

Тепловой поток  $Q_4$  через сечение пленки в продольном направлении для тонкой пленки конденсата также оказывается пренебрежимо малой величиной, поскольку продольные градиенты температуры пренебрежимо малы по сравнению с поперечными:

$$\frac{\delta}{x} \ll 1 \Rightarrow \frac{t_s - t_w}{x} \ll \frac{t_s - t_w}{\delta} \quad (7)$$

Для ламинарной пленки легко получить более конкретные оценки:

$$\frac{Q_4}{Q_2} \approx \frac{\lambda_{lq} \frac{t_s - t_w}{x} (\delta b)}{\lambda_{lq} \frac{t_s - t_w}{\delta} (\delta b)} = \left( \frac{\delta}{x} \right)^2 \ll 1 \quad (8)$$

Соотношения  $G.r = Q_3 = Q_2 = Q$  и соответствующую словесную формулировку: теплота фазового перехода, выделяющаяся на поверхности раздела фаз, переносится к охлаждаемой стенке транзитом через пленку конденсата посредством молекулярной и турбулентной теплопроводности можно записать следующим образом

где  $q_y$  – локальная плотность поперечного (т.е. по нормали  $y$  к стенке) теплового потока,  $\lambda$  – молекулярная теплопроводность жидкой фазы (конденсата),  $\lambda_T$  – турбулентная теплопроводность, зависящая от скорости,

$$q_y = -(\lambda + \lambda_T) \frac{\partial t}{\partial y} = \text{const по координате } y \quad (9)$$

толщины пленки, расстояния  $y$  от стенки (для расчета  $\lambda_T$  должна быть привлечена подходящая модель турбулентности).

Рассмотренное явление конденсации пара имеют громадное значение, с которым сталкивается каждый человек ежедневно. В работе многие сложные формулы и вычисления были сознательно пропущены, т.к. подробное вычисление лежит на границе наших познаний.

#### Литература

1. Тепломассообмен / Цветков Ф.Ф., Григорьев Б.А. и др // Учебное пособие для вузов. – М.: Издательство МЭИ, – 2005. — С. 550.
2. Тепломассообмен / Брюханов О.М., Шевченко С.Н. // Учебное пособие. — М.: Издательство АСВ, – 2005. — С.461.

### ПОНЯТИЕ О МЕТОДАХ ПОДОБИЯ И АНАЛИЗЕ МОДЕЛИ ПРОЦЕССА ВЫБРОСА БОЛЬШИХ МАСС ЖИДКОСТИ ИЗ ГАЗОПРОВОДА

Фан Куок Хань, Нгуен Динь Тхинь

Научный руководитель профессор Харламов С.Н.

Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск, Россия

Теория подобия в настоящее время широко используется для обобщения экспериментальных данных и общего анализа физических явлений. С помощью этой теории физические величины можно объединять в безразмерные комплексы.

Понятия о теории подобия основаны из трех теорем подобия: в подобных явлениях одноименные числа подобия равны; решение дифференциального уравнения можно представить в виде функции от чисел подобия, полученных из этого уравнения; условия однозначности явлений подобны, а числа подобия, составленные из этих условий однозначности, равны.

Бывают следующие виды подобия: геометрическое – подобие геометрических фигур; тепловое – подобие тепловых потоков и температурных полей; кинематическое – подобие движений жидкостей; динамическое – подобие сил, вызывающих подобные движения [1].

Критерий Нуссельта является основным определяемым критерием подобия конвективных теплообмен, который характеризует отношение плотности теплового потока конвективной теплоотдачей к плотности теплового потока теплопроводности в слое текучей среды вблизи стенки [2]:

$$Nu = \frac{q_{конв}}{q_{теплопровод}} = \frac{\alpha \cdot \Delta T}{\lambda_f \cdot \partial T / \partial n} = \frac{\alpha \cdot \Delta T}{\lambda_f \cdot \Delta T / R_0} = \frac{\alpha}{(\lambda_f / R_0)} = \frac{\alpha \cdot R_0}{\lambda_f};$$

где  $q_{конв}$  – плотность теплового потока конвективной теплоотдачей, рассчитываемая по закону теплоотдачи Ньютона,  $q_{теплопровод}$  – плотность теплового потока в теплопроводной части пограничного слоя, рассчитываемая по закону Фурье.

К группе определяемых критериев также относят критерий Эйлера, который характеризует отношение силы давления к силе инерции или отношение энергии давления к кинетической энергии потока [2]:

$$Nu = \frac{q_{\text{конв}}}{q_{\text{теплопровод}}} = \frac{\alpha \cdot \Delta T}{\lambda_f \cdot \partial T / \partial n} = \frac{\alpha \cdot \Delta T}{\lambda_f \cdot \Delta T / R_0} = \frac{\alpha}{(\lambda_f / R_0)} = \frac{\alpha \cdot R_0}{\lambda_f}$$

Анализ системы дифференциальных уравнений конвективного теплообмена в векторной форме:

Критерий Рейнольдса,  $\frac{\partial T}{\partial \tau} + \vec{w} \cdot \nabla T = a \cdot \nabla^2 T$  и  $\frac{\partial \vec{w}}{\partial \tau} + \vec{w} \cdot \nabla \vec{w} = \vec{g} - \frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \cdot \nabla^2 \vec{w}$  характеризующий режим течения жидкости  $Re = (w_0 \cdot R_0) / \nu$  [2];

Критерий Грасгофа, характеризующий подъемную силу, возникшую вследствие разности плотности жидкости  $Gr = \frac{g \cdot R_0^3}{\nu^2} \beta \cdot \Delta T$

Здесь  $\beta$  - коэффициент объёмного расширения жидкости [2];

Критерий Прандтля, определяющий физические свойства жидкости  $Pr = \nu / a$  [2].

Опыт транспортировки углеводородных газов показал, что в газопроводах может накапливаться значительное количество жидкости, которая затем поступает в технологическое оборудование и возможно создают аварийные ситуации.

Образования структуры газожидкостного потока в зависимости от режимов течения газовой фазы представлены на рисунке 1: а – расслоенная плоская, в – расслоенная волновая; г, д – пробковая; е, ж – дисперсно-кольцевая; ж, з – распределение дисперсной фазы и расслоенной жидкой фазы в пробковой структуре. Заметим, что в любыми перечисленными расслоенными и пробковыми структурами в газовой фазе жидкость содержится в дисперсном состоянии.

Объем поступающей жидкости из зависит от диаметра, длины, рельефа местности, параметров окружающей среды, состава перекачиваемого газа и особенностей технологий эксплуатируемых промыслов. По производственному опыту объем жидкости единовременно поступающей из газопровода диаметром от 500 мм может достигать 200 ÷ 500 м<sup>3</sup> [3]. Единовременное поступление в емкостной аппарат большой массы жидкости осложняется ее высокой и непостоянной скоростью движения (рисунок 2). Скорость сплошной жидкости по трубопроводу составляет примерно 0,9 от скорости транспортируемого газа (20 ÷ 50 м/с) [3]. В процессе улавливания и отвода жидкости из газопровода ее движение становится ускоренным.

Описанный эффект неоднократно подтвержден экспериментально в лабораторных и производственных условиях. Нестационарный процесс течения жидкости из газопровода в емкость аппарата изображается системой уравнений, которые получаются из:

Уравнение И.В. Мещерского, отражающее движение тел переменной массы:  $\frac{dW_L}{dt} = \frac{f \cdot (P_1 - P_2)}{M_L - t \cdot L_i}$

Уравнение расхода жидкости через патрубок емкости:  $L_i = \rho_L \cdot f \cdot W_{Li}$  ;

Где  $t$  – время поступления жидкости в емкость, с;  $f$  – площадь, занимаемая жидкостным потоком в самом узком поперечном сечении патрубка, через который поступает жидкость в емкость, м<sup>2</sup>;  $P_1, P_2$  – давление газовой фазы в трубопроводе за жидкостью и давление в емкости, Па;  $M$  – исходная масса жидкости, кг;  $\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $W_{Li}$  – текущая величина скорости поступления жидкости через патрубок, м/с.

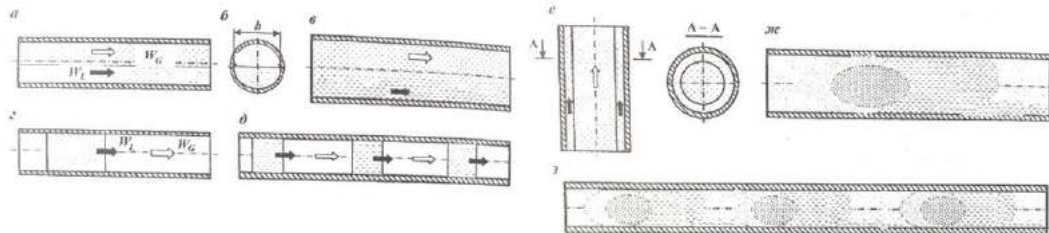


Рис. 1 Структуры потока при движении большой массы жидкости в газопроводе: а – расслоенная плоская; в – расслоенная волновая; г, д – пробковая; е, ж – дисперсно-кольцевая; ж, з – распределение дисперсной фазы и расслоенной жидкой фазы в пробковой структуре

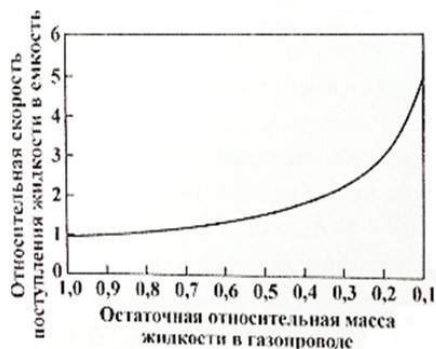


Рис. 2. Изменение скорости жидкости при её поступлении в емкость: остаточная относительная масса жидкости в газопроводе  $M_L = M_{Li} / M_L$ ; относительная скорость поступления жидкости в емкость  $W_L = W_{Li} / W_L$ ; где:  $M_{Li}$  – масса жидкости, которая остаётся в трубопроводе;  $M_L$  – исходная масса жидкости;  $W_{Li}$  – скорость жидкости, поступающей в ёмкость;  $W_L$  – начальная скорость жидкости, равная её скорости в трубопроводе

Возрастание скорости поступления жидкости в емкость графически представлено на рисунке 2, из которого видно, что скорость жидкости, поступающей в емкость, возрастает с уменьшением её массы в трубопроводе.

Причем скорость остаточной жидкости (хвоста) увеличивается в 4÷ 4,8 раза от начальной величины скорости жидкости в газопроводе. На долю “хвостовой” части жидкости приходится 5÷ 20 % от общего объема.

Динамический напор головной части жидкостной массы, поступающей из газопровода в емкость, рассчитывается по известной формуле:  $P_{LH} = 0,5 \cdot \rho_L \cdot W_{L1}^2$ ;

где  $W_{L1}$  – начальная скорость поступления жидкости в емкость (м/с):  $W_{L1} = 0,95 \cdot W_{G1}$  ;

Скорость движения транспортируемого газа (м/с) равна:  $W_{G1} = \frac{G \cdot \rho_{G1}}{0,785 \cdot D_1^2}$  ;

где  $G$  – массовый расход транспортируемого газа, кг/с;  $D_1$  – диаметр трубопровода, по которому транспортируют

газ, м;  $\rho_{G1}$  – плотность газа в трубопроводе, кг/м<sup>3</sup>:  $\rho_{G1} = \frac{m \cdot P_1}{8314 \cdot T_1 \cdot z}$  ;  $P_1$  – давление газа в трубопроводе, Па;

$T_1$  – температура газа на входе в насадки, К;  $z$  – фактор сжимаемости.

Из графика на рисунке 2 максимальная скорость хвостовой части жидкости равна  $W_{Lmax} = 4,8 \cdot W_L = 4,56 \cdot W_{G1}$  ;

Максимальный гидродинамический напор, выраженный через скорость транспортируемого газа по трубопроводу  $W_{G1}$ :  $P_{Lmax} = 0,5 \cdot \rho_L \cdot (4,56 \cdot W_{G1})^2$  . Величина максимума гидродинамического напора при скоростях транспортируемого газа  $W_{G1} = 20$  м/с составляет 4,2 · 10<sup>6</sup> Па (4,2 МПа); при  $W_{G1} = 50$  м/с она равна 2,6 · 10<sup>7</sup> Па.

Таким образом, с применением методов подобия возможно построить математические модели процессов, которые наиболее применяются в качестве основы сложных технологических процессов и аппаратов.

### Литература

1. Бухмиров В.В. Тепломассообмен: Учебное пособие / ФГБОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина». –Иваново, 2014. – 360 с.
2. Харламов С.Н. Математическое моделирование в задачах нефтегазовой отрасли. Конспект лекции, 2015.
3. Запорожец Е.П. , Зазарченко Е.И. Математическое моделирование регулярных сбора, подготовки и переработки нефтяных и природных газов: учебное пособие для студентов.- Краснодар: Издательский Дом-Юг, 2012. – 142с.

## ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕЧЕНИЯ ГАЗА В ТРУБОПРОВОДЕ С КОНФУЗОРНОЙ СЕКЦИЕЙ

Д.С. Фатьянов

Научный руководитель профессор С.Н. Харламов

Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск, Россия

Представлены результаты математического моделирования процессов в трубопроводах с конфузорными секциями с различными углами наклона конфузора в условиях устойчивого турбулентного течения газообразных углеводородных сред.

Изучение процессов, происходящих при течении газа в трубопроводах сложной конфигурации представляет собой определенный научный и практический интерес. Так, в 2014 году специалистами ОАО «Гипрогаз-центр» был проведен натурный эксперимент [1], в ходе которого было выяснено, что имеют место процессы аномального разогрева тупиковых ответвлений на крановых узлах в процессе заполнения участков магистрального газопровода. Произведено экспериментальное выявление режимов перепуска газа, в которых возникает аномальный разогрев тупиковых ответвлений на крановых узлах. Разогрев газа в отводе происходил при наличии конического (конфузорного) перехода в тупиковом ответвлении. Специалисты пришли к выводу, что причиной этого эффекта, предположительно, являются нестационарные колебания газа в байпасе и тупиковом ответвлении.

Однако в работе [1] так же показано, что в случае использования прямой врезки, аномальный разогрев тупикового ответвления не происходит. Поэтому можно сделать предположение, что одной из причин аномального разогрева являются эффекты прямой и обратной турбулизации потока и, соответственно, перехода части турбулентной энергии в тепловую энергию газа. Так, например, известно [2, 3], что при определенной конфигурации конфузора, на некотором расстоянии после него происходит ламинаризация потока, а следовательно, можно говорить о диссипации некоторой части турбулентной энергии.

В настоящей работе планируется провести анализ термодинамических характеристик течения газа в трубопроводе при наличии конфузорной секции, а так же исследовать влияние геометрии конфузора на эти характеристики для дальнейшей оценки влияния их изменения на вклад в тепловые процессы.

Расчеты производились в программном пакете Ansys Fluent с использованием  $k$ - $\epsilon$  модели турбулентности (где  $k$  и  $\epsilon$  – кинетическая энергия и диссипация энергии турбулентности соответственно). Исследовались конфигурации труб с диаметром входной секции 0,2 м, длиной конфузорной секции 1 м и различной величиной диаметров выходной секции от 0,18 до 0,02 м в зависимости от тангенса угла наклона конфузорной секции  $\beta$  (от 0,01 до 0,09 соответственно). Входная температура газа была принята равной 273 К, температура стенки 350 К,