

M287724

Министерство высшего и среднего специального образования

НЕ НА ДОМ
ВЫДАЕТСЯ

Московское

ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н.Э.Баумана

На правах рукописи

ТЕМИРОВ Хизир Абубекирович

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КРИОГЕННЫХ УСТАНОВОК
С УЧЕТОМ ПЕРЕМЕННОГО К.П.Д. ТУРБОДЕТАНДЕРОВ

(05.04.03 – Гидравлические машины, машины и
аппараты холодильной и криогенной техники)

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

М о с к о в с к о е

ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н.Э.Баумана

На правах рукописи

ТЕМИРОВ Хизир Абубекирович

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КРИОГЕННЫХ УСТАНОВОК
С УЧЕТОМ ПЕРЕМЕННОГО К.П.Д. ТУРБОДЕТАНДЕРОВ

(05.04.03 – Гидравлические машины, машины и
аппараты холодильной и криогенной техники)

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1287724

Темиров Х.А. Термодинамиче

Работа выполнена в Московском высшем техническом училище
им. Н. Э. Баумана

Научный руководитель -
доктор технических наук, профессор ЕФИАНОВА В.И.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор БЕКШЕВ В.С.

кандидат технических наук, доцент КАЛИНИН Н.В.

Ведущее предприятие - указано в решении Ученого Совета.

Защита диссертации состоится " " _____ 1976 г.

на заседании специализированного совета "Криогенные, холодильные,
гидравлические и вакуумные машины и аппараты" при Московском
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени высшем техни-
ческом училище им. Н. Э. Баумана по адресу:

107005, Москва, Б-5, 2-я Бауманская ул., д. 5.

Ваши отзывы в 2-х экземплярах, заверенные печатью, просьба
высылать по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ им. Баумана.

Автореферат разослан " " _____ 1976 г.

Ученый секретарь специализированного совета,
кандидат технических наук, доцент

Козлов В.Н.

Л-101137 от 4/У-76г. Объем 1 п.л. Тип. МВТУ Зак. 1160 Тир. 100 экз.

ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ

М В Т У
им. Н. Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА

В в е д е н и е

Актуальность темы. Одним из направлений современного развития криогенной техники является применение турбомашин для расширения и сжатия газа в криогенных установках. Стремление расширить области применения турбомашин в криогенных системах связано с общеизвестными преимуществами этого типа машин.

В последние годы возросла потребность в криогенных рефрижераторных установках холодопроизводительностью от нескольких сот Вт до 40-50 кВт при температурах потребления холода от 100 до 4,2К, а также в гелиевых ожижителях. Во многих случаях такие установки целесообразно строить с использованием гелиевых центробежных компрессоров и турбодетандеров.

Однако при оптимизации параметров криогенных установок существующими методами получаются завышенные значения степени сжатия и заниженные расхода газа. Эти параметры в случае использования гелия оказываются весьма неблагоприятными для применения турбомашин, а во многих случаях и просто исключают возможность использования центробежных компрессоров. Кроме того нижняя граница по холодопроизводительности возможного применения турбомашин оказывалась завышенной.

Учитывая большие перспективы развития криогенных установок с турбомашинными представляется необходимым усовершенствовать методику расчета, уделив больше внимания оптимизации параметров и рациональному выбору их расчетных значений.

Цель работы. Разработка комплексной методики термодинамического расчета и оптимизации криогенных установок с турбомашинными, с учетом взаимосвязи потерь в отдельных элементах и зависимостей к.п.д. турбодетандеров от основных параметров установки.

Под комплексной методикой расчета понимается введение в общую методику термодинамического расчета установки определение основных характеристик теплообменных аппаратов, турбодетандеров и оценку основных характеристик ИКМ.

Соответственно цели были поставлены следующие основные задачи:

1. Получение уравнений связи к.п.д. турбодетандеров с основными параметрами установки путем статистической обработки экспериментальных данных по опытным и промышленным радиальным турбодетандерам отечественного и зарубежного производства.

2. Экспериментальное исследование влияния масштабногo фактора на одном из основных рабочих элементов турбодетандера - направляющем

аппарате и использование полученных опытных данных для подтверждения результатов статистического анализа.

3. Разработка методики оптимизации теплообменного аппарата как элемента криогенной ступени и включение ее в общую схему расчета установки.

Методы исследования. В теоретическом исследовании использовался метод термодинамического анализа и оптимизации криогенной системы. При получении численных результатов использована ЭВМ "МИР-I".

Статистическая обработка экспериментальных данных по к.п.д. опытных и промышленных турбодетандеров производилась методом корреляционного анализа.

В экспериментальном исследовании использован метод измерения момента количества движения на выходе из направляющего аппарата (Н.А.) турбодетандера по реактивному моменту.

Научная новизна. Получены уравнения связи изоэнтропийного к.п.д. турбодетандеров с основными параметрами установки.

Проведено экспериментальное исследование влияния эквивалентного диаметра сопла на эффективность направляющих аппаратов турбодетандеров. Получены опытные зависимости скоростного коэффициента Н.А. от эквивалентного диаметра.

Разработана методика комплексного термодинамического расчета и оптимизации криогенных установок с турбомашинами с учетом зависимостей к.п.д. турбодетандеров от параметров установки и уравнений связи тепловых и гидравлических потерь в теплообменных аппаратах.

Практическая ценность. Показана возможность существенного расширения области применения турбомашин для сжатия и расширения газа в криогенных системах.

Разработанный метод термодинамического анализа и оптимизации криогенных установок с учетом переменного к.п.д. турбодетандеров принят к внедрению на предприятиях НПО "Тели́ймаш", а также может быть использован при проектировании криогенных установок с турбомашинами.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались на I-ой Всесоюзной конференции по криогенной технике (г.Москва, 1973). Содержание диссертации докладывалось на заседании кафедры "Криогенная техника и кондиционирование" Московского высшего технического училища им.Н.Э.Баумана.

Публикация. По материалам диссертации опубликованы 4 работы, 2 работы сданы в печать.

Объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав и выводов, содержит 106 страниц машинописного текста, 10 страниц таблиц и 46 рисунков. Список литературы содержит 107 наименований работ. Приложения представлены на 9 страницах.

В первой главе проведен обзор литературных источников и рассмотрены наиболее интересные на наш взгляд работы, посвященные методам термодинамического расчета и оптимизации криогенных установок.

Разработке методов расчета и оптимизации криогенных установок посвящено много работ. В этой связи нужно прежде всего отметить исследования В.С.Мартыновского, П.Л.Капины, Г.Б.Наринского, В.М.Бродянского, Е.И.Микулина, А.М.Архарова, а также зарубежных авторов Грасмана и Коппа, Стефана и др. Важное место занимают работы, выполненные в МВТУ им.Баумана И.В.Марфениной и В.Н.Козловым, в которых проведен весьма полный анализ криогенных рефрижераторных циклов.

Методы термодинамического анализа различаются полнотой учета потерь, основными из которых в любой криогенной установке являются потери холода от недорекуперации и в окружающую среду, гидравлические потери в теплообменных аппаратах и потери в машинах. При анализе использовались различные критерии оценки эффективности циклов. В качестве такого критерия чаще всего принимается холодильный коэффициент ϵ или удельный расход мощности $\bar{n} = N/Q_n$, характеризующий расход энергии на единицу полезной холодопроизводительности Q_n .

Проведенный обзор литературы показал, что несмотря на большое количество опубликованных работ по исследованию криогенных установок, практически во всех вариантах методов оптимизации не отражены особенности, связанные с применением турбомашин для расширения и сжатия газа. Практически все работы выполнены в предположении, что к.п.д. компрессорных и расширительных машин можно принять постоянными, не зависящими от основных параметров цикла—расхода газа и отношения давлений прямого и обратного потоков. Значения к.п.д. детандеров η_d и компрессоров η_c назначались исходя из общих соображений. Расход мощности определялся исходя из изотермической работы сжатия при $\eta_c = const$. Кроме того во многих работах не учитывается взаимосвязь потерь в элементах криогенной системы, а также зависимости потерь в отдельных элементах от параметров, характеризующих всю установку.

Применительно к установкам с поршневыми компрессорами и детандерами известные методы расчета, хотя и могут быть уточнены, являются приемлемыми, а применительно к установкам с центробежными компрес-

сорными машинами (ЦКМ) и турбодетандерами они нуждаются в существенном уточнении, поскольку дают завышенные значения оптимальной степени сжатия и, соответственно, заниженные значения расхода газа.

Далее в этой главе рассмотрены направления дальнейшего совершенствования методов расчета криогенных установок с турбомашинами.

Предварительный анализ показал, что существуют два основных фактора, учет которых при расчете и оптимизации криогенных установок с турбомашинами ведет к снижению оптимальных значений степени сжатия и, соответственно, к увеличению расхода газа -

зависимость к.п.д. турбодетандеров от условий их работы в установке и определение удельного расхода мощности исходя из величины изовтропийной работы сжатия, а не изотермической (при $p_{2,3} = const$), как для неохлаждаемых компрессоров, так и для компрессоров с промежуточным охлаждением.

Получение по-возможности наиболее достоверной зависимости изотропийного к.п.д. турбодетандеров η_{is} от условий их работы в установке выполнялось на основе статической обработки имеющихся в настоящее время опытных данных с последующим подкреплением результатов статической обработки экспериментальными исследованиями. Предварительный анализ вопроса показал, что зависимость к.п.д. турбодетандеров от условий их работы в установке отражает, по-существу, влияние масштабного фактора. Поскольку экспериментальное исследование большого количества турбодетандеров представляет собой практически невыполнимую задачу, было признано целесообразным провести экспериментальное исследование влияния масштабного фактора на одном из основных элементов турбодетандера - направляющем аппарате, потери в котором составляют заметную долю, - до 30-40% в общих потерях холода в турбодетандере.

Во второй главе рассмотрены принципы построения методики на примере двухступенчатой рефрижераторной установки с двумя турбодетандерами, включенными последовательно на прямом потоке.

Рабочее давление в гелиевых криогенных установках с турбомашинами не превышает $(I_2 + I_5) \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$. В указанной области давлений при температурах потребления холода $T_n = 15 \pm 20 \text{ К}$ можно, как известно, считать, что гелий удовлетворяет свойствам идеального газа. В связи с этим приняты следующие основные допущения: рабочий газ идеальный, коэффициенты динамической вязкости μ и теплопроводности λ определяются по средним температурам газа в теплообменниках, в расчет вводятся среднеарифметические разности температур (так как температурные напоры в теплообменниках малы), гидравлические потери в сис-

теме потребления холода отсутствуют.

Параметры газа, относящиеся к первой (верхней) ступени охлаждения отмечаются индексом I, ко второй (нижней) ступени индексом II; параметры газа прямого и обратного потоков — индексами "пр" и "об", а параметры на входе и выходе из теплообменников — индексами "вх" и "вых". В качестве характерных разностей температур для всей установки и для каждой ступени охлаждения выбраны разности:

$$\Delta T = T_o - T_n \quad \text{и} \quad \Delta T_i = T_{првхi} - T_{обвыхi},$$

где T_o — температура окружающей среды.

Относительные величины разностей температур на холодном и теплом концах теплообменника, разностей температур, эквивалентных теплопритоку из окружающей среды, а также средний относительный температурный напор в теплообменнике определяются выражениями:

$$\chi_i = \frac{\Delta T_{xi}}{\Delta T_i}, \quad \chi_{Ti} = \frac{\Delta T_{Ti}}{\Delta T_i}, \quad \chi_{oci} = \frac{\Delta T_{oci}}{\Delta T_i}, \quad \chi_{cpi} = \frac{\chi_i + \chi_{Ti}}{2}.$$

Выражения для относительных величин разности температур в системе потребления холода, температуры потребления холода и промежуточной температуры T_4 (на выходе из I-го турбодетандера) имеют вид:

$$\gamma = \frac{\Delta T_n}{\Delta T_g}, \quad \gamma_n = \frac{T_n}{\Delta T}, \quad \gamma_o = \frac{T_o}{\Delta T_g}, \quad \gamma_4 = \frac{T_4}{\Delta T}.$$

Кроме того вводятся величины, характеризующие долю общего теплоперепада, приходящуюся на каждую из ступеней, и относительную разность температур в турбодетандере:

$$\alpha_i = \frac{\Delta T_i}{\Delta T} \quad \text{и} \quad \varepsilon_i = \frac{\Delta T_{gi}}{\Delta T}.$$

Далее получены основные расчетные уравнения для степени понижения давления в турбодетандере ζ_g , отношения давлений, необходимого для компенсации гидравлических потерь в теплообменнике ζ_c , расхода газа m , степени сжатия газа в компрессоре σ и удельного расхода мощности $\bar{N}$.

Эти величины являются функциями переменных χ_i, γ и γ_4 .

В этой же главе приводится методика оптимизации теплообменника, как элемента одноступенчатой установки. Двухступенчатый цикл вырождается в одноступенчатый при $\alpha_g = 1$.

Введем параметр β который можно назвать условным коэффициентом потерь в теплообменнике:

$$\beta = \beta_{пр} + \beta_{об} = \chi_{ср} \bar{\Delta p}, \quad (1)$$

где $\bar{\Delta p} = \bar{\Delta p}_{пр} + \bar{\Delta p}_{об}$; $\bar{\Delta p}_{пр} = (P_{првх} - P_{првых})/P_{првх}$, $\bar{\Delta p}_{об} = (P_{обвх} - P_{обвых})/P_{обвх}$.

Параметр β связывает две основные потери в теплообменнике — от необратимости процесса теплообмена и потери давления.

Выражение для определения отношения давлений G_c принимает вид:

$$G_c = \frac{\chi_{cp} + \beta_{cp}}{\chi_{cp} - \beta_{cp}} \approx 1 + \frac{\beta}{\chi_{cp}} \quad (2)$$

Выражение для отношения давлений, необходимого для обеспечения работы теплообменника записывается в виде:

$$G_T = \left[\frac{\rho_g(y_0 + x)}{\rho_s(y_0 + x) - x} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \left(1 + \frac{\beta}{\chi_{cp}} \right) \quad (3)$$

Определение параметра β требует рассмотрения основных расчетных уравнений для обратного и прямого потоков.

В отечественных криогенных установках применяется практически один тип эффективных теплообменных аппаратов - витой из труб оребренных проволокой. Применительно к такому типу и проводился термодинамический анализ. При этом были использованы опытные данные, полученные в НПО "Гелиймаш" О.К.Красниковой по фактору теплоотдачи j и коэффициенту сопротивления ζ в виде:

$$j = c_j Re_{\text{с.г}}^{n_j}, \quad \zeta = c_\zeta Re_{\text{с.г}}^{n_\zeta},$$

где $Re_{\text{с.г}}$ - критерий Рейнольдса для обратного потока,

$c_j, n_j, c_\zeta, n_\zeta$ - постоянные для определенного типа поверхности.

Получены уравнения связи тепловых и гидравлических потерь в теплообменнике в виде выражений для коэффициентов $\beta_{\text{с.г}}$ и $\beta_{\text{пр}}$.

Кроме того, исходя из условия минимума суммы эксергетических потерь, которое в нашем случае соответствует условию минимума отношения давлений G_T , необходимо для компенсации обеих потерь, получено приближенное уравнение для определения оптимального значения основной переменной x (на стадии оптимизации теплообменника) в зависимости от намеченной величины β и принятом значении $\rho_0 = \text{const}$:

$$x_{\text{опт}} = \sqrt{0,25 \chi_{\text{с}}^2 + \frac{\kappa-1}{\kappa} \beta \rho_0 y_0} + 0,5 \chi_{\text{с}} \quad (4)$$

С целью определения области оптимальных значений переменной x и отношения скоростей прямого и обратного потоков K_w , а также рационального выбора скорости обратного потока $W_{\text{с.г}}$ были произведены вариантные расчеты на ЭВМ по переменным x , K_w и $W_{\text{с.г}}$ для двух случаев: а) $T_0 = 300\text{К}$, $T_n = 80\text{К}$ и б) $T_0 = 80\text{К}$, $T_n = 20\text{К}$. Условия варианта б) близки к условиям нижней ступени двухступенчатой установки для получения холода на уровне 20К. Результаты расчетов показали, что в рассмотренных случаях для гелиевых установок с турбомашинами рекомендуется принимать $W_{\text{с.г}} = 1,7 \div 2,5 \text{ кг/м}^2\cdot\text{с}$, что соответствует числам $Re_{\text{с.г}}$ близким к нижней границе области чисел Рейнольдса, в которой выбранный тип теплообменника эффективен.

Расчетный анализ выявил существование минимума функции $G_T(K_w)$. Область оптимальных значений $K_{w\text{опт}} \approx 7 \div 9$.

По результатам расчетов видно, что оптимальное значение χ уменьшается с понижением температуры T_n в соответствии с формулой (4). Для случая а) $\chi_{opt} = 0,032$; для случая б) $\chi_{opt} = 0,017$.

В этой главе рассмотрены также исходные соображения и уравнения для определения основных характеристик турбодетандеров и центробежных компрессоров.

В третьей главе рассматриваются экспериментальный стенд, методика испытаний и обработки опытных данных и приводятся результаты экспериментального исследования Н.А.

Проведенный обзор литературы показал, что почти во всех рассмотренных работах не ставилась задача исследования влияния масштабного фактора на эффективность Н.А. Но во многих работах имеются данные, косвенно подтверждающие зависимость скоростного коэффициента сопла от их размеров. Однако в этих работах нет систематических и сопоставимых данных, по которым можно составить эмпирические зависимости, характеризующие влияние размеров сопла и коэффициента скорости λ , на величину скоростного коэффициента ψ для Н.А. турбодетандеров.

В связи с этим были изготовлены и испытаны 20 направляющих аппаратов двух типов - с крыловидным профилем лопаток (с квадратным сечением узкой части сопла) и со сверленными соплами (с круглым сечением горловины сопла). В качестве определяющего параметра, характеризующего масштабный фактор, был выбран эквивалентный диаметр сопла $d_{экв}$, который изменялся в пределах от 0,9 мм до 4 мм. Было обращено особое внимание на точность измерения всех величин, включая размеры сопла и геометрический угол наклона сопла α . Механическая обработка производилась на координатно-расточных станках, что позволило выдержать с достаточной точностью одинаковые значения α для всех сопла.

Для проведения испытаний был спроектирован и смонтирован экспериментальный стенд, позволяющий испытывать Н.А. в диапазоне изменения геометрических размеров, характерном для Н.А. криогенных турбодетандеров. Расход газа измерялся с помощью тарированного мерного сопла, давления - образцовыми манометрами, перепад давлений - U-образным дифференциальным манометром, температура - ртутным термометром с ценой деления 0,1°C. При измерении момента рычаг опирали на чашу весов, уравнивание которых производилось при помощи образцовых гирь.

Использовался известный метод измерения момента количества движения на выходе из Н.А. по реактивному моменту.

В опытах начальное давление P_n изменялось в пределах $(2 \div 10) \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$, а приведенное давление $\bar{P}_1$, равное отношению статического давления на выходе из Н.А. P_1 к давлению P_n - от 0,8 до 0,2.

По результатам испытаний были получены эмпирические зависимости для скоростного коэффициента φ :

для критического и сверхкритического режимов течения (до $\bar{P}_1 \approx 0,3$)

$$\varphi_n = \sqrt{0,951 - \frac{0,095}{d_{\text{нл}}^6}} \quad (5)$$

для докритического режима течения газа

$$\varphi = \varphi_n \sqrt{1,046 - \frac{0,046}{\lambda_{16}^2}} \quad (6)$$

где: $\lambda_{16} = \lambda(\bar{P}_1)$ - коэффициент условной изэнтропийной скорости, $d_{\text{нл}}$, в мм.

При опытном определении характеристик Н.А. вероятность изменения параметров для режима максимальной плотности тока ($\bar{P}_1 - \bar{P}_*$) очень мала. В связи с этим был подробно рассмотрен метод определения параметров при $\bar{P}_1 = \bar{P}_*$.

При разработке методики обработки опытных данных были учтены различные способы осреднения профиля скорости на выходе из Н.А. - по расходу и по количеству движения.

В основу обработки были положены следующие допущения:

1. При докритическом и критическом режимах течения давление газа в горловине сопла P_g равно среднему давлению на выходе из Н.А., т.е. $\bar{P}_g = \bar{P}_1$, при $\bar{P}_1 \geq \bar{P}_*$. При сверхкритических режимах истечения $\bar{P}_1 < \bar{P}_* = \bar{P}_g$.

2. При $\bar{P}_1 > \bar{P}_*$ угол выхода потока из Н.А. α_1 равен углу наклона сопла α_c , определяемому по средней линии.

В четвертой главе проведен анализ влияния основных параметров цикла на к.п.д. турбодетандеров. Для получения уравнений связи к.п.д. турбодетандера с основными параметрами цикла работа велась в двух направлениях:

1. Статистическая обработка данных по опытным и промышленным радиальным турбодетандерам отечественного и зарубежного производства,

2. Расчетное определение к.п.д. воздушных и гелиевых турбодетандеров при различных параметрах с использованием результатов экспериментального исследования Н.А.

В процессе обработки данных выяснилось, что основное влияние на к.п.д. турбодетандера оказывают: объемный расход газа V , при-

веденное давление на выходе из турбодетандера $\bar{P}_n = P_n/P_n$, температура газа перед турбодетандером T_n и род газа, характеризующий показателем изэнтропии κ и газовой постоянной R . Объединение перечисленных величин привело к комплексу вида

$$\mathfrak{D} = \sqrt{\frac{V}{\lambda a_{cr}}},$$

имеющему размерность длины, т.е. отражающему масштабный фактор. Критическая скорость a_{cr} характеризует влияние температуры и рода газа, коэффициент условной скорости λ — влияние степени понижения давления в турбодетандере. Для придания комплексу безразмерного вида вводится условный диаметр $\mathfrak{D}_0 = 0,1\text{м}$, величина которого выбрана из условия, что при $\mathfrak{D} > \mathfrak{D}_0$ влияние масштабного фактора на к.п.д. турбодетандера пренебрежимо мало. Предложено несколько форм комплексного параметра, соответственно различным вариантам задач, возникающих при расчете цикла. В частности рассмотрены комплексы с параметрами газа на входе и выходе из турбодетандера:

$$X_n = \frac{\mathfrak{D}_n}{\mathfrak{D}_0} = 10 \sqrt{\frac{V_n}{\lambda_n a_{cr}}} \quad , \quad X_n = 10 \sqrt{\frac{V_n}{\lambda_n a_{cr}}}$$

Легко показать, что эти параметры являются функциями основных независимых переменных X и Y , используемых при расчете цикла. В результате статистической обработки первого этапа по данным 29 турбодетандеров, получены уравнения регрессий средних значений $\bar{P}_s$ по соответствующим параметрам в виде:

$$\bar{P}_s = 0,89 + 0,123 \lg X_n \quad (7)$$

$$\bar{P}_s = 0,872 + 0,122 \lg X_n - 0,024 (\lg X_n)^2 \quad (8)$$

В дальнейшем были обобщены данные по 48 турбодетандерам. Зависимость $\bar{P}_s$ от X_n по этим данным, полученная с помощью метода наименьших квадратов имеет вид:

$$\bar{P}_s = 0,85 - 0,0034 \lg X_n - 0,096 (\lg X_n)^2 \quad (9)$$

или в линейной форме:

$$\bar{P}_s = 0,85 - 0,0076 / X_n \quad (10)$$

Уравнения (8) и (9) дают значения к.п.д., расходящиеся не более чем на 2%, что свидетельствует о достаточной надежности полученной зависимости.

Сопоставление расчетных зависимостей к.п.д. от комплексных параметров со статистическими показало, что характер зависимостей аналогичен, расчетные значения к.п.д. несколько выше статистических, однако расхождение не превышает 4%. Полученные зависимости охватывают широкий диапазон изменения комплексных параметров; изменение к.п.д. превышает 20%.

В пятой главе приводится методика комплексного термодинамического расчета и оптимизации, а также расчетный анализ одноступенчатых и двухступенчатых установок, с учетом полученных уравнений связи изозентропийного к.п.д. турбодетандера с основными параметрами установки.

Для одноступенчатой установки определение оптимальных значений независимых переменных, соответствующих минимуму удельного расхода мощности, а также расчетных параметров установки, с учетом уравнений связи потерь в элементах с переменными x и y , производится методом вариантных расчетов на ЭВМ.

Исходными данными по техническому заданию обычно являются: Q_n, T_n, T_c и род газа.

Параметры принимаемые для расчета цикла: $P_k, X_{cc}, W_{cc}, K_w, x = var, y = var$.

Все основные расчетные величины выражены функциями x и y . Применительно к одноступенчатой схеме эти выражения имеют вид:

критическая скорость газа:

$$a_{кр} = \sqrt{\frac{2K}{K+1} R \Delta T (y_0 + x)} \quad (II)$$

коэффициент условной действительной скорости на выходе из турбодетандера:

$$\lambda_k = \sqrt{\frac{K+1}{K-1} \left(1 - \frac{y_0 - y}{y_0 + x} \right)} \quad (I2)$$

массовый расход газа

$$m = \frac{Q_n}{c_p \Delta T y} \quad (I3)$$

объемный расход газа при условиях выхода из турбодетандера

$$V_k = \frac{m R \Delta T (y_0 + x)}{P_k} \quad (I4)$$

Изоэнтропийный к.п.д. η_s определяется по уравнениям (8) или (9).

Коэффициент условной изозентропийной скорости

$$\lambda_{кс} = \lambda_k / \sqrt{\eta_s} \quad (I5)$$

Выражения для определения степени сжатия газа в компрессоре и удельного расхода мощности в развернутой форме имеют вид:

$$\sigma = \left[\frac{\eta_s (y_0 + x)}{\eta_s (y_0 + x) - (x - y)} \right]^{\frac{K-1}{K}} \sigma_c \quad (I6)$$

$$\bar{N} = \frac{J T_c}{\eta_{sk} \Delta T y} \left\{ \left[\frac{\eta_s (y_0 + x)}{\eta_s (y_0 + x) - (x - y)} \right]^{\frac{1}{K}} \left(\frac{x - 0.5 X_{cc} + \beta_{cr}}{x - 0.5 X_{cc} - \beta_{cc}} \right) - 1 \right\} \quad (I7)$$

где: η_{sk} - изозентропийный к.п.д. компрессора,

J - число секций центробежного компрессора, разделенных промежуточными охладителями (число ступеней для поршневого компрессора).

Из-за отсутствия опытных данных по к.п.д. гелиевых турбокомпрессоров и весьма ограниченных данных по к.п.д. малых воздушных турбокомпрессоров, а также исходя из предположений, что характер влияния степени сжатия и расхода газа на к.п.д. турбокомпрессора и турбодетандера аналогичен, оценка величины η_{sk} производится по к.п.д. турбодетандера η_d . В расчетах принято $\eta_{sk} = 0,9 \eta_d$.

Далее определяются основные характеристики теплообменника, турбодетандера и центробежного компрессора.

При расчете двухступенчатых установок добавляется переменная величина относительной промежуточной температуры y_4 .

Выражение для удельного расхода мощности принимает вид:

$$\bar{N} = \frac{\gamma T_0}{\eta_{sk} \Delta T \alpha_1 y} \left\{ \left[\frac{\eta_{d1} (y_4 + z_1)}{\eta_{d1} (y_4 + z_1) - z_1} \cdot \frac{\eta_{d2} (y_4 + x_1)}{\eta_{d2} (y_4 + x_1) - (k_1 \cdot y)} \right]^{1/\frac{\gamma-1}{\gamma}} G_c - 1 \right\} \quad (18)$$

где $G_c = G_{c1} G_{c2}$.

Расчетный анализ показал, что при сопоставимых условиях в результате расчетов, выполненных обычным методом - исходя из изотермической работы при $\eta_{d1} = const$ и $\eta_{d2} = const$, получаются существенно более высокие значения оптимальной степени сжатия и меньшие расхода газа. Для сопоставления оптимальных параметров одноступенчатой установки холодопроизводительностью $Q_0 = 1 \text{ кВт}$ при $T_0 = 80^\circ \text{К}$, подсчитанных по различным методикам, приведена таблица I.

Таблица I.

№ п/п	Параметры	Обозначение	Единица измерения	Оптимальные значения при $\eta_d = const$	Расчет при $\eta_d = const$
1.	Относительная величина разности температур на холодном конце теплообменника	x	-	0,032	0,032
2.	Относительная величина "полезной" разности температур	y	-	0,074	0,11
3.	Расход гелия	m	кг/с	0,0119	0,0079
4.	Степень сжатия	G	-	4,47	7,57
5.	Отношение давлений, необходимое для компенсации гидросопротивлений	G_c	-	1,26	1,26
6.	Разность температур на холодном конце теплообменника	ΔT	град.	7,03	7,03

Расчетный анализ одноступенчатых и двухступенчатых гелиевых рефрижераторных установок с учетом переменного к.п.д. турбодетандеров показал также, что практически во всех рассмотренных случаях существует возможность выбора расчетных параметров, отличных от оптимальных и позволяющих ценой небольшого увеличения $\bar{N}$, существенно снизить степень сжатия $\bar{G}$ и увеличить расход газа m , что позволяет расширить область применения турбомашин для сжатия и расширения гелия.

Сравнение расчетного варианта двухступенчатой установки на турбомашине с спроектированной в НПО "Гелиймаш" установкой ХТУ-4000/20 с поршневым компрессором показало, что при одинаковом расходе энергии значения степени сжатия и числа оборотов ротора турбодетандера для предлагаемой установки существенно меньше, а расход газа выше, чем в установке ХТУ-4000/20.

В ы в о д ы

1. Рассмотрены направления дальнейшего совершенствования методов термодинамического расчета криогенных установок с турбомашинами. Выявлено, что существенное влияние на оптимальные параметры установки оказывают уравнения связи к.п.д. турбодетандеров и основных параметров установки - расхода газа, степени сжатия, температурного уровня получаемого холода, а также способ определения удельного расхода энергии.

2. Проведена статистическая обработка опытных данных по к.п.д. промышленных турбодетандеров радиального типа, которая позволила установить зависимости изоэнтروпийного к.п.д. от комплексных параметров, характеризующих условия работы турбодетандера в установке и являющихся функциями основных независимых переменных, используемых при оптимизации цикла.

Исследован достаточно широкий диапазон изменения комплексных параметров, по существу, отражающих влияние масштабного фактора. Обнаружено существенное изменение изоэнтропийного к.п.д. турбодетандера (до 20%) в исследованном диапазоне.

Предложено несколько форм комплексного параметра, соответствующих различным вариантам задач, возникающих при расчете криогенных установок.

3. Экспериментальные исследования выявили заметное влияние эквивалентного диаметра сопла, при изменении в диапазоне от 0,9 до 4 мм, на эффективность направляющих аппаратов турбодетандеров. На основе

экспериментальных данных получены расчетные формулы для скоростного коэффициента направляющего аппарата, учитывающие эквивалентный диаметр и коэффициент скорости.

Использование опытных данных позволило расчетным путем подтвердить результаты статистического анализа по влиянию масштабного фактора на к.п.д. турбодетандеров.

4. Разработана методика оптимизации теплообменного аппарата, как элемента криогенной ступени, которая включена в общую схему расчета установки; получены приближенные уравнения для определения оптимальных значений относительных разностей температур на холодном конце теплообменника и в системе потребления холода.

Выявлено существование области оптимальных значений отношения массовых скоростей прямого и обратного потоков в теплообменниках при заданной скорости обратного потока.

5. Разработана методика комплексного термодинамического расчета и оптимизации криогенных рефрижераторных установок с учетом зависимостей к.п.д. турбомашин от параметров установки и уравнений связи тепловых и гидравлических потерь в теплообменных аппаратах, которая позволяет получить более правильные значения оптимальных параметров, существенно отличающиеся от значений оптимальных параметров, полученных в предположении постоянства к.п.д. турбодетандеров и при определении расхода энергии исходя из изотермической работы сжатия (при $q_{0,2} = const$).

6. Введение в методику термодинамического расчета и оптимизации уточнений по определению удельного расхода мощности, а также учет переменного к.п.д. турбодетандеров позволили обнаружить благоприятные для применения турбомашин тенденции уменьшения оптимальной степени сжатия и увеличения расхода газа. Это обстоятельство позволяет значительно расширить область и перспективы применения турбодетандеров и центробежных компрессоров в гелиевых криогенных установках.

Принятые в настоящей методике уточнения рекомендуется вводить и при расчете криогенных установок с другими типами компрессоров.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. Епифанова В.И., Темиров Х.А. Анализ газовых регенеративных холодильных циклов с учетом переменного к.п.д. турбодетандеров. "Глубокий холод и кондиционирования". Труды МВТУ, № 193, 1974.