



ГОСУДАРСТВЕННЫЙ НАУЧНЫЙ ЦЕНТР РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ИНСТИТУТ ФИЗИКИ ВЫСОКИХ ЭНЕРГИЙ

ИФВЭ 96-28

ФТО

А.В. Плескач

**СПОСОБ РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕННЫХ КОНТУРОВ,  
РАБОТАЮЩИХ В ТЕРМОСИФОННОМ РЕЖИМЕ**

Протвино 1996

### **Аннотация**

Плескач А.В. Способ расчета теплообменных контуров, работающих в термосифонном режиме: Препринт ИФВЭ 96-28. – Протвино, 1996. – 6 с., 1 рис., библиогр.: 10.

В рамках модели течения парожидкостной смеси со скольжением паровой и жидкой фаз получена зависимость, позволяющая проводить расчет и анализ работы теплообменных контуров, работающих в термосифонном режиме с использованием в качестве криоагента жидкого водорода. Показано, что полученная зависимость может быть также использована и для других криогенных жидкостей.

### **Abstract**

Pleskach A.V. Calculational Procedure of the Heat-Exchange Loops Operating in the Thermosyphon Mode: ИФВЭ Preprint 96-28. – Protvino, 1996. – p. 6, figs. 1, refs.: 10.

In the framework of the vapour-liquid mixture flow model, taking into account the relative sliding of vapour and liquid phases, the relation is derived which allows one to perform evaluation and analysis of heat-exchange loops, operating in the thermosyphone mode with liquid hydrogen as a refrigerant. It is shown, that the obtained relation may be also applied for other cryogenic liquid cases.

## Введение

Настоящая работа выполнена в связи с разработкой гелий-водородной двухконтурной системы для термостатирования быстроциклирующей пузырьковой камеры [1], в которой вторичный замкнутый водородный контур работает в термосифонном режиме.

В системах термостатирования некоторых жидководородных пузырьковых камер используются теплообменные контуры, работающие в термосифонном режиме [2,3]. Процесс отвода тепла в этом режиме осуществляется путем естественной конвекции (циркуляции) криоагента за счет различия его плотности в подъемных и опускных линиях. В работе [3], например, описывается водород-водородная двухконтурная система для быстроциклирующей пузырьковой камеры. В этой работе приводится эмпирическая зависимость, полученная из условия полного испарения, для расчета термосифонного эффекта. Однако это выражение пригодно лишь для частного случая, так как оно не учитывает теплофизические свойства криоагента и реальную физическую картину процесса. С другой стороны, естественная циркуляция подробно рассмотрена в литературе [4] в применении к парогенерирующим системам при использовании, как правило, в качестве рабочего тела воды. В этой методике приводимые зависимости получены из представления течения парожидкостной смеси в виде гомогенной модели и при расчетах, как правило, используется графоаналитический метод. В расчетах термосифонных систем для криогенных жидкостей [5] (жидкие азот, кислород и аргон) также используется модель гомогенного течения и эти расчеты базируются на обсуждавшихся выше зависимостях [4].

С другой стороны, в литературе [6] приводятся данные, из которых следует, что парожидкостное течение водорода лучше описывается с помощью модели течения со скольжением фаз [7], т.е. модели, где скорости течения жидкой и паровой фаз различны. Очевидно, что эта модель физически более соответствует действительности. При расчете потерь давления на трение при двухфазном течении криогенных жидкостей [8] также отдается предпочтение методу, основанному на модели со скольжением фаз, как наиболее обоснованному. Модель со скольже-

нием фаз является моделью кольцевого режима течения и описывается в рамках метода Локкарта–Мартиннели [7]. Однако этот метод достаточно громоздок и при его использовании трудно получить удобное и достаточно компактное выражение для расчета процесса естественной циркуляции (термосифонного эффекта).

В настоящей работе предпринята попытка путем использования ряда упрощающих зависимостей, уже предложенных в предыдущих работах [9,10] в рамках модели со скольжением фаз, получить достаточно компактное и удобное для анализа аналитическое выражение для расчета термосифонного эффекта. При этом учитывается особенность конструктивного исполнения термосифонных систем охлаждения по сравнению с рассматриваемыми в литературе [4,5], которая выражается в значительной удаленности первичного контура от теплообменника вторичного контура (см. [2] и [3]). Эта особенность приводит к тому, что основным параметром, определяющим предельную нагрузочную способность термосифонного контура, становится сечение коммуникаций, соединяющих теплообменник объекта и теплообменную систему первичного контура (сопротивление теплообменника в силу специфики его работы и конструкции существенно меньше сопротивления линий связи). Этот способ был использован для расчета вторичного теплообменного контура для быстроциклирующей пузырьковой камеры [1].

## 1. Расчет термосифонного режима

Расчет режима циркуляции жидкого водорода в термосифонном режиме осуществляется по уравнению Бернулли с учетом модели кольцевого течения парожидкостной смеси Локкарта–Мартиннели [7], но с использованием упрощенных зависимостей, упомянутых выше. При составлении уравнения Бернулли за гидростатический напор принимается разность веса жидкого водорода в опускной трубе и парожидкостной смеси в подъемной. На основании уравнения Бернулли составляется полный баланс энергии жидкости, рециркулирующей по замкнутому контуру со скоростью  $V_0$  (скорость циркуляции). Тепловая нагрузка способствует образованию паровой фазы, весовая доля (весовое паросодержание) которой определяется как

$$x = \frac{G_n}{G_n + G_{ж}},$$

где  $G_n$  – массовый расход пара;  $G_{ж}$  – массовый расход жидкости.

Наличие паровой фазы в теплообменнике и подъемной трубке приводит к уменьшению средней плотности среды в этой линии и к появлению подъемной силы, обеспечивающей циркуляцию жидкости.

При составлении уравнения Бернулли были приняты следующие допущения:

- сопротивление теплообменника камеры достаточно мало по сравнению с сопротивлением коммуникаций;
- конденсационный бачок и теплообменник камеры значительно удалены друг от друга, что позволяет пренебречь потерями давления на входе и выходе по сравнению с потерями на трение в коммуникациях;

- длину каждой коммуникации принимаем равной расстоянию от уровня бачка до входа в теплообменник;
- поперечное сечение коммуникаций (опускной и подъемной линий) принято одинаковым.

С учетом этих допущений и в соответствии со схемой контура, приведенной на рис.1, уравнение Бернулли для термосифонного контура записывается в виде

$$\rho' H - [\alpha \rho'' + (1 - \alpha) \rho'] (H + \Delta H) = \frac{\rho' V_0^2}{2g} + (\xi_{вх} + \lambda \frac{H}{d}) \frac{\rho' V_0^2}{2g} + (\xi_{вых} + \lambda \frac{H + \Delta H}{d}) \phi^2 \frac{\rho' V_0^2}{2g},$$

где  $\phi$  – коэффициент для определения сопротивления парожидкостной смеси по формуле:  $\Delta P_{2\phi} = \Delta P_{жс} \times \phi^2$ ;  $\Delta P_{2\phi}$  – сопротивление двухфазного потока;  $\Delta P_{жс}$  – сопротивление однофазной жидкости;  $\rho'$  – плотность равновесной жидкости;  $\rho''$  – плотность равновесного пара;  $H$  – расстояние между уровнем жидкости в бачке–конденсаторе и серединой высоты теплообменника;  $\Delta H$  – расстояние между уровнем жидкости в бачке и входом подъемной трубки в него;  $V_0$  – скорость циркуляции (скорость движения жидкого водорода в опускной трубке);  $\lambda$  – коэффициент трения жидкости при движении в опускной трубке;  $d$  – внутренний диаметр опускной и подъемной трубок;  $\xi$  – коэффициент местных потерь;  $\alpha$  – истинное объемное паросодержание;  $g$  – ускорение свободного падения.

В связи с принятым допущением в этом уравнении полагаем  $\xi = 0$ , что справедливо для  $H/d > 200$ .

Коэффициент для определения сопротивления парожидкостной смеси в соответствии с [9] упрощенно определяется следующим образом:

$$\phi = \frac{1}{1 - \alpha}.$$

Истинное объемное паросодержание определяется на основании модели со скольжением паровой фазы, которая предполагает, что отношение скоростей паровой и жидкостной фаз изменяется пропорционально корню квадратному из отношения плотностей [10]:

$$\alpha = \left[ 1 + \frac{1 - x}{x} \left( \frac{\rho''}{\rho'} \right)^{1/2} \right]^{-1}.$$

Именно истинное объемное паросодержание и позволяет определить вес столба парожидкостной смеси. Весовое паросодержание ( $x$ ), выраженное через нагрузку теплообменника, имеет вид

$$x = \frac{Q}{r \cdot \rho' \cdot V_0 \cdot S_0},$$

где  $r$  – теплота испарения;  $Q$  – тепловая нагрузка теплообменника;  $S_0$  – живое сечение опускной трубки.

Остальные обозначения приведены выше.

Используя выражение для определения  $x$  через  $Q$ , определение  $\alpha$  через  $x$  и определение  $\phi$  через  $\alpha$ , подставляя их в уравнение Бернулли и решая его относительно скорости циркуляции  $V_0$ , получаем следующее выражение:

$$V_0 = \sqrt{2gH \left\{ \frac{(1 + \frac{\Delta H}{H})(1 - \frac{\rho''}{\rho'})a}{a + (V_0 - a)(\frac{\rho''}{\rho'})^{1/2}} - \frac{\Delta H}{H} - \frac{\lambda V_0^2}{2gd} \left[ \left( \frac{a(\frac{\rho''}{\rho'})^2}{V_0 - a} + 1 \right)^2 \left( 1 + \frac{\Delta H}{H} \right) + 1 \right] \right\}},$$

где  $a = \frac{Q}{r\rho'S_0}$ ;  $\lambda = \frac{0,316}{Re^{1/4}}$ ;  $Re$  – число Рейнольдса для жидкого водорода в опускной трубке.

Остальные обозначения ясны из предыдущего текста.

Полученное выражение учитывает теплофизические свойства криоагента и основные конструктивные параметры термосифонного контура. Эта зависимость  $V_0 = f(Q)$  не решается в явном виде относительно  $V_0$  и поэтому скорость циркуляции определяется методом последовательных приближений.

## 2. Результаты расчета

На рис.1 представлен результат расчета для быстроциклирующей пузырьковой камеры [1] вторичного водородного контура, работающего в термосифонном режиме. Этот результат представлен в виде зависимости скорости циркуляции ( $V_0$ ) от тепловой нагрузки ( $Q$ ) теплообменника для нескольких диаметров опускной и подъемной трубок (их сечения в соответствии с допущениями принимались одинаковыми). Видно, что для каждого из размеров транспортных линий существует предельная тепловая нагрузка, которую контур может снять. Также на этом графике приведена зависимость истинного объемного паросодержания ( $\alpha$ ) от тепловой нагрузки ( $Q$ ). По результатам расчета из этой зависимости видно, что термосифонный режим характеризуется неполным испарением жидкого водорода в теплообменнике: даже вблизи области прекращения циркуляции истинное объемное паросодержание не превышает 0,7, т.е. в конденсационный бачок по подъемной линии возвращается парожидкостная смесь.

В рамках рассмотренной модели, как это видно из рис.1, скорость циркуляции в зависимости от тепловой нагрузки имеет экстремум, после которого при возрастании тепловой нагрузки скорость циркуляции (скорость поступления жидкости к теплообменнику по опускной линии) начинает падать, а паросодержание на выходе из теплообменника продолжает возрастать, обеспечивая увеличивающийся теплосъем контура практически вплоть до прекращения циркуляции.

Представляется, что режим работы на падающем участке  $V_0 = f(Q)$  (во всяком случае на круто падающем) (см. рис.1) не может быть устойчивым из-за опасности возникновения пульсационного режима.

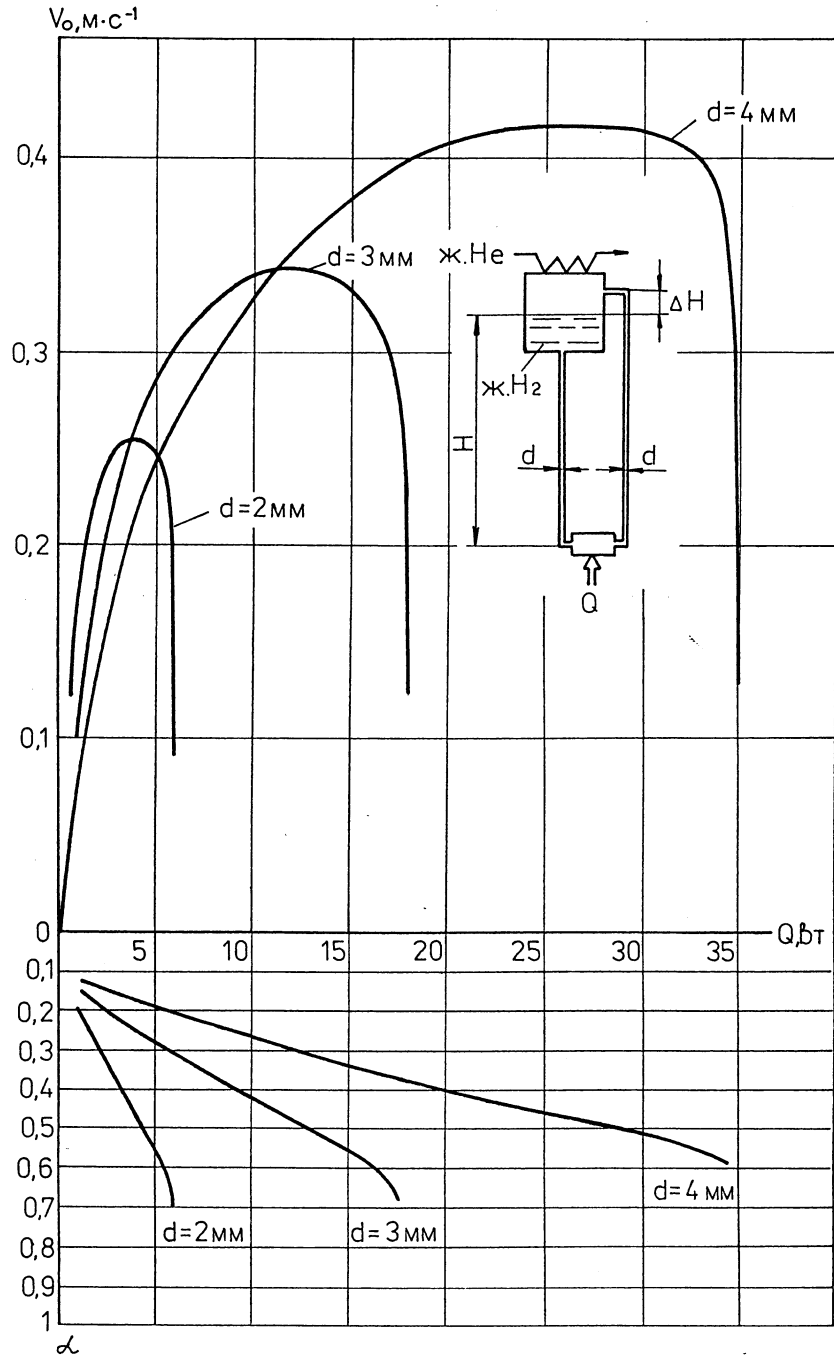


Рис. 1. Результаты расчета водородного вторичного контура термостатирования, работающего в термосифонном режиме:  $Q$  – нагрузка теплообменника;  $V_0$  – скорость циркуляции;  $\alpha$  – истинное объемное паросодержание в подъемной трубке;  $d$  – внутренний диаметр опускной и подъемной трубок.

## Заключение

1. Получена аналитическая зависимость, устанавливающая связь между скоростью циркуляции и тепловой нагрузкой термосифонного контура и позволяющая вести проектирование термосифонных систем охлаждения.

2. Полученная зависимость позволяет определить предельную тепловую нагрузку, которая может быть снята термосифонным контуром.

В заключение автор считает приятным долгом выразить благодарность профессору А.М.Моисееву за стимулирующие обсуждения.

## Список литературы

- [1] Ardashev E.N. et al. // Nucl.Instr. and Meth., 1995, v.356, p.210.
- [2] Алешин Ю.Д. и др. – В кн.: Материалы рабочего совещания по технике пузырьковых камер. – Дубна, ОИЯИ, 1969, с.39.
- [3] Badier et al. – Chambre a bulles a cadence rapide. – Ecole Polytechnique College de France, Paris, 1970.
- [4] Кутепов А.М., Стерман Л.С., Стюшин Н.Г. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании. – М., Высшая школа, 1986.
- [5] Григорьев В.А., Крохин Ю.И. Тепло и массообменные аппараты криогенной техники. – М., Энергоиздат, 1982.
- [6] Теплопередача при низких температурах / Под ред. У.Фроста / Перевод с английского под ред. Н.А.Анфимова. – М., Мир, 1977.
- [7] Lockhart R.W., Martinelli R.C. // Chem. Eng. Prog., 1949, 45, 39.
- [8] Архаров А.М., Марфенина И.В., Микулин Е.И. Теория и расчет криогенных систем. – М., Машиностроение, 1978.
- [9] Lottes P.A., Flinn W.S. // Nucl. Sci. Eng., 1956, v.1, p.461.
- [10] 10. Fauske H.K. – In: Proc. Heat Transfer and Fluid Mechanics Institute. – California, Stanford Univ. Press, 1961.

*Рукопись поступила 20 марта 1996 г.*



А.В.Плескач

Способ расчета теплообменных контуров, работающих в термосифонном режиме.

Оригинал-макет подготовлен с помощью системы  $\text{\LaTeX}$ .

Редактор М.Л.Фоломешкина.

Технический редактор Н.В.Орлова.

---

Подписано к печати 21.03.96. Формат  $60 \times 84/8$ .      Офсетная печать.

Печ.л. 0.75.    Уч.-изд.л. 0.57.    Тираж 170.    Заказ 685.    Индекс 3649.

ЛР №020498 17.04.97.

---

ГНЦ РФ Институт физики высоких энергий  
142284, Протвино Московской обл.

