достигнуть критического значения в сечении, где геометрическое воздействие на поток равно механическому, а в последующих сечениях превышает его. В этом случае сверхзвуковой поток в диффузоре получает дальнейшее ускорение. В сверхзвуковой части диффузора возникает скачок, вызванный повышенным противодавлением. Более общим является случай, когда критическая скорость пара достигается в условиях преобладающего механического воздействия на поток.

Пар совершает механическую работу на ускорение капель влаги в условиях сверхзвукового потока, при этом поток вновь тормозится до значения

скорости $M_1 \leq 1$, затем в условиях преобладающего механического воздействия ускоряется до $M_1 \geq 1$. В этих условиях процесс колебания скорости вблизи значения $M=1$ становится периодическим. Пульсирующее течение в диффузоре наблюдалось в эксперименте, данные которого представлены кривой 2 на фиг. 3.

Поступила 15 V 1972

ЛИТЕРАТУРА

1. Телетов С. Г. Вопросы гидродинамики двухфазных смесей. I. Уравнения гидродинамики и энергии. Вестн. МГУ. Сер. матем., механ., астрон., физ., хим., 1958, № 2.
2. Франкль Ф. И. К теории движения взвешенных наносов. Докл. АН СССР, 1955, т. 92, № 2.
3. Рахматуллин Х. А. Основы газодинамики взаимопроникающих движений сжимаемых сред. ПММ, 1956, т. 20, вып. 2.
4. Соу С. Гидродинамика многофазных систем. М., «Мир», 1971.
5. Клигель М. Течение смеси газа с частицами в сопле. Вопр. ракетн. техн., 1965, № 10.
6. Deich M. E., Isiklauri G. V., Seleznev L. I. Nonequilibrium two-phase flows at high velocities. 4-th Internat. Heat Transfer Conf., Versailles, 1970.
7. Рахматуллин Р. И. Уравнения гидромеханики и волны уплотнения в двухскоростной двухтемпературной среде при наличии фазовых превращений. Изв. АН СССР, МЖГ, 1967, № 7.