МОЛОДЕЖНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ВЕСТНИК

Издатель ФГБОУ ВПО "МГТУ им. Н.Э. Баумана". Эл No. ФС77-51038.

УДК 621.56; 629.787

Выбор хладагента и оптимизация параметров цикла системы термостатирования посадочного аппарата «Венера-Д»

Борисенко А.В., студент Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, кафедра «Холодильная, криогенная техника, системы кондиционирования и жизнеобеспечения»

Научный руководитель: Волокитин Л.Б., к.т.н, доцент Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, кафедра «Холодильная, криогенная техника, системы кондиционирования и жизнеобеспечения» <u>crio@power.bmstu.ru</u>

В Федеральной космической программе России на ближайшие годы предусматривается возобновление исследований Венеры с созданием и запуском космического корабля «Венера-Д», включающего в себя орбитальный аппарат (ОА), долгоживущий на поверхности Венеры посадочный аппарат (ПА) и несколько аэростатных зондов (АЗ) [1]. На рисунке 1 показан проектный облик ПА «Венера-Д».



Рис. 1. Компоновка посадочного аппарата «Венера-Д»

Длительное существование ПА на поверхности Венеры в условиях высоких температур (до 500 °C) и давлений (93 бар) ставит ряд задач, от решения которых зависит

успех всей миссии. Главные из них – разработка электроники, способной работать при температурах 300–400 °C, и создание системы термостатирования (СТС), основой которой по сути будет являться система охлаждения. На рисунке 2 показано распределение температур и давления атмосферы Венеры по высоте.



Рис. 2. Зависимость температуры и давления атмосферы Венеры от высоты над поверхностью планеты

В настоящее время реальная верхняя температурная граница для электроники находится на уровне 200 °С. Существует целое направление – высокотемпературная электроника. И уже не проблема найти микропроцессоры, работающие при температуре 300 °С, но собрать целиком комплекс необходимой научной аппаратуры проблематично, так как такая электроника серийно не выпускается. По данным американских коллег, работающих над концепциями перспективных венерианских миссий, ведется разработка электронных компонентов, способных работать при температуре 500 °С. Это один из путей, способных повысить живучесть ПА. Однако решить проблему длительного существования ПА только за счет высокотемпературной электроники на данный момент невозможно.

Срок активного существования (САС) ПА существенно влияет на его конструкцию, системы энергообеспечения и системы термостатирования. Для более глубокого анализа атмосферы и сейсмической активности желательно иметь результаты работы ПА хотя бы для половины венерианских суток, что эквивалентно приблизительно 60-ти земным суткам. Такой срок существования можно обеспечить только активной СТС с машинным преобразованием тепла. Электропитание такой СТС можно обеспечить радиоизотопным термоэлектрическим генератором (РИТЭГ), устройство которого показано на рисунке 3 [2]. Пассивные СТС, основанные на эффекте поглощения теплоты хладагентом при его фазовом переходе, не подходят в виду ограниченности пространства внутри ПА.



Рис. 3. Схема радиоизотопного термоэлектрического генератора ММGTG

НПО им С.А. Лавочкина была предложена схема СТС (рис. 4) на основе американской СТС для КА VGNP (Venus Geophysical Network Pathfinder). Предполагалось поддерживать температуру в емкости с бортовой электроникой на уровне 93 °C.



Рис. 4. Схема СТС для VGNP

Такая система охлаждения достаточно сложна, состоит из трех каскадов охлаждения, на которых последовательно снимается тепло вплоть до его вывода во внешний контур на холодильник-излучатель.

Наименьшими массогабаритными показателями и большей энергоэффективностью и надёжностью будет обладать одноуровневая схема с охлаждением до 200 °C на основе холодильной машины (XM), работающей по обратному рекуперативному циклу Брайтона с турбомашинами [3] и инертным газом в качестве рабочего тела. Особенностью холодильного цикла является то, что он разомкнутый (открытый). Пространство, в котором находится сама XM и аппаратура, заполнена инертным газом, и он же является рабочим телом XM. На рисунке 5 приведена схема расположения XM внутри гермоконтейнера и схема теплопритоков.



Рис. 5. Схема холодильной машины и теплопритоков:

К – центробежный компрессор; ТОА – рекуперативный теплообменный аппарат;

ВТ – внешний теплообменный аппарат; Д – турбодетандер

Инертный газ при температуре 200 °С и давлении 1,5 бар проходит через рекуперативный теплообменник ТОА, нагреваясь, и поступает на всасывание в центробежный компрессор К. В компрессоре происходит сжатие рабочего тела с увеличением его температуры. После процесса сжатия температура криптона выше температуры окружающей среды, это тепло сбрасывается во внешнем теплообменнике ВТ

в атмосферу Венеры, и охлажденный до 500 °C газ вновь поступает в гермоконтейнер во внутренний теплообменник ТОА, где охлаждается до температуры начала процесса расширения обратным потоком. Затем рабочее тело поступает в турбодетандер Д, где, расширяясь до давления 1,5 бар, охлаждается и выбрасывается в гермоконтейнер. В гермоконтейнере криптон нагревается до 200 °C, и цикл повторяется снова.

На рисунке 6 изображён открытый обратный рекуперативный цикл Брайтона в Т-S диаграмме с указанием характерных точек.



Рис. 6. Т-Ѕ диаграмма обратного рекуперативного цикла Брайтона

Важной задачей является оптимизация ряда параметров цикла. Абсолютное давление внутри гермоконтейнера при оптимизации было задано 1,5 бар, немного выше земного атмосферного давления.

Одним из важных параметров является степень расширения в детандере. Изменение данного параметра двояко влияет на эффективность холодильной машины. С олной стороны, с увеличением степени расширения, при той же холодопроизводительности, уменьшается требуемый расход холодильного агента, значит, уменьшается требуемая электрическая мощность, а с ней и количество батарей РИТЭГ, которые дают значительную прибавку к массе аппарата. Но также увеличивается степень сжатия в компрессоре, а значит, увеличивается и удельная работа сжатия, что приводит к увеличению мощности двигателя и количества РИТЭГ. С увеличением степени расширения снижается объемный расход, а с ним (особенно при малых расходах) уменьшается КПД турбомашины, что приводит также к увеличению мощности двигателя и количества РИТЭГ.

Другим параметром является величина недорекуперации важным в рекуперативном ТОА. При увеличении недорекуперации увеличивается температура конца процесса расширения, значит, уменьшается удельная холодопроизводительность (происходит охлаждение газом с более высокой начальной температурой), увеличивается требуемый расход рабочего тела при той же требуемой полной холодопроизводительности, следовательно, увеличивается требуемая мощность электродвигателя, что ведёт к увеличению количества РИТЭГ. С уменьшением недорекуперации увеличивается площадь теплообменной поверхности, а с ней увеличивается гидравлическое сопротивление в ТОА и, особенно при малых степенях сжатия, увеличивается величина относительных гидравлических потерь.

Помимо вышеперечисленных параметров также может быть выбрано любое инертное рабочее тело (аргон, криптон и т.п.).

Исходя из написанного выше, делаем выводы, что нужна двухпараметрическая оптимизация для каждого из рабочих тел (рассматривались аргон и криптон). Критерием оптимизации является требуемая мощность электродвигателя. Для каждого из рабочих тел (аргон и криптон) варьируются значения недорекуперации $\Delta T_{\text{н.р.}}$ в пределах от 1 до 10 К и давление начала процесса расширения от 1,7 до 3,0 бар (степень расширения в турбодетандере $\pi_{\text{д}}$ от 1,13 до 2,00) и выполняется расчёт цикла с определением требуемой мощности электродвигателя. Мощность электродвигателя находится по формуле:

$$N_{\exists J} = \frac{G}{\eta_{\text{Mex}} \eta_{\exists J}} \left(\frac{L_{S\kappa}}{\eta_{S\kappa}} - L_{S_{J}} \eta_{S_{J}} \right)$$

где G – массовый расход рабочего тела, $\eta_{\text{мех}}$ – механический КПД, $\eta_{\exists J}$ – КПД электродвигателя, $L_{S\kappa}$ и $L_{S\pi}$ – изоэнтропные работы сжатия и расширения соответственно, $\eta_{S\kappa}$ и $\eta_{S\pi}$ – изоэнтропные КПД компрессора и детандера соответственно.

В расчётах использовалась эмпирическая зависимость изоэнтропного КПД турбомашины от объёмного расхода [4]:

$$\eta_{s} = 0,9+1,125 \cdot \log(X_{0}),$$

где параметр Х₀ (м) вычисляется по формуле:

$$X_0 = 10 \cdot \sqrt{\frac{V}{\sqrt{\Delta h_s}}},$$

где V – объёмный расход рабочего тела через турбомашину, Δh_s – изоэнтропная разность энтальпий в турбомашине.

Изоэнтропная работа расширения вычисляется по формуле:

$$\mathbf{L}_{\mathrm{S}_{\mathrm{A}}} = \frac{\mathbf{k}}{\mathbf{k} \cdot \mathbf{1}} \mathbf{R} \mathbf{T}_{\mathrm{H}_{\mathrm{H}}} \left(1 - \frac{1}{\pi_{\mathrm{A}}^{\frac{\mathbf{k} \cdot \mathbf{1}}{\mathbf{k}}}} \right),$$

где k – показатель адиабаты, R – газовая постоянная, $T_{H_{d}}$ – температура начала процесса расширения, π_{d} – степень расширения в турбодетандере (отношение давлений в начале и конце процесса расширения).

Изоэнтропная работа сжатия находится по формуле:

$$L_{S\kappa} = \frac{k}{k-1} RT_{H\kappa} \left(\pi_{\kappa}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right),$$

где T_{Hк} – температура начала процесса сжатия, π_{κ} – степень повышения давления в компрессоре (отношение давлений в конце и начале процесса сжатия).

Степень повышения давления и степень расширения π_{κ} и π_{π} связаны между собой соотношением:

$$\boldsymbol{\pi}_{\kappa} = \boldsymbol{\pi}_{\pi} \left(\frac{1 + \boldsymbol{\sigma}_{\mathrm{np}}}{1 - \boldsymbol{\sigma}_{\mathrm{of}}} \right),$$

где $\sigma_{np} = \Delta p_{np}/p_{np}$ и $\sigma_{ob} = \Delta p_{ob}/p_{ob}$ – относительные величины гидропотерь в теплообменном аппарате по прямому и обратному потоку соответственно.

Так как относительная величина гидропотерь сильно зависит от величины недорекуперации, для упрощения расчётов вводится эмпирическая зависимость:

$$\sigma(\Delta T_{\rm H.p.}) = \frac{A}{\Delta T_{\rm H.p.}},$$

где A и n – эмпирические коэффициенты. Для определения коэффициентов A и n при различных значениях $\Delta T_{\text{н.р.}}$ для фиксированного значения π_{d} (среднего значения из всего диапазона варьирования) рассчитывается теплообменный аппарат [5], расчётным методом определяются относительные величины гидропотерь. Тип аппарата – пластинчаторебристый, теплообменная поверхность с короткими пластинчатыми рёбрами ПлР-11 [6]. Далее A и n подбираются таким образом, чтобы вычисленные по эмпирической формуле относительные величины гидропотерь совпадали с расчётными. Определённые значения коэффициентов A и n приведены в таблице.

Таблица 1

	Аргон		Криптон	
Поток	А	n	А	n
прямой	0,032	0,8	0,045	0,75
обратный	0,057	0,7	0,085	0,7

Значения эмпирических коэффициентов А и п

Результатом оптимизации являются номограммы для аргона и криптона с семействами кривых (соответствующих определенному значению недорекуперации) зависимости мощности электродвигателя от степени расширения в турбодетандере (рис. 7).



Рис. 7. Номограммы зависимости мощности электродвигателя от степени расширения в турбодетандере

В результате для разных рабочих тел (аргон и криптон) были получены схожие оптимальные параметры. Оптимальное значение степени расширения π_{π} принимаем равным 1,45 для аргона и 1,5 для криптона. Оптимальное значение недорекуперации принимаем 7 К, так как разница требуемых электрических мощностей при 4 К и 7 К незначительна, а массогабаритные характеристики ТОА хуже при 4 К.

На данном этапе можно заметить, что требуемая электрическая мощность на аргоне и криптоне получается приблизительно одинаковой. Окончательный выбор рабочего тела осуществляется в результате оптимизации параметром детандерно-компрессорного турбоагрегата. Для оптимального значения степени расширения выполняется расчёт компрессора и детандера на аргоне и криптоне. Строятся графики зависимости изоэнтропных КПД турбомашин от частоты вращения ротора (рис. 8).



Рис. 8. Зависимость изоэнтропных КПД турбомашин от частоты вращения ротора: а – детандера; б – компрессора

Сравнивая полученные для аргона и криптона данные, можно заметить, что изоэнтропный КПД турбомашин на криптоне незначительно отличается от изоэнтропного КПД турбомашин на аргоне. Однако оптимальная частота вращения ротора n_{опт} в случае криптона практически в 1,8 раза меньше, чем в случае аргона, поэтому можно сделать однозначный выбор в пользу криптона.

Список литературы

- Полищук Г.М., Зеленый Л.М., Райкунов Г.Г., Пичхадзе К.М., Кораблев О.И., Засова Л.В., Мартынов М.В., Воронцов В.А., Лукьянчиков А.В., Успенский Г.Р., Елкин К.С. Автоматические космические аппараты нового поколения для исследования планеты Венера // XLIV Научные чтения памяти К.Э. Циолковского (Калуга, 15-17 сентября 2009 г.): материалы XLIV Научных чтений памяти К.Э. Циолковского. Калуга, 2009. С. 188-189.
- Hammel T.E., Bennett R., Otting W., Fanale S. Multi-Mission Radioisotope Thermoelectric Generator (MMRTG) and Performance Prediction Model. Режим доступа: http://arc.aiaa.org/doi/abs/10.2514/6.2009-4576 (дата обращения 17.02.2015).
- 3. Архаров А.М. Основы криологии. Энтропийно-статистический анализ низкотемпературных систем. М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. 507 с.
- 4. Епифанова В.И. Компрессорные и расширительные машины радиального типа. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1998. 623 с.
- Беляков В.П., 5. Архаров А.М., Архаров И.А., Бондаренко В.Л., Микулин Е.И., Никифоров Ю.В., Пронько В.Г., Писарев Ю.Г., Савинов М.Ю., Семенов В.Ю., Смородин А.И., Филин Н.В., Шадрина В.Ю., Шевич Ю.А., Шургальский Э.Ф. Криогенные системы: учебник для студентов вузов по специальностям «Техника и низких температур» И «Холодильная, криогенная физика техника И кондиционирование». В 2 т. Т. 2. Основы проектирования аппаратов, установок и систем / под общ. ред. А.М. Архарова, А.И. Смородина. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1999. 720 с.
- Кейс В.М., Лондон А.Л. Компактные теплообменники: пер. с англ. / под ред. Ю.В. Петровского. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Энергия, 1967. 224 с. [Kays W.M., London A.L. Compact Heat Exchangers. 2nd ed. McGraw-Hill Book Company, 1964. 272 p.].