

УДК 629.783.048.7

doi: 10.32620/aktt.2021.1.04

Р. Ю. ТУРНА

Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина

РАЗРАБОТКА КОНЦЕПЦИИ ДВУХФАЗНОЙ СИСТЕМЫ ТЕПЛОТВОДА СПУТНИКА

Для космических аппаратов (КА) с мощностью энергоустановки более 4...6 кВт перспективно построение системы обеспечения теплового режима (СОТР) на базе двухфазных контуров теплопереноса (ДФК) с прокачкой теплоносителя механическим насосом. Разработки ДФК достаточно интенсивно ведутся с начала 80-х годов. Однако до настоящего времени отсутствуют примеры практической реализации таких систем большой мощности. Одной из основных причин называется новизна системы, недостаточная изученность ее работы в космических условиях, что добавляет риски. Важнейшим компонентом таких систем является подсистема теплоотвода (СТО), задачей которой является отвод тепла от теплоносителя и излучение его в космическое пространство. В свою очередь СТО также является системой, при проектировании которой необходимо использовать системный подход, учитывать различные аспекты ее работы. СТО включает тепло-гидравлическую сеть и радиационный теплообменник (РТО). Ключевыми элементами СТО являются конденсаторы (КК), достаточно новые устройства для космической техники. В данной статье представлен алгоритм проектирования и оптимизации подсистемы теплоотвода (СТО) двухфазной системы обеспечения теплового режима спутника. Многократно использована методология инженерного синтеза сложных технических систем и неформальные процедуры многокритериальной оптимизации элементов и подсистем на различных этапах проектирования СТО. Показано, что оптимизацию необходимо проводить как на уровне элементов и подсистем, так и на уровне всей системы обеспечения теплового режима. В результате исследования предлагается конструкция СТО, в которой используются конденсаторы в виде гладких стальных труб постоянного сечения и их последовательно-параллельная схема соединения в гидравлическую сеть. Основные преимущества конструкции: используются традиционные для контуров с однофазным жидким теплоносителем элементы; работа элементов и подсистем в условиях невесомости предсказуема и допускает полную отработку на земле без обязательного проведения летного эксперимента; система работоспособна при высоких давлениях (температурах) насыщения (на аммиаке – до 85°C).

Ключевые слова: спутник; двухфазная система теплоотвода; конденсатор; инженерный синтез сложных систем; многокритериальная оптимизация.

Обозначения

Символы		
p	Давление	bar
T	Температура	°C, K
m	Массовый расход	kg/sec
Q	Тепловой поток	W
q	Удельный тепловой поток	W/m ²
F	Площадь	m ²
d	Диаметр трубки	m
h	Коэффициент теплоотдачи	W/(m ² ·K)
ρ	Плотность	m ³ /kg
G	Массовая скорость	kg/(sec·m ²)
x	Массовое паросодержание	-
R	Полное термическое сопротивление	K/W
R ₁	Удельное термическое сопротивление	(m ² ·K)/W

L _{HP}	Длина секции РТО и тепловой трубы	m
H _r	Ширина секции РТО	m
L _{CC}	Длина конденсатора	m
H _{CC}	Ширина полки конденсатора	m
Индексы		
cc	Конденсатор	
hp	Тепловая труба	
f	Теплоноситель	
rad	Радиационная панель	
env	Окружающая среда	

Определения

Сложная техническая система (СТС) – совокупность многих технических устройств (подсистем и элементов), выступающая как единое целое для достижения общей цели.

Инженерный синтез СТС – исследование, направленное на выработку рекомендаций для принятия проектных решений по структуре и параметрам СТС.

Альтернативы – возможные пути и средства достижения цели СТС.

Показатель эффективности – количественная или качественная оценка степени достижения цели.

Критерий эффективности – правило, по которому при использовании показателей эффективности выбирается лучшая альтернатива.

Введение

Для космических аппаратов (КА) с мощностью энергоустановки более 4...6 кВт перспективно построение системы обеспечения теплового режима (СОТР) на базе двухфазных контуров теплопереноса (ДФК) с прокачкой теплоносителя механическим насосом. Разработки ДФК достаточно интенсивно ведутся с начала 80-х годов [1 - 3]. Однако до настоящего времени отсутствуют примеры практической реализации таких систем большой мощности. Одной из основных причин называется новизна системы, недостаточная изученность ее работы в космических условиях, что добавляет риски [4].

Важнейшим компонентом таких систем является подсистема теплоотвода (СТО), задачей которой является отвод тепла от теплоносителя и излучение его в космическое пространство. В свою очередь СТО также является системой, при проектировании которой необходимо использовать системный подход, учитывать различные аспекты ее работы. СТО включает тепло-гидравлическую сеть и радиационный теплообменник (РТО). Ключевыми элементами СТО являются конденсаторы (КК), достаточно новые устройства для космической техники.

1. Методология инженерного синтеза и многокритериальной оптимизации

При исследовании СТО использованы системный подход, методология инженерного синтеза СТС и неформальный метод многокритериальной оптимизации. Методология инженерного синтеза СТС предполагает итеративную последовательность выполнения определенных этапов исследования в процессе проектирования (рис. 1) [5]. При проектировании СТС необходимо удовлетворить множеству критериев эффективности, которые задаются различным образом: в виде фиксированной

величины, ограничения или минимального (максимального) значения. Поэтому при исследовании моделей СТС часто возникают задачи многокритериальной многопараметрической оптимизации. Строго математически в такой постановке задача не имеет решения, так как минимум отдельных показателей в общем случае достигается при различных значениях вектора параметров системы. Задачу многокритериальной оптимизации сводят к однокритериальной за счет свертывания показателей эффективности в одну целевую функцию, но это сделать по разным причинам зачастую невозможно.

Данная процедура должна многократно применяться как к СТС в целом, так и к ее компонентам – подсистемам и элементам. Она повторяется также на разных этапах технического проектирования системы.

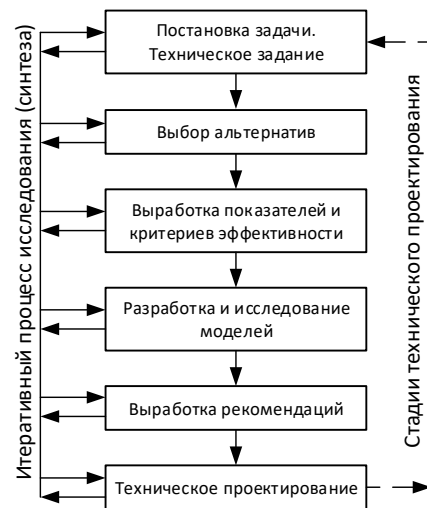


Рис. 1. Алгоритм инженерного синтеза СТС

Поэтому в инженерной практике используются комбинированные неформальные методы поиска наилучшего технического решения с использованием процедуры оптимизации отдельных показателей эффективности, учета задач систем верхнего уровня иерархии и с привлечением суждений специалистов на качественном уровне, позволяющих сокращать число возможных вариантов решений за счет их субъективного анализа [5].

2. Постановка задачи синтеза СТО. Исходные данные

Подсистема теплоотвода (СТО) является частью двухфазного контура теплопереноса (ДФК) - системы более высокого уровня иерархии (рис. 2).

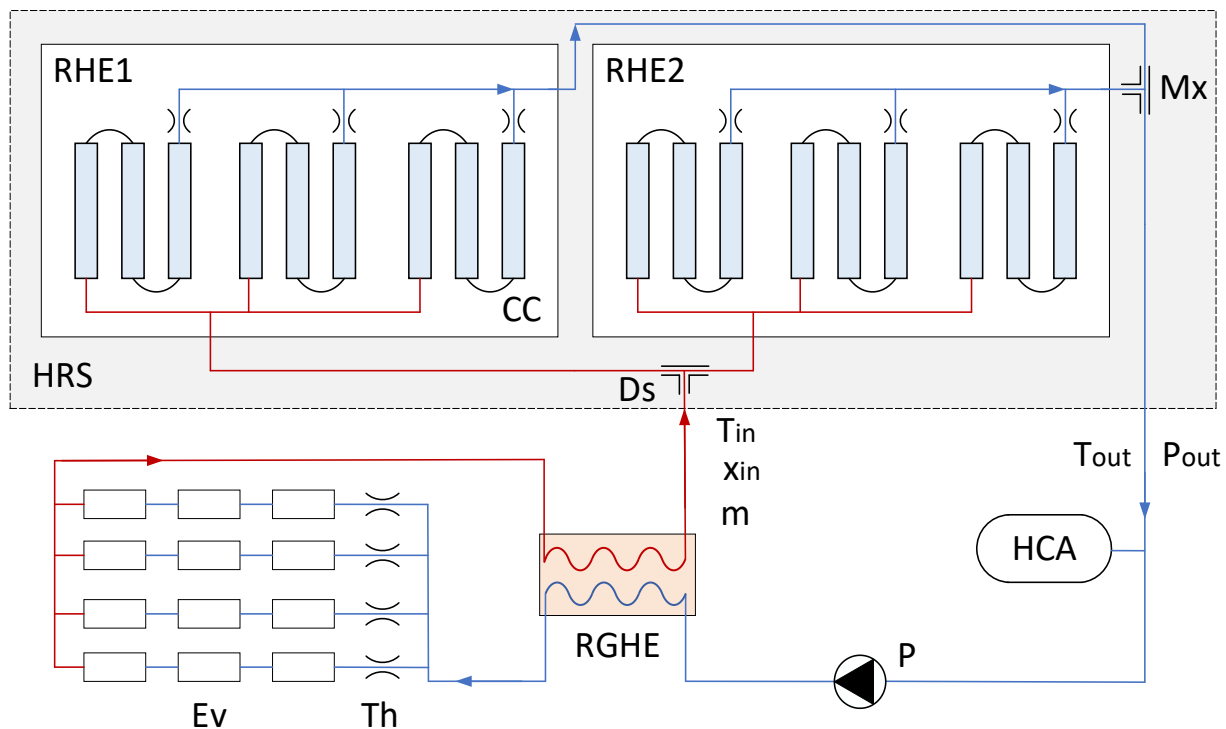


Рис. 2. Схема двухфазного контура теплопереноса (ДФК):
HRS – подсистема теплоотвода, RHE – радиационный теплообменник, CC – конденсаторы,
Ev – испарители, RGHE – регенеративный теплообменник, P – насос,
HCA – гидроаккумулятор с тепловым регулированием,
Th – дроссель, Ds – дистрибьютор, Mx – смеситель

Объем статьи не позволяет рассмотреть большое число альтернативных технических решений. Поэтому при постановке задачи синтеза СТО мы будем рассматривать только одну конструкцию радиационных панелей – сотопанель с встроенными тепловыми трубами (ТТ), которая имеет примеры практической реализации [6,7]. Фактически синтез будет касаться только теплогидравлической сети подсистемы теплоотвода, а конструктивные параметры радиационной панели считаются заданными.

Параметры теплоносителя на входе и выходе из СТО определяются режимом работы ДФК и считаются заданными. Заданными также считается условная температура окружающей среды T_{env} .

Другие многочисленные исходные данные задаются в виде технических требований от проектировщика.

Основным параметром эффективности является количество тепла, которое может отвести подсистема при заданных исходных данных. Параметрами эффективности являются также масса, гидравлическое сопротивление сети и другие. Полный состав показателей и критериев эффективности уточняется на каждом этапе исследования и в каждом итерационном цикле синтеза СТС. В процессе исследования варьируются структура и дизайн теплогидравличе-

ской сети СТО, конструкция элементов (конденсатора, переохладителя, дросселя, дистрибьюторов, коллектора и др.).

3. Этапы проектирования СТО

При проектировании СТО процедура инженерного синтеза применяется многократно как для определения дизайна элементов и подсистем, так и для уточнения различных аспектов работы системы. Проектирование системы теплоотвода предлагается выполнять в четыре последовательных этапа.

3.1. Этап 1. Выбор дизайна профиля конденсатора

Цель данного этапа – поиск эффективного профиля конденсатора (КК) для дальнейшего анализа в составе СТО.

Конденсаторы предлагается выполнить в виде гладких стальных труб постоянного сечения, помещенных в алюминиевый корпус. Каждый КК содержит 2 или 4 канала, причем половина каналов относится к резервной системе и в теплообмене не участвует. Было спроектировано 15 вариантов КК (альтернатив), отличающихся диаметром и количеством каналов, дизайном алюминиевого корпуса.

В дальнейшем будет использоваться следующая маркировка профилей, например: ККЗ-4.3 – первая цифра – внутренний диаметр трубок, вторая цифра – количество каналов (основных + резервных), последняя цифра – вариант конструкции алюминиевого корпуса.

На рис. 3 приведен эскиз одного из вариантов 4-х канального профиля КК. Каналы 2 и 4 относятся к резервному контуру. Тепло от конденсирующегося теплоносителя в каналах 1 и 3 через корпус передается к полке и далее отводится к тепловой трубе РТО. КК и тепловая труба сопрягаются по полке шириной «Н_{СС}».

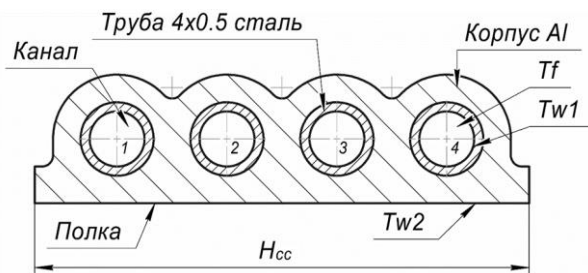


Рис. 3. 4-х канальный профиль конденсатора ККЗ-4.3

В качестве основных показателей эффективности на первом этапе рассматривались удельное термическое сопротивление профиля R_{IS} , удельное термическое сопротивление конденсатора R_{ICC} , масса конструкции и объем всех каналов конденсатора единичной длины M_{ICC} , V_{ICC} .

Для определения показателей эффективности рассчитывалось поле температур в конструкции с использованием ПО SolidWorks. При этом на внутренней поверхности трубок и на поверхности полки задавались граничные условия 3-го рода:

- температура теплоносителя внутри трубок T_f ;
- коэффициенты теплоотдачи внутри трубок h ;
- температура теплоносителя в тепловой трубе T_{HT} ;
- коэффициент теплопередачи h_{HT} между полкой профиля и теплоносителем в тепловой трубе (с учетом контактного сопротивления и сопротивления конструкции).

После расчета поля температур и тепловых потоков выполнялись следующие действия:

- усреднялись температура на внутренней поверхности рабочих трубок T_{w1} и температура на поверхности полки T_{w2} ;
- определялся средний удельный тепловой поток по поверхности полки q , Вт/м²;

– вычислялось удельное термическое сопротивление профиля (в расчете на единицу площади полки):

$$R_{IS} = (T_{w1} - T_{w2}) / q, \left(\text{K} \cdot \text{m}^2 \right) / \text{W}, \quad (1)$$

Для иллюстрации на рис. 4 приведено распределение температур в одном из профилей. Условия однозначности приведены в таблице 1.

Отметим, что величина удельного термического сопротивления R_{IS} определяется только конструкцией профиля и теплопроводностью материалов. R_{IS} не зависит от абсолютных значений температур, полного теплового потока, незначительно изменяется при изменении коэффициента теплоотдачи h . Поэтому в дальнейших расчетах можно считать эту величину постоянной.

Кроме этого, вычислялось полное удельное термическое сопротивление конденсатора R_{ICC} в расчете на единицу площади полки с учетом теплоотдачи по внутренней поверхности трубок:

$$R_{ICC} = R_{IS} + R_{1w}, \left(\text{K} \cdot \text{m}^2 \right) / \text{W}, \quad (2)$$

где R_{1w} – удельное термическое сопротивление теплоотдачи по внутренней поверхности рабочих каналов в расчете на площадь полки:

$$R_{1w} = (1/h) \cdot (F_{w2} / F_{w1}) = (1/h) \cdot H_{CC} / (\pi \cdot d \cdot n), \quad (3)$$

где n – число работающих каналов в конденсаторе;

d – внутренний диаметр трубки, м;

F_{w1} , F_{w2} – внутренняя площадь работающих каналов и площадь полки;

В таблице 1 приведены показатели эффективности 4-х наиболее перспективных профилей.

На данном этапе исследования оптимальный профиль выбрать невозможно. Показатели эффективности «масса» M_{ICC} и «термическое сопротивление» R_{ICC} противоречивы: при уменьшении термического сопротивления масса конструкции увеличивается. Для окончательного выбора профиля необходимо перейти к задачам более высокого уровня иерархии и по результатам исследования конденсатора в составе РТО принять окончательное решение.

3.2. Этап 2. Определение оптимальной длины конденсатора

Целью данного этапа является анализ работы конденсатора в составе секции радиационной панели и оптимизация его длины.

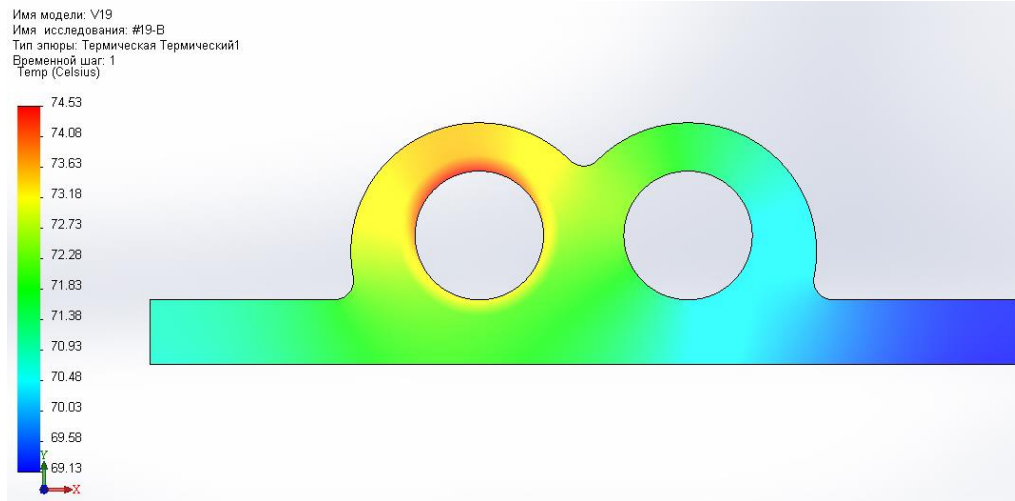


Рис. 4. Поле температур в профиле КК4-2.3

Таблица 1

Параметры перспективных профилей
 $T_f = +85^{\circ}\text{C}$; $h = 3000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; $h_{HP} = 1838 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; $T_{HP} = 62,5^{\circ}\text{C}$.

Параметры эффективности	Обозначение	Размерность	Марка профиля			
			КК4-4.3	КК3-4.3	КК5-2.3	КК4-2.3
Диаметр каналов	d	mm	4	3	5	4
Общее число каналов	2n	-	4	4	2	2
Удельное термическое сопротивление конденсатора	R_{ICC}	$(\text{K} \cdot \text{m}^2)/\text{W}$	4,05E-4	5,25E-4	6,77E-4	8,29E-4
Удельное термическое сопротивление теплоотдачи	R_{lw}	$(\text{K} \cdot \text{m}^2)/\text{W}$	3,58E-4	4,78E-4	5,73E-4	7,17E-4
Удельное термическое сопротивление профиля	R_{IS}	$(\text{K} \cdot \text{m}^2)/\text{W}$	0,47E-4	0,47E-4	1,04E-4	1,12E-4
Масса конструкции $L_{CC} = 1\text{m}$	M_{ICC}	kg/m	0,5198	0,4521	0,4116	0,3408
Объем всех трубок $L_{CC} = 1\text{m}$	V_{ICC}	L/m	0,0502	0,0282	0,0392	0,0252

На рис. 5 приведен эскиз секции радиационной панели с односторонним теплоотводом, связанный с одной тепловой трубой, на которую установлен двухканальный конденсатор. Тепло от теплоносителя в КК передается к тепловой трубе, далее растекается по радиационной панели и излучается в космос внешней обшивкой.

Для определения показателей эффективности используется система уравнений теплопередачи:

$$Q = (1/R_w) \cdot (T_f - T_{w1}), \quad (4)$$

$$Q = (1/R_s) \cdot (T_{w1} - T_{w2}), \quad (5)$$

$$Q = (1/R_{HP}) \cdot (T_{w2} - T_{HP}), \quad (6)$$

$$Q = (1/R_{rad}) \cdot (T_{HP} - T_{rad}), \quad (7)$$

$$Q = \varepsilon \cdot \sigma \cdot L_{HP} \cdot H_r \cdot (T_{rad}^4 - T_{env}^4), \quad (8)$$

где $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$ – постоянная Стефана-Больцмана;

$\varepsilon = 0,84$ – коэффициент черноты поверхности излучения.

L_{HP}, H_r – длина и ширина секции РТО;

T_{env} – условная температура окружающей среды.

R – полные термические сопротивления участков теплопередачи с учетом длины конденсатора (R_w, R_s, R_{HP}), длины и ширины секции РТО (R_{rad}):

– от теплоносителя (T_f) к внутренней стенке трубы (T_{w1}):

$$R_w = 1/(h \cdot \pi \cdot d \cdot n \cdot L_{CC}), \text{K/W}; \quad (9)$$

– от внутренней поверхности трубок (T_{w1}) к поверхности полки КК (T_{w2}):

$$R_s = R_{IS} / (H_{CC} \cdot L_{CC}), \text{K/W}; \quad (10)$$

– от полки КК (T_{w2}) к теплоносителю в ТТ (T_{HP}):

$$R_{HP} = K_{HP} / (H_{CC} \cdot L_{CC}), \text{K} / \text{W}; \quad (11)$$

– от теплоносителя внутри ТТ (T_{HP}) к поверхности радиационной панели (T_{rad}):

$$R_{rad} = K_{rad} / (H_r \cdot L_{HP}), \text{K} / \text{W}. \quad (12)$$

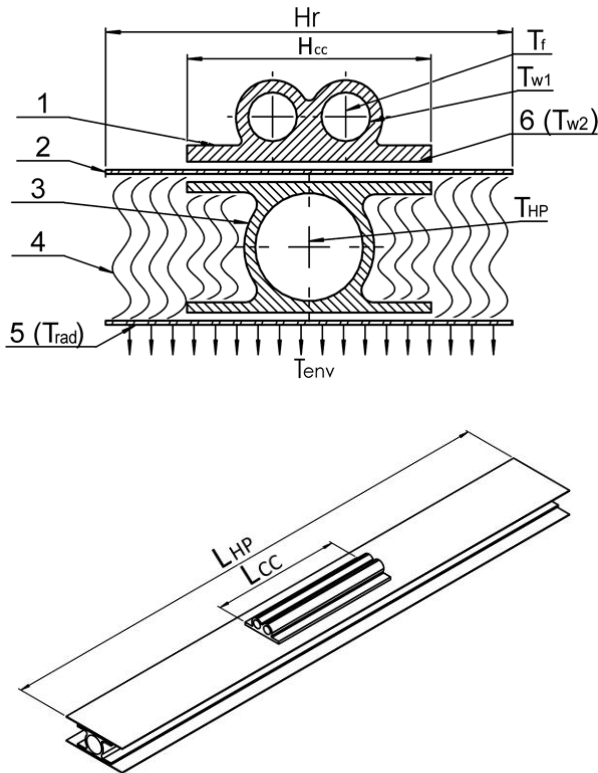


Рис. 5. Секция радиационной панели:

1 – конденсатор, 2 – внутренняя обшивка, 3 – тепловая труба, 4 – соты, 5 – внешняя обшивка, 6 – полка конденсатора, T_{grad} , T_{env} – температура радиационной панели и окружающей среды

Коэффициенты при термических сопротивлениях K_{HP} , K_{rad} задаются разработчиками радиационных панелей. В данной статье их величины по порядку соответствуют возможным реальным значениям.

Следует отметить, что приведенная математическая модель теплопереноса от теплоносителя в космос чувствительна к конструкции и длине конденсатора и секции РТО. Это позволяет, изменяя эти параметры, искать наилучший вариант конденсатора и секции РТО.

Решая совместно систему уравнений, определяются все температуры и тепловой поток Q в секции РТО. По этой же системе уравнений рассчитывается Q_{id} – предельное количество тепла, которое может в принципе отвести секция радиационной

панели с «идеальным» конденсатором. «Идеальный» конденсатор имеет нулевые термические сопротивления R_w , R_s и длину, равную длине тепловой трубы. $R_w = 0$, $R_s = 0$, $L_{CC} = L_{HP}$.

Вычисляется полная масса конденсатора M_{CC} с учетом его длины и массы жидкого теплоносителя NH_3 во всех трубках:

$$M_{CC} = (M_{ICC} + \rho_L \cdot V_{ICC} \cdot 10^{-3}) \cdot L_{CC}, \text{kg}, \quad (13)$$

где ρ_L – плотность жидкого аммиака.

Температуры теплоносителя и окружающей среды T_f , T_{env} задаются техническим заданием. Как и на первом этапе, при анализе задается фиксированное значение коэффициента теплоотдачи h .

Приведенные ниже расчеты выполнены при следующих условиях однозначности: $T_f = 353 \text{ K}$; $L_{HP} = 4 \text{ m}$; $H_r = 0,15 \text{ m}$; $K_{HP} = 0,0006 \text{ (K} \cdot \text{m}^2)/\text{W}$; $K_{rad} = 0,018 \text{ (K} \cdot \text{m}^2)/\text{W}$; $h = 3000 \text{ W}/(\text{K} \cdot \text{m}^2)$; $H_{CC} = 0,027 \text{ m}$; $\rho_L \approx 600 \text{ kg/m}^3$. Остальные параметры см. в таблице 1.

На рис. 6 приведена зависимость параметров эффективности Q/Q_{id} и M_{CC} от длины конденсатора L_{CC} . Используется безразмерная величина теплового потока Q/Q_{id} , которая в отличие от Q слабо зависит от температуры T_{env} . Использование безразмерного комплекса Q/Q_{id} позволяет проследить влияние длины КК на отводимое тепло независимо от величины T_{env} . Показатели эффективности Q/Q_{id} и M_{CC} противоречивы: с увеличением L_{CC} теплоотвод увеличивается, но увеличивается и масса. Сюда поставить рис. 6.

Для выбора оптимальной длины необходимо перейти к критериям эффективности системы более высокого уровня иерархии, а именно – к РТО. Для РТО с тепловыми трубами и конденсаторами основным показателем эффективности являются:

– площадь РТО на единицу отводимого тепла:

$$F_{the.Q} = L_{HP} \cdot H_r / Q, \text{m}^2 / \text{W}; \quad (14)$$

– масса РТО (с учетом массы КК) на единицу отводимого тепла:

$$M_{the.Q} = (M_{CC} + M_{Irad} \cdot L_{HP} \cdot H_r) / Q, \text{kg} / \text{W}, \quad (15)$$

где M_{Irad} – масса единицы площади радиационной панели с тепловыми трубами, kg/m^2 , задается разработчиком радиационной панели.

На современном уровне технологии могут быть изготовлены РТО с тепловыми трубами массой $4 \dots 8 \text{ kg/m}^2$ [8, 9]. В расчетах нами использовано значение $M_{Irad} = 6,2 \text{ kg/m}^2$.

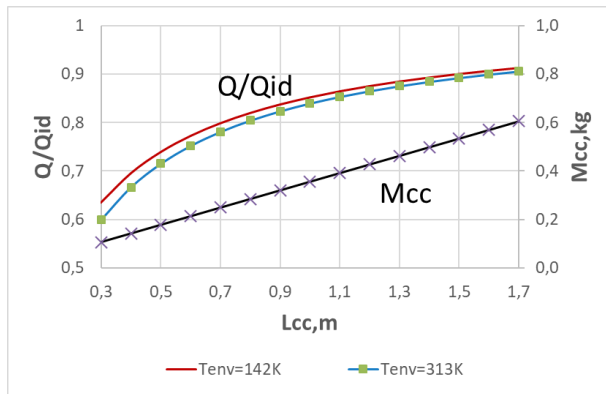


Рис. 6. Зависимость параметров эффективности Q/Q_{id} и M_{cc} от длины конденсатора L_{cc} . Профиль КК4-2.3. $Q_{id} = 370$ W при $T_{env} = 142$ K; $Q_{id} = 144$ W при $T_{env} = 313$ K

На рис. 7 приведена зависимость $F_{rhe.Q}$ и $M_{rhe.Q}$ от длины конденсатора. Видно, что $M_{rhe.Q}$ имеет очень пологий минимум при $L_{cc} \approx 0,8 \dots 1,4$ м. $F_{rhe.Q}$ монотонно уменьшается с ростом L_{cc} . Наибольшей эффективностью обладает четырехканальный профиль КК4-4.3, однако отличие от других профилей незначительное.

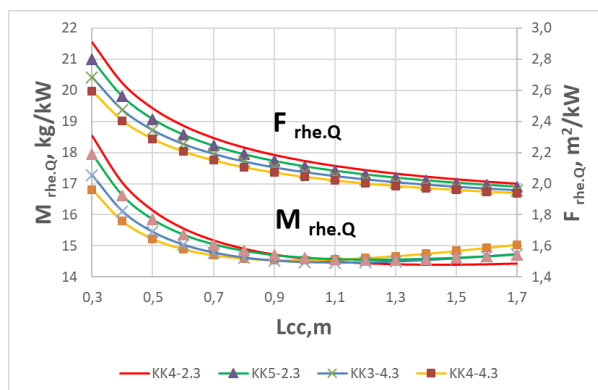


Рис. 7. Зависимость параметров эффективности $M_{rhe.Q}$ и $F_{rhe.Q}$ от длины конденсатора L_{cc} . $T_{env} = 213$ K

При практическом выборе длины и типа профиля конденсатора необходимо учитывать и другие показатели эффективности: объем полости теплоносителя, вероятность пробоя метеоритами и др. С учетом этого, при данном варианте исходных данных можно рекомендовать профиль КК4-2.3 длиной $\sim 0,8$ м. При этом параметры эффективности имеют следующие значения: $M_{rhe.Q} \approx 14,9$ kg/kW и $F_{rhe.Q} \approx 2,24$ m²/kW.

3.3. Этап 3. Выбор оптимальной ветви КК

Недостатком 1 и 2 этапа по выбору дизайна конденсатора является задание постоянного значения коэффициента теплоотдачи h без связи с пара-

метрами теплоносителя. Задачей данного этапа является нахождение наилучшего дизайна ветви конденсаторов с учетом реального изменения параметров теплоносителя вдоль ветви.

Ветвь КК состоит из последовательно расположенных конденсаторов, переохладителя и дросселя (см. рис. 2 и 8). Один КК располагается на одной тепловой трубе РТО. Переохладитель не является оригинальным элементом, роль переохладителя выполняют последние конденсаторы. Дроссель в конце ветви устанавливается для ограничения прохода большого количества пара в коллектор при нерасчетных режимах работы.

В качестве альтернатив на данном этапе рассматриваются ветви с различным количеством последовательно установленных одинаковых конденсаторов.

Использованы следующие основные показатели эффективности:

- средняя теплота, отводимая одним КК в ветви (Q_{icc});
- масса РТО в расчете на единицу отводимой мощности ($M_{rhe.Q}$);
- площадь РТО в расчете на единицу отводимой мощности ($F_{rhe.Q}$);
- Дополнительно учитывались:
 - гидравлическое сопротивление ветви (ΔP_b);
 - массовая скорость теплоносителя (G).

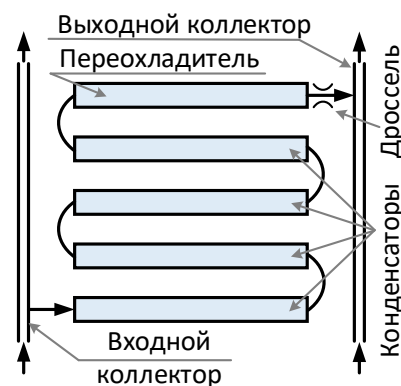


Рис. 8. Схема ветви из 5 конденсаторов

Для исследования ветви составлена стационарная математическая модель на базе метода идеализированных элементов [10, 11]. Каждый конденсатор разбивался на несколько «контрольных объемов» фиксированных размеров, характеризующихся единственным набором параметров состояния теплоносителя. Контрольные объемы описываются уравнениями законов сохранения массы и энергии. Контрольные объемы соединяются между собой «гидравлическими ветвями», которые описываются уравнением сохранения импульса. Теплоперенос

между теплоносителем и элементами конструкции моделируется «тепловыми узлами», имеющими единственное значение температуры, и «тепловыми проводниками», описываемыми уравнениями сохранения тепла, теплоотдачи, теплопередачи и излучения. Используется гомогенная модель двухфазного потока. Перетекание тепла между секциями РТО не учитывается.

Используются известные модели и корреляции для описания путевых и местных гидравлических сопротивлений, теплоотдачи между теплоносителем и стенкой конденсатора:

- коэффициент путевых потерь трения для однофазного потока жидкости вычислялся по формуле Churchill [12];
- потери давления на трение в двухфазном потоке определяются по модели McAdams [13];
- потери давления на местных сопротивлениях определяется в зависимости от типа сопротивления;
- передача теплоты между теплоносителем и элементами конструкции РТО и отвод излучением в космос описывается уравнениями теплопередачи, подробно описанными на втором этапе;
- коэффициент теплоотдачи при конденсации рассчитывался по корреляции Shah [14];
- замыкающим условием для системы уравнений является заданное значение переохлаждения теплоносителя на выходе из ветви:

$$\Delta T_{\text{sub}} = T_s(P_{\text{out}}) - T_{\text{out}}; \quad (16)$$

где $T_s(P_{\text{out}})$ – температура насыщения при давлении P_{out} на выходе из ветви;

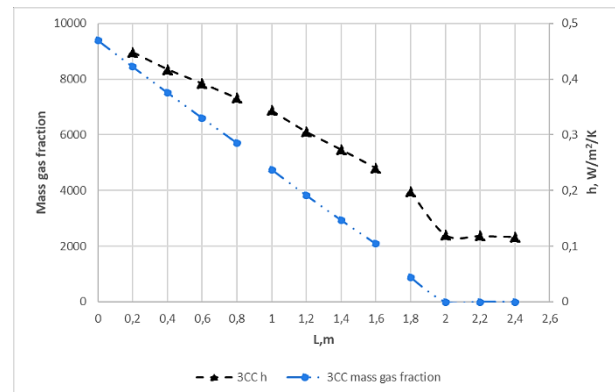
T_{out} – температура теплоносителя на выходе из ветви.

Полная система алгебраических уравнений решается методом итераций: подбирается расход теплоносителя, обеспечивающий замыкающее условие.

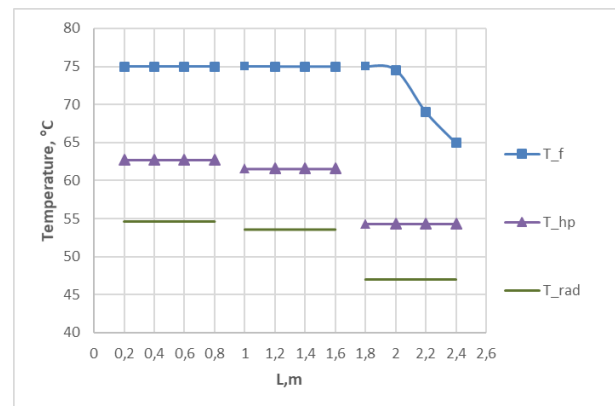
В качестве примера рассмотрим распределение параметров вдоль ветви, состоящей из трех последовательно соединенных конденсаторов КК4 – 2.3. Каждый КК разбит на 4 части, моделируемых связкой «контрольный объем» + «ветвь».

При расчете задавались давление и массовое паросодержание на входе в ветвь, геометрия и термические сопротивления элементов конденсатора, тепловой трубы, панели радиатора-излучателя, переохлаждение ΔT_{sub} на выходе из ветви. В примере расчета температура и массовое паросодержание на входе в ветвь: $T_{\text{in}} = 75^\circ\text{C}$, $x_{\text{in}} = 0,47$. Переохлаждение теплоносителя на выходе из ветви: $\Delta T_{\text{sub}} = 10\text{ K}$. Результат расчета ветви из 3-х конденсаторов КК4-2.3: суммарное количество отводимой теплоты

$Q_{\Sigma} = 779\text{ W}$; отводимое тепло на 1 КК $Q_{\text{1КК}} = 260\text{ W}$; массовый расход $m_{\text{NH}_3} = 1,62\text{ g/s}$; массовая скорость $G = 129\text{ kg/(m}^2 \cdot \text{sec)}$. Распределение параметров по длине ветви представлено на рис. 9.



а) Изменение паросодержания и коэффициента теплоотдачи по длине ветви



б) Изменение температур по длине ветви

Рис. 9. Изменение параметров по длине ветви их 3-х КК:

T_{NH_3} – температура аммиака, T_{CC} – температура профиля КК в месте контакта с ТТ,

$T_{\text{HP(ev.)}}$ – температура теплоносителя ТТ на участке испарения,

$T_{\text{HP(cond.)}}$ – температура теплоносителя ТТ на участке конденсации

(в месте контакта с панелью радиатора-излучателя),

T_{rad} – температура радиатора-излучателя

Как видим, методика учитывает реальные значения коэффициентов теплоотдачи в каждом контрольном объеме. Наихудшие условия теплоотвода – в последнем конденсаторе-переохладителе, на участке переохлаждения теплоносителя.

Расчетный анализ был проведен также для различного количества последовательно соединенных КК с теми же исходными данными, что и для ветви из 3-х конденсаторов (табл. 2).

На рис. 10 представлено распределение средней отводимой теплоты на один КК и путевых потерь давления в зависимости от количества конденсаторов в ветви. На основании выполненного рас-

Таблица 2

Сравнение ветвей разной длины

Кол-во конденсаторов	1	2	3	4	5	6	7	8
Общий перепад давления, kPa	0,04	0,46	1,87	4,46	8,70	14,90	23,51	34,80
Q_{1CC} , W	214	251	260	264	267	269	270	271
Расход, m, g/sec	0,44	1,04	1,62	1,62	2,77	3,34	3,91	4,48
Суммарное отведенное тепло в ветви, Q_{Σ} , W	214,0	501,8	779,2	1057	1334	1612	1888	2164
$F_{rhe.Q}$, cm^2/W	28	24	23	23	22	22	22	22
$M_{rhe.Q}$, g/W	18,7	16,0	15,4	15,2	15,0	14,9	14,8	14,8

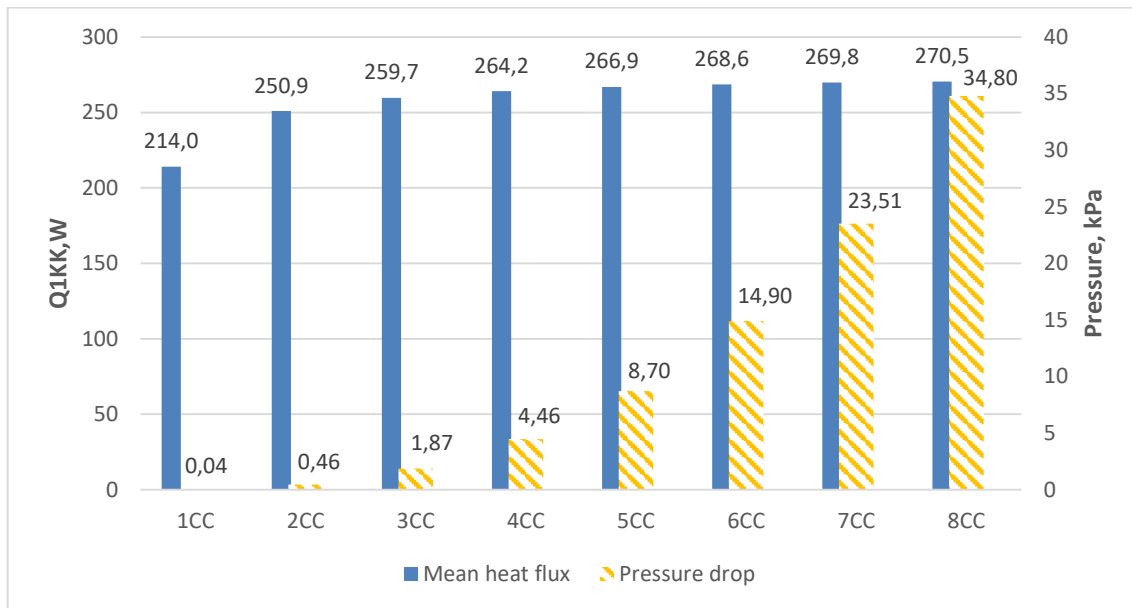


Рис. 10. Средняя отводимая одним КК теплота и путевые потери давления на ветви

четного исследования можно сделать следующие выводы:

1. Параметры эффективности ветви (средняя теплота, отводимая одним КК в ветви (Q_{1CC}); масса РТО в расчете на единицу отводимой мощности ($M_{rhe.Q}$); площадь РТО в расчете на единицу отводимой мощности ($F_{rhe.Q}$); массовая скорость теплоносителя (G) улучшаются с увеличением количества последовательно соединенных КК.

Наибольшей эффективностью обладают длинные ветви с 6-8 КК в ветви.

2. Количество последовательно соединенных КК лимитируется только гидравлическим сопротивлением ветви и напорностью насоса.

3. Наиболее существенными преимуществами «длинных» ветвей являются:

- большая отводимая теплота на 1 КК;
- большой массовый расход и массовая скорость в ветви (включая переохладитель), что гарантирует представительность наземных экспериментов для условий невесомости и возможность использования корреляций для коэффициентов тепло-

отдачи, полученных для условий нормальной гравитации;

- минимальное количество в сети дросселей, переохладителей, двухфазных дистрибьюторов;
- минимальные габариты коллекторов и минимальное количество соединений с коллектором.

Выполненный анализ показал, что место установки дросселя (до или после переохладителя) практически не влияет на показатели эффективности ветви.

3.4. Этап 4. Дизайн теплогидравлической сети

Задачей данного этапа является нахождение наилучшего дизайна всей теплогидравлической сети системы теплоотвода: выбор геометрических параметров дросселей, дистрибьюторов, коллекторов и других элементов; анализ работы сети при критических условиях теплового нагружения и теплоотвода на «холодной» и «горячей» орбите. Площадь и размеры радиационных панелей заданы, они определяются величиной отводимой мощности и компонов-

кой КА. Температура окружающей среды T_{env} задается программой полета КА.

В качестве альтернатив рассматриваются гидравлические сети с различным конструктивным исполнением элементов, различным числом конденсаторов, ветвей на панелях РТО, наличием дросселей и дистрибьюторов.

Для примера рассмотрим СТО, представленную на рис.2. Она включает две одинаковые радиационные панели, на которых смонтированы одинаковые блоки конденсаторов. Панели могут иметь различные условия теплоотвода (T_{env}). Каждый блок состоит из трех ветвей по три конденсатора в каждой. Двухфазный поток, входящий в СТО, разделяется на два в дистрибьюторе D_s . На входе в ветви также могут быть установлены дистрибьюторы. Выходящие из блоков потоки обычно имеют различные параметры – температуру и паросодержание. После смешения потоков в смесителе M_x суммарный однофазный поток переохлажден, имеет температуру T_{out} , давление P_{out} .

В качестве основного показателя эффективности используется величина отведенного теплового потока при заданных исходных данных и принятом дизайне сети. Полный перечень показателей эффективности на данном этапе исследования существенно расширен. Он включает также показатели, влияющие на надежность системы, и качественные, трудно формализуемые показатели:

- масса СТО с учетом массы коллекторов;
- общее гидравлическое сопротивление сети СТО;
- объем полости теплоносителя;
- массовая скорость теплоносителя в каналах конденсаторов;
- метеоритная опасность, которая считается пропорциональной площади каналов теплоносителя, подверженных воздействию метеоритного потока;
- разница температур потоков теплоносителя на входе в смеситель M_x ;
- количество дросселей и их типоразмеров;
- сложность коммутации гидравлической сети;
- размеры коллекторов;
- количество сварных соединений при окончательной сборке СТО;
- возможность установки дистрибьюторов для разделения потоков по ветвям и другие.

Исследования на данном этапе могут быть выполнены с использованием математической модели сети, описанной в этапе 3.

Примечание. Для моделирования теплогидравлической сети и ветви КК могут использоваться

программные комплексы типа AMESim, SINDA-FLUINT, Simulink и другие. Однако они не всегда имеют в своем меню весь набор необходимых элементов и корреляций, например, дистрибьюторов. Предложенная выше модель позволяет оперативно включать необходимые для исследования нестандартные элементы и корреляции.

Исходные данные задаются согласованно с работой всей ДФК:

- параметры на входе в СТО T_{in} , x_{in} ;
- переохлаждение теплоносителя на выходе из СТО ΔT_{sub} .

Кроме этого, задаются условия теплоотвода для каждой панели T_{env} .

В результате расчета находятся распределение параметров теплоносителя в сети, общий расход теплоносителя, отводимый системой тепловой поток и другие параметры эффективности.

Рассмотрим некоторые аспекты исследования системы на данном этапе.

3.4.1. Переохлаждение жидкости на выходе из СТО

Одной из основных задач СТО является обеспечение необходимого переохлаждения теплоносителя на выходе. Если программа регулирования ДФК предусматривает поддержание заданного кавитационного запаса на входе в насос, то ТГА определяет P_{out} и переохлаждение ΔT_{sub} при любых условиях теплового нагружения и теплоотвода. Для системы уравнений расчета СТО это является замыкающим условием.

Секции РТО, где установлены переохладители, будут иметь более низкую температуру T_{rad} , чем на участках конденсации. Наиболее эффективной является схема, когда переохладитель установлен на выходе из РТО после объединения всех потоков от ветвей. Однако из-за сложности коммутации гидравлической сети этот вариант не рассматривается. В длинных ветвях из 5...8 конденсаторов роль переохладителя выполняют последние конденсаторы. Наименьшую эффективность имеет ветвь с одним конденсатором, т.к. радиационная поверхность в этом случае должна иметь низкую температуру.

3.4.2. Разделение двухфазного потока. Дистрибьюторы

При расчете распределения потоков в сетях обычно используется допущение о представительном разделении двухфазного потока в тройниках с одинаковым паросодержанием [15]. Реально в тройниках имеют место сепарационные эффекты, искажающие представительное разделение. Сепараци-

онные эффекты зависят от многих факторов: конструкции тройника, параметров потока на входе, гидросопротивления каналов за тройником, наличия гравитации и пр. Если не учитывать сепарационные эффекты, то это вносит погрешность в результаты расчетов и соответственно риски, связанные с неверным прогнозированием параметров системы.

Устраняется эти риски путем установки специальных дистрибьюторов. Основное назначение дистрибьюторов – разделение в заданной пропорции жидкой фазы. В этом случае распределение двухфазного потока по каналам, особенно при больших массовых скоростях, становится хорошо предсказуемым как на земле, так и в невесомости. Кроме этого, дистрибьюторы позволяют поддерживать необходимое соотношение расходов жидкой фазы при существенном изменении гидросопротивления отводящих каналов, что положительно влияет в целом на эффективность системы на нерасчетных режимах работы.

На рис. 2 дистрибьютор Ds установлен для разделения потока по двум блокам конденсаторов. Для обеспечения высокой эффективности теплоотвода в РТО необходимо обеспечить представительное разделение двухфазного потока и по отдельным ветвям в пределах одного блока. Это возможно сделать только в том случае, если количество конденсаторов в одной ветви и расходы будут достаточно большими. Непредставительное разделение потока по ветвям приводит к увеличению общего гидросопротивления сети и снижению эффективности теплоотвода на 5...7 %.

Простейшим дистрибьютором является «ударный» тройник, в котором жидкая фаза разделяется по каналам примерно в одинаковой пропорции. Более сложные конструкции дистрибьюторов используются в холодильной технике. ЦТФ ХАИ разработал и испытал дистрибьютор с малым гидравлическим сопротивлением для предсказуемого разделения двухфазного кольцевого потока, который работоспособен и на земле, и в условиях невесомости [16].

3.4.3. Дроссели

Дроссели устанавливаются в конце каждой ветви конденсаторов для ограничения расхода двухфазного потока на выходе из ветви на нерасчетных режимах работы. На расчетном режиме через дроссель течет однофазная жидкость и его гидросопротивление минимально, обычно не превышает ~ 5 кПа. Из этого условия находится размер дросселя. При симметричном дизайне сети (см. рис. 2) все дроссели имеют одинаковый размер. Если же ветви, блоки конденсаторов отличаются по дизайну,

то размер дросселей подбирается из условия одинакового гидросопротивления и переохладения на выходе из каждой ветви на расчетном режиме работы.

3.4.4. Массовая скорость потока. Коэффициенты теплоотдачи и гидравлического сопротивления для условий невесомости

Количество конденсаторов в одной ветви определяет расход через ветвь. Рационально использовать длинные ветви из 5...8 конденсаторов, чтобы массовая скорость потока была максимально возможной (из условия допустимых потерь давления). Это положительно влияет на величину коэффициента теплоотдачи в однофазном и двухфазном потоке и позволяет использовать для условий невесомости корреляции, полученные в наземных экспериментах.

Наиболее сильно влияние гравитации сказывается в области расслоенных режимов течения двухфазного потока [15]. Вне расслоенных режимов течения при микрогравитации можно использовать корреляции, полученные в наземных экспериментах.

Для проектируемых конденсаторов в виде гладких труб малого диаметра наиболее характерны массовые скорости аммиака $G = 20...120 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$. Режимы течения при трех значениях массовой скорости и трех паросодержаниях потока ($x = 0,15; 0,33; 0,47$) нанесены на карту Бейкера [17] (рис. 11). Видно, что точки с массовой скоростью $G = 20 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$ соответствуют расслоенному режиму течения в условиях земной гравитации. Точки $G = 70 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$ соответствует снарядному и пробковому режимам течения, при которых процессы теплообмена не зависят от гравитации. На основании этого, а также данных работы [18], предлагается проектировать ветви с расходом $70...120 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$ и использовать корреляцию Shah [14] для консервативного расчета коэффициента теплоотдачи при конденсации.

Для расчета коэффициентов гидравлического сопротивления можно использовать корреляцию Churchill [12].

3.4.5. Нерасчетные режимы теплоотвода. Смешение потоков

На расчетном режиме работы СТО радиационные панели имеют одинаковые условия теплоотвода (T_{env}), а температура потоков на выходе из ветвей и блоков одинаковая. Однако в реальных условиях эксплуатации температура T_{env} для панелей различная. Сепарационные эффекты на входе в ветви также приводят к изменению температуры потоков на выходе из ветвей. Часть потоков может содержать пар. Смешение потоков происходит при их объеди-

нении в коллекторах и на выходе из СТО в смесителе Мх (см. рис. 2).

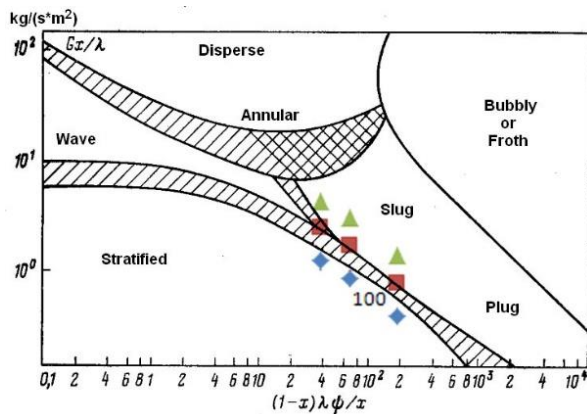


Рис. 11. Карта режимов течения Бейкера (Baker) для горизонтальных труб, модифицированная Скоттом (Scott). $T_f = 85^\circ\text{C}$; $d = 5\text{ мм}$.

◆: $G = 20 \text{ кг}/(\text{м}^2\cdot\text{с})$; ■: $G = 40 \text{ кг}/(\text{м}^2\cdot\text{с})$;
▲: $G = 70 \text{ кг}/(\text{м}^2\cdot\text{с})$

Исходя из законов термодинамики, наибольшую эффективность будет иметь система, имеющая одинаковые температуры смешиваемых потоков (нет увеличения энтропии). Если ветви имеют одинаковую конструкцию и на входе в ветвь обеспечивается представительное разделение потоков за счет установки дистрибьюторов, то в коллектор поступают потоки от ветвей при одинаковой температуре. Одинаковые температуры потоков от различных РТО имеют место только при одинаковых условиях теплоотвода (T_{env}), что практически никогда не реализуется.

Выполненные вариантные расчеты сети (см. рис. 2) при критически большой разности температур T_{env} на панелях (РТО1 – 140K ; РТО2 – 300K) показали следующее:

- возросло гидравлическое сопротивление сети (по сравнению с одинаковыми условиями теплоотвода) ~ 2 раза;
- на выходе из «горячей» панели наблюдается двухфазный поток с паросодержанием $x \approx 0,08$, а на выходе из «холодной» панели – поток переохлажден $\sim 30\text{K}$;
- расходы через блоки отличаются $\sim 30\%$.

При смешении потоков пар конденсируется в коллекторе и на выходе из СТО имеется заданное переохлаждение потока $\sim 10\text{K}$.

Смешение потоков с большой разностью температур, один из которых двухфазный, сопровождается кумулятивными эффектами при «схлопывании» (полной конденсации) пузырьков пара. Это может вызвать микровибрацию, шум, возможна кавитационная эрозия поверхности. Для снижения опасности

эрозии смесители должны иметь конструкцию, обеспечивающую «схлопывание» пузырьков в потоке, а не на твердой поверхности.

Разницу температур потоков от РТО можно уменьшить, уменьшая размер дросселей на выходе из ветвей. Но это ведет к увеличению общего гидросопротивления СТО.

3.4.6. Надежность рекомендаций

Мы оцениваем достоверность выполненного расчетного исследования системы теплоотвода как достаточно высокую. Погрешность по отведенному теплу при заданных условиях однозначности составляет не более $5\ldots 10\%$.

Основная система уравнений, на которых строится программа теплового и гидравлического расчета сети конденсаторов, абсолютна: она базируется на фундаментальных законах сохранения массы, импульса и энергии и не требует экспериментального подтверждения. Однако при составлении расчетных нодализационных схем и алгоритмов для сетевых программ используются некоторые допущения и эмпирические корреляции, достоверность и применимость которых в условиях невесомости следует оценивать.

В работе [18] на основании экспериментов Сугёне утверждается, что корреляцию Шаха [14] допустимо использовать в условиях микрогравитации при массовых скоростях более $20 \text{ кг}/(\text{s}\cdot\text{м}^2)$. При массовых скоростях более $70 \text{ кг}/(\text{s}\cdot\text{м}^2)$, характерных для СТО, вычисление h достаточно надежно. Нами был выполнен пессимистический расчет системы с уменьшением h в 2 раза по сравнению с рекомендациями Шаха. Это привело к снижению теплоотвода всего на 6% , что говорит о робастности системы. Погрешность определения путевых потерь давления в КК мало сказывается на расчетное распределение потоков, т.к. в ветвях установлены дроссели с гидросопротивлением, превышающим гидросопротивление ветвей и коллекторов.

В расчетах используется допущение о представительном разделении двухфазного потока по ветвям и блокам. Оценки показывают, что учет сепарационных эффектов в тройниках приводит к снижению расчетной величины теплоотвода на $5\ldots 7\%$. При установке дистрибьюторов негативное влияние непредставительного разделения двухфазного потока полностью устраняется.

Система обладает свойствами робастности – мало чувствительна к ошибке определения коэффициентов теплоотдачи и гидросопротивления, точности изготовления дросселей.

Выводы

Выполнено исследование подсистемы теплоотвода двухфазной системы обеспечения теплового режима спутника. Многократно использована методология инженерного синтеза сложных технических систем и неформальные процедуры многокритериальной оптимизации элементов и подсистем на различных этапах проектирования СТО. Акцент сделан на проектирование конденсаторов и теплогидравлической сети СТО. Исследование выполнено с использованием сетевых программ расчета параметров СТО. Примеры проектирования относятся к аммиачной ДФК для стационарного спутника.

При оптимизации подсистем используется набор показателей и критериев эффективности, таких как:

- масса элемента, подсистемы;
- отводимый тепловой поток;
- объем внутренних полостей;
- гидравлическое сопротивление;
- массовая скорость потока;
- полное термическое сопротивление;
- количество дросселей;
- метеоритная опасность и другие.

Наилучший вариант системы теплоотвода выбирается из возможных альтернатив на основе оптимизации основных показателей эффективности с учетом дополнительных количественных и качественных критериев. В результате исследования предлагается концепция дизайна СТО, включающая следующие пункты:

- конденсаторы выполняются в виде гладких тонкостенных стальных труб постоянного сечения, помещенных в алюминиевый корпус. Каждый конденсатор содержит 2 или 4 канала диаметром 3...5 мм. Половина каналов относится к резервной системе и в теплообмене не участвует;
- длина конденсаторов выбирается с учетом конструкции радиационной панели вблизи оптимальной удельной массы РТО;
- схема соединения компактных конденсаторов в блоке РТО - последовательно-параллельная. Конденсаторы объединяются в ветви из 5-8 последовательно соединенных конденсаторов. Параллельные ветви в блоке объединяются Z – образным коллектором;
- обеспечивается массовая скорость в ветвях в диапазоне 70...120 kg/(m² · sec);
- на выходе из каждой ветви устанавливаются дроссели;

— переохладитель как отдельный элемент специальной конструкции, отсутствует. Роль переохладителя выполняет однофазный участок в конце каждой ветви;

— на входе в блоки и в параллельные ветви могут устанавливаться дистрибьюторы.

Основные преимущества предлагаемой концепции СТО следующие:

— Наиболее сильно влияние и его элементов близка к традиционным однофазным контурам с жидким теплоносителем, которые широко используются в космической технике [2,19];

— подсистема состоит из минимального числа унифицированных элементов простой конструкции, что положительно сказывается на стоимости системы; при окончательной сборке СТО требуется минимальное количество сварных соединений;

— теплообмен в конденсаторах протекает при скоростях потока, исключающих влияние гравитации, что позволяет вести их полную отработку на земле без обязательного проведения летного эксперимента;

— при заданных параметрах ДФК и внешних условиях теплоотвода (T_{env}) СТО обеспечивает максимальный теплоотвод при минимальной массе РТО. Минимизированы также объем полости теплоносителя, метеоритная опасность, количество дросселей;

— система работоспособна при высоких давлениях (температурах насыщения) теплоносителя. На аммиаке – до 85°C (46 бар);

— отсутствуют условия для блокировки СТО неконденсирующимися газами;

— установка дистрибьюторов на входе в ветви и блоки способствуют высокой эффективности системы, в том числе на нерасчетных режимах работы СТО;

В работе рассмотрена только одна конструкция радиационной панели со встроенными тепловыми трубами. Альтернативой является сотопанель без ТТ с непосредственным подводом тепла от ветвей конденсаторов. Удельная масса такой СТО на единицу отведенного тепла прогнозируется ниже. Однако при этом возрастет метеоритная опасность и объем полости теплоносителя. Требуется оценить реальную метеоритную опасность и влияние увеличения объема теплоносителя на показатели эффективности всей ДФК. При этом может быть полностью использованы методика исследования и конструктивные решения СТО, изложенные в настоящей работе.

Література

1. Bland, T. J. A two-phase thermal management system for the Space Station [Text] / T. J. Bland, R. Downing, D. Rogers // 19th Thermophysics Conference 25 June - 28 June 1984 Snowmass, CO, U.S.A. DOI: 10.2514/6.1984-1758.

2. Никонов, А. А. Теплообменные контуры с двухфазным теплоносителем для систем терморегулирования космических аппаратов [Текст] : обзор по материалам отечественной и зарубежной печати / А. А. Никонов, Г. А. Горбенко, В. Н. Блинков. – М. : ЦНТИ «Поиск», 1991. – 302 с.

3. Myron, D. L. Development of a prototype two-phase thermal bus system for Space Station [Text] / D. L. Myron, R. C. Parish // 22nd Thermophysics Conference 08 June - 10 June 1987, Honolulu, HI, U.S.A. DOI: 10.2514/6.1987-1628.

4. Ellis, M. C. Development of a pumped two-phase system for spacecraft thermal control [Text] / M. C. Ellis, R. C. Kurwitz // 46th International Conference on Environmental Systems. – Vienna, 2016. – 16 p.

5. Лебедев, А. А. Основы синтеза систем летательных аппаратов [Текст] / А. А. Лебедев, В. Н. Баранов. – М. : Машиностроение, 1987. – 224 с.

6. Tanzer, H. High-Capacity Demonstration of Honeycomb Panel Heat Pipes [Text] / H. Tanzer, M. Cerza, J. Hall // SAE Technical Paper 861833. – 1986. DOI: 10.4271/861833.

7. High Effective Aluminum Heat Pipes in Heat Control Systems of Honeycomb Panel Platform of the Ukrainian Space Vehicle [Text] / B. Rassamakin, M. Semena, S. Badayev, S. Khayrnasov, G. Tarasov, A. Rassamakin // Heat Pipe Conference, Shtuttgart, 1997, Sess. B2.

8. Juhasz, A. Review of advanced radiator technologies for spacecraft power systems and space thermal control [Text] / A. Juhasz, G. Peterson // NASA Technical Memorandum 4555. – 1994. – 24 p.

9. Tomboulia, Briana N. Lightweight, High-Temperature Radiator for In-Space Nuclear-Electric Power and Propulsion [Text] : Doctoral Dissertations. – 2014. – 247 p. DOI: 10.7275/grwr-gc82

10. Baturkin, V. M. Mathematical model of stationary operation modes of loop heat pipe [Text] / V. M. Baturkin, P. G. Gakal, K. A. Malukhin // Integrated Technologies and Energy Saving. – 1999. – No. 4. – P. 60–68.

11. Blinkov, V. Modeling of nonsteady thermodynamics processes in heat exchange contours with two phase flow [Text] / V. Blinkov // Atomic Energy. – 1992. – Issue 6. – P. 439–442.

12. Churchill, S. W. Friction-factor equation spans all fluid flow regimes [Text] / S. W. Churchill // Chem. Eng. – 1977. – P. 91–92.

13. McAdams, W. H. Vaporization inside horizontal tubes ii – benzene oil mixtures [Text] / W. H.

McAdams, W. K. Woods, L. C. Herman // Transactions ASME. – 1942. – No. 3. – P. 193–200.

14. Shah, M. M. A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes [Text] / M. M. Shah // Int. J. Heat Mass Transfer. – 1979. – P. 547–556.

15. Mishkinis, D. Analysis of tubeside condensation in microgravity Earth-normal gravity [Text] / D. Mishkinis, J. M. Ocheterbeck // V Minsk International Seminar “Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators”. – Minsk, 2003. – P. 36–53.

16. Теняков, И. Э. Моделирование двухфазных контуров теплопереноса со струйными элементами [Текст] : дис. ... канд. тех. наук. – 1993. – 219 с.

17. Butterworth, D. Two-phase Flow and Heat Transfer [Text] / D. Butterworth, G. F. Hewitt. – Oxford University Press, London, 1977. – P. 58–90.

18. Lebaigue, O. Forced convection and condensation of ammonia in microgravity: Results of the Cyrene experiments [Text] / O. Lebaigue, C. Colin, A. Larue de Tournemine // International Heat Transfer Conference 13. – 2006. – 12 p.

19. The 4000W hybrid single- and two-phase thermal control system for payload and equipment of geostationary communication satellite [Text] / D. Tulin, E. Kotlyarov, G. Serovand, I. Tulin // 40th International Conference on Environmental Systems. 2010. DOI: 10.2514/6.2010-6121.

References

1. Bland, T. J., Downing, R. S., Rogers, D. P. A two-phase thermal management system for large space platforms. 19th Thermophysics Conference 25 June - 28 June 1984 Snowmass, CO, U.S.A. DOI: 10.2514/6.1984-1758.

2. Nikonov, A. A., Gorbenko, G. A., Blinkov, V. N. Teploobmennye kontury s dvukhfaznym teponositelom dlya sistem termoregulirovaniya kosmicheskikh apparatov [Heat exchanging loops with a two-phase coolant for spacecraft thermal control systems]. Moscow, “Rocket and space technology, machine building” Publ., 1991. 302 p.

3. Myron, D. L., Parish, R. C. Development of a prototype two-phase thermal bus system for Space Station. 22nd Thermophysics Conference 08 June - 10 June 1987, Honolulu, HI, U.S.A. DOI: 10.2514/6.1987-1628.

4. Ellis, M. C., Kurwitz, R. C. Development of a pumped two-phase system for spacecraft thermal control. 46th International Conference on Environmental Systems, 2016. 16 p.

5. Lebedev, A. A., Baranov, V. N. Osnovy sinteza system letatel'nykh apparatov [Fundamentals of Aircraft Systems Synthesis]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1987. 224 p.

6. Tanzer, H., Cerza, M., Hall, J. High-Capacity Demonstration of Honeycomb Panel Heat Pipes. SAE Technical Paper 861833, 1986. DOI: 10.4271/861833.

7. Rassamakin, B., Semena, M., Badayev, S., Khayrnasov, S., Tarasov, G., Rassamakin, A. High Effective Aluminium Heat Pipes in Heat Control Systems of Honeycomb Panel Platform of the Ukrainian Space Vehicle. *Proc. Of 10th Intern. Heat Pipe Conference Stuttgart*, 1997, Sess. B2.
8. Juhasz, A., Peterson, G. Review of advanced radiator technologies for spacecraft power systems and space thermal control. *NASA Technical Memorandum 4555*, 1994. 24 p.
9. Tomboulia, Briana N. *Lightweight, High-Temperature Radiator for In-Space Nuclear-Electric Power and Propulsion*. PhD Thesis. 2014. DOI: 10.7275/grwr-gc82.
10. Baturkin, V. M., Gakal, P.G., Malukhin, K. A. Mathematical model of stationary operation modes of loop heat pipe. *Integrated Technologies and Energy Saving*, 1999, no. 4, pp. 60-68.
11. Blinkov, V. Modelling of nonsteady thermodynamic processes in heat exchange contours with two phase flow. *Atomic Energy*, 1992, iss. 6, pp. 439-442.
12. Churchill, S. W. Friction-factor equation spans all fluid flow regimes. *Chem. Eng.*, 1977, pp. 91-92.
13. McAdams, W. H., Woods, W. K., Heroman, L. C. Vaporization inside horizontal tubes ii - benzene-oil mixtures. *Transactions ASME*, 1942, vol. 64, no. 3, pp. 193-200.
14. Shah, M. M. A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1979, pp. 547-556.
15. Mishkinis, D., Ocheterbeck, J. M. Analysis of tubeside condensation in microgravity and Earth-normal gravity. *V Minsk International Seminar "Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators"*, Minsk, 2003, pp. 36-53.
16. Tenyakov, I. E. *Modelirovanie dvukhfaznykh konturov teploperenosa so struynymi elementami [Modeling of two-phase heat transfer loops with jet elements]*. PhD Dissertations. Khar'kovskiy aviatsionnyy institute, 1993. 219 p.
17. Butterworth, D. *Two-phase Flow and Heat Transfer, Ch. 4, Empirical Methods for Pressure Drop*. London, Oxford University press, 1977, pp. 58-90.
18. Lebaigue, O., Colin, C., Larue de Tournemine, A. Forced convection boiling and condensation of ammonia in microgravity: Results of the Cyrene experiments. *International Heat Transfer Conference 13*, 2006. 12 p.
19. Tulin, D., Kotlyarov, E., Serovand, G., Tulin, I. The 4000W hybrid single- and two-phase thermal control system for payload and equipment of geostationary communication satellite. *40th International Conference on Environmental Systems*, 2010. DOI: 10.2514/6.2010-6121.

Поступила в редакцію 15.12.2021, рассмотрена на редколлегии 16.12.2020

РОЗРОБКА КОНЦЕПЦІЇ ДВОФАЗНОЇ СИСТЕМИ ТЕПЛОВІДВОДУ СУПУТНИКА

Р. Ю. Турна

Для космічних апаратів (КА) з потужністю енергоустановки більше 4 ... 6 кВт перспективна побудова системи забезпечення теплового режиму (СЗТР) на базі двофазних контурів теплопереносу (ДФК) з прокачуванням теплоносія механічним насосом. Розробки ДФК досить інтенсивно ведуться з початку 80-х років. Однак до теперішнього часу відсутні приклади практичної реалізації таких систем великої потужності. Однією з основних причин є новизна системи та недостатня вивченість її роботи в космічних умовах, що додає ризиків. Найважливішим компонентом таких систем є підсистема тепловідведення (СТВ), завданням якої є відведення тепла від теплоносія і випромінювання його в космічний простір. У свою чергу СТВ також є системою, при проектуванні якої необхідно використовувати системний підхід, враховувати різні аспекти її роботи. СТВ включає тепло-гідравлічну мережу і радіаційний теплообмінник (РТО). Ключовими елементами СТВ є конденсатори (КК), досить нові пристрої для космічної техніки. У даній статті представлений алгоритм проектування і оптимізації підсистеми тепловідведення (СТВ) двофазної системи забезпечення теплового режиму супутника. Багаторазово використана методологія інженерного синтезу складних технічних систем і неформальні процедури багатокритеріальної оптимізації елементів і підсистем на різних етапах проектування СТВ. Показано, що оптимізацію необхідно проводити як на рівні елементів і підсистем, так і на рівні всієї системи забезпечення теплового режиму. В результаті дослідження пропонується конструкція СТВ, в якій використовуються конденсатори у вигляді гладких сталевих труб постійного перетину і їх послідовно-паралельна схема з'єднання в гідравлічну мережу. Основні переваги конструкції: використовуються традиційні для контурів з однофазним рідким теплоносієм елементи; робота елементів і підсистем в умовах невагомості передбачувана і допускає повне відпрацювання на землі без обов'язкового проведення льотного експерименту; система працездатна при високому тиску (температурах) насичення (на аміаку – до 85°C).

Ключові слова: супутник; двофазна система відводу тепла; конденсатор; інженерний синтез складних систем; багатокритеріальна оптимізація.

DEVELOPMENT OF A TWO-PHASE HEAT REJECTION SYSTEM CONCEPT FOR SATELLITE

R. Turna

For spacecraft (SC) with power unit capacity more than 4 ... 6 kW promising construction of thermal control system (TCS) based on two-phase mechanically pumped loops (2PMPL). The development of 2PMPL has been carried out quite intensively since the early '80s. However, so far there are no examples of practical implementation of such high-power systems. One of the main reasons mentioned is the novelty of the system, and insufficient study of its operation in space conditions, which adds risks. The most important component of such systems is a heat rejection subsystem (HRS), whose task is to reject heat from the coolant and radiate it into space. In its turn, HRS is also a system, the design of which requires using a system approach, considering various aspects of its operation. HRS includes a heat-hydraulic network and a radiation heat exchanger (RHE). The key elements of the HRS are condensers (CC), quite new devices for space technology. This paper presents an algorithm for the design and optimization of the heat rejection subsystem (HRS) of a satellite two-phase thermal control system. The methodology of engineering synthesis of complex technical systems and informal procedures for multi-criteria optimization of elements and subsystems at various stages of HRS design is repeatedly used. It is shown that optimization should be carried out both at the level of elements and subsystems, and at the level of the whole thermal control system. As a result of the study, the HRS design is proposed, which uses condensers in the form of smooth steel tubes of constant cross-section and their series-parallel connection scheme in the hydraulic network. Main advantages of the design: traditional for single-phase loops elements are used; operation of elements and subsystems in zero gravity conditions is predictable and allows complete testing on the ground without mandatory flight experiment; the system is operable at high saturation pressures (temperatures) (on ammonia - up to 85°C).

Keywords: satellite; two-phase heat sink system; heat rejection systems; engineering synthesis of complex systems; multi-criteria optimization.

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

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