

Автореферат
Д 21

ОДЕССКИЙ ИНСТИТУТ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ТЕХНИКИ И ЭНЕРГЕТИКИ

На правах рукописи

ДАУД МУХАМЕД


ОПТИМАЛЬНОЕ УПРАВЛЕНИЕ НЕРАВНОВЕСНЫМИ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИМИ
ПРОЦЕССАМИ ЦИКЛОВ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И КОМПРЕССОРОВ

Специальность 05.04.03 - "Машины и аппараты холодильной
и криогенной техники и систем
кондиционирования"

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание учёной степени кандидата
технических наук

Одесса - 1992



Работа выполнена в Одесском институте низкотемпературной техники и энергетики.

Научные руководители: — доктор технических наук, профессор
В.А.Мазур,

Официальные оппоненты: — доктор технических наук, профессор
А.А.Вассерман,
— кандидат технических наук, доцент
В.А.Семенюк.

Ведущая организация: Физико-химический институт им. А.В.Богатского АН Украины.

Защита диссертации состоится 25 мая 1992 года в 11 часов на заседании специализированного совета К.068.27.01 при Одесском институте низкотемпературной техники и энергетики по адресу: 270100, г. Одесса, ул. Петра Великого, 1/3, ОИНТЭ.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ОИНТЭ.

Автореферат разослан 25 апреля 1992 г.

Учёный секретарь
специализированного
совета К.068.27.01,
доктор технических
наук, доцент

Р.К.Никольшин

Студент

Шифр

Контрольная работа

ПЕРЕОБЛІК

20 14 р.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Важной проблемой холодильной техники является проектирование реальных холодильных машин и аппаратов, в которых оптимизировано использование энергии и материалов, минимизированы отходы и выбросы, что требует адекватной оценки предельных возможностей, происходящих в них гидромеханических и тепловых процессов. Существующие в настоящее время методы анализа и синтеза оптимальных систем используют оценки д* обратимых термодинамических процессов, в рамках эксергетического и энтропийного подходов. Эти методы основаны на широко известной теореме о максимальной работе, утверждающей, что работа, совершаемая системой при переходе из неравновесного состояния в состояние равновесия всегда больше, чем соответствующая работа, совершаемая в необратимом процессе. Этот классический результат термодинамики утверждает, что оптимальный процесс должен идти без возрастания энтропии системы. При этом, суммарная энтропия системы и окружения не возрастает и система внутренне равновесна.

В таких процессах перенос тепла происходит при бесконечно малой разнице температур и, следовательно, для передачи конечного количества тепла и производства конечной работы требуется бесконечно большое время. Средняя мощность цикла при этом оказывается равной нулю. В реальном процессе средняя мощность не равна нулю и процесс имеет конечную продолжительность. В этом случае задача отыскания оптимального решения выходит за рамки равновесной термодинамики, так как оптимум должен отыскиваться среди необратимых процессов с фиксированным временем и конечной мощностью.

На стыке термодинамики необратимых процессов (из конечных временных) и теории оптимального управления (принцип максимума) образовалось новое научное направление, позволяющее определить структуру оптимальных циклов.

Метод анализа неравновесных термодинамических циклов в рамках оптимального управления термодинамическими процессами называют оптимизационным методом термодинамического анализа.

В отличие от традиционных методов термодинамического анализа оптимизационный метод позволяет более реалистично оценить энергетическую эффективность проектируемых машин.

XV 720
Институт Холода
ОНАХТ
Библиотека

Цель работы - на основе методов термодинамики на конечных временах (оптимизационной термодинамики) исследовать критерии эффективности неравновесных термотрансформационных циклов холодильных машин, позволяющие более реалистично оценить степень совершенства как отдельных элементов, так и всей холодильной системы в целом;

- изучить вопрос влияния гидродинамических и теплообменных характеристик на эффективность холодильных машин при замене озоноразрушающего фреона-12 на озонобезопасный фреон-134А.

Научная новизна работы определяется следующими результатами:

1. Получены зависимости основных конструктивных параметров холодильных машин при их работе на различных хладагентах от числа Рейнольдса при различных температурах кипения, различных температурных напорах и для различных охлаждающих и охлаждаемых сред в теплообменных аппаратах.

2. Для ряда холодильных циклов для всех режимов течения изучен вопрос влияния гидродинамических и теплообменных характеристик на эффективность холодильных машин при замене озоноразрушающего фреона-12 на озонобезопасный фреон-134А.

3. Впервые изучен вопрос о том, каким образом теплообмен между рабочим веществом и стенками цилиндра и движение поршня могут повлиять на эффективность компрессора, а также найдена оптимальная траектория движения поршня, достигаемая при асимметрии рабочего и нерабочего ходов поршня.

4. Была изложена основа новой тенденции проектирования нового класса холодильных компрессоров на основе теории оптимального управления.

В соответствии с поставленной целью были определены следующие основные задачи:

- осуществить переход от теретического холодильного цикла к его эквивалентному неравновесному циклу Карно на основе теории оптимального управления для коэффициента преобразования обратного цикла;

- исследовать влияние термодинамических и теплофизических свойств на энергетические и габаритные характеристики циклов машин и тепловых насосов в зависимости от гидродинамических режимов течения;

- построить банк программ для расчёта термодинамических и теплофизических свойств нового озоноразрушающего фреона-134А и традиционных фреонов 12, 13, 22, а также для воздуха и ряда других веществ;

- построить систему математического обеспечения;

- решить задачу об оптимальной траектории поршневого холодильного компрессора при минимальных потерях.

Научное положение, защищаемое в работе.

Оптимальная траектория движения поршня одноцилиндрового холодильного компрессора, при которой минимизированы потери на трение и теплообмен между рабочим веществом и стенками цилиндра, обнаруживает асимметрию рабочего и нерабочего ходов поршня, что повышает эффективность работы компрессора в среднем на 8-13%.

Практическая ценность работы. Эта работа может стать основой для дальнейшего развития и всестороннего исследования оптимизационного метода при использовании различных законов теплопередачи. Кроме того, может служить отправной точкой для проектирования новых видов компрессоров на основе теории оптимального управления.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались на УШ республиканской конференции "Повышение эффективности, совершенствование процессов и аппаратов химических производств" (г. Днепропетровск, 24-26 сентября 1991 г.), на ежегодных научных конференциях Одесского института низкотемпературной техники и энергетики (1990, 1991 г.г.).

Структура и объём диссертации. Работа состоит из введения, четырёх глав, заключения, списка литературы, включающего 119 наименований и приложения. Работа изложена на 134 страницах машинописного текста, содержащего 17 рисунков, 31 таблицу.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность работы, сформулирована цель исследований, указана научная новизна защищаемых положений и результатов, приведено краткое содержание работы.

В первой главе проведен анализ литературы по существующим методам равновесного термодинамического анализа (эксергетический, энтропийный), а также неравновесного термодинамического анализа

(оптимизационный).

Решение задачи оптимального управления, полученное Л. Розонозом и А. Цирлиным для обратного цикла, имеющего такую же структуру, как в классическом обратимом цикле Карно — две изотермы и две адиабаты, даёт следующую величину оптимального холодильного коэффициента, отличающегося от классического выражения

$$\eta_{\text{х.опт}} = \eta_{\text{х}}^* \left[1 - \sqrt{\frac{T_r}{T_k}} \frac{(\sqrt{1+|K|} - \sqrt{1+|K|\delta^2})^2}{|K|(1-\delta^2)} \right] \quad (I)$$

$$\text{где } K = \frac{\bar{N}}{N_{\text{max}}} \quad , \quad \delta = \frac{\sqrt{T_r} - \sqrt{T_k}}{\sqrt{T_r} + \sqrt{T_k}} \quad , \quad N_{\text{max}} = \frac{\lambda_m}{4} (\sqrt{T_r} - \sqrt{T_k})^2$$

Таким образом появляется возможность оценить влияние коэффициента теплопереноса на холодильный коэффициент цикла и на габаритные размеры термодинамической системы, что невозможно в традиционном методе термодинамического анализа.

Для анализа действительных термодинамических циклов, используя оптимизационный метод, целесообразно заменить их циклом Карно, обладающим тем же холодильным коэффициентом. Для этого был использован метод среднепланшетрических температур. Такой подход упрощает использование оптимизационного метода.

Во второй главе приведены основные уравнения, используемые для расчёта традиционных хладагентов (фреоны I2, I3, 22) и воздуха, а также для озонобезопасного хладагента R134A (химическая формула $\text{CF}_3 - \text{CH}_2\text{F}$), описание структуры базы данных, предназначенной для вычисления термодинамических и теплофизических свойств фреонов I2, I3, 22, I34A, воздуха, NaCl , CaCl_2 , воды, влажного воздуха. Так как с каждым днём используются новые вещества, база данных была построена таким образом, чтобы можно было подключать новые вещества в эту базу, для чего делается небольшое изменение в структуре базы, т.е. база является универсальной.

Система состоит из отдельных подпрограмм. С точки зрения функционального назначения эти подпрограммы классифицируются следующим образом:

— подпрограммы — носители основной информации о рабочих теплоносителях и охлаждающих веществах;

— подпрограммы — организаторы ввода стартовой информации;

— управляемые подпрограммы: эти подпрограммы находятся для холодильных агентов и воздуха в пяти изолированных массивах, где подпрограммы каждого массива взаимосвязаны между собой по вертикали, а также управляющими расчётными подпрограммами. Горизонтальные связи с другими подпрограммами других массивов отсутствуют;

— управляющие расчётные программы — подпрограммы, используемые для управления расчётами термодинамических и теплофизических свойств холодильных агентов, теплоносителей и охлаждающих веществ;

— технические вспомогательные подпрограммы — предназначены для математического обеспечения при расчёте некоторых свойств веществ;

— профессиональные подпрограммы — предназначены для расчёта определённых циклов и модулей разного типа и назначения;

— переходные программы — предназначены для перевода отдельных модулей или отдельных символов на их эквиваленты для последующего их применения в других процедурах;

— вспомогательные подпрограммы — предназначены для объяснения некоторой информации о местах использования веществ и в каких точках системы;

— главные подпрограммы — используют в своей работе все виды подпрограмм в системе.

В этой главе также приведен алгоритм расчёта теплообменных аппаратов (конденсатора, испарителя) с помощью созданной системы.

В третьей главе на основе оптимизационного метода был проведён анализ ряда циклов холодильных машин, исследованы зависимости их основных конструктивных параметров при их работе на различных холодильных агентах от числа Рейнольдса, температур кипения температурных режимов, а также от рода рабочих веществ (рис. I.2).

В четвёртой главе описаны методы теории оптимального управления, используемые для определения оптимальной траектории поршня одноцилиндрового холодильного компрессора. Оптимальная траектория отличается от обычного движения поршня тем, что при тех же параметрах здесь минимизированы потери на трение и на теплообмен между рабочим веществом и стенками цилиндра. Оптимальное движение позволит повысить эффективность компрессора в среднем на 8–13%. Потери, встречающиеся в действительном компрессоре составляют 20%

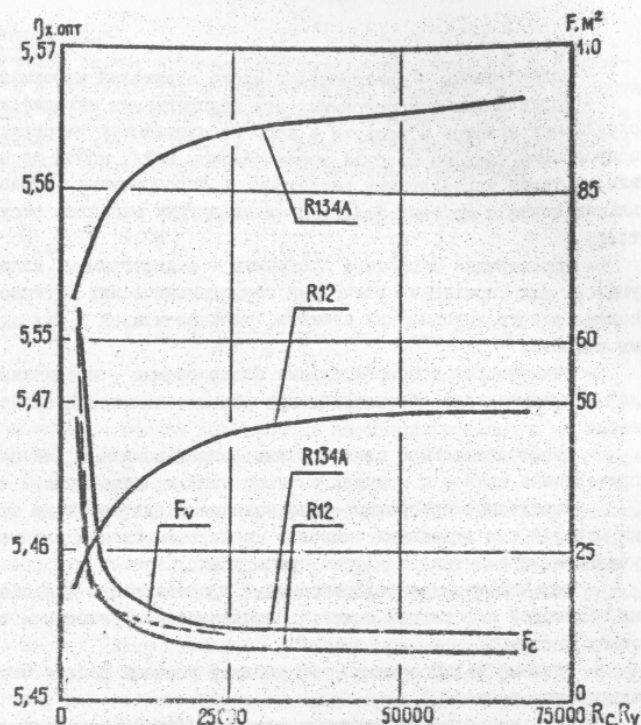


Рис. 1. Зависимости холодильных коэффициентов от числа Рейнольдса при работе холодильной машины на R12 и R134A ($K = 0,16$)

энергии привода. Из всего этого количества до 75% расходуется на трение поршневых колец о стенки цилиндра и 25% приходится на подшипники качения коленчатого вала. Для первого из указанных факторов сила трения — линейная со скоростью, т.е.

$$\text{сила трения } F = \alpha V, \text{ Н}$$

где α — коэффициент трения, $\text{кг} \cdot \text{с}^{-1}$;
 V — скорость, м/с.

Это соотношение справедливо для хорошо смазываемой системы.

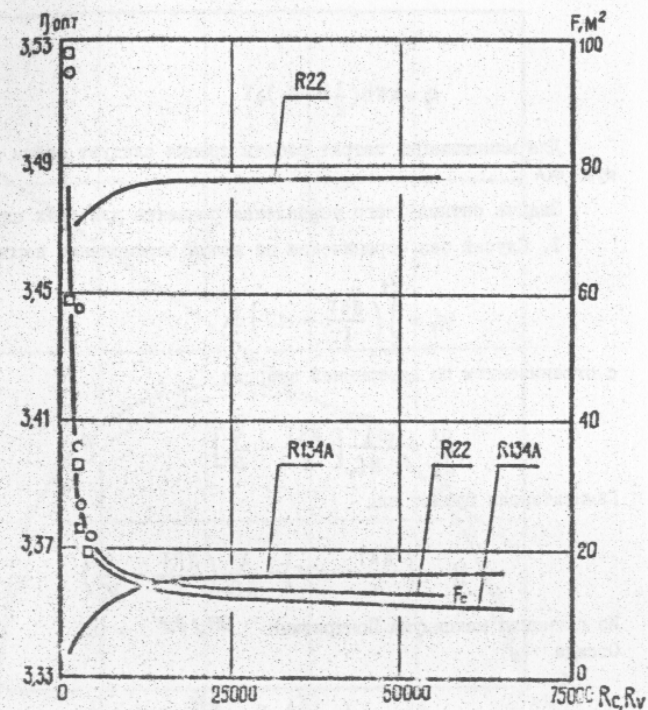


Рис. 2. Сравнение коэффициентов преобразования одноступенчатых парокомпрессионных тепловых насосов, работающих на R22, R134A
 о — значения F_v для R134A; □ — значения F_v для R22

Работа, расходуемая на трение в ходе поршня с затратой времени t' , будет выражена

$$W_f = \int_0^{t'} \alpha v^2 dt \quad (2)$$

Потери на теплообмен составляют около 12% от мощности привода. Количество подводимого к рабочему веществу тепла задаётся уравнением

$$q = \kappa \pi b \left(\frac{1}{2} b + x \right) \Delta T \quad (3)$$

Для минимизации затрат работы трения следует найти минимум $\alpha \dot{x}^2$.

Задача оптимального управления решается для трёх случаев:

I. Случай без ограничения на время перемещения поршня

$$W_f = \int_{x_0}^{x_f} \left(\frac{NRT}{x} - \alpha \dot{x}^2 \right) dx \quad (4)$$

с ограничением по внутренней энергии

$$\frac{dT}{dx} = -\frac{1}{N C_v} \left[\frac{NRT}{x} - \frac{q}{\dot{x}} \right] \quad (5)$$

Гамильтониан примет вид

$$H = \left(\frac{NRT}{x} - \alpha \dot{x}^2 \right) - \frac{\lambda}{N C_v} \left(\frac{NRT}{x} - \frac{q}{\dot{x}} \right) \quad (6)$$

Из принципа максимума Понтрягина $\partial H / \partial \dot{x} = 0$.
Отсюда

$$\dot{x} = \left(-\frac{\lambda \cdot q}{\alpha N C_v} \right)^{1/2} \quad (7)$$

Для численного определения скорости поршня в зависимости от положения поршня решали следующую систему уравнений:

$$\lambda_{n+1} = \lambda_n + \left\{ -\frac{NR}{\lambda_n} + \lambda_n \left[\frac{R}{C_v \lambda_n} + \frac{\kappa \pi b}{N C_v \dot{x}_n} \left(\frac{b}{2} + x_n \right) \right] \right\} \Delta x_n \quad (8)$$

$$T_{n+1} = T_n + \frac{1}{N C_v} \left[\frac{NRT_n}{x_n} - \frac{\kappa \pi b}{\dot{x}_n} \left(\frac{b}{2} + x_n \right) (T_w - T_n) \right] \Delta x_n \quad (9)$$

$$\dot{x}_{n+1} = \left[\frac{-\lambda_{n+1} \kappa \pi b}{\alpha N C_v} \left(\frac{b}{2} + x_{n+1} \right) (T_w - T_{n+1}) \right]^{1/2} \quad (10)$$

$x_n = x_0 + n \Delta x_n$
Оптимальная траектория в случае движения поршня без ограни-

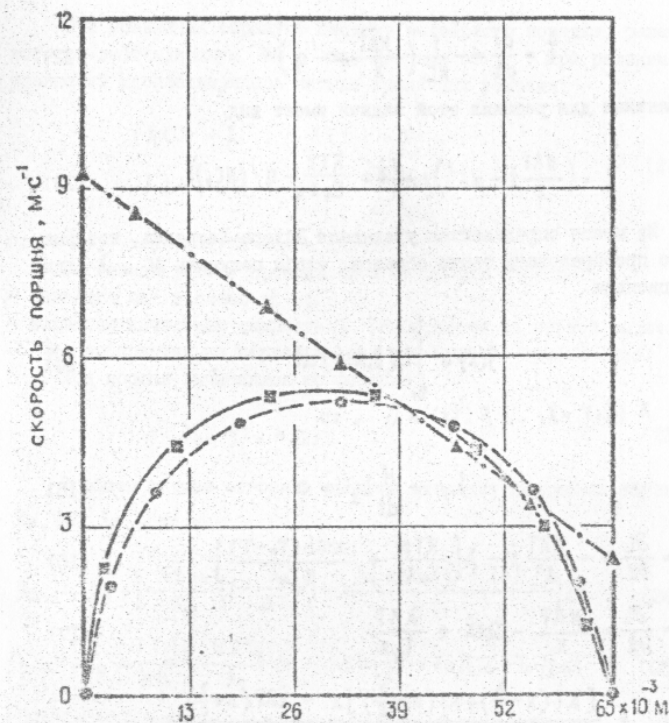


Рис. 3. Движение поршня без ограничения на время
▲ — оптимальное; ● — синусоидальное; ■ — модифицированное
чение на время приведена на рис. 3.

2. Нерабочий ход поршня с ограничением на время.

Здесь задача оптимального управления сводится к нахождению

$$\max W_f = \int_0^{t'} \left[\frac{NRT}{x} \dot{x} - \alpha \dot{x}^2 \right] dt \quad (II)$$

с ограничением

$$\dot{T} = \frac{dT}{dt} = -\frac{1}{N C_v} \left(\frac{NRT}{X} v - q \right) \quad (12)$$

Лагранжиан для решения этой задачи имеет вид

$$L = \left(\frac{NRT}{X} \dot{x} - \alpha \dot{x}^2 \right) + \lambda \left(\dot{T} + \frac{RT \dot{X}}{C_v X} - q / (N C_v) \right) \quad (13)$$

Из этого определяются уравнения Эйлера-Лагранжа, которые можно преобразовать таким образом, чтобы получить \dot{v} , $\dot{\lambda}$ для функционала

$$J(x) = \int_{t_1}^{t_2} L(t, x, \dot{x}) dt, \quad (14)$$

где $X(t_1) = X_1$, $X(t_2) = X_2$, то

$$L_x - \frac{d}{dt} L_{\dot{x}} = 0 \quad (15)$$

$$L_x = \frac{\partial L}{\partial X} = -\frac{NRT}{X^2} \dot{x} - \lambda \left[\frac{RT v}{C_v X^2} + \frac{K \pi b (T_w - T)}{N C_v} \right] \quad (16)$$

$$L_{\dot{x}} = \frac{\partial L}{\partial \dot{x}} = \frac{NRT}{X} - 2\alpha \dot{x} + \frac{\lambda RT}{C_v X} \quad (17)$$

$$\frac{d}{dt} L_{\dot{x}} = \frac{[RT(N + \frac{\lambda}{C_v}) + RT(N + \frac{\lambda}{C_v})'] X - \dot{x} RT(N + \frac{\lambda}{C_v})}{X^2} - 2\alpha \ddot{x}(t) \quad (18)$$

После преобразования получим следующие уравнения

$$\dot{x} = v \quad (19)$$

$$\dot{v} = \frac{K \pi b}{2\alpha N C_v} \left\{ -\left(\frac{NR}{X} \right) \left(\frac{b}{2} + X \right) (T_w - T) + \lambda \left[\frac{RT_w}{C_v X} \right. \right. \\ \left. \left. \left(\frac{b}{2} + X \right) - (T - T_w) \right] \right\} \quad (20)$$

$$\dot{\lambda} = \frac{\partial L}{\partial T} = \frac{NR v}{X} \left(1 + \frac{\lambda}{N C_v} \right) + \frac{\lambda K \pi b \left(\frac{b}{2} + X \right)}{N C_v} \quad (21)$$

Эти уравнения образуют систему четвертого порядка, решение которой даёт максимум W_p как функцию от t' . При решении этих уравнений удовлетворялось четыре граничных условия:

$$\begin{aligned} X(0) &= X_0; & X(t') &= X_f; \\ T(t') &= T_{kj} & \text{и} & \quad \frac{\partial L}{\partial T} \Big|_{t'=0} = \lambda(0) = 0, \end{aligned} \quad (22)$$

где T_{kj} — температура конца сжатия.

Численный расчёт проводился в следующем порядке:

- задаётся шаг времени Δt ;
- задаётся начальная скорость v_0 (выбирается из первой задачи);
- λ_0 выбирается из первой задачи как нулевое приближение.

Ход поршня вычислялся по формуле

$$X_{n+1} = X_n + v_n \Delta t \quad (23)$$

В общем случае алгоритм расчёта выглядит следующим образом:

λ_0, v_0, X_0 — заданы

$$\lambda_{n+1} = \lambda_n + \left[\frac{NR v_n}{X_n} \left(1 + \frac{\lambda_n}{N C_v} \right) + \frac{\lambda_n K \pi b \left(\frac{b}{2} + X_n \right)}{N C_v} \right] \Delta t \quad (24)$$

$$T_{n+1} = T_n - \frac{1}{N C_v} \left[\frac{NR T_n}{X_n} v_n - K \pi b \left(\frac{1}{2} b + X_n \right) (T_w - T_n) \right] \Delta t \quad (25)$$

$$\begin{aligned} v_{n+1} &= v_n + \frac{K \pi b}{2\alpha N C_v} \left\{ -\left(\frac{NR}{X_n} \right) \left(\frac{b}{2} + X_n \right) (T_w - T) + \lambda_n \times \right. \\ &\quad \times \left. \left[\frac{RT_w}{C_v T_n} \left(\frac{b}{2} + X_n \right) - (T_n - T_w) \right] \right\} \Delta t \end{aligned} \quad (26)$$

Вычисления проводятся до тех пор, пока $X = X_f$.

3. Нерабочий ход (случай ограничения на ускорение).

Здесь требовалось, чтобы скорость равнялась нулю на обоих конечных точках, а ускорение находилось в пределах заданных границ. Задача управления точно такая же, как и в предыдущем случае, однако выражение

$$W_f = \int_0^{t'} \left(\frac{NRT v}{X} - \alpha v^2 \right) dt \quad (27)$$

ИНСТИТУТ КОСМОС
ОНАХТ
СИНОТОК
XV 720

считается полностью зависимым от ускорения a .

Зависимость переменных состояния T, X, V от управляющей переменной a дана в уравнении

$$\dot{T} = \frac{dT}{dt} = -\frac{1}{NC_V} \left(\frac{NRT}{X} V - q_V \right) \quad (28)$$

$$\dot{X} = \dot{x} \quad \text{и} \quad \dot{V} = a$$

Здесь требуется также, чтобы $-a_m < a < a_m$

Гамильтониан для этой задачи будет иметь вид

$$H = \frac{NRTV}{X} - \alpha V^2 - \frac{\lambda_1}{NC_V} \left(\frac{NRT}{X} V - q_V \right) + \lambda_2 V + \lambda_3 a \quad (29)$$

Канонические уравнения:

$$\dot{\lambda}^I = -\frac{\partial H}{\partial T} = \frac{NRV}{X} \left(\frac{\lambda'}{NC_V} - 1 \right) + \frac{\lambda^{\bar{I}}}{NC_V} \kappa \pi b \left(\frac{b}{2} + X \right) \quad (30)$$

$$\dot{\lambda}^{\bar{I}} = -\frac{\partial H}{\partial X} = \frac{NRTV}{X^2} \left(1 - \frac{\lambda^I}{NC_V} \right) - \frac{\lambda^I}{NC_V} \kappa \pi b (T_w - T) \quad (31)$$

$$\dot{\lambda}^{\bar{II}} = -\frac{\partial H}{\partial V} = 2\alpha V - \lambda^{\bar{I}} - \frac{NRT}{X} \left(1 - \frac{\lambda'}{NC_V} \right) \quad (32)$$

Из принципа максимума $\partial H / \partial a = \lambda^{\bar{II}} = 0$.

Если это условие осуществляется больше, чем для одной изолированной точки, то $\dot{\lambda}^{\bar{II}} = 0$.

Решения были получены по аналогии с предыдущим случаем. Оптимальная траектория поршня для полного цикла с $a_{max} = 2 \cdot 10^3 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$, при которой минимизированы потери на трение и теплообмен между рабочим веществом и стенками цилиндра, является траекторией с асимметричными рабочим и нерабочим ходами поршня (рис. 4).

Основные выводы.

1. Оптимизационный метод термодинамического анализа даёт худшие значения коэффициентов термодинамического совершенства по сравнению с эксергетическим, однако эти значения более реалистичны.

2. Большое влияние на значение холодильного коэффициента имеет продолжительность цикла, так при увеличении времени цикла

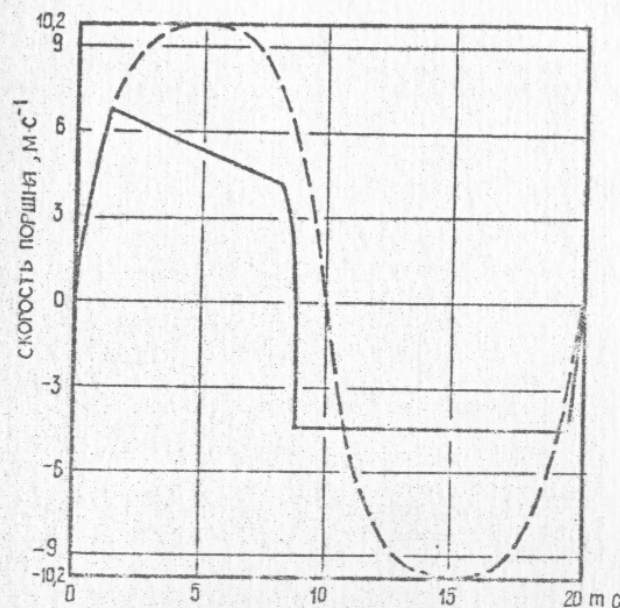


Рис. 4. Траектория для полного цикла с $a_{max} = 2 \cdot 10^3 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$

в 10 раз холодильный коэффициент увеличивается в 2,5 раза.

3. Основной вклад в разработку метода оптимизационного термодинамического анализа обратных циклов на основе теории оптимального управления термодинамическими процессами на конечных временах вносит создание базы данных для расчёта термодинамических свойств веществ и математического обеспечения.

4. Проектирование высокоэффективных холодильных компрессоров, в которых минимизированы потери на трение и теплообмен, должно предусматривать асимметрию движения поршня в рабочем и нерабочем ходах.

Публикации по материалу, изложенному в диссертации.

1. Дауд М., Мазур В.А. Оптимизационный термодинамический анализ неравновесных термотрансформационных циклов. Тезисы

доклада на УШ республиканской конференции "Повышение эффективности, совершенствование процессов и аппаратов химических производств", Днепропетровск, 1991.

Условные обозначения:

b — диаметр цилиндра, м; C_v — изохорная теплоёмкость; F_c , F_v — площадь поверхности конденсатора и испарителя соответственно; K — коэффициент теплопередачи; N — число молей газа; \bar{N} — средняя мощность цикла; R — газовая постоянная; T_r , T_x — температуры горячего и холодного источников тепла соответственно; ΔX — ход поршня; λ — множитель Лагранжа; λ_m — коэффициент теплопереноса; $\eta_{x, \text{opt}}$ — оптимальный холодильный коэффициент; η_x^* — холодильный коэффициент цикла Карно.

