

На правах рукописи

Варган Луай М.

**Математическая модель рабочих процессов во всасывающей  
системе с несколькими присоединенными емкостями для  
бытовых холодильных компрессоров**

Специальность 05.04.06 – вакуумная, компрессорная техника и  
пневмосистемы

автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Санкт – Петербург- 2006

Работа выполнена в ГОУ ВПО «Санкт-Петербургской государственной политехнической университет» на кафедре «Компрессорная, вакуумная и холодильная техника»

Научный руководитель:

доктор технических наук, профессор Хрусталеv Борис Сергеевич.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Пекарев Валентин Иванович

кандидат технических наук Антонов Николай Михайлович

Ведущая организация: «ЗАО » НПЦ Компрессоры БС », Санкт-Петербург

Защита состоится \_\_\_28\_\_\_ марта 2006г. в 16 часов на заседании диссертационного Совета Д 212.229.09 при ГОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет» по адресу: 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29, Главное здание, ауд. 225 .

С диссертацией можно ознакомиться в фундаментальной библиотеке ГОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет»

Автореферат разослан \_\_\_\_\_ февраля 2006г.

Ученый секретарь диссертационного Совета  
доктор технических наук, профессор

Хрусталеv Б.С.

## Общая характеристика работы

Актуальность проблемы. Развитие в XXI веке отраслей по производству бытовой техники, в частности домашних холодильных установок, ставит перед компрессоростроением все более сложные задачи. В настоящее время требуются более производительные маломощные компрессоры для домашних холодильников. Современные конструкции всасывающих систем представляют собой совокупность каналов и нескольких соединенных ими емкостей-камер. Применение новых хладагентов вызывает изменение давлений всасывания и нагнетания, влечет за собой изменение динамики клапанов, а также изменение значений скорости звука, которое ведет к изменению шумовых характеристик. Применение математических моделей рабочих процессов дает возможность значительно сократить объем экспериментальных работ по оценке проектируемых конструкций узлов компрессора.

Все это определяет актуальность темы диссертации и обуславливает необходимость дальнейшего развития существующих математических моделей рабочих процессов во всасывающей системе бытовых холодильных компрессоров.

Целью диссертационной работы является повышение эффективности и надежности холодильных компрессорных установок путем настройки параметров всасывающей системы, включая параметры всасывающего клапана, для уменьшения пульсаций давления и повышения производительности компрессора.

Задачи исследования . Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- разработать математическую модель всасывающей системы, состоящей из трубопровода с присоединенными емкостями и учитывающую совместное влияние неустановившегося течения газа в канале и динамику клапана, на основе известных моделей ступени поршневого компрессора для сжатия реального газа;

- разработать и проверить алгоритмы для численного решения дифференциальных уравнений математической модели рабочих процессов;

- выполнить проверку адекватности разработанной математической модели;

- выполнить численный эксперимент с целью анализа влияния различных факторов на характеристики компрессора.

Научная новизна выполненной работы заключается:

- в разработке принципов и методики построения математической модели всасывающей системы поршневого компрессора, построенной на основе дифференциальных уравнений термодинамики реального газа и дифференциальных уравнений, описывающих нестационарное одномерное течение газа в трубопроводах и учитывающих динамику клапанов;

- в выборе и обосновании численных методов решения уравнений;

- в разработке математической модели для лепестковых клапанов с пластинами переменной ширины при наличии демпферной пластины.

Достоверность научных положений и полученных в работе результатов подтверждается использованием научно обоснованной структурой математической модели; анализом результатов численного эксперимента по обоснованию примененных численных методов решения уравнений математических моделей, удовлетворительным совпадением результатов расчета с результатами экспериментальных исследований других авторов.

Практическая значимость обуславливается тем, что:

- повышается эффективность всасывающих систем компрессоров путем применения при проектировании разработанной методики расчета нестационарного одномерного течения реального газа с учетом динамики клапанов;

- сокращаются сроки и стоимость доводки всасывающих систем компрессоров путем применения разработанных алгоритма и программы расчета.

Апробация результатов работы. Основные положения диссертационной работы докладывались на научном семинаре кафедры КВХТ СПбГПУ, на Неделе науки СПбГПУ (2005).

Публикации. По материалам диссертации опубликована одна статья.

Структура и объем работы : диссертационная работа состоит из введения, обзора литературы, четырех глав, заключения и списка используемых источников. Работа изложена на 95 страницах, включая 5 таблиц, 56 рисунков, список литературы из 42 наименований.

### **Основное содержание работы**

**Во введении:** обоснована актуальность работы, сформулированы основные положения, выносимые на защиту, показана научная новизна и практическая ценность результатов работы, приведены данные о реализации основных положений диссертации.

**В первой главе:** выполнен обзор основных работ в области проектирования и исследования всасывающих систем поршневого компрессора. Этой проблеме посвящены многие исследования у нас и за рубежом. Следует отметить, что в последнее десятилетие в России поток публикаций на эту тему резко сократился. Тогда как за рубежом наблюдается значительное возрастание интереса к этой проблеме, что подтверждается материалами международных научно-технических конференций. Появились новые научные центры в: Бразилии, Испании, Корее, Японии и других странах.

На основании выполненного анализа работ сделаны следующие выводы:

- существует множество конструкций всасывающих систем, которые представляют собой совокупность каналов и нескольких соединенных ими емкостей-камер;

- нестационарный характер течения газа в коммуникациях поршневого компрессора оказывает существенное влияние на показатели эффективности и надежности работы компрессора;

- нестационарные процессы в коммуникациях поршневого компрессора описываются системой нелинейных дифференциальных уравнений в частных производных.

Для решения уравнений применяются различные методы, которые имеют свои достоинства и недостатки:

- наиболее часто применяемые и достаточно простые методы акустики не позволяют оценить работу компрессора в целом;

- численный метод характеристик не позволяет учесть реальные свойства сжимаемого газа;

- применение коммерческих пакетов для газодинамических расчетов затруднено по ряду причин: высокая стоимость пакетов, использование модели рабочих процессов в компрессоре и модели динамики клапанов в качестве граничных условий приводит к чрезмерному раздуванию размеров математической модели и создает сложности при анализе модели из-за обилия учитываемых факторов.

В конце главы сформулированы цели и задачи диссертационной работы.

**Вторая глава** посвящена разработке математической модели бытовых холодильных компрессоров с развитой всасывающей системой.

На рис.1 показана структура модели, которая мало отличается от конструктивной схемы газового тракта самого компрессора. Сечения газового тракта, в которых происходит контроль параметров газа: 1-1 – в пространстве компрессорной оболочке; 2-2 – на границе между подсистемами всасывания и ступени компрессора; 3-3 – в рабочей камере переменного объема, соединенной через подсистему уплотнения с пространством компрессорной оболочки; 4-4 – на границе между подсистемами ступени компрессора и нагнетания; 5-5 – после нагнетательной системы.

Параметры газа в сечениях 1-1 и 5-5 приняты постоянными во времени.

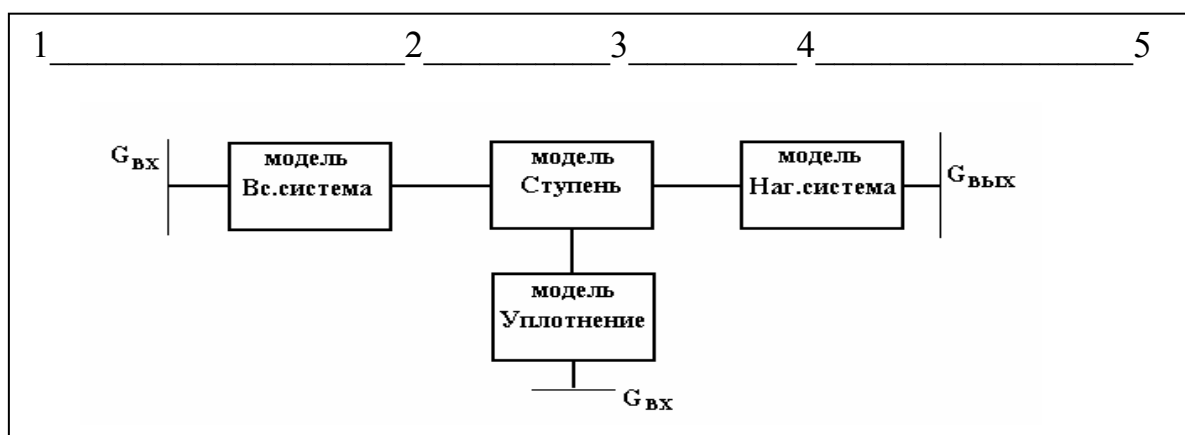


Рис.1 Структура модели рабочих процессов в одноступенчатом поршневом компрессоре

Математическая модель компрессора содержит подмодели трех динамических систем: механизма движения поршня, газового потока и клапанов. Подмодель «Всасывающая система» состоит (рис.2): из камеры всасывания, трубопровода и присоединенных к нему двух емкостей. В известных конструкциях таких емкостей может быть и больше

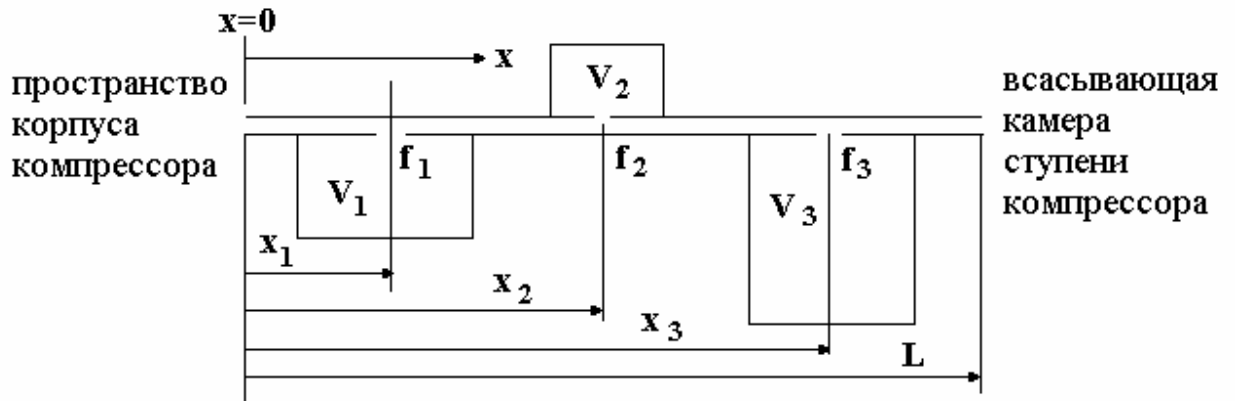


Рис.2 Расчетная схема всасывающей системы

Течение реального газа во всасывающем трубопроводе описывается уравнениями нестационарной одномерной газодинамики в частных производных. В качестве основных переменных приняты: плотность газа  $\rho(x,t)$ , удельную внутреннюю энергию  $u(x,t)$ , давление  $p(x,t)$ , температура  $T(x,t)$  и скорость (среднюю по сечению) газа  $W(x,t)$ . Система уравнений с пятью неизвестными ( $\rho, u, p, T, W$ ) состоит из уравнения сохранения массы, уравнения сохранения количества движения, уравнения сохранения энергии, уравнения, связывающего термодинамические параметры, и уравнения состояния газа:

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} = -\frac{\partial (W \cdot \rho)}{\partial x} \\ \frac{\partial W}{\partial t} = -W \frac{\partial W}{\partial x} - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} - \lambda_{mp} \frac{W|W|}{2D} \\ \frac{\partial u}{\partial t} = -W \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{p}{\rho^2} \left[ \frac{\partial \rho}{\partial t} + W \frac{\partial \rho}{\partial x} \right] + q / \rho + W \cdot B \end{cases}$$

$$T = f(\rho, u), p = Z(\rho, T) \rho R T .$$

В данных уравнениях используются следующие обозначения:  $x$  - расстояние по длине трубопровода,  $t$  - время,  $q = \frac{\alpha \Pi (T_{cm} - T)}{F}$  - количество тепла, передаваемое газу,  $\alpha$  - коэффициент теплоотдачи,  $T_{cm}$  - температура стенок трубопровода,  $F$  - площадь проходного сечения трубопровода,  $\Pi$  - периметр трубопровода,  $B = \lambda_{mp} \frac{W|W|}{2D}$  - составляющая, учитывающая потери

давления на трение,  $\lambda_{mp}$  - коэффициент гидравлического трения,  $D$  - эквивалентный диаметр,  $Z$  - коэффициент сжимаемости.

При рассмотрении процессов теплообмена предполагается применение квазистационарного представления процессов при известном законе распределения температур вдоль трубопроводов и температур стенок емкостей. В модели, использовавшейся для сравнения с экспериментом, температуры стенок принимались постоянными во времени и по поверхности. Коэффициенты теплоотдачи, также как и коэффициенты сопротивления, принимаются по формулам установившегося ламинарного или турбулентного течения газа.

Для фреона R134a зависимости, учитывающие термодинамические свойства реального газа, выглядят следующим образом:

$$T = (-459.057 + 1.78517 \cdot \rho - 0.00746137 \cdot \rho^2) + \\ + (1.20525 - 0.0033307 \cdot \rho + 0.000015233 \cdot \rho^2) \cdot u, \\ Z = 1 - (5.8252 - 4.6373 \cdot t + 1.3042 \cdot t^2) \cdot \rho \cdot 0.001,$$

где:  $T$  - значение температуры в градусах С в интервале 0...160,  $u$  - значение внутренней энергии в интервале 380...520 кДж/кг,  $\rho$  - значение плотности в интервале 5...50 кг/м<sup>3</sup>.

Дискретизация полученных уравнений по пространственной координате выполнена с использованием центрально-разностной аппроксимации. В приведенных выше дифференциальных уравнениях отсутствует, ввиду малости, второй вязкий член  $\xi_d \partial^2 W / \partial x^2$ , который, однако, необходим при переходе к разностным уравнениям. Система обыкновенных дифференциальных уравнений выглядит следующим образом:

$$\begin{cases} \frac{d\rho_i}{dt} = -\frac{(\rho_{i+1}W_{i+1} - \rho_{i-1}W_{i-1})}{2\Delta x} \\ \frac{dW_i}{dt} = -W \frac{(W_{i+1} - W_{i-1})}{2\Delta x} - \frac{(p_{i+1} - p_i - 1)}{\rho_i 2\Delta x} - \lambda_{mpi} \frac{W_i |W_i|}{2D} + \xi_d \frac{(W_{i+1} - 2W_i + W_{i-1})}{\Delta x^2}, \quad I = 1 \dots (n-1) \\ \frac{du_i}{dt} = -W \frac{(u_{i+1} - u_{i-1})}{2\Delta x} + \frac{p_i}{\rho_i^2} \left[ \frac{d\rho_i}{dt} + W \frac{(\rho_{i+1} - \rho_{i-1})}{2\Delta x} \right] + \frac{q_i}{\rho_i} + W_i \cdot B_i \\ T_i = f(\rho_i, u_i), \quad p_i = Z(\rho_i, T_i) \rho_i RT_i \end{cases}$$

где  $\xi_d$  - коэффициент псевдовязкости, используемый для сглаживания решения в расчетах по разностным схемам. В задачах моделирования нестационарных процессов в поршневых компрессорах конкретное значение выбирается инженером расчетчиком в ходе численного эксперимента при "настройке" модели в каждом конкретном применении в пределах .0001-.05. Поэтому мы этот коэффициент называем параметром настройки. Малые значения могут приводить к "разваливанию" решения. Как правило, такая ситуация характерна для коротких трубопроводов. При больших значениях наличие псевдовязкости приводит к отрицательному эффекту, а именно внесение заметной погрешности: кажущемуся увеличению потерь и "затиранию" высокочастотных составляющих. Условием приемлемости значения коэффициента псевдовязкости является обеспечение устойчивого и

повторяемого решения на значительном ( не менее 10 циклов ) числе циклов моделируемой работы компрессора при наличии в решении высокочастотных составляющих.

Для нахождения значений в крайних точках  $i=0$  и  $i=n$ , воспользуемся граничными условиями. В задачах акустики для открытого конца трубопровода параметры газа на срезе принимаются равными параметрам газа вне трубопровода. Допущение о квазистационарности процессов в камерах дает возможность связать параметры газа в трубопроводе с параметрами газа в полостях, присоединенных к концам трубопровода, без детального рассмотрения нестационарного пространственного течения газа в этих полостях.

$$\begin{aligned}
 x=0 \quad & p(0,t) = p_1 - \Delta p_0 ; \\
 & u(0,t) = i_1 - W^2(0,t)/2 - p(0,t)/\rho(0,t); \\
 & T(0,t) = f(\rho(0,t), u(0,t)), \quad p(0,t) = Z(\rho(0,t), T(0,t))\rho(0,t)RT(0,t) . \\
 x=L \quad & p(L,t) = p_2(t) - \Delta p_L ; \\
 & u(L,t) = i_2(t) - W^2(L,t)/2 - p(L,t)/\rho(L,t); \\
 & T(L,t) = f(\rho(L,t), u(L,t)), \quad p(L,t) = Z(\rho(L,t), T(L,t))\rho(L,t)RT(L,t) ,
 \end{aligned}$$

где :  $p_1$  и  $i_1$  – постоянные во времени давление и энтальпия газа в корпусе компрессора,  $p_2$  и  $i_2$  – давление и энтальпия в камере всасывания,  $\Delta p_1$  и  $\Delta p_L$  – потери давления на входе и выходе трубы.:

$$\Delta p_{0(L)} = \zeta_{0(L)} \frac{\rho_{0(L)} W_{0(L)} |W|_{0(L)}}{2} ,$$

$\zeta_{1(L)}$ - коэффициенты гидравлических сопротивлений на входе всасывающей системы и выходе из нее.

При численном решении значения скоростей  $W(0)$  и  $W(L)$  находятся путем применения линейной экстраполяционной формулы через расчетные значения скоростей во внутренних точках трубопровода:

$$W(0, t) = 0.5 * (3W(1, t) - W(3, t)), \quad W(L, t) = 0.5 * (3W((n-1), t) - W((n-3), t)).$$

Уравнения для описания термодинамических процессов в присоединенной на расстоянии  $x_l$  емкости с номером  $l$  выводятся с помощью первого начала термодинамики открытых систем, закона сохранения массы газа в емкости и уравнений состояния :

$$\begin{aligned}
 \frac{dU_l}{dt} &= \alpha_l \cdot F_l \cdot (T_{cm}^l - T_l) + i^* \cdot \bar{m} , \quad \frac{dM_l}{dt} = \bar{m} , \\
 \rho_l &= \frac{M_l}{V_l}; \quad u_l = \frac{U_l}{M_l}; \quad T_l = f(u_l, \rho_l); \quad Z = f(\rho_l, T_l); \\
 p_l &= Z \cdot \rho_l \cdot R \cdot T_l; \quad i_l = u_l + \frac{p_l}{\rho_l} ,
 \end{aligned}$$

где  $U_l$ - внутренняя энергия газа в емкости с номером  $l$ ;  $M_l$ - масса газа в этой емкости;  $V_l$ - объем емкости;  $p_l$ -давление;  $T_l$ - температура;  $\rho_l$ - плотность газа, находящегося в емкости;  $F_l$ - площадь поверхности теплообмена;  $T_{cm}^l$  -



температура стенок емкости,  $\bar{m}$  - расход газа через отверстие, соединяющее трубопровод и емкость,  $f_1$  - эквивалентная площадь отверстия.

$$h^* = h(x_l, t), \quad \bar{m} = \rho(x_l, t) f_1 \sqrt{\frac{2(p(x_l, t) - p_l)}{\rho(x_l, t)}} \quad \text{при } p(x_l, t) \geq p_l$$

$$h^* = h_l, \quad \bar{m} = -\rho_l f_1 \sqrt{\frac{2(p_l - p(x_l, t))}{\rho_l}} \quad \text{при } p(x_l, t) < p_l.$$

Для трубопровода в сечениях, где присоединяются емкости:  $i=n \cdot x_l / L$ , дифференциальные уравнения учитывают наличие стока или притока газа из присоединенной полости:

$$\begin{cases} \frac{d\rho_i}{dt} = -\frac{(\rho_{i+1}W_{i+1} - \rho_{i-1}W_{i-1})}{2\Delta x} - \frac{\bar{m}}{2\Delta x f_{mp}} \\ \frac{dW_i}{dt} = -W \frac{(W_{i+1} - W_{i-1})}{2\Delta x} - \frac{(p_{i+1} - p_{i-1})}{\rho_i 2\Delta x} - \lambda_{mpi} \frac{W_i |W_i|}{2D} + \xi_d \frac{(W_{i+1} - 2W_i + W_{i-1}))}{\Delta x^2} \\ \frac{du_i}{dt} = -W \frac{(u_{i+1} - u_{i-1})}{2\Delta x} + \frac{p_i}{\rho_i^2} \left[ \frac{d\rho_i}{dt} + W \frac{(\rho_{i+1} - \rho_{i-1})}{2\Delta x} \right] + \frac{q_i}{\rho_i} + W_i \cdot B_i - C_i \end{cases}$$

где  $C_i = h(x_l, t)\bar{m}$  при  $\bar{m} > 0$ ,

$C_i = h_l \bar{m}$  при  $\bar{m} < 0$ .

Применение центральных разностей приводит к тому, что эти конечноразностные уравнения имеют простой физический смысл. Первое уравнение - изменение плотности газа за счет изменения расхода по границам конечного выделенного объема и притока или оттока в присоединенную емкость. Второе уравнение - изменение импульса в конечном выделенном объеме за счет изменения плотности газа. Третье уравнение - изменение внутренней энергии в конечном выделенном объеме за счет притока или оттока энергии газа в присоединенную емкость.

**В третьей главе** приведена программная реализация математической модели компрессора с учетом нестационарных процессов во всасывающей системе, проведено численное исследование точности и устойчивости решения, обоснован и выбран шаг расчета, а также выполнена проверка модели на адекватность.

За начальный момент принято положение поршня в верхней мертвой точке. Для этого момента  $t=0$  принимаем

$$\begin{aligned} M2 &= p1/R/T1 \cdot V2, \quad U2 = M2 \cdot u1, \\ M3 &= p5/R/T5 \cdot a \cdot V3(t=0), \quad U3 = M3 \cdot u5, \\ M4 &= p5/R/T5 \cdot a \cdot V4, \quad U4 = M4 \cdot u5, \\ X23 &= 0, \quad V23 = 0, \quad X34 = 0, \quad V34 = 0 \end{aligned}$$

или для модели ступени компрессора, сжимающего реальный газ,

$$\begin{aligned} i1 &= f1(p1, T1); \quad i5 = f1(p5, T5); \\ l &= f2(p1, T1); \quad 5 = f2(p5, T5); \\ l &= p1/R/T1; \quad 5 = p5/R/T5; \\ u1 &= i1 - p1/l; \quad u5 = i5 - p5/5; \\ u2 &= u1; \quad u4 = u5; \quad u3 = u4; \\ \rho2 &= \rho1; \quad \rho4 = \rho5; \quad \rho3 = \rho4; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
M2 &= \rho_2 * V_2 ; U_2 = M_2 * u_2 ; \\
M3 &= \rho_3 * F_n * S * a ; U_3 = M_3 * u_3 ; \\
M4 &= \rho_4 * V_4 ; U_4 = M_4 * u_4 ; \\
X_{23} &= 0 ; V_{23} = 0 ; X_{34} = 0 ; V_{34} = 0 .
\end{aligned}$$

Условие периодичности работы поршневого компрессора не имеет для данной модели математического доказательства его существования. Из физических представлений считается, что такое условие существует. Это означает, что

$$\begin{aligned}
U_i(t) &= U_i(t + T_u), M_i(t) = M_i(t + T_u) \text{ для } i = 1, 2, 3, \\
X_{23}(t) &= X_{23}(t + T_u), X_{34}(t) = X_{34}(t + T_u).
\end{aligned}$$

В интегральной форме эти условия выражают законы сохранения: изменения энергии и массы газа в каждой полости ступени компрессора за цикл равно нулю.

Кроме основной программы были разработаны две программы визуализации.

Включение дополнительно подпрограммы расчета всасывающей системы (численное решение уравнений в частных производных) выявило особенности расчета математической модели поршневого компрессора, которые необходимо было учесть при разработке алгоритмов.

1. При решении уравнений газодинамики изменение параметров газа по длине трубопровода имеет “пилообразный” характер. Размах и значения параметров практически не зависит от величины шага расчета. По аналогии с волновыми уравнениями ( “прямая” и “обратная” волна ) в данном случае имеем два решения, из которых только одно удовлетворяет реальным условиям процесса и которое проверялось экспериментально и удовлетворяло результатам эксперимента. Было установлено, что при четном разбиении длины трубопровода искомое решение соответствует для давления - значениям с четными номерами, для скорости - значениям скоростей с нечетными номерами. Граничные ( четные ) значения скорости газа определяются по описанным выше формулам. Число разбиений по длине трубопровода в программе предусмотрено до 100.

2. При разработке алгоритмов и поршневого компрессора для ускорения вычислительного процесса нами использовалась следующая процедура:

- шаг расчета уравнений одномерной газодинамики выбирался  $<.001$  градуса по углу поворота коленчатого вала, а шаг расчета модели рабочих процессов в компрессоре, включая и клапаны, выбирался значительно большим;

- в случае смешанной модели основные параметры газа в полостях компрессора изменяются с большим временным шагом, чем параметры газа в трубопроводе, т.е. алгоритм решения уравнений одномерной газодинамики “прокручивается” какое-то число раз без изменения граничных условий.

3. Введение псевдовязкости позволяет уменьшить «разболтку», повысить устойчивость решения и сократить время расчета за счет увеличения шага по времени, но появляется опасность искажения результатов, так как фактически вводится добавочное гидравлическое трение.

4. При расчетах нового компрессора требуется предварительно настроить программу путем подбора шагов по времени и длине, а также коэффициента псевдовязкости..

Адекватность модели была проверена на результатах экспериментов, выполненных в конце 90-х годов на кафедре «Компрессорная, вакуумная и холодильная техника» СПбГПУ с применением датчиков давления, разработанных в научной группе «Исследование нестационарных процессов в турбокомпрессорах» (руководитель – профессор Р.А. Измайлов). Для записи перемещения рабочей пластины использовались индуктивные датчики. Результаты регистрировались на шлейфном осциллографе.

Экспериментальная холодильная установка была собрана на базе одноступенчатого поршневого компрессора с холодопроизводительностью 300 Вт. Его основные технические характеристики: производительность, приведенная к условиям всасывания  $-0.035\text{ м}^3/\text{мин}$ ; давление всасывания-0.1МПа; давление нагнетания-1.5МПа; частота вращения-3000об/мин; диаметр цилиндра-22 мм; ход поршня- 20мм, сжимаемая среда - воздух, R134a. Компрессор оборудован лепестковыми клапанами. Модель всасывающего клапана описывает движение пластины по первой форме колебаний. Нагнетательный клапан содержит рабочую и демпферную пластины. Его модель описывается как динамика двухмассовой системы. Коэффициенты расхода ( $\mu$ ) и ( $\xi_p$ ) давления для обоих клапанов определены путем статических продувок в зависимости от высоты подъема рабочей пластины ( $h$  в мм):

$$\mu = h^{-.3312}, \quad \xi_p = 1.4 + 9.84h - 15.13h^2$$

Всасывающая система представляет собой канал длиной 110 мм и гидравлическим диаметром 10мм, а также две присоединенные камеры объемом 10 и 14 см<sup>3</sup>.

В ходе эксперимента фиксировались диаграммы движения всасывающего клапана и диаграммы давления в камерах всасывающей системы.

На рис. 3 и 4 показаны результаты сопоставления теоретического расчета и эксперимента. Результаты следует признать удовлетворительными, так как имеется совпадение и по форме, и по значениям. Имеющиеся отклонения объясняются несколькими причинами, в частности: для повышения чувствительности при записи диаграмм давления применялись шлейфы с небольшой рабочей полосой частот, математическая модель не учитывает пространственности течения, особенно, вблизи горловины и клапанов; коэффициенты сопротивления и теплоотдачи не учитывают нестационарного течения; температурное поле задавалось на основе опыта исследователей; модели динамики клапанов учитывают только первую форму колебаний пластины.

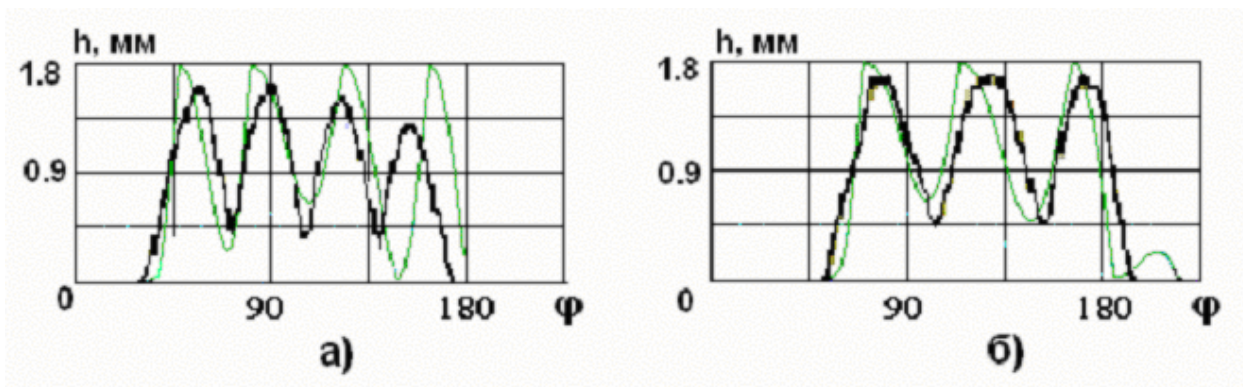


Рис. 3 Сравнение расчетной и экспериментальной диаграмм движения пластины клапана бытового холодильного компрессора (среда а. воздух б. R134a)

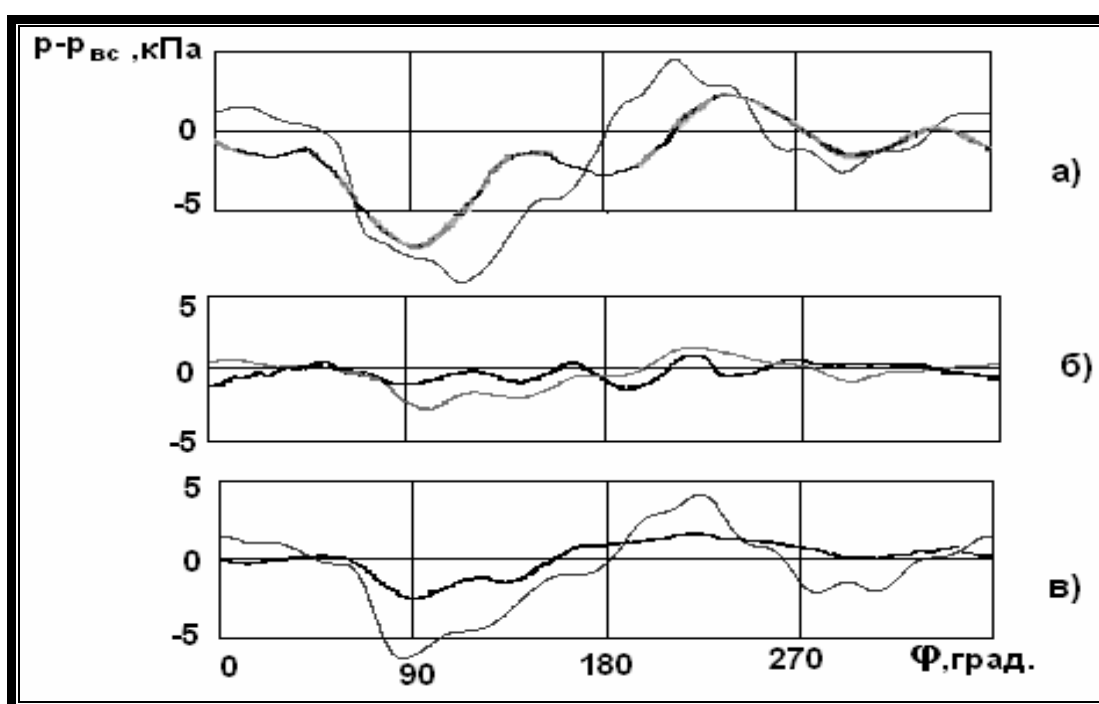


Рис. 4 сравнение расчетных и экспериментальных диаграмм давления во всасывающей камере и трубопровода ( R134a)

**В четвертой главе** проводится численный анализ влияния различных факторов на работу компрессора. На рис. 5- 6 показано, как меняется распределение давления по длине при присоединении одной или двух емкостей разных объемов. Форма распределения по длине трубопровода несколько изменилась. Были проанализированы результаты численного эксперимента по исследованию влияния объема присоединенных камер и места их присоединения. В местах присоединения емкостей имеются изломы эпюры давления. В реальной конструкции объемы емкостей не превышают  $50 \text{ см}^3$ . Анализ показывает, что в спектре шума, вызванного колебаниями скорости всасываемого из корпуса компрессора газа, эти составляющие отсутствуют. Изменение выходных параметров: мощность,

производительность КПД и потери, не превышает 2-3%. Таким образом можно предположить, что присоединенные емкости оказывают слабое влияние на работу компрессора. Основная их роль – это гашение пульсаций, вызванных флаттером клапана и «акустическими» резонансами, отстройка от высокочастотных пульсаций.

Колебания давления газа, вызванные колебаниями пластины клапана, с увеличением объема и числа присоединенных камер не распространяются до входа в трубопровод. Рис.7 хорошо это иллюстрирует. В данном случае имеем первый резонанс. Диаграммы скорости во входном сечении меняются по первой частоте. Высокочастотные составляющие пульсаций, вызванные работой клапана, практически отсутствуют.

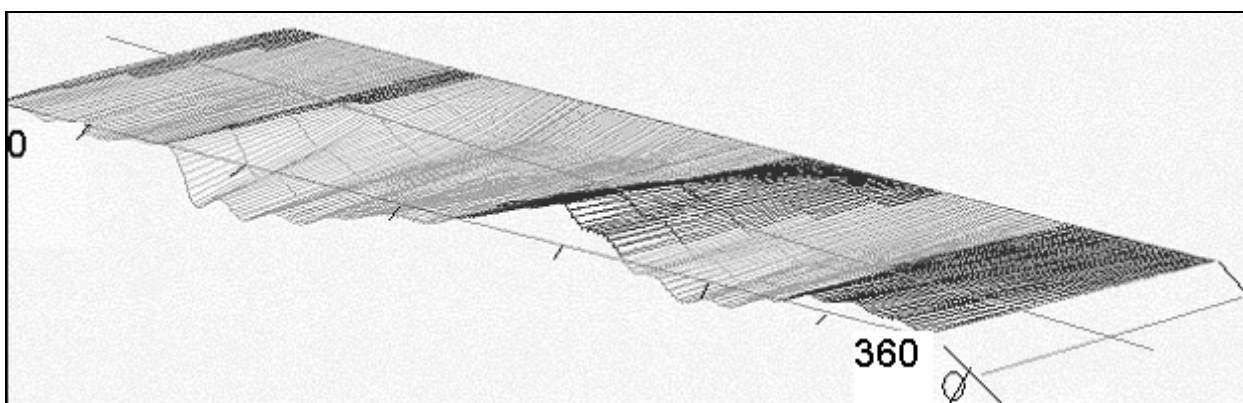


Рис. 5 Изменение давления во всасывающей трубке длиной  $L = 110$  мм, диаметром  $10.3$  мм с одной присоединенной емкостью объемом  $20 \text{ см}^3$  (серая линия – место присоединения первой емкости)

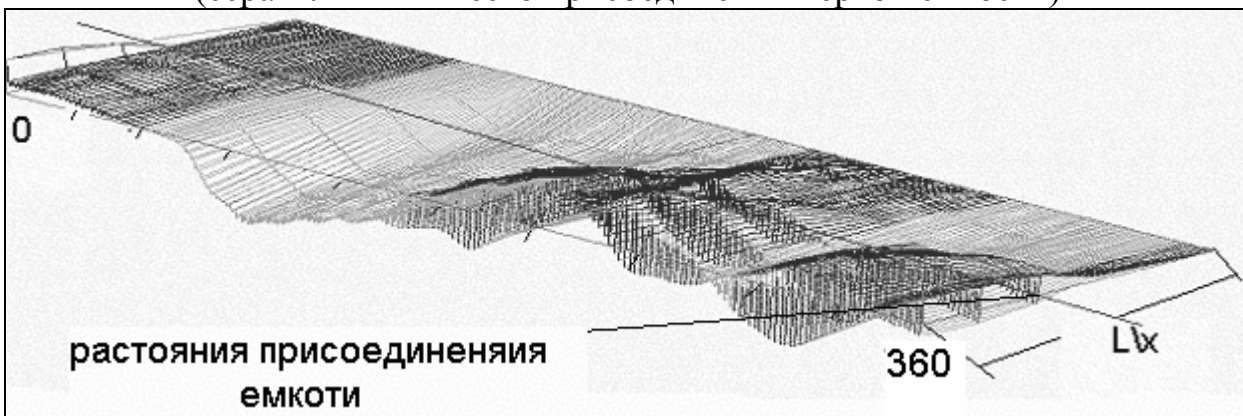


Рис. 6 Изменение давления во всасывающей трубке длиной  $L = 110$  мм, диаметром  $10.3$  мм с двумя присоединенными емкостями объемом  $20$  и  $50 \text{ см}^3$

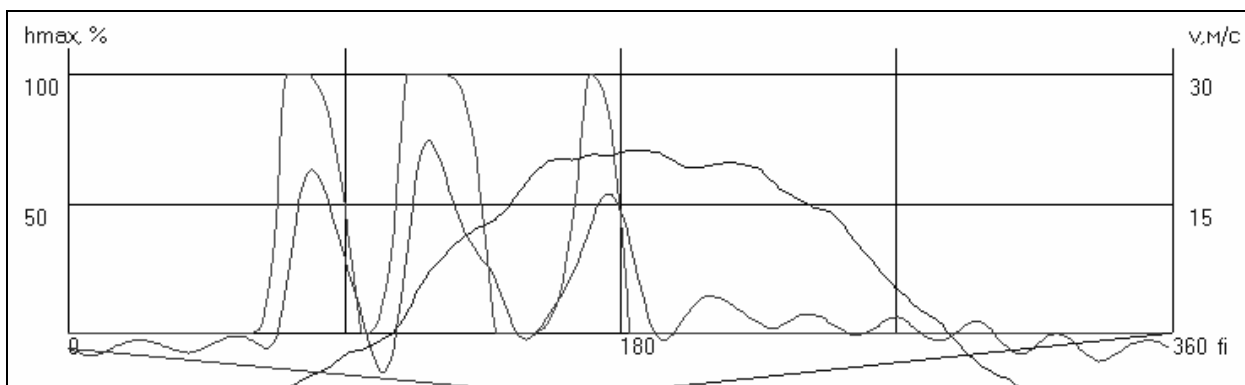


Рис. 7 Скорости газ во входном (синий) и выходном (красный) сечениях трубопровода и диаграмма капана (фиолетовый)

Известно, что в разных странах используются различные озонобезопасные хладагенты взамен R12. Наиболее распространен R134a. В последнее время в Европе получают преимущество хладагенты на основе углеводородов (R600a – изобутан, R290- пропан). В работе было проведено с помощью математической модели исследование, как влияют различные среды на работу компрессора. При исследовании для упрощения анализа предполагалось, что присоединенных камер нет.

Известно, что для идеального газа индикаторная мощность не зависит от состава газа при одном и том же показателе адиабаты. Однако, как показывают диаграммы на рис. 8, в реальных условиях этот факт не наблюдается. Изменение мощности и изотермического КПД достигает 10%. Для каждого газа зависимость от длины трубопровода имеет свой вид. То же самое можно сказать и про коэффициент производительности.

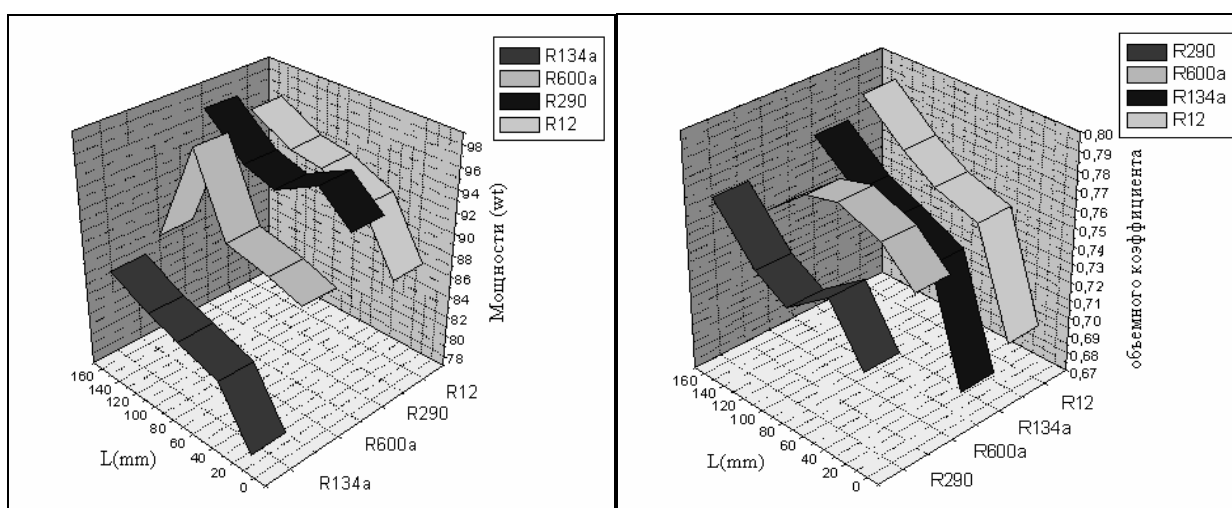


Рис. 8 Коэффициент производительности для разных длин трубопровода и разных хладагентов

Характер движения пластины капана для разных газов отличается друг от друга. Это приводит к тому, что, для обеспечения приемлемых скоростей посадок необходимо подбирать также параметры системы, например: длина

трубопровода (Рис.9). Что касается относительных потерь на всасывании, то зависимость от длины трубопровода остается примерно одинаковой для разных газов, а значения определяются только их плотностью.

Окончательно, можно сказать, что в случае применения компрессора для разных газов требуется изменение параметров конструкции всасывающей системы.

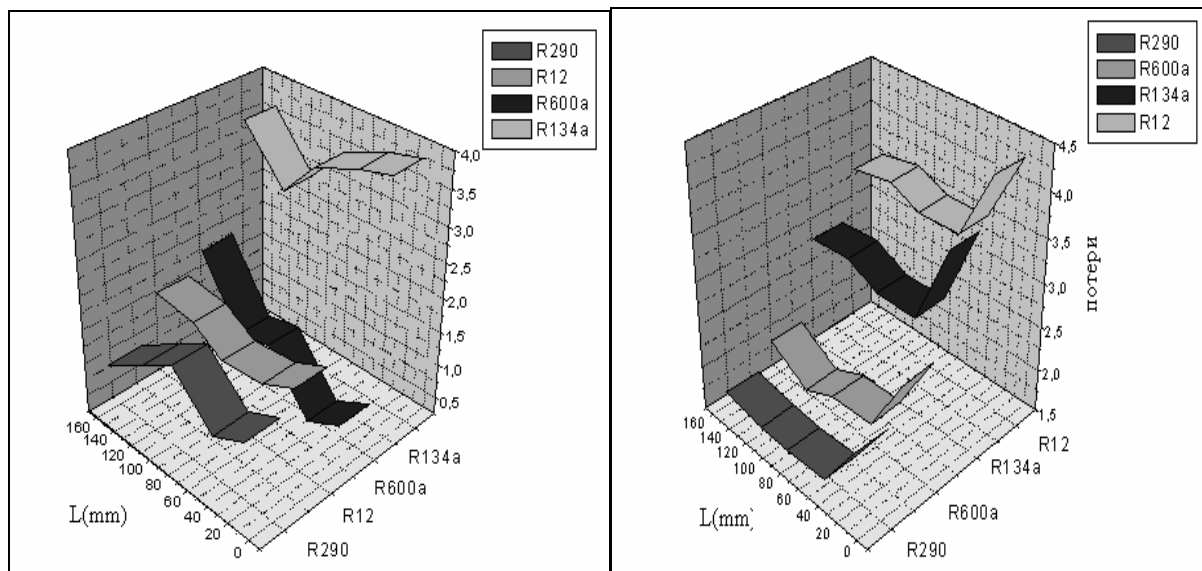


Рис. 9 Скорости посадки пластины клапана на седло и потери в клапане

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основании выполненных теоретических и экспериментальных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Разработана математическая модель рабочих процессов во всасывающей системе с несколькими присоединенными емкостями для бытовых холодильных компрессоров. Модель учитывает изменение параметров реального газа в проточной части одноступенчатого поршневого компрессора с учетом динамики клапанов и нестационарного течения газа во всасывающей системе. Выбран и обоснован численный метод решения системы дифференциальных уравнений одномерной газодинамики. Проведена проверка сходимости и точности предлагаемого метода расчета.

2. Результаты выполненных экспериментальных исследований на стенде с холодильным поршневым компрессором при сжатии разных газов (воздух и R134a) позволяют судить о достаточной адекватности предлагаемой математической модели рабочих процессов.

3. Результаты исследований показали, что эффективность работы компрессора зависит не только от свойств газа, но и от геометрических параметров всасывающей системы. При переходе на другую сжимаемую среду рекомендуется использовать предлагаемую методику и программу для

анализа и подбора параметров клапана и газового тракта, сохраняя основные параметры базы компрессора.

4. Изучение спектра скорости газа во входном сечении компрессора показывает, что в нем могут присутствовать составляющие, которые определяются как режимом 'флаттера' клапана, так и резонансными явлениями во всасывающей системе. Анализ этих процессов с помощью разработанной модели и программы в ряде случаев позволяет добиться снижения акустического шума на данных частотах путем изменения параметров клапана и всасывающей системы.

5. Результаты анализа позволяют рекомендовать разработанную математическую модель и программу для выбора рациональных параметров всасывающей и нагнетательной систем, а также рациональных параметров клапанов с учетом технических требований конструктора.

6. Разработанная модель и программа используются для проектирования компрессоров и их элементов (всасывающей системы, клапанов) в учебной и научно-исследовательской работе кафедры «Компрессорная, вакуумная и холодильная техника» СПбГПУ.

По теме диссертации опубликована работа:  
Хрусталеv Б.С., Красников А.Г., Вартан Луай М. Математическая модель течения газа во всасывающей системе бытового холодильного поршневого компрессора // Компрессорная техника и пневматика. 2006, №1. с.12-15