

Моделирование рабочего процесса криогенного термокомпрессора при отсутствии условия изотермичности полостей

Е. В. БЛАГИН¹, д-р техн. наук А. И. ДОВГЯЛЛО²,

канд. техн. наук Д. А. УГЛАНОВ³

¹evgenyblagin@gmail.com, ²d.a.i@mail.ru, ³dmitry.uglanov@mail.ru

Самарский государственный аэрокосмический университет им. академика С. П. Королева
443086, Россия, г. Самара, Московское шоссе, 34

Представлен расчет рабочего процесса термокомпрессора. Устройство работает по принципу термомеханического преобразования энергии, которое включает в себя передачу энергии из тепловой формы в потенциальную энергию давления без промежуточного перехода в механическую энергию. Предложено использовать термокомпрессор, работающей на криогенном рабочем теле, так как это позволит использовать тепло окружающей среды в качестве верхнего источника тепла. В таком случае энергия будет затрачиваться исключительно на перемещение вытеснителя. Предложена методика расчета с учетом изменения температуры газа в полостях термокомпрессора. Выявлено, что изменение температуры газа может значительно изменяться от частоты. В частности, существует оптимальный режим, который для данных условий был в районе частоты 1 Гц. На данном режиме производительность термокомпрессора за единицу времени максимальна. В качестве критерия оценки энергетической эффективности использовался коэффициент преобразования механической энергии, который изменялся от 4,5 при частоте 0,2 Гц до 1 при частоте 4 Гц. Падение производительности термокомпрессора связано с его перегревом и, как следствие, заклиниванием. В качестве возможных способов борьбы с перегревом можно рекомендовать интенсификацию теплообмена, особенно в холодной полости, а также использование сетки регенеративного теплообменника с большей пористостью.

Ключевые слова: термомеханические преобразователи, термокомпрессор, неизотермичность, коэффициент подачи, коэффициент преобразования механической энергии.

Simulation of cryogenic thermocompressor performance with non-isothermal gas volumes

E. V. BLAGIN¹, D. Sc. A. I. DOVGJALLO², Ph. D. D. A. UGLANOV³

¹evgenyblagin@gmail.com, ²d.a.i@mail.ru, ³dmitry.uglanov@mail.ru

Samara State Aerospace University

443086 Samara, Russia

This article deals with thermocompressor performance calculation. This device is based on the thermomechanical energy conversation principle, which includes energy transformation from heat to pressure energy without intermediate transfer to mechanical energy. Authors suggest using a thermocompressor with cryogenic working fluid which allows using the heat of the environment as an upper heat source. In this case energy will be consumed only for displacer drive. The calculation algorithm is suggested taking temperature change in gas volumes into account. It was found that gas temperature changes significantly depending on working frequency. There is an optimal regime with maximal compressor output. The frequency of optimal regime is about 1 Hz for given conditions. The coefficient of the mechanical energy conversation was used as a criterion for energy efficiency estimation. The coefficient varies from 4.5 at frequency of 0.2 Hz to 1 at frequency of 4 Hz. Thermocompressor output drop is caused by its overheating and, consequently, choking. For neutralization of the choking effect it is suggested to intensify a heat exchange between the wall and the gas in the cold volume as well as to use a mesh with higher porosity.

Keywords: thermomechanical converters, thermocompressors, nonisothermality, delivery rate, mechanical energy conversion coefficient.

Введение

Термокомпрессор — устройство термического действия для повышения давления. Конструктивно, простейший термокомпрессор представляет собой сосуд с клапанами, в котором газ периодически нагревается и охлаждается. Изменение температуры газа в результате

его нагрева и охлаждения приводит к периодическому повышению давления, которое можно использовать для нагнетания газа.

Отсутствие высоконагруженных механически движущихся деталей обуславливает высокую надежность таких устройств, однако их эффективность невысока:

эксергетический КПД не превышает 2–3 %. Низкий уровень эффективности определяется спецификой осуществляемых процессов и прежде всего условиями подвода (отвода) теплоты к газу (от газа). Тепловой поток подводится к газу при переменной температуре, которая изменяется в определенном интервале. Условия теплообмена лимитируют также частоту следования процессов нагрева и охлаждения, что существенно ограничивает удельную производительность таких устройств.

Первоначально конструкция термокомпрессора была предложена В. Бушем в работе [1].

Новый интерес к термокомпрессору появился с развитием криогенной техники, в частности с распространением использования сжиженного природного газа (СПГ). СПГ используется для транспортировки, поскольку занимает гораздо меньший объем, нежели сжатый природный газ, а также имеет более низкое давление. После его регазификации существует необходимость его прокачки по магистрали трубопровода, для чего применяется либо нагнетательное устройство, либо способ вытеснения. Авторами предлагается использовать для этого термокомпрессор. Выгода применения именно термокомпрессора заключается в том, что в таких условиях он может использовать, в качестве верхнего источника, тепло окружающей среды и низкотемпературный потенциал самого криопродукта в качестве низшего источника. Также термокомпрессор может применяться, например, для привода пульсационных труб [2], привода механических протезов конечностей [3].

Данная разработка относится к так называемой области теплоотрицательных систем. Понятие теплоотрицательной системы было предложено Г. Н. Алексеевым в 70-е гг. [4]. Под ним подразумевается использование низкопотенциального тепла рабочих тел в захлаженном или криогенном состоянии при одновременном использовании любых источников тепла, в том числе тепла окружающей среды.

В данной статье рассматриваемый термокомпрессор является теплоотрицательным устройством. В нем предлагается использовать тепло внешней среды и, в качестве нижнего источника, запасенное ранее в криопродукте низкопотенциальное тепло (это может быть физическое тепло и теплота фазового перехода в случае криогенно-жидкого состояния рабочего тела).

Конструкция термокомпрессора

Схема простейшего термомеханического компрессора показана на рис. 1.

Основные элементы машины — цилиндр 1 и вытеснитель-регенератор 2, совершающий возвратно-поступательное движение. Вытеснитель делит внутренний объем цилиндра на две полости. В полости А поддерживается относительно высокая температура за счет подвода теплоты, а в полости Б — относительно низкая температура в результате отвода теплоты. Отвод теплоты может осуществляться за счет тепла фазового перехода и (или) физического тепла криопродукта, который может находиться как в газообразном, так и в жидком состоянии. В последнем случае, в рубашке термокомпрессора должно происходить кипение жидкости. Вытеснитель содержит

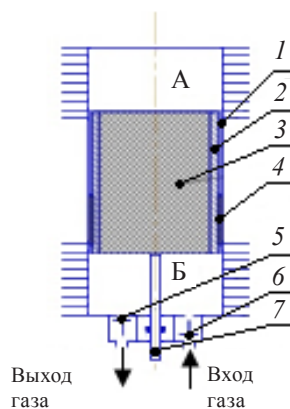


Рис. 1. Схема термокомпрессора: 1 — цилиндр; 2 — корпус вытеснителя; 3 — регенератор; 4 — уплотняющее кольцо вытеснителя; 5 — выпускной клапан; 6 — впускной клапан; 7 — шток вытеснителя

регенератор 3, поэтому давление газа в обеих полостях в любой момент времени практически одинаково. При движении вытеснителя объем каждой полости циклически меняется от максимального значения до минимального и наоборот при постоянном их суммарном объеме.

Процессы всасывания, повышения давления и нагнетания осуществляются в машине в результате периодического нагрева и охлаждения части газа при его перемещения из одной полости в другую.

Расчет рабочего процесса

Исходные данные для расчета приведены в табл. 1.

Таблица 1	
Величина	Значение
Начальное давление газа, Па	$1 \cdot 10^5$
Частота, Гц	0,2–4
Температура стенки горячей полости, К	300
Температура стенки холодной полости, К	150
Объем термокомпрессора, м ³	$3 \cdot 10^{-3}$
Мертвые объемы полостей, м ³	$1,5 \cdot 10^{-4}$
Рабочее тело	Азот N ₂

В предыдущих исследованиях [5–7], при расчете рабочего процесса в термокомпрессоре, температура газа в полостях принималась постоянной. Однако изменение температуры газа может привести к значительным изменениям в работе компрессора в пределе к прекращению подачи. Перегрев газа внутри термокомпрессора приведет к тому, что давление газа внутри не будет опускаться ниже давления открытия впускного клапана.

При расчете использовались следующие допущения:

- отсутствие перепада давления в клапанах;
- нулевой объем штока вытеснителя;
- газ нагнетается при температуре, равной температуре стенок холодной полости;
- давление в полостях термокомпрессора и регенераторе одинаково;
- температура стенок полостей постоянна;
- рабочее тело — идеальный газ.

Анализ теплофизических свойств рабочего тела при данных температурных уровнях показал, что их отклонения от параметров, соответствующих модели идеального газа, составляют не более 10% [8]. Таким образом, для предварительного расчета было решено использовать модель идеального газа для рабочего тела в обеих полостях.

Цикл работы термокомпрессора состоит из 4 процессов (рис. 2): прямой ход вытеснителя (за прямой ход принимается перемещение вытеснителя из горячей полости в холодную) с закрытым выпускным клапаном 1–2, прямой ход вытеснителя с открытым выпускным клапаном 2–3, обратный ход вытеснителя с закрытым выпускным клапаном 3–4, обратный ход вытеснителя с открытым выпускным клапаном 4–1.

Изначально производился предварительный расчет по методике, указанной в работе [9]. Затем рассчитывался кольцевой регенеративный теплообменник и вытеснитель по методике [10, 11]. Выходными параметрами последнего расчета являлся КПД регенеративного теплообменника, который принимался постоянным. Также учитывали теплопритоки вследствие теплопроводности насадки, а также тепловыделение при трении. Регенеративный теплообменник был оптимизирован для каждой из заданных расчетных частот. Критерием ограничения при оптимизации были потери давления в регенераторе, которые не должны были превышать 5% от давления заправки.

Изменение объемов полостей задавалось в виде синусоидальной зависимости:

$$V_r(\varphi) = V_{gm} + 0,5V_b(1 - \cos(\varphi));$$

$$V_x(\varphi) = V_{xm} + 0,5V_b(1 + \cos(\varphi)),$$

где V_r , V_x — объем горячей и холодной полости соответственно; V_{gm} , V_{xm} — мертвые объемы горячей и холодной полости; V_b — описываемый объем; φ — угол поворота вала.

Когда клапаны закрыты существуют три взаимно независимых переменных: температура газа в горячей полости T_r , температура газа в холодной полости T_x и давление газа внутри термокомпрессора p (T_r и T_x влияют друг на друга через p). Соответственно когда клапаны открыты, такими переменными являются T_r , T_x и масса газа, содержащегося в термокомпрессоре, m_{tk} . Для их нахождения необходимо три уравнения. Ими являются два уравнения энергии для полостей, а также уравнение состояния.

Запишем уравнение энергии для газовой полости:

$$dI + dQ = dU + dL. \quad (1)$$

Изменение энтальпии dI происходит за счет привнесения части газа через регенератор и притока (оттока) вещества через клапаны:

$$\begin{cases} dI_r = c_{pr} T_{pr} dm_{pr}, & \text{если } dm_{pr} \geq 0; \\ dI_r = c_{pr} T_r dm_{pr}, & \text{если } dm_{pr} < 0. \end{cases}$$

$$\begin{cases} dI_x = c_{px} T_{px} dm_{px} + c_{px} T_{cx} dm_{tk}, & \text{если } dm_{tk} \geq 0, dm_{px} \geq 0; \\ dI_x = c_{px} T_{px} dm_{px} + c_{px} T_x dm_{tk}, & \text{если } dm_{tk} < 0, dm_{px} \geq 0; \\ dI_x = c_{px} T_x dm_{px} + c_{px} T_{cx} dm_{tk}, & \text{если } dm_{tk} \geq 0, dm_{px} < 0; \\ dI_x = c_{px} T_x dm_{px} + c_{px} T_x dm_{tk}, & \text{если } dm_{tk} < 0, dm_{px} < 0, \end{cases}$$

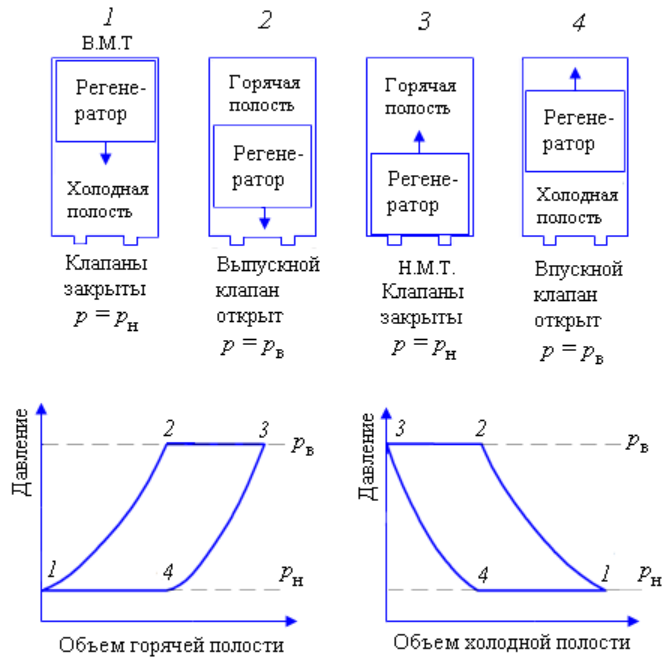


Рис. 2. Цикл термокомпрессора и p - V -диаграмма его полостей

где dI_r — энтальпия, вносимая в горячую полость; dI_x — энтальпия вносимая в холодную полость; c_{pr} , c_{px} — изобарные теплоемкости газа в горячей и холодной полости, T_r , T_x — температура газа в горячей и холодной полости в текущий момент времени, T_{pr} , T_{px} — температура газа на выходе из регенератора в горячую и холодную полость соответственно, dm_{pr} , dm_{px} — масса газа, поступившая из горячей и холодной полости в регенератор (если $dm > 0$) либо поступившая из регенератора в соответствующую полость (если $dm < 0$), dm_{tk} — масса газа поступившая в термокомпрессор, либо из термокомпрессора.

Температуры на выходе из регенератора в горячую полость T_{pr} и температура на выходе из регенератора в холодную полость T_{px} рассчитывались следующим образом:

$$T_{pr} = T_x + \eta_{per}(T_r - T_x);$$

$$T_{px} = T_r - \eta_{per}(T_r - T_x),$$

где η_{per} — КПД регенеративного теплообменника.

Подвод и отвод теплоты осуществляется за счет теплообмена со стенками полости, а также за счет теплопритоков через насадку регенератора, вытеснителя и стенки самого цилиндра термокомпрессора.

$$dQ_r = \alpha_r F_r (T_{стr} - T_r) dt - Q_{\lambda} dt + Q_{tr} dt;$$

$$dQ_x = \alpha_x F_x (T_{стx} - T_x) dt + Q_{\lambda} dt + Q_{tr} dt,$$

где dQ_r , dQ_x — тепло, подведенное в горячую полость, и тепло, отведенное от холодной полости, соответственно; F_r , F_x — площадь поверхности стенок полостей (синусоидально изменяется в зависимости от времени); $T_{стr}$, $T_{стx}$ — температура стенок горячей и холодной полостей; Q_{λ} — тепловые потоки вследствие теплопроводности по регенератору и стенке; Q_{tr} — тепловыделение вследствие трения.

Изменение внутренней энергии обусловлено изменением температуры газа и изменением массы газа в полости.

$$\begin{cases} dU_r = c_{vr} T_{pr} dm_{pr} + c_{vr} m_r dT_r, & \text{если } dm_{pr} \geq 0; \\ dU_r = c_{vr} T_r dm_{pr} + c_{vr} m_r dT_r, & \text{если } dm_{pr} < 0. \end{cases}$$

$$\begin{cases} dU_x = c_{vx} T_{px} dm_{px} + c_{vx} T_{ctx} dm_{tx} + c_{vx} m_x dT_x, & \text{если } dm_{tx} \geq 0, dm_{px} \geq 0; \\ dU_x = c_{vx} T_{px} dm_{px} + c_{vx} T_x dm_{tx} + c_{vx} m_x dT_x, & \text{если } dm_{tx} < 0, dm_{px} \geq 0; \\ dU_x = c_{vx} T_x dm_{px} + c_{vx} T_{ctx} dm_{tx} + c_{vx} m_x dT_x, & \text{если } dm_{tx} \geq 0, dm_{px} < 0; \\ dU_x = c_{vx} T_x dm_{px} + c_{vx} T_x dm_{tx} + c_{vx} m_x dT_x, & \text{если } dm_{tx} < 0, dm_{px} < 0, \end{cases}$$

где dU_r , dU_x — изменение внутренней энергии горячей и холодной полостей; c_{vr} , c_{vx} — изохорные теплоемкости газа в горячей и холодной полости; m_r , m_x — масса газа в горячей и холодной полости.

Работа совершается за счет изменения объема полости, а также изменения давления газа в ней.

$$\begin{aligned} dL_r &= p \cdot dV_r; \\ dL_x &= p \cdot dV_x, \end{aligned}$$

где p — текущее давление в термокомпрессоре, dV_r , dV_x — изменение объемов полости.

С учетом уравнения состояния для каждой рабочей полости определялось текущее давление:

$$p = m_{\text{тк}} R \left/ \left(\frac{V_r}{T_r} + \frac{V_{\text{рег}}}{T_{\text{рег}}} + \frac{V_x}{T_x} \right) \right.$$

Рассмотрим процесс 1–2. Вытеснитель начинает движение с верхней мертвой точки, начальный объем горячей полости минимален и равен мертвому объему полости, начальный объем холодной полости, соответственно, максимален. Газ перетекает из холодной полости в горячую ($dm_{pr} > 0$, $dm_{px} < 0$), вследствие чего повышается давление в термокомпрессоре. Момент, когда давление поднимется до значения давления открытия выпускного клапана ($p = p_{\text{вып}}$), соответствует точке 2 и окончанию процесса 1–2.

$$\begin{cases} c_{pr} T_{pr} dm_{pr} + \alpha_r F_{cr} (T_{cr} - T_r) dt - Q_{ld} dt + Q_{tr} dt = \\ = c_{vr} T_{pr} dm_{pr} + c_{vr} dT_r m_r + p dV_r; \\ c_{px} T_x dm_{px} + \alpha_x F_{cx} (T_{cx} - T_x) dt + Q_{ld} dt + Q_{tr} dt = \\ = c_{vx} T_x dm_{px} + c_{vx} dT_x m_x + p dV_x; \\ p = m_{\text{тк}} R \left/ \left(\frac{V_r}{T_r} + \frac{V_{\text{рег}}}{T_{\text{рег}}} + \frac{V_x}{T_x} \right) \right. \end{cases}$$

Рассмотрим процесс 2–3. В точке открывается выпускной клапан и рабочее тело начинает нагнетаться к потребителю ($p = p_{\text{вып}}$, $dm_{\text{тк}} < 0$). Внутри термокомпрессора вытеснитель продолжает двигаться к нижней мертвой точке и перемещать рабочее тело из холодной полости в горячую ($dm_{pr} > 0$, $dm_{px} < 0$). Момент достижения вытеснителем нижней мертвой точки соответствует точке 3, в которой выпускной клапан закрывается.

$$\begin{cases} c_{pr} T_{pr} dm_{pr} + \alpha_r F_{cr} (T_{cr} - T_r) dt - Q_{ld} dt + Q_{tr} dt = \\ = c_{vr} T_{pr} dm_{pr} + c_{vr} dT_r m_r + p dV_r; \\ c_{px} T_x dm_{px} + c_{px} T_x dm_{tx} + \alpha_x F_{cx} (T_{cx} - T_x) dt + \\ + Q_{ld} dt + Q_{tr} dt = c_{vx} T_x dm_{px} + c_{vx} dT_x m_x + p dV_x; \\ p_{\text{вып}} = m_{\text{тк}} R \left/ \left(\frac{V_r}{T_r} + \frac{V_{\text{рег}}}{T_{\text{рег}}} + \frac{V_x}{T_x} \right) \right. \end{cases}$$

Рассмотрим процесс 3–4. Вытеснитель начинает движение с верхней мертвой точки, объем холодной полости минимален и равен мертвому объему полости, объем горячей полости соответственно максимален. Газ перетекает из горячей полости в холодную ($dm_{pr} < 0$, $dm_{px} > 0$), вследствие чего давление в термокомпрессоре понижается. Момент, когда давление понизится до значения давления открытия впускного клапана ($p = p_{\text{вп}}$), соответствует точке 4 и окончанию процесса 3–4.

$$\begin{cases} c_{pr} T_{pr} dm_{pr} + \alpha_r F_{cr} (T_{cr} - T_r) dt - Q_{ld} dt + Q_{tr} dt = \\ = c_{vr} T_r dm_{pr} + c_{vr} dT_r m_r + p dV_r; \\ c_{px} T_x dm_{px} + \alpha_x F_{cx} (T_{cx} - T_x) dt + Q_{ld} dt + Q_{tr} dt = \\ = c_{vx} T_{px} dm_{px} + c_{vx} dT_x m_x + p dV_x; \\ p = m_{\text{тк}} R \left/ \left(\frac{V_r}{T_r} + \frac{V_{\text{рег}}}{T_{\text{рег}}} + \frac{V_x}{T_x} \right) \right. \end{cases}$$

Рассмотрим процесс 4–1. В точке открывается впускной клапан и рабочее тело начинает подаваться в термокомпрессор ($p = p_{\text{вп}}$, $dm_{\text{тк}} > 0$). Внутри термокомпрессора вытеснитель продолжает двигаться к верхней мертвой точке и перемещать рабочее тело из горячей полости в холодную ($dm_{pr} < 0$, $dm_{px} > 0$). Момент достижения вытеснителем верхней мертвой точки соответствует точке 1, в которой впускной клапан закрывается.

$$\begin{cases} c_{pr} T_{pr} dm_{pr} + \alpha_r F_{cr} (T_{cr} - T_r) dt - Q_{ld} dt + Q_{tr} dt = \\ = c_{vr} T_r dm_{pr} + c_{vr} dT_r m_r + p dV_r; \\ c_{px} T_{px} dm_{px} + c_{px} T_{cx} dm_{tx} + \alpha_x F_{cx} (T_{cx} - T_x) dt + \\ + Q_{ld} dt + Q_{tr} dt = c_{vx} T_{px} dm_{px} + c_{vx} dT_x m_x + p dV_x; \\ p_{\text{вп}} = m_{\text{тк}} R \left/ \left(\frac{V_r}{T_r} + \frac{V_{\text{рег}}}{T_{\text{рег}}} + \frac{V_x}{T_x} \right) \right. \end{cases}$$

Общепринятые характеристики для компрессоров объемного или динамического действия в применении для термокомпрессора будут некорректны. В связи с этим по существующим публикациям приняты понятия термического [3], объемного и эксергетического КПД. Применение последнего весьма проблематично вследствие того, что анализируемый в настоящей работе термокомпрессор является теплоотрицательный энергетическим преобразователем, для которого внешнее тепло окружающей среды является как бы бесплатным, а низкопотенциальное тепло — безвозвратно теряемым. Поэтому полезность по эксергетическому коэффициенту может содержать алогизм в смысле значений больше 1. В связи с этим для термокомпрессоров, работающих в указанных температурных условиях, необходимо введение новых понятий по показателям эффективности.

Поэтому в настоящей публикации эффективность работы определялась коэффициентом преобразования механической энергии, который вычисляется как отношение работы по повышению давления к механической энергии, затрачиваемой на перемещение поршня. Так как тепло, выделяемое за счет вязкостного трения в насадке регенератора, также подводится к рабочему телу и является условно внешним по отношению к газу, то его учет как подводимого тепла был бы неправильным. Это тепло

содержится в затрачиваемой в приводе работе, которая как раз и расходуется на преодоление гидравлических потерь и механическое трение в штоке и уплотнениях.

Тогда:

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{L_{\text{к}}}{L_{\text{мех}}} = \frac{\Delta m_{\text{тк}} v_{\text{x}} (p_{\text{вып}} - p_{\text{вп}})}{L_{\text{мех}}},$$

где v_{x} — удельный объем газа в холодной полости; $L_{\text{мех}}$ — затраты механической энергии на преодоление гидравлического сопротивления.

Кроме того, интерес представляет объемный коэффициент подачи λ , который представляет собой отно-

шение объема, который занимает вновь поступившая в термокомпрессор масса газа $\Delta m_{\text{тк}}$, к геометрическому объему $V_{\text{г}}$, описываемому поршнем:

$$\lambda = \frac{\Delta m_{\text{тк}} v_{\text{x}}}{V_{\text{г}}}.$$

Результаты расчетов

Решение систем уравнений позволило получить картину изменения температуры газа в полостях термокомпрессора (рис. 3), по которой можно оценить неизотермичность процессов, а также изменение давления газа в полости ТК.

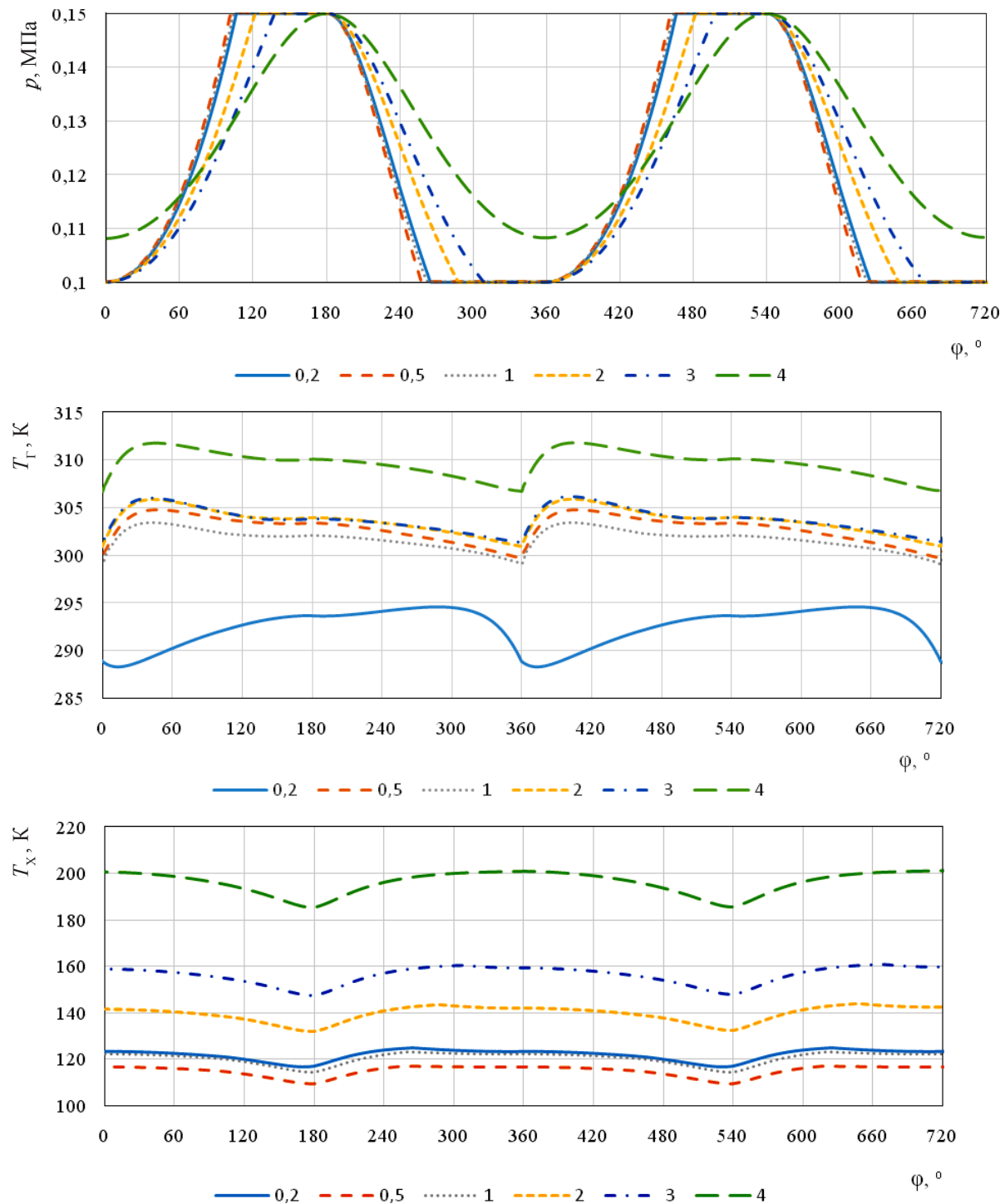


Рис. 3. Изменение давления и температуры газа в полостях в зависимости от угла поворота вала

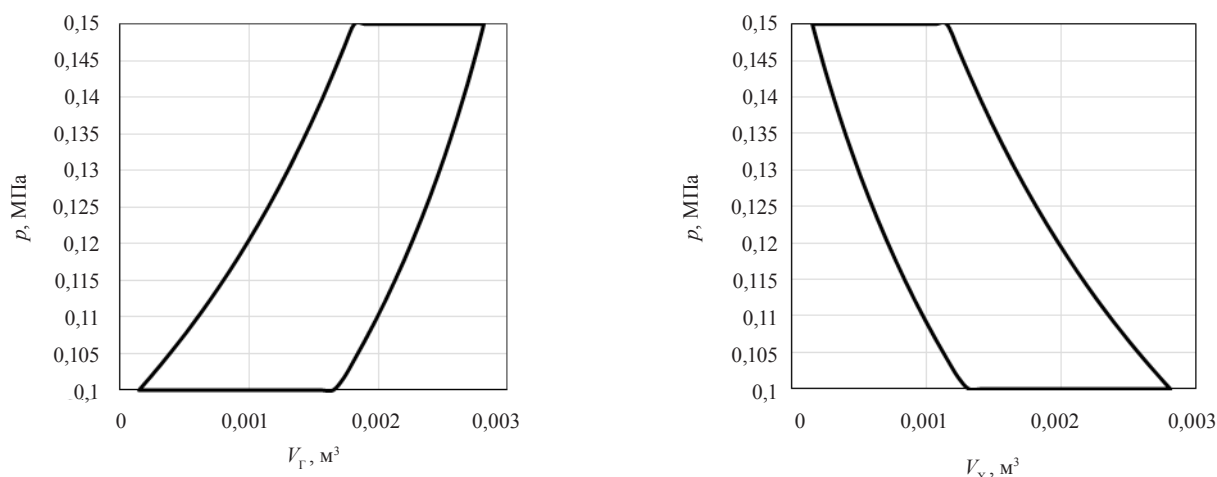


Рис. 4. p - V диаграмма для полостей термокомпрессора при частоте 1 Гц

При увеличении частоты термокомпрессора наблюдается тенденция к повышению температуры, как в горячей, так и в холодной полости. Это объясняется существенным повышением потерь на трение, которые диссипируют в тепло, подводимое к рабочему телу. При этом повышение температуры в холодной полости в зависимости от частоты заметно выше, чем аналогичное повышение температуры в горячей полости. Это связано с тем, что в процессе оптимизации регенеративного теплообменника приходилось придерживаться критерия ограничения перепада давления. Это в свою очередь приводило к уменьшению продольных размеров регенеративного теплообменника и увеличению поперечных, что негативно влияет на коэффициент полезного действия теплообменника. Чем ниже КПД регенеративного теплообменника, тем больше будет отклонение температуры газа в полости от температуры стенки. Соответственно, при меньшем КПД температура газа в горячей полости будет уменьшаться, а в холодной — увеличиваться. Поэтому в горячей полости тепловыделение вследствие трения и недорекуперация будут частично компенсировать друг друга, а в холодной — накладываться друг на друга.

Максимальное изменение температуры в горячей полости от аналогичного изменения температуры в холодной полости сдвинуты по фазе на 180° , что соответствует логике и физике процессов (наибольшие

разности температур между стенкой и газом находятся в соответствующих мертвых точках — верхней для горячей полости и нижней для холодной). Наибольшее влияние на изменение температуры будут оказывать коэффициент теплоотдачи, который связан со скоростью движения газа, а также увеличение теплопритоков, вызванного теплопроводностью стенки и сетки регенератора. На данных рисунках видно, что в районе соответствующих мертвых точек величина удельного теплового потока будет максимальна, что приводит к падению температуры в горячей полости и возрастанию температуры в холодной. Изменение температуры в холодной полости меньше зависит от теплопроводности, так как для холодной полости максимальное значение удельного влияния теплопроводности в три раза ниже, чем для горячей полости. Это объясняется большей плотностью газа в холодной полости и соответственно большей массой газа, находящегося в холодной полости в районе нижней мертвой точки.

С увеличением частоты работы термокомпрессора как коэффициент преобразования механической энергии, так и коэффициент подачи уменьшаются. Это связано с уменьшением коэффициента полезного действия регенеративного теплообменника, а также с перегревом термокомпрессора, имеющем место при более высоких частотах. Перегрев приводит к негативным последствиям из-за того, что давление в термокомпрессоре не опускается ниже давления открытия впускного клапана из-за повышенной температуры рабочего тела в холодной полости. Это явление называется запиранием термокомпрессора. Запирание приводит к уменьшению производительности термокомпрессора и даже переходу на холостой режим (когда клапаны закрыты на протяжении всего периода работы термокомпрессора), когда производительность равна нулю (рис. 4–6).

Заключение

Разработана методика расчета параметров рабочего тела в полостях термокомпрессора. Показано, что изменение температуры может серьезно влиять на производительность термокомпрессора, и его необходимо учитывать при расчете и проектировании.

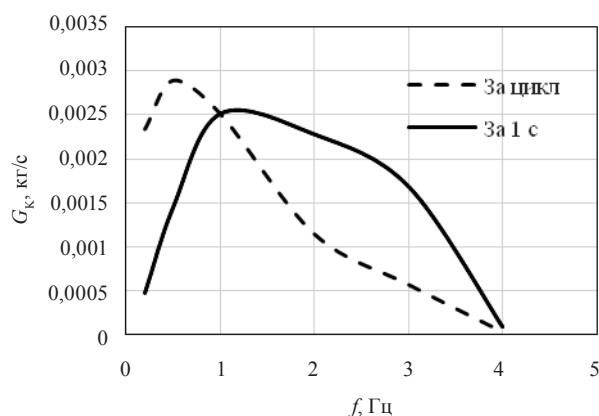


Рис. 5. Производительность термокомпрессора

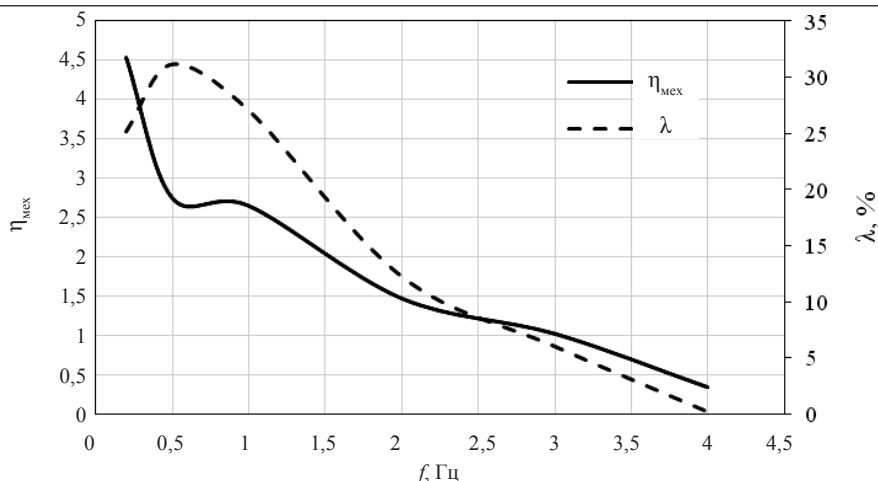


Рис. 6. Коэффициент подачи и коэффициент преобразования механической энергии в зависимости от частоты термокомпрессора

Результаты расчета показали, что увеличение частоты процесса приводит к ухудшению рабочих и энергетических характеристик термокомпрессора. Причиной этому является более низкий коэффициент полезного действия регенеративного теплообменника, а также увеличивающееся тепловыделение, вызванное гидравлическим сопротивлением потока газа в регенераторе. Увеличение частоты работы термокомпрессора привело к его заклиниванию и снижению производительности до нуля. При работе на низких частотах, термокомпрессор работает на более энергетически выгодных режимах, однако его производительность невелика вследствие временного фактора. Оптимальной в данном случае можно считать частоту работы, равную 1 Гц.

Таким образом, предложенная физическая модель и ее математическое описание с алгоритмом расчета позволяет получить более объективные характеристики рабочего процесса и прогнозировать последние для различных режимов работы.

Список литературы (References)

1. V. Bush, Apparatus for Compressing Gases, U. S. Patent No. 2,157,229, 1939.
2. Ji, W., Wang, J.-J., Zhou, Y., Xue, X.-D., Chen, L.-B., Zhu, W.-X. Experimental study of a novel thermocompressor driven pulse tube refrigerator. *Journal of Engineering Thermophysics*. 2013. No 34. p. 1221–1224.
3. Kumar, N. S., Hofacker, M. E., Barth, E. J. Design of a stirling thermocompressor for a pneumatically actuated ankle-foot orthosis. Proceedings of the ASME 2013 Dynamic Systems and Control Conference, 2013.
4. Алексеев Г. Н. Основы теории энергетических установок подводных подвижных аппаратов. — М.: Наука, 1974. 287 с. [Alexeev G. N. Bases of the theory of energetic installations of underwater mobile devices. Moscow: Nauka, 1974. (in Russian)]
5. Kornhauser, A. Analysis of an idealized Stirling thermocompressor. In Proceedings of the 31st IECEC, 1996, paper No. 96422, pp. 1331–1336.

6. Edwards, M. Design, modeling, and performance of a miniature reciprocating thermocompressor. Masters Thesis, Mechanical Engineering, Oregon State University, 2005.
7. Lin Wen-Ye, Xiao-Hua Wu, Jun-Ling Yang, Lu-Wei Yang. Experimental study and numerical analysis of thermocompressors with annular regenerators. *International Journal of Refrigeration*. 2013. No 36. P. 1376–1387.
8. Благин Е. В., Довгялло А. И., Угланов Д. А., Достовалова С. С. Термодинамический расчет термомеханического компрессора // Вестник СГАУ. 2013. № 3 (41) Ч. 2. С. 25–30. [Blagin E. V., Dovgjallo A. I., Uglanov D. A., Dostavalova S. S. Thermodynamic calculation of the thermomechanical compressor. *Vestnik SGAI*. 2013. Vol. 3, Part 2. p. 25–30. (in Russian)]
9. Благин Е. В., Довгялло А. И., Угланов Д. А. Параметры и характеристики термомеханического компрессора при работе с криогенным рабочим телом. // Известия Самарского научного центра РАН. 2013. Т. 15, № 6 (3). С. 599–602. [Blagin E. V., Dovgjallo A. I., Uglanov D. A. Parameters and characteristics of thermocompressor during its operation on cryogenic working fluid. *Izvestija Samarskogo nauchnogo centra RAN*. 2013. Vol. 15, No 6 (3). 2013. p. 599–602. (in Russian)]
10. Довгялло А. И., Сармин Д. В., Угланов Д. А., Цапкова А. Б. Использование баллона с криогенной заправкой в различных областях техники. // Вестник Международной академии холода. 2014. № 3. С. 30–34. [Dovgjallo A. I., Sarmin D. V., Uglanov D. A., Tsapkova A. B. Different applications of cylinders with cryogenic filling. *Vestnik Mezhdunarodnoi Akademii Kholoda*. 2014. No 3. p. 30–34. (in Russian)]
11. Благин Е. В. Расчет регенеративного теплообменника в термомеханическом компрессоре. Проблемы и перспективы развития авиации в России. / Материалы конференции. — УФА, УГАТУ, 2013. С. 149–153. [Blagin E. V. Calculation of the regenerator in the thermocompressor. Proceedings of the «Problems and perspectives of aircraft development in Russia» conference. UFA. 2013. p. 149–153. (in Russian)]

Статья поступила в редакцию 22.06.2015