

УДК 629.783.064:621.565.952

doi: 10.32620/aktt.2019.7.04

А. М. ГОДУНОВ<sup>1</sup>, Е. Э. РОГОВОЙ<sup>1</sup>, Р. С. ОРЛОВ<sup>1</sup>, Р. Ю. ТУРНА<sup>1,2</sup><sup>1</sup> *Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Украина*<sup>2</sup> *Центр Технической Физики*

### МАЛОИНЕРЦИОННЫЙ ТЕПЛООБМЕННИК АММИАК-АНТИФРИЗ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В ЭЛЕМЕНТАХ ДВУХФАЗНОЙ СИСТЕМЫ ТЕРМОРЕГУЛИРОВАНИЯ СПУТНИКА

Технический прогресс влечёт за собой использование на спутниках более мощного оборудования. В связи с ростом тепловыделений на борту космических аппаратов, стоит задача разработки систем терморегулирования на основе двухфазных контуров теплопереноса (ДФК). Преимуществом таких систем является возможность транспортировать большее количество теплоты, приведённое к единице расхода, чем при использовании контуров с однофазным теплоносителем. Исследование двухфазных систем терморегулирования в земных условиях вызывает определённые трудности, т.к. на гидравлику и теплообмен двухфазных потоков влияет сила тяжести. Особенно сложным является исследование переходных процессов. В данной статье приводятся результаты испытаний рекуперативного теплообменника, который позволяет с высокой точностью исследовать переходные процессы в ДФК.

Спроектирован и изготовлен теплообменный аппарат простой конструкции типа «труба в трубе». На экспериментальном стенде, который является прототипом замкнутого ДФК с теплоносителем аммиак, определены тепловые характеристики теплообменного аппарата. Исследованы однофазные «жидкостные» режимы, двухфазные режимы с низким массовым паросодержанием (до 0,04) и однофазные нестационарные режимы. Экспериментально определено, что теплообменник при заданных условиях способен отвести до 1323 Вт тепла в однофазном режиме и до 1641 Вт тепла – при работе в двухфазном режиме. Полученные в ходе экспериментов данные позволили подобрать наиболее подходящую известную корреляцию для расчета стационарных характеристик теплообменного аппарата с погрешностью, не превышающей 5 %, что для инженерных расчётов является высоким показателем точности.

Теплообменный аппарат имеет низкую тепловую инерционность. Вывод актуален для диапазона параметров: температура аммиака на входе 24...60 °С; температура антифриза на входе 5...16 °С; массовый расход аммиака 8...17 г/сек; массовый расход антифриза 1...4 кг/мин.

Благодаря низкой тепловой инерционности теплообменника с его помощью можно исследовать переходные процессы со скоростью изменения температуры теплоносителя на входе до 1,85 К/мин. При этом можно использовать стационарную методику теплового расчета, т.е. рассчитывать переходной процесс в квазистационарном приближении.

**Ключевые слова:** тепловая инерция; теплообменник труба в трубе; двухфазные системы терморегулирования; квазистационарный процесс.

#### Обозначения

Символ	Описание	Размерность
T	Температура	°С
m	Массовый расход	г/сек, кг/мин
Q	Тепловой поток	Вт
x	Массовое паросодержание	
Cp	Массовая теплоёмкость	Дж/(кг·К)
r	Скрытая теплота парообразования	Дж/кг
k	Линейный коэффициент теплопередачи	Вт/(м·К)
F	Площадь теплообмена	м <sup>2</sup>
$\overline{\Delta T}$	Средний логарифмический температурный напор	К
$\alpha$	Коэффициент теплоотдачи	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)
$\lambda$	Коэффициент теплопроводности	Вт/(м·К)
d	Диаметр	м
Nu	Число Нуссельта	
Pt	Число Прандтля	

Символ	Описание	Размерность
Re	Число Рейнольдса	
$\mu$	Динамическая вязкость	Па·сек

Индекс	Описание
1	Аммиак
2	Антифриз
3	Испаритель
sat	Насыщение
t	Теоретически рассчитанные данные
w	Стенка
1.1	Аммиак вход в ТО
1.2	Аммиак выход из ТО
2.1	Антифриз вход в ТО
2.2	Антифриз выход из ТО
1.2.t	Теоретическая температура аммиака на выходе из ТО
2.2.t	Теоретическая температура антифриза на выходе из ТО

## Введение

Повышение функциональных возможностей космических аппаратов (КА) ведёт к росту потребляемой мощности, а, следовательно, и выделению теплоты.

Для КА с энергопотреблением более 10 кВт наиболее перспективны СТР на базе двухфазных контуров теплопереноса.

Создание двухфазных систем терморегулирования космических аппаратов является современной актуальной инженерной задачей [1].

В процессе управления двухфазными контурами теплопереноса (ДФК) системы терморегулирования космического аппарата (СТР КА) наблюдаются нестационарные тепло-массообменные процессы в элементах СТР [2]. Для их исследования необходимо использовать теплообменники (ТО) с малой тепловой инерцией. В частности, при наземных испытаниях гидроаккумуляторов с тепловым регулированием (ТГА) [3] необходимо определять количество пара в выходящем потоке теплоносителя при быстром опорожнении.

Для этих целей был спроектирован и изготовлен ТО простой конструкции типа «труба в трубе».

Особенностями конструкции является:

- простая форма каналов теплоносителя, что позволяет использовать классические корреляции для расчета теплообмена;
- малый вес конструкции, малая масса находящегося в нем теплоносителя, что определяет малую тепловую инерционность ТО;
- малое время пребывания теплоносителя в ТО, что позволяет использовать стационарные уравнения теплового баланса.

## 1. Постановка задачи

В процессе исследования нужно было определить:

- экспериментальные тепловые характеристики ТО на реальных теплоносителях (аммиак, антифриз) на однофазных, двухфазных и переходных режимах;
- возможность описания характеристик ТО с использованием известных корреляций для коэффициентов теплообмена;
- тепловую инерционность ТО;
- возможность описания экспериментальных переходных режимов в квазистационарном приближении.

## 2. Конструкция теплообменника

Общий вид изготовленного ТО представлен на рис. 1 и 2.

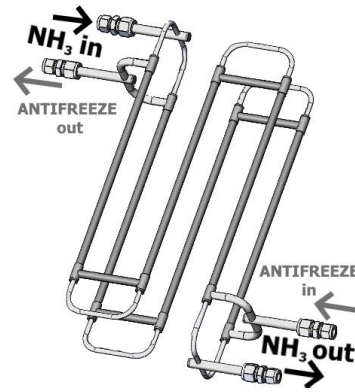


Рис. 1. Теплообменник типа «труба в трубе». 3D модель

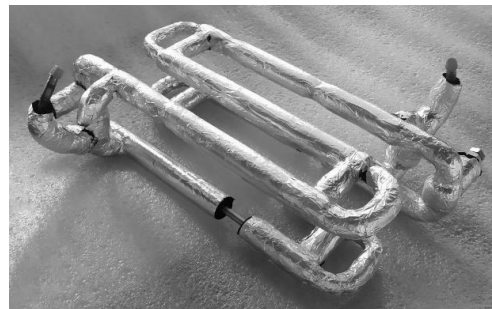


Рис. 2. ТО на этапе подготовки к установке. Вес с изоляцией 1,6 кг

Для уменьшения гидросопротивления теплообменник выполнен в виде двух параллельных ветвей одинаковой конструкции. Суммарная длина теплообменной поверхности 2,1 м, Масса ТО без изоляции – 1,3 кг. На рис. 2. приведено фото теплообменника.

Сечение каналов теплоносителя приведено на рис. 3. Материал трубок – нержавеющая сталь. По внутреннему каналу течёт охлаждаемый аммиак, в кольцевом канале – охлаждающий антифриз (водный раствор этиленгликоля концентрации 40%). Схема течения – противоток.

В таблицу 1 сведены средние данные о теплоносителях в ТО во время экспериментов.

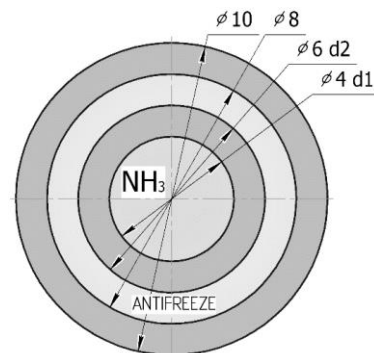


Рис. 3. Сечение канала ТО

Таблица 1

Данные о теплоносителях

Параметр	Аммиак	Антифриз
Масса, г	19	198
Время пребывания, сек	1,16	3,1
Скорость, м/сек	2,2	0,68

### 3. Экспериментальный стенд

Экспериментальный стенд является замкнутым контуром с теплоносителем аммиак. Он содержит: насос, испаритель, исследуемый ТО, конденсатор-охладитель и ТГА (рис. 4).

Все элементы экспериментального стенда расположены в одной горизонтальной плоскости.

Контур является прототипом ДФК СТР необитаемого КА. В качестве холодного теплоносителя используется антифриз, температура которого поддерживается заданной с использованием холодильной машины (на схеме контур антифриза не указан).

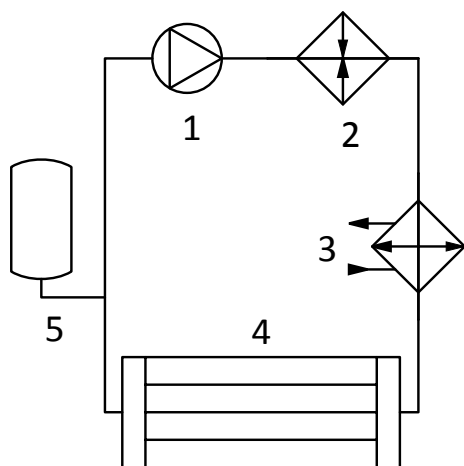


Рис. 4. Схема стенда:

1 – насос, 2 – испаритель, 3 – теплообменник типа «труба в трубе», 4 – конденсатор, 5 – ТГА

Средства измерения:

– расход аммиака измерялся расходомером Кориолиса CORI FLOW M15 с погрешностью 0,038 г/сек;

– расход гликоля измерялся турбинным датчиком расхода ТДР 5-1-3 с погрешностью 0,63 г/сек;

– перепад давления на участке измерялся датчиком АИР20 М/2 с погрешностью 0,032 кПа;

– температура измерялась датчиками термосопротивления РТ1000 класс точности F015 с погрешностью 0,235 °С.

### 4. Результаты экспериментов

Проведены испытания ТО на теплоносителях аммиак- антифриз. Испытания проходили на однофазном, двухфазном и переходном режимах в диапазоне параметров:

– температура аммиака на входе  $T_{1,1} = 24 \dots 60$  °С;

– температура антифриза на входе  $T_{2,1} = 5 \dots 16$  °С;

– массовый расход аммиака  $m_1 = 8 \dots 17$  г/сек;

– массовый расход антифриза  $m_2 = 1 \dots 4$  кг/мин.

Далее представлены результаты испытаний на нескольких характерных режимах.

#### 4.1. Стационарные однофазные эксперименты

Результаты стационарных однофазных экспериментов представлены в таблице 2. Приведены несколько характерных режимов.

Таблица 2

Однофазные эксперименты

№	23	26	28	35
$T_{sat},$ °С	59,7	59,7	59,6	59,7
$m_1,$ г/сек	8,39	8,37	8,46	8,38
$m_2,$ кг/мин	1,99	3,11	3,71	1,53
$T_{1,1},$ °С	50,1	50	55,7	50,3
$T_{2,2},$ °С	25,4	22,6	23,9	27,2
$T_{2,1},$ °С	6,1	5,7	5,6	6,3
$T_{1,2},$ °С	15,3	12,2	12	17,6
$Q_1,$ Вт	1015	1121	1323	946
$Q_2,$ Вт	1045	1152	1353	987
$Q_1/Q_2,$ %	97,2	97	98	96
$Q_t,$ Вт	1004	1099	1335	933
$T_{1,2,t},$ °С	26	23	24	27,7
$T_{2,2,t},$ °С	15	12	12	17
$Q_1/Q_t,$ %	101	102	99	101

При обработке результатов измерений использовались следующие формулы:

– отводимый тепловой поток, посчитанный по аммиаку:

$$Q_1 = m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{1,2} - T_{1,1}), \quad (1)$$

где  $m_1$  – массовый расход аммиака, кг/сек;

$C_{p1}$  – теплоёмкость аммиака при средней температуре, Дж/(кг·К);

– отводимый тепловой поток, посчитанный по антифризу:

$$Q_2 = m_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{2,2} - T_{2,1}), \quad (2)$$

где  $m_2$  – массовый расход антифриза, кг/сек;

$C_{p2}$  – теплоёмкость антифриза при средней температуре, Дж/(кг·К);

Сравнение теплоты  $Q_1$  и  $Q_2$  показывает, что балансированный расчет количества переносимого тепла аммиаком и антифризом в эксперименте различаются не более чем на 5%. Отличие вызвано в основном погрешностью измерения параметров и определения свойств антифриза. Достоверным считаем теплоту, определенную по параметрам аммиака, т.к. она измерялась с большей точностью.

#### 4.2. Результаты двухфазных стационарных экспериментов

В этих экспериментах двухфазный поток аммиака получался в испарителе (рис. 4). На вход в испаритель поступала переохлажденная жидкость с температурой  $T_1$ , а на выходе – имел место двухфазный поток с температурой насыщения  $T_{sat}$  и массовым паросодержанием  $x$  до 0,04.

Результаты стационарных двухфазных экспериментов представлены в таблице 3.

Таблица 3

Двухфазные эксперименты

№	29	43	44
$x$	0,031	0,020	0,019
$T_{sat}, ^\circ\text{C}$	59,6	59,7	59,7
$m_1, \text{г/сек}$	8,49	8,28	8,27
$m_2, \text{кг/мин}$	3,71	3,58	1,61
$T_{1,1}, ^\circ\text{C}$	59,3	59,3	59,2
$T_{2,2}, ^\circ\text{C}$	26,7	26,6	32,8
$T_{2,1}, ^\circ\text{C}$	5,7	5,8	6,4
$T_{1,2}, ^\circ\text{C}$	13,2	13,5	20,7
$Q_1, \text{Вт}$	1641	1504	1253
$Q_2, \text{Вт}$	1585	1574	1312
$Q_1/Q_2, \%$	103	95	96
$T_1, ^\circ\text{C}$	57	57,3	57,3

При обработке результатов двухфазных экспериментов использовались следующие формулы:

– массовое паросодержание аммиака на входе в ТО:

$$x = \frac{\frac{Q_3}{m_1} - C_{p1} \cdot (T_{sat} - T_1)}{r}, \quad (3)$$

где  $Q_3$  – подводимое количество теплоты в испарителе, Вт;

– отводимое количество теплоты, посчитанное по аммиаку:

$$Q_1 = m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{1,2} - T_{1,1}) + r \cdot x, \quad (4)$$

где  $r$  – скрытая теплота парообразования аммиака при температуре насыщения, Дж/кг;

В ходе обработки двухфазных экспериментов сложно было определить с высокой точностью параметры потока аммиака при низком паросодержании на входе в ТО. Однако сравнение тепловых потоков, рассчитанных по уравнениям теплового баланса для двух теплоносителей, показало хорошую сходимость. Это говорит о достаточно высокой точности измерений. Как видно из таблицы 3, расчетное балансовое значение переносимой теплоты аммиаком и антифризом  $Q_1$  и  $Q_2$  отличается не более чем на 5%.

#### 4.3. Сопоставление с результатами поверочного расчета

Поверочный расчет строился по известным корреляциям для расчета стационарных характеристик ТО [4,5]. Использовались уравнения теплового баланса и теплопередачи.

Исходными данными поверочного расчета являлись:

- массовый расход аммиака  $m_1$ ;
  - массовый расход антифриза  $m_2$ ;
  - температура аммиака на входе в ТО  $T_{1,1}$ ;
  - температура гликоля на входе в ТО  $T_{2,1}$ .
- Искомыми параметрами являлись:
- тепловой поток  $Q_t$ ;
  - температура аммиака на выходе из ТО  $T_{1,2,t}$ ;
  - температура антифриза на выходе из ТО  $T_{2,2,t}$ .

Использована система уравнений теплового баланса и теплопередачи:

$$\begin{cases} Q_t = m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{1,2,t} - T_{1,1}), \\ Q_t = m_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{2,2,t} - T_{2,1}), \\ Q_t = k \cdot F \cdot \pi \cdot \Delta T, \end{cases} \quad (5)$$

где  $k$  – линейный коэффициент теплопередачи через стенку цилиндра, Вт/(м·К):

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_s} \cdot \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}}, \quad (6)$$

$\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи для течения аммиака [5], Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи для течения антифриза, Вт/(м<sup>2</sup>·К) [6];

$d_1$  – диаметр трубки течения аммиака, м;

$d_2$  – диаметр трубки течения антифриза, м;

$\lambda_s$  – коэффициент теплопроводности нержавеющей стали, Вт/(м·К);

$F$  – средняя площадь теплообмена, м<sup>2</sup>;

$\overline{\Delta T}$  – средний логарифмический температурный напор, К [7].

При вычислении  $\alpha_1, \alpha_2$  использовались корреляции:

Формула для определения числа Нуссельта для турбулентного течения [8]:

$$Nu = 0,021 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_w}\right)^{0,25}, \quad (7)$$

где  $Pr_w$  – число Прандтля для стенки.

Формула для определения числа Нуссельта для ламинарного течения [9]:

$$Nu = 1,55 \cdot (Re_2 \cdot Pr_2 \cdot \left(\frac{d_e}{L}\right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu_w}{\mu_2}\right)^{-0,14}), \quad (8)$$

где  $d_e$  – эквивалентный диаметр кольцевого канала, м;

$L$  – длина трубы, м.

Сравнение однофазных экспериментов с результатами поверочных расчетов представлены в таблице 1.

Теоретически вычисленное  $Q_t$  имеет лучшую сходимость с аммиаком, чем с антифризом. Это обусловлено более точным измерением расхода аммиака. Истинным считаем значение  $Q_1$ , рассчитанное по тепловому балансу аммиака.

Тепловыми потерями в ходе поверочного расчета пренебрегаем, ввиду хорошей теплоизоляции контура.

Поверочный расчет двухфазных режимов более сложен, т.к. при определении коэффициента теплоотдачи необходимо учитывать массовое паросодержание аммиака на входе [10]. ТО по длине разбивается на несколько зон (двухфазных, однофазных), в пределах которых можно считать коэффициенты теплоотдачи постоянными. Выполненные расчеты с учетом корреляции [10] показали хорошую сходимость с экспериментом.

$$\alpha_1 = h \cdot ((1-x)^{0,08} + (3,8 \cdot \frac{x^{0,76} \cdot (1-x)^{0,04}}{(Pr_{red})^{0,38}})), \quad (9)$$

где  $Pr_{red}$  – отношение реального аммиака к критическому давлению аммиака

$h$  – коэффициента конвективного теплообмена, Вт/(м<sup>2</sup>·К):

$$h = 0,023 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,4} \cdot \left(\frac{\lambda_1}{d_1}\right), \quad (10)$$

где  $\lambda_1$  – коэффициент теплопроводности аммиака при средней температуре, Вт/(м·К);

#### 4.4. Нестационарные эксперименты

Выполнены эксперименты при разных скоростях изменения температуры аммиака на входе в ТО. На рис. 5 и 6 представлены графики изменения температур ТО при двух скоростях снижения температуры аммиака на входе 1,3 и 2,2 К/мин.

На графиках (см. рис. 5 и 6):

$T_{1.1}$  – температура аммиака на входе;

$T_{1.2}$  – температура аммиака на выходе;

$T_{2.1}$  – температура антифриза на входе;

$T_{2.2}$  – температура антифриза на выходе;

$T_{1.2\_t}$  – расчётная температура аммиака на выходе;

$T_{2.2\_t}$  – расчётная температура антифриза на выходе.

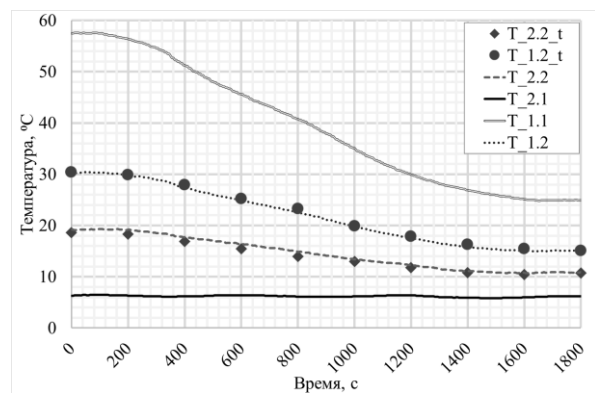


Рис. 5. График изменения температур при нестационарном процессе с изменением температуры в 1,31 градус в минуту

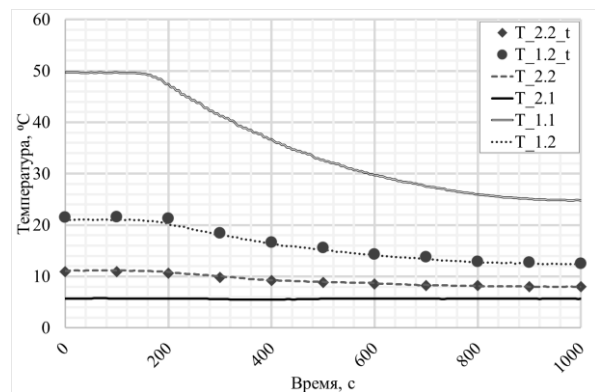


Рис. 6. График изменения температур при нестационарном процессе с изменением температуры в 1,85 градус в минуту

Результаты экспериментов обрабатывались следующим образом: каждые 100...200 секунд выполнялся поверочный тепловой расчет теплообменника по стационарной методике раздела 4.3. Рассчитанные значения конечных температур теплоносителей  $T_{1.2\_t}$  и  $T_{2.2\_t}$  нанесены в виде точек на

графики рис. 5 и 6. Видно, что конечные температуры практически совпадают с экспериментальными значениями. Сопоставление результатов нестационарных экспериментов с поверочным стационарным расчетом показало расхождение по переданной теплоте для аммиака – 3 %. Расхождение между тепловой, подсчитанной по уравнению теплового баланса для аммиака и антифриза, было не более 5 %.

Следовательно, переходные процессы в данном теплообменнике можно считать квазистационарными.

### Заключение

Спроектирован и изготовлен ТО простой конструкции типа «труба в трубе» для исследования переходных процессов в двухфазном контуре теплопереноса. Экспериментально определены тепловые характеристики ТО на теплоносителях – аммиак и антифриз (водный раствор этиленгликоля концентрации 40 %) на однофазных, двухфазных и переходных режимах. Диапазон исследованных параметров: температура аммиака на входе 24...60 °С; температура антифриза на входе 5...16 °С; массовый расход аммиака 8...17 г/сек; массовый расход антифриза 1...4 кг/минуту.

Стационарные тепловые характеристики данного ТО могут быть рассчитаны с привлечением известных корреляций для коэффициентов теплоотдачи с погрешностью, не превышающей 5 %.

Теплообменный аппарат типа «труба в трубе» имеет низкую тепловую инерционность. Переходные процессы можно рассчитывать в квазистационарном приближении с погрешностью ~3 %. Вывод актуален для скоростей изменения температуры аммиака на входе до 1,85 градус в минуту.

### Литература

1. Малозёмов, В. В. *Тепловой режим космических аппаратов [Текст] / В. В. Малозёмов. – М. : Машиностроение, 1980. – 185 с.*
2. Никонов, А. А. *Теплообменные контуры с двухфазным теплоносителем для систем терморегулирования космических аппаратов [Текст] / А. А. Никонов, Г. А. Горбенко, В. Н. Блинков. – М. : Ракетнокосмическая техника, машиностроение, 1991. – 302 с.*
3. Анализ влияния объёма гидроаккумулятора на работоспособность двухфазного контура теплопереноса системы терморегулирования космического аппарата [Текст] / П. Г. Гакал, Г. А. Горбенко, Э. Р. Решитов и др. // *Авиационно-космическая техника и технология. – 2018. – №8 (152). – С. 24–29.*

4. Исаченко, В. П. *Теплопередача [Текст] : учеб. для вузов / В. П. Исаченко, В. А. Осипов, А. С. Сукомел. – М. : Энергоиздат, 1981. – 416 с.*

5. Кутателадзе, С. С. *Основы теории теплообмена – Изд. 5-е перераб. и доп. [Текст] / С. С. Кутателадзе. – М. : Атомиздат, 1979. – 416 с.*

6. Петухов, Б. С. *Экспериментальное исследование теплообмена при вязкостно-гравитационном течении жидкости в горизонтальной трубе [Текст] / Б. С. Петухов, А. Ф. Поляков // *Теплофизика высоких температур. – 1967. – Т. 5, №1. – С. 87–95.**

7. Михеев, М. А. *Основы теплопередачи [Текст] : учеб. пособие для вузов / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – М. : Энергия, 1977. – 342 с.*

8. Михеев, М. А. *Теплопередача и тепловое моделирование [Текст] / М. А. Михеев. – М. : Издательство АН СССР, 1959. – 419 с.*

9. Петухов, Б. С. *Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах [Текст] / Б. С. Петухов. – М. : Атомиздат, 1974. – 408 с.*

10. Shah, M. M. *A General Correlation for Heat Transfer During Flow Condensation Inside Pipes [Text] / M. M. Shah // *Journal of Heat and Mass Transfer. – 2079. – № 22. – P. 547–556.**

### References

1. Malozjomov, V. V. *Teplovoj rezhim kosmicheskikh apparatov [Thermal regime of spacecrafts]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1980. 185 p.*
2. Nikonov, A. A., Gorbenko, G. A., Blinkov, V. N. *Teploobmennye kontury s dvufaznym teplonositelem dlja sistem termoregulirovanija kosmicheskikh apparatov [Heat exchange circuits with a two-phase coolant for spacecraft thermal control systems]. Moscow, Raketnokosmicheskaja tehnika Publ., mashinostroenie Publ., 1980. 302 p.*
3. Gakal, P. G., Gorbenko, G. A., Reshitov, E. R., Turna, R. Y. *Analiz vliyanija obyoma gidroakkumulyatora na rabotosposobnost dvufaznogo kontura teploperenosa sistemy termoregulirovaniya kosmicheskogo apparata [The analysis of the heat control accumulator volume impact on the operability of two-phase heat transfer loop of a spacecraft thermal control system]. Aviacijno-kosmicna tehnika i tehnologija - Aerospace technic and technology, 2018, no. 8 (152), pp. 24-29.*
4. Isachenko, V. P., Osipov, V. A., Sukomel, A. S. *Teploperedacha: uchebnik dlja vuzov [Heat transfer: a textbook for universities]. Moscow, Jenergoizdat Publ., 1981. 416 p.*
5. Kutateladze, S. S. *Osnovy teorii teploobmena. — Izd. 5-e pererab. i dop. [Fundamentals of the theory of heat transfer. 5th edition revised supplemented]. Moscow, Atomizdat Publ., 1979. 416 p.*
6. Petuhov, B. S., Poljakov, A. F., Jeksperimental'noe issledovanie teploobmena pri vjazkostno-gravitacionnom techenii zhidkosti v gorizont'noj trube [Experimental study of heat transfer in the viscous-

gravitational flow of a fluid in a horizontal pipe]. *Teplofizika vysokih temperatur*, 1967, vol. 5, no. 1, pp. 87-95.

7. Miheev, M. A., Miheeva, I. M., *Osnovy teploperedachi: ucheb. posobie dlja vuzov* [Fundamentals of heat transfer: a textbook for universities]. Moscow, Jenergija Publ., 1977. 342 p.

8. Miheev, M. A. *Teploperedacha i teplovoe modelirovanie* [Heat transfer and thermal modeling]. Moscow, AN SSSR Publ., 1959. 419 p.

9. Petuhov, B. S. *Teploobmen i soprotivlenie pri laminarnom techenii zhidkosti v trubah* [Heat transfer and resistance with laminar flow of fluid in the pipes]. Moscow, Atomizdat Publ., 1974. 408 p.

10. Shah, M. M. A General Correlation for Heat Transfer During Flow Condensation Inside Pipes. *Journal of Heat and Mass Transfer*, 1979. no 22, pp. 547-56.

Поступила в редакцію 28.05.2019, рассмотрена на редколлегии 7.08.2019

### МАЛОІНЕРЦІЙНИЙ ТЕПЛОБМЕННОК АММІАК-АНТИФРИЗ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ В ЕЛЕМЕНТАХ ДВОФАЗНОЇ СИСТЕМИ ТЕРМОРЕГУЛЮВАННЯ СУПУТНИКА

*А. М. Годунов, Е. Э. Розговой, Р. С. Орлов, Р. Ю. Турна*

Технічний прогрес тягне за собою використання на супутниках більш потужного устаткування. У зв'язку з ростом тепловиділень на борту космічних апаратів, стоїть завдання розробки систем терморегулювання на основі двофазних контурів теплопереносу (ДФК). Перевагою таких систем є можливість транспортувати більшу кількість теплоти, наведену до одиниці витрати, ніж при використанні контурів з однофазним теплоносієм. Дослідження двофазних систем терморегулювання в земних умовах викликає певні труднощі, тому що на гідрравліку і теплообмін двофазних потоків впливає сила тяжіння. Особливо складним є дослідження перехідних процесів. У даній статті наводяться результати випробувань рекуперативного теплообмінника, який дозволяє з високою точністю досліджувати перехідні процеси в ДФК.

Спроектований і виготовлений теплообмінний апарат простої конструкції типу «труба в трубі». На експериментальному стенді, який є прототипом замкнутого ДФК з теплоносієм аміак, визначені теплові характеристики теплообмінного апарату. Досліджено однофазні «рідинні» режими, двофазні режими з низьким масовим паровмістом (до 0,04) і однофазні нестационарні режими. Експериментально визначено, що теплообмінник при заданих умовах здатний відвести до 1323 Вт тепла в однофазному режимі і до 1641 Вт тепла - при роботі в двофазному режимі. Отримані в ході експериментів дані дозволили підібрати найбільш схожу відому кореляцію для розрахунку стаціонарних характеристик теплообмінного апарату з похибкою, що не перевищує 5%, що для інженерних розрахунків є високим показником точності.

Теплообмінний апарат має низьку теплову інерційність. Висновок актуальний для діапазону параметрів: температура аміаку на вході 24 ... 60 ° С; температура антифризу на вході 5 ... 16 ° С; масова витрата аміаку 8 ... 17 г / сек; масова витрата антифризу 1 ... 4 кг / хв.

Завдяки низькій тепловій інерційності теплообмінника з його допомогою можна досліджувати перехідні процеси зі швидкістю зміни температури теплоносія на вході до 1,85 К / хв. При цьому можна використовувати стаціонарну методику теплового розрахунку, тобто розраховувати перехідний процес в квазістаціонарному наближенні.

**Ключові слова:** тепла інерція; теплообмінник труба в трубі; двофазні системи терморегулювання; квазістаціонарний процес.

### LOW AMERGANIA ANTIFREEZE HEAT EXCHANGER FOR RESEARCH OF TRANSITION PROCESSES IN THE ELEMENTS OF A TWO-PHASE SATELLITE HEAT CONTROL SYSTEM

*A. M. Hodunov, Y. E. Rohoviy, R. S. Orlov, R. Y. Turna*

Technical progress entails the use of more powerful equipment on satellites. In connection with the growth of heat generation onboard the spacecraft, the task is to develop thermal control systems based on two-phase mechanically pumped fluid loop (2PMPFL). The advantage of such systems is the ability to transport a greater amount of heat, reduced to a unit of flow, than when using circuits with a single-phase coolant. The study of two-phase thermal control systems in terrestrial conditions is difficult because gravity affects the hydraulics and heat transfer of two-phase flows. Particularly difficult is the study of transients. This article presents the results of tests of a recuperative heat exchanger, which allows to study transient processes in 2PMPFL with high accuracy.

It was designed and manufactured the heat exchanger of simple "tube in tube" type design. The thermal characteristics of the heat exchanger were determined on the experimental stand, which is a prototype of a closed-type 2PMPFL with ammonia coolant. Single-phase "liquid" modes, two-phase modes with low mass vapor content (up to 0.04), and single-phase transient modes were investigated. It has been experimentally determined that a heat ex-

changer under given conditions is capable of removing up to 1323 W of heat in a single-phase mode and up to 1641 W of heat - when operating in a two-phase mode. The data obtained in the course of the experiments allowed us to select the most appropriate known correlation for calculating the stationary characteristics of the heat exchanger with an error not exceeding 5%, which is a high indicator of accuracy for engineering calculations.

The heat exchanger has low thermal inertia. The conclusion is relevant for the range of parameters: the ammonia temperature at the inlet is 24...60 °C; antifreeze inlet temperature 5... 16 °C; ammonia mass flow rate 8...17 g / s; mass flow rate of antifreeze 1...4 kg/min.

Due to the low thermal inertia of the heat exchanger, it can be used to study transients with the rate of change of the coolant temperature at the inlet up to 1.85 K / min. You can use the stationary method of thermal calculation, i.e. calculate the transient process in the quasi-stationary approximation.

**Keywords:** thermal inertia; heat exchanger tube in tube; two-phase thermal control systems; quasistationary process.

**Годунов Артем Михайлович** – магистр каф. аэрокосмической теплотехники, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина.

**Роговой Евгений Эдуардович** – магистр каф. аэрокосмической теплотехники, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина.

**Орлов Роман Сергеевич** – магистр каф. аэрокосмической теплотехники, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина.

**Турна Рустем Юсуфович** – директор Центра Технической Физики (ЦТФ), Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина.

**Hodunov Artem Mykhailovych** – Bachelor student of Dep. of Aerospace Heat Engineering, National Aerospace University «Kharkov Aviation Institute», Kharkov, Ukraine, e-mail: artem.hodunov@ctph.com.ua, ORCID Author ID: 0000-0001-8850-8367.

**Rohoviy Yevhen Eduadrovych** – Bachelor student of Dep. of Aerospace Heat Engineering, National Aerospace University «Kharkov Aviation Institute», Kharkov, Ukraine, e-mail: yevhen.rohoviy@ctph.com.ua, ORCID Author ID: 0000-0001-5943-0572.

**Orlov Roman Serhiiovych** – Bachelor student of Dep. of Aerospace Heat Engineering, National Aerospace University «Kharkov Aviation Institute», Kharkov, Ukraine, e-mail: roman.orlov@ctph.com.ua, ORCID Author ID: 0000-0001-5826-4648.

**Turna Rustem Yusufovich** – Managing Director of Center of Technical Physics (CTPh), National Aerospace University «Kharkov Aviation Institute», Kharkov, Ukraine, e-mail: rustem.turna@ctph.com.ua, ORCID Author ID: 0000-0001-5773-1400.