



УДК 629.59.01
ГРНТИ 81.31.01

ПУЗЫРЬКОВЫЙ РЕЖИМ ТЕЧЕНИЯ КИСЛОРОДА В МЕЖТРУБНОМ ПРОСТРАНСТВЕ КОНДЕНСАТОРА- ИСПАРИТЕЛЯ ВОЗДУХОРАЗДЕЛИТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

А.И. КАЗЬМИН

*Электрогазовая служба командования военно-воздушных сил
Главного командования Воздушно-космических сил (г. Москва)*

А.В. ИВАНОВ, кандидат технических наук, доцент

ВУНЦ ВВС «ВВА имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина» (г. Воронеж)

Б.А. ГРИЩЕНКО

ВУНЦ ВВС «ВВА имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина» (г. Воронеж)

В криогенных конденсаторах-испарителях процесс протекает в условиях направленного движения жидкости и в режиме пузырькового кипения, несмотря на то, что последний может существовать в сравнительно узком диапазоне температурных напоров.

Ключевые слова: фазовые превращения; межтрубное пространство; криогенные конденсаторы-испарители; режим течения кислорода.

A BUBBLE FLOW REGIME OF OXYGEN IN THE ANNULAR SPACE OF THE CONDENSER-EVAPORATOR OF THE AIR SEPARATION UNIT

A.I. KAZMIN

Electrical and gas service command of Military-air forces the General command of aerospace forces (Moscow)

A.V. IVANOV, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor

MESC AF «N.E. Zhukovsky and Y.A. Gagarin Air Force Academy» (Voronezh)

B.A. GRISHCHENKO

MESC AF «N.E. Zhukovsky and Y.A. Gagarin Air Force Academy» (Voronezh)

Cryogenic condensers-evaporators process is in terms of directional movement of the fluid and in the mode of nucleate boiling, despite the fact that the latter may exist in a relatively narrow range of temperature and pressures.

Keywords: phase transformation; annular space; cryogenic condensers-evaporators; mode for oxygen.

Введение. Согласно [1], процессы теплообмена при кипении и конденсации связаны с фазовыми превращениями веществ и сопровождаются поглощением или выделением тепла фазового перехода. Эффективность теплообмена при фазовых превращениях связана сложной зависимостью с геометрическими характеристиками и состоянием поверхностей теплообмена, теплофизическими свойствами рабочих сред и режимными факторами.

Актуальность. По условиям проведения процесса кипения аппараты делятся на две группы. В аппаратах первой группы кипение осуществляется в условиях естественной конвекции на поверхности, погруженной в жидкость; ко второй группе относятся аппараты, в которых кипение осуществляется в условиях направленного движения



жидкости. Независимо от указанных условий процесса существуют три режима кипения: пузырьковый, переходной и плёночный. В криогенных конденсаторах-испарителях процесс протекает в условиях направленного движения жидкости и в режиме пузырькового кипения, несмотря на то, что последний может существовать в сравнительно узком диапазоне температурных напоров.

1. Проектный расчет. В проектном расчёте [2] целью является определение площади поверхности конденсатора-испарителя и его гидравлических характеристик в виде потерь давления

$$\Delta p = \sum_{i=1}^6 \Delta p_i,$$

где Δp_1 – потери на сопротивление входа жидкости в канал; $\Delta p_2, \Delta p_3$ – потери на трение на участках подогрева и парообразования; Δp_4 – потери на ускорение двухфазного потока; Δp_5 – потери на сопротивление выхода двухфазного потока из канала; Δp_6 – потери на сопротивление столба жидкости на верхней трубной решётке. Конкретные формулы, идентифицирующие Δp_i носят сугубо эмпирический характер и для различных условий требуется уточнение на основе экспериментальных исследований.

Поэтому в первом приближении можно принять изотермический режим, что соответствует максимально возможному увеличению потерь давления.

Так как пузырьковый режим течения газожидкостной смеси в канале описывается системой, в которой $Fr_{1,2} \rightarrow \infty$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dV_2}{dZ} = \left[\frac{3}{4} \gamma C_f (1-V_2)^2 - \frac{3\varepsilon}{1+\varepsilon Z} (1-V_2) - \right. \\ \left. - \frac{3\varepsilon}{\alpha P_0 (1+\varepsilon Z)^4} + \frac{\xi_1}{\alpha} \mp \frac{Fr_1^{-1}}{\alpha(1-\alpha)P_0} \right] / V_2; \\ V_2(0) = 1, \end{array} \right.$$

то для случая горизонтальной трубы:

$$\frac{dV_2}{dZ} = \left[\frac{3}{4} \gamma C_f (1-V_2)^2 + \frac{3\varepsilon}{1+\varepsilon Z} (1-V_2) - \frac{3\varepsilon}{\alpha P_0 (1+\varepsilon Z)^4} + \frac{\xi_1}{\alpha} \right] / V_2; \quad (1)$$

$$V_2(0) = 1, \quad (2)$$

где $Z = z/d$; $P_0 = \rho_1 u_0^2 / (2p_0)$; $R = r/r_0$; $V_2 = v_2/u_0$; $\gamma = d/r_0$; d – диаметр трубы; ρ_1 – плотность жидкой фазы; p_0 – давление потока на входе в трубу; ξ_1 – коэффициент сопротивления трения жидкости в трубе; C_f – коэффициент сопротивления пузырька в потоке; α – объёмное газосодержание на входе в трубу; ε – малый параметр, подлежащий определению; u_0 – скорость потока на входе в трубу.



Давление жидкого водорода, подаваемого в испаритель, составляет $p_0 = 20 \cdot 10^6$ Па с температурой ≈ 90 К. Причём его скорость $u_0 = 3$ м/с; гидравлический диаметр $d = 8 \cdot 10^{-3}$ м. Плотность жидкого водорода при этих условиях равна [3] $\rho_2 = 1120$ кг/м³; поверхностное натяжение $\sigma = 13,4 \cdot 10^{-3}$ Н/м; коэффициент динамической вязкости $\eta = 180 \cdot 10^{-6}$ Н·с/м² (коэффициент кинематической вязкости $\nu = \mu/\rho_1 = 1,607 \cdot 10^{-7}$ м²/с). При этих данных определим плотность газовой фазы по уравнению состояния реальных газов [4]:

$$(p + a/v^2)(v - b) = RT$$

которое носит уравнение Ван-дер-Ваальса, где p – давление; v – удельный объём; R – газовая постоянная; T – температура; a , b – постоянная (для кислорода $a=0,1323$ Па·м⁶/кг; $b=31,9 \cdot 10^6$ м³/кг); по формуле

$$\rho_1 = 1/v = 835 \text{ кг/м}^3.$$

Полученные данные позволяют оценить критический (исходный) радиус пузырька на входе по соотношению [5]

$$r_0 = 0,53 \frac{\sigma^{0,6} d^{0,4}}{u_0^{1,2} \rho_2^{0,2} \rho_1^{0,4} \xi_1^{0,6}}, \quad (3)$$

причём в нашем случае число Рейнольдса $Re = u_0 d / \nu = 149346,6$ определяет турбулентный режим течения.

По формуле Блазиуса имеем

$$\xi_1 = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} = 0,0132.$$

В итоге вычисления по (3) дают $r_0 = 3,07 \cdot 10^{-4}$ м.

2. Численный анализ уравнений. Численная реализация метода Рунге-Кутты для системы (1), (2) показала, что порядок малого параметра составляет $10^{-6} \div 10^{-5}$, поэтому слагаемыми, содержащими ε , в первом приближении можно пренебречь, а это означает упрощение системы (1), (2) до вида:

$$\frac{dV_2}{dZ} = \left[\frac{3}{4} \gamma C_f (1 - V_2)^2 + \frac{\xi_1}{\alpha} \right] / V_2; \quad (4)$$

$$V_2(0) = 1. \quad (5)$$

Но в этом случае уравнение (4) с начальным условием (5) допускает аналитическое решение. Действительно, разделяя переменные, запишем



$$\frac{V_2 dV_2}{\frac{3}{4} \gamma C_f (1-V_2)^2 + \frac{\xi_1}{\alpha}} = dZ. \quad (6)$$

Интегрируя (6)

$$\int \frac{V_2 dV_2}{\frac{3}{4} \gamma C_f (1-V_2)^2 + \frac{\xi_1}{\alpha}} = \int dZ + C \quad (7)$$

получим, используя (5) для определения константы интегрирования C ,

$$Z = \frac{3}{4} \gamma C_f \left[\ln \sqrt{1 + (1-V_2)^2/a} + \frac{1}{\sqrt{a}} \operatorname{arctg} \left(\frac{V_2-1}{\sqrt{a}} \right) \right], \quad (8)$$

где $a = \frac{4}{3} \frac{\xi_1}{\gamma \alpha C_f}$.

Оценка (8) позволяет представить алгоритм поиска значения малого параметра ε в инженерной интерпретации:

- 1) вводим ε ;
- 2) задаёмся V_2 ;
- 3) рассчитываем Z по формуле (8);
- 4) вычисляем V_2^* по формуле:
- 5)

$$V_2(Z) = \left[\exp(-AZ) \left\{ 1 - \frac{1}{3\eta P_0} [R^{-3} \exp(AZ) - 1 - ASr(Z, \varepsilon)] + \frac{1}{A\eta P_0} \left[-\xi_1 P_0 (1-\alpha) \pm \frac{1}{Fr_1} \pm \frac{1}{Fr_2} \right] [\exp(AZ) - 1] \right\} \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (9)$$

- 6) сравниваем V_2 и V_2^* по критерию точности

$$\left| \frac{V_2 - V_2^*}{V_2^*} \right| < \delta;$$

7) если критерий в 5) не выполняется, то принимается новое значение ε и переходим к 3).

Реализация приведенного итерационного алгоритма показывает его сходимость на рисунке 1. Из рисунка 1 можно определить значение ε , как пересечение кривой с осью абсцисс. В нашем случае получаем $\varepsilon = 10^{-5}$.

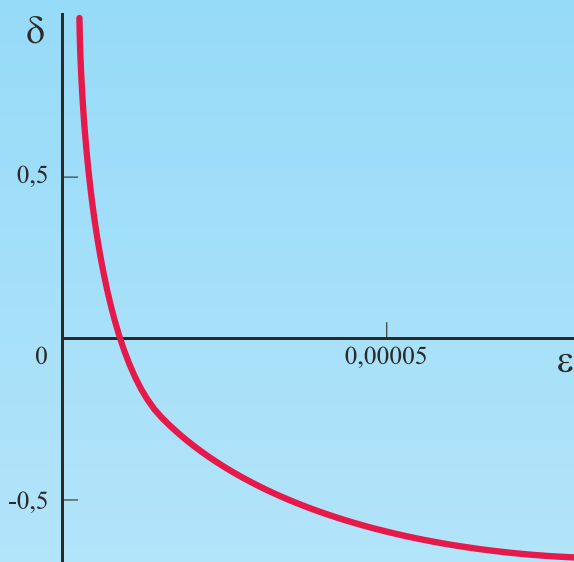


Рисунок 1 – Соотношение между δ и ϵ при $V_2=2$; $Z_k=93,2$.

Подставляя это значение в (9), получим характер изменения скорости жидкости вдоль аксиального направления в трубе приведенного на рисунке 2, из которого видно, что с увеличением Z скорость изменяется нелинейно, причём наблюдается некоторое снижение градиента возрастания. Решение задачи Коши имеет вид

$$p = \frac{p_0 r_0^3}{r^3}. \quad (10)$$

Продифференцированное соотношение (10) имеет следующий вид:

$$\frac{\partial p}{\partial z} = p_0 r_0^3 \left(-\frac{3}{r^4} \frac{dr}{dz} \right)$$

или в безразмерном виде

$$\frac{\partial P}{\partial Z} = -\frac{3\epsilon}{(1+\epsilon Z)^4}, \quad (11)$$

где $P = p/p_0$.

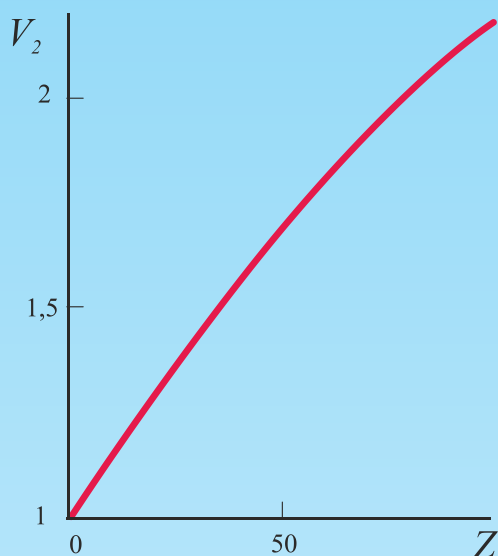


Рисунок 2 – Изменение скорости течения жидкой фазы вдоль трубы при $\epsilon = 10^{-5}$

Вывод. Из зависимости (11), показанной на рисунке 3, следует, что градиент уменьшается, т.е. потери давления увеличиваются.

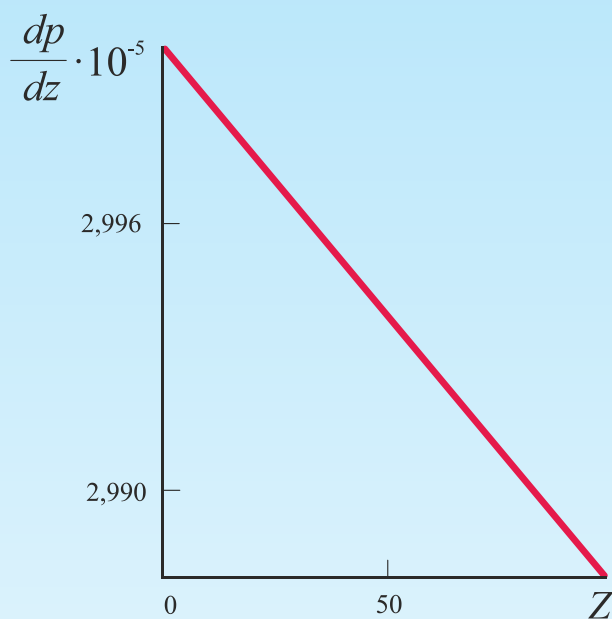


Рисунок 3 – Изменение градиента давления вдоль трубы при $\epsilon = 10^{-5}$

Если средняя скорость сечения по длине канала

$$\bar{V}_2 = \frac{1}{100} \int_0^{100} V_2(Z) dZ = 1,64,$$

то отношение потерь давления для однородной среды к потерям давления для газожидкостной среды

$$(dp)_{\text{гом}} / (dp)_{\text{гет}} = \frac{\xi_1}{\xi_1 (\bar{V}_2)^2} = 0,409.$$



Таким образом, разработанная математическая модель движения газожидкостных криогенных смесей в межтрубном пространстве конденсатора-испарителя воздуходелительной установки и реализованные численные методы решения позволили обосновать подход к оценке гидравлического сопротивления и потерь давления, которые должны быть учтены при оценке функционирования действующего и вновь проектируемого оборудования.

Это позволит повысить эффективность работы как конденсатора-испарителя, так и всей воздуходелительной установки в целом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Алексеев В.П., Вайнштейн Г.Е., Герасимов П.В. Расчёт и моделирование аппаратов криогенных установок. Л.: Энергоатомиздат, 1987. 280 с.
2. Усюкин И.П. Установки, машины и аппараты криогенной техники. М.: Пищевая промышленность, 1976. Ч. 1. 343 с.
3. Справочник по физико-техническим основам криогеники / М.П. Малков, И.Б. Данилов, А.Г. Зельдович, А.Б. Фрадков; под ред. М.П. Малкова. М.: Энергоатомиздат, 1985. 432 с.
4. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача. М.: Высшая школа, 1975. 496 с.
5. Гидродинамика двухфазных потоков в системах питания энергетических установок / Э.В. Венгерский и др. М.: Машиностроение, 1982. 128 с.

BIBLIOGRAPHY

1. Alekseev V.P., Weinstein E.G., Gerasimov V.P. Calculation and modeling of apparatus of cryogenic. L.: Energoatomizdat, 1987. 280 p.
2. Usyukin I.P. Installations, machinery and equipment of cryogenic engineering. M.: Food Industry, 1976. Pt. 1. 343 p.
3. Handbook of physical-technical fundamentals of cryogenics / M.P. Malkov, I.B. Danilov, A.G. Zeldovich, A.B. Fradkov; under the editorship of M.P. Malkov. M.: Energoatomizdat, 1985. 432 p.
4. Nashchokin V.V. Technical thermodynamics and heat transfer. M.: High school, 1975. 496 p.
5. Hydrodynamics of two-phase flow in supply systems of power plants / E.V. Vengerskyi et al. M.: Mashinostroenie, 1982. 128 p.

© Казьмин И.А., Иванов А.В., Грищенко Б.А., 2017

Казьмин Игорь Александрович, начальник электрогазовой службы командования военно-воздушных сил Главного командования Воздушно-космических сил, Россия, 119160, г. Москва, в/ч 94108-К, vaiu@mil.ru

Иванов Алексей Владимирович, кандидат технических наук, доцент, начальник научно-исследовательского управления научно-исследовательского центра (проблем применения, обеспечения и управления авиацией ВВС), Военный учебно-научный центр Военно-воздушных сил «Военно-воздушная академия имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина», Россия, 394064, г. Воронеж, ул. Старых Большевиков, 54А, vaiu@mil.ru.

Грищенко Борис Александрович, научный сотрудник научно-исследовательского отдела научно-исследовательского центра (проблем применения, обеспечения и управления авиацией ВВС), Военный учебно-научный центр Военно-воздушных сил «Военно-воздушная академия имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина», Россия, 394064, г. Воронеж, ул. Старых Большевиков, 54А, vaiu@mil.ru