

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, λ – молекулярная теплопроводность жидкой фазы (конденсата), λ_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 λ_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 β - 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 одновременно поступающей из газопровода диаметром от 500 мм может достигать 200 ÷ 500 м³ [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 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, м²; P_1, P_2 – давление газовой фазы в трубопроводе за жидкостью и давление в емкости, Па; M – исходная масса жидкости, кг; ρ – плотность жидкости, кг/м³; W_{Li} – текущая величина скорости поступления жидкости через патрубок, м/с.

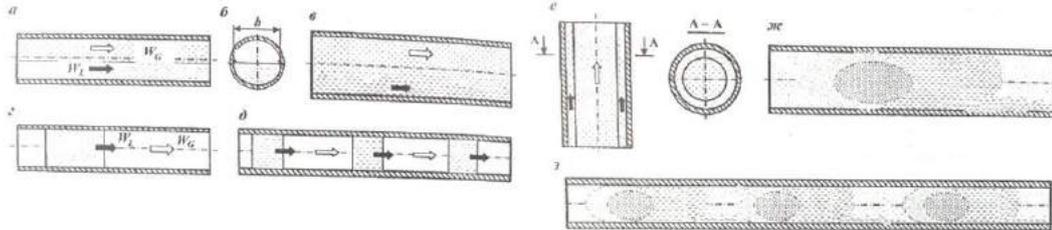


Рис. 1 Структуры потока при движении большой массы жидкости в газопроводе: а – расслоенная плоская; в – расслоенная волновая; г, д – пробковая; е, ж – дисперсно-кольцевая; ж, з – распределение дисперсной фазы и расслоенной жидкой фазы в пробковой структуре

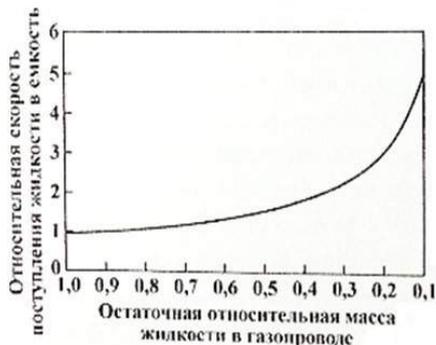


Рис. 2. Изменение скорости жидкости при её поступлении в емкость: остаточная относительная масса жидкости в газопроводе $M_L = M_{Li} / M_L$; относительная скорость поступления жидкости в емкость $W_L = W_{Li} / W_L$; где: M_{Li} – масса жидкости, которая остаётся в трубопроводе; M_L – исходная масса 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; ρ_{G1} – плотность газа в трубопроводе, кг/м³: $\rho_{G1} = \frac{m \cdot P_1}{8314 \cdot T_1 \cdot z}$; 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 $W_{Lmax} = 4,8 W_L = 4,56 W_{G1}$;

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 · 10⁶ Па (4,2 МПа); при $W_{G1} = 50$ м/с она равна 2,6 · 10⁷ 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 - ϵ модели турбулентности (где k и ϵ – 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 β (от 0,01 до 0,09 соответственно). Входная температура газа была принята равной 273 К, температура стенки 350 К,