

УДК 621.514.6

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА РОТОРНО-ЛОПАСТНОГО КОМПРЕССОРА

© 2009 А. И. Довгялло, И. В. Коломин

Самарский государственный аэрокосмический университет

Приведены исследования рабочего процесса роторно-лопастного компрессора (РЛК). На основе принятых конструктивных параметров определены основные характеристики рабочего процесса. Показана перспективность использования РЛК для компрессорного блока микрокриогенной системы охлаждения тепловизионной аппаратуры.

Компрессор роторно-лопастной, характеристики, коэффициент герметичности, производительность, перетечки, объём камеры, уплотнение щелевое.

Введение

В современной тепловизионной аппаратуре наиболее широко используются матричные фотоприёмные устройства (МФПУ). МФПУ включает матрицу фоточувствительных элементов и кремниевые микросхемы считывания и предварительной обработки фотосигналов, располагаемые в фокальной плоскости вакуумированного корпуса, обеспечивающего защиту и стыковку с системой охлаждения до требуемой рабочей температуры.

Конструкция МФПУ выполняется на основе вакуумированного криостатируемого корпуса, предназначенного для стыковки с микрокриогенной системой охлаждения, работающей по циклу Стирлинга или с дроссельной системой охлаждения.

Несмотря на значительный многолетний опыт захлаживания фотоприёмных устройств, сами системы охлаждения не отличаются большим разнообразием, что объясняется ограниченными возможностями термомеханических преобразователей — газовых криогенных машин (ГКМ) и дроссельных систем. В основе тех и других обязательно присутствуют блоки сжатия (компрессоры) и расширительные устройства (детандеры или дроссели). Определяющим термодинамическую эффективность системы обычно является компрессорный блок.

Повышенные требования к компрессорам микрокриогенных систем диктуют не только выполнение соответствующих уров-

ней производительности и степени сжатия, но и ресурса, уровня допустимых вибраций и их частотного спектра. В связи с этими обстоятельствами разработка роторно-лопастного компрессора, удовлетворяющего вышеперечисленным требованиям, является актуальной задачей.

Рабочие процессы РЛК протекают аналогично поршневым компрессорам, что позволяет вести расчёты, опираясь на классическую теорию поршневых компрессоров, с учётом особенностей конструкции РЛК.

Составляющими потерь, требующих особого изучения, являются перетечки рабочего тела внутри РЛК, определяющие его производительность. Они обусловлены перепадом давления между соседними рабочими камерами РЛК, разделёнными подвижными поршнями.

1. Предварительная оценка параметров и характеристик РЛК

Разрабатываемый компрессор представляет собой неподвижную кольцеобразную полость переменного объёма прямоугольного сечения, внутри которой колеблются две пары (2п) лопастей, выполняющие функцию поршней (рис. 1). Замкнутый объём каждой рабочей камеры 3 создаётся между неподвижными стенками корпуса 1 и двумя подвижными лопастями 2, совершающими возвратно-вращательное движение. Рабочий процесс РЛК организован таким образом, что в то время, когда в одной паре рабочих камер происходит такт сжатия и выпуска, в другой паре

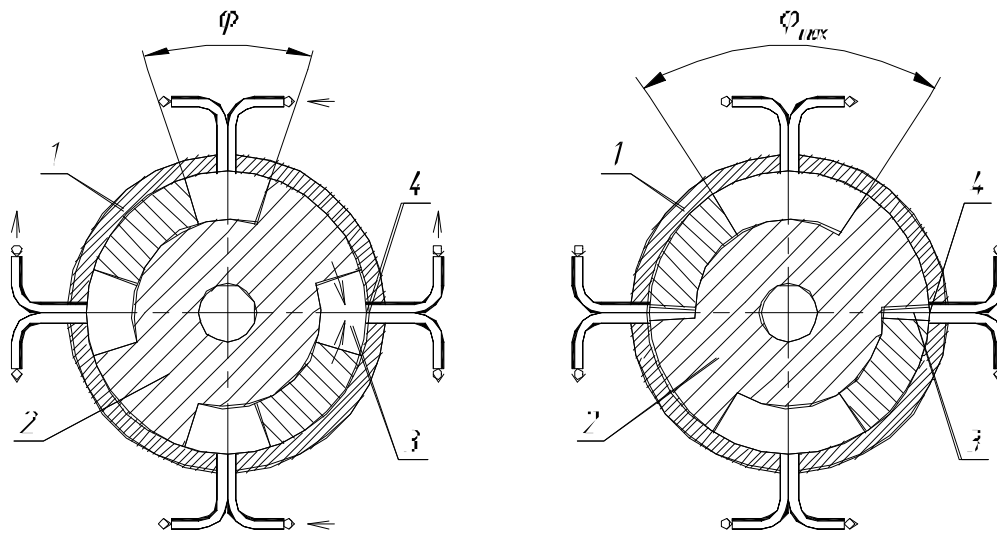


Рис. 1. Схема роторно-лопастного компрессора

рабочих камер осуществляется такт впуска. Впуск и выпуск рабочего тела производится через отверстия 4, расположенные в каждой точке корпуса, где сходятся лопасти.

Объём кольцевого канала прямоугольного сечения можно найти следующим образом: $V_o = \pi \cdot (r_2^2 - r_1^2) \cdot S_k$, где r_1 — внутренний радиус, r_2 — наружный радиус, S_k — толщина кольца. В этом случае эквивалентная площадь условного поршня принимается равной $F_n = S_k \cdot (r_2 - r_1)$.

С учётом угла отклонения лопастей компрессора φ можно определить текущий объём $V_{тек}$ рабочей камеры при любом положении лопастей:

$$V_{тек} = V_o \cdot \frac{\varphi}{360^\circ} \quad (1)$$

Рассматриваемый компрессор имеет четыре лопасти и, соответственно, четыре рабочие камеры. Каждая из рабочих камер V_k образует максимальный объём при угле колебания лопастей компрессора φ_{max} (рис. 1). Один рабочий цикл в каждой камере включает такты впуска, сжатия и выпуска. Тогда общий рабочий объём компрессора за один полный цикл V_p определится как сумма объемов двух пар рабочих камер.

Для анализа и расчётов приняты следующие геометрические параметры рабочей полости РЛК, приведённые в табл. 1.

Таблица 1. Геометрические параметры рабочей полости РЛК

Внутренний радиус	$r_1, м$	23×10^{-3}
Наружный радиус	$r_2, м$	35×10^{-3}
Толщина кольца	$S_k, м$	24×10^{-3}
Площадь условного поршня	$F_n, м^2$	288×10^{-6}
Объём кольцевого канала	$V_o, м^3$	$52,5 \times 10^{-6}$
Максимальный угол отклонения лопастей	$\varphi_{max}, град$	72°
Объём одной рабочей камеры	$V_k, м^3$	$10,5 \times 10^{-6}$
«Мёртвый» объём одной рабочей камеры	$V_m, м^3$	$0,6 \times 10^{-6}$
Общий рабочий объём	$V_p, м^3$	$41,9 \times 10^{-6}$
Степень сжатия	ε	3

Частота изменения рабочего объёма задается равной $f = 10 \text{ Гц}$, т.е. за одну секунду компрессор должен совершить 10 полных циклов. Тогда расчётный секундный объёмный расход воздуха будет составлять $Q_{\text{с}} = f \cdot V_{\text{ч}}$. Задавая величину плотности воздуха при начальных условиях $\rho_1 = 1,293 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$, определим массовый расход воздуха $G_{\text{с}}$ через компрессор.

Результаты расчётов расхода воздуха представлены в табл. 2.

Для расчёта производительности РЛК необходимо оценить потери на входе с помощью коэффициента наполнения. Традиционно коэффициент наполнения представляет собой произведение [1]:

$$\lambda_{\text{н}} = \lambda_p \cdot \lambda_0 \cdot \lambda_T, \quad (2)$$

где λ_p — коэффициент давления, λ_0 — объёмный коэффициент, λ_T — тепловой коэффициент.

Коэффициент давления отражает влияние давления в конце процесса всасывания на наполнение рабочей камеры компрессора. На величину λ_p влияют усилие срабатывания клапана на впуске и колебание давления во всасывающем трубопроводе. Для компрессора, всасывающего при атмосферном давлении, выберем $\lambda_p = 0,98$ [1].

Влияние тепловых явлений на наполнение отражает тепловой коэффициент. Ве-

личина λ_T зависит от подвода к газу тепла во время всасывания и от затраты работы на проталкивание газа через клапан на впуске, которая полностью переходит в тепло. Эти два обстоятельства приводят к повышению температуры рабочего тела и ухудшению наполнения компрессора. Потеря давления на впуске возрастает с ростом плотности газа, средней скоростью колебания лопаток и сопротивлением клапана. Для рассматриваемого случая выберем $\lambda_T = 0,97$ [1].

Потерю рабочего объёма из-за расширения газа из мёртвого пространства, влияющую на наполнение компрессора, характеризует объёмный коэффициент. Величину λ_0 найдем по формуле [1]:

$$\lambda_0 = 1 - a \cdot \left(\varepsilon^{\frac{1}{k}} - 1 \right), \quad (3)$$

где $a = \frac{V_{\text{м}}}{V_{\text{н}}}$ — относительное мёртвое пространство; $V_{\text{м}}$ — объём мёртвого пространства (или «мёртвый» объём) одной рабочей камеры; $V_{\text{н}} = V_{\text{к}} - V_{\text{м}}$ — рабочий объём камеры; $k = 1,4$ — показатель адиабаты для воздуха; $\varepsilon = 3$ — степень сжатия.

Исходные значения для формул (2) и (3), а также результаты расчёта приведены в табл. 3.

Для получения значений производительности РЛК необходимо оценить потери, наибольшая доля из которых будет связана с перетечками газа внутри компрессора.

Таблица 2. Теоретический расход воздуха компрессора

Объёмный секундный расход воздуха	$Q_{\text{с}}, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$	$419,8 \times 10^{-6}$
Объёмный расход воздуха в час	$Q_{\text{сч}}, \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$	1,51
Массовый секундный расход воздуха	$G_{\text{с}}, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$	$542,7 \times 10^{-6}$
Массовый расход воздуха за час	$G_{\text{сч}}, \frac{\text{кг}}{\text{ч}}$	1,95

Таблица 3. Расчёт коэффициента наполнения

Рабочий объём одной камеры	$V_h, \text{м}^3$	$9,9 \times 10^{-6}$
Относительное мёртвое пространство	a	0,061
Объёмный коэффициент	λ_o	0,93
Коэффициент давления	λ_p	0,98
Тепловой коэффициент	λ_T	0,97
Коэффициент наполнения	λ_n	0,88

Коэффициент производительности $\lambda_\Sigma = \lambda_n \cdot \lambda_c$ учитывает потери на входе λ_n в РЛК и величину перетечек газа внутри компрессора, оцениваемую коэффициентом герметичности λ_c . Определение герметичности РЛК с бесконтактными уплотнениями осложняется отсутствием методики расчета для компрессора данного типа.

В связи с этим необходимым является проведение аналитических исследований влияния конструктивных параметров и параметров рабочего процесса на λ_c и, соответственно, на технико-экономические показатели компрессора в целом.

2. Анализ методик и результаты расчёта перетечек для щелей и зазоров

Разрабатываемый РЛК может быть выполнен как с контактными, так и бесконтактными уплотнениями. Однако в связи с тем, что компрессор для ГКМ должен удовлетворять требованию чистоты рабочего тела, ниже будут рассмотрены варианты бесконтактных уплотнений, а именно: лабиринтные и щелевые. Для оценки эффективности уплотнений рассчитаем расход воздуха через щели

между лопастями и корпусом при условиях, приведённых в табл. 4. Также введём понятия давления перед и после уплотнения, соответствующие максимальному и минимальному давлению рабочего цикла РЛК.

В табл. 4 эквивалентная длина щели соответствует длине дуги при $\varphi_n = 54^\circ$ на среднем диаметре лопатки:

$$d_{cp} = r_1 + r_2 = 58 \text{ мм}.$$

В технической литературе проработаны методики определения утечек через щелевые и лабиринтные уплотнения вращающихся роторов. Однако конструктивные особенности РЛК (синхронное изменение рабочих объёмов пар полостей, возвратно-вращательное движение поршней в корпусе с минимальным зазором, отсутствие перекадки поршня) требуют критической оценки известных методик и выбора наиболее подходящей из них с целью дальнейшей её отработки по результатам численного эксперимента и натурной модели проектируемого компрессора на испытательном стенде.

В щелевых уплотнениях утечки из полости высокого давления в полость низкого

Таблица 4. Исходные параметры для расчёта расхода воздуха через бесконтактные уплотнения

Давление после уплотнения	$p_1, \text{Па}$	$101,3 \times 10^3$
Давление перед уплотнением	$p_2, \text{Па}$	$303,9 \times 10^3$
Толщина щели	$\delta, \text{м}$	$0,02 \times 10^{-3}$
Эквивалентная длина щели	$l_{эк}, \text{м}$	$27,33 \times 10^{-3}$
Температура воздуха	$T_\theta, \text{К}$	300

давления ограничены из-за малой величины зазора между двумя деталями. Будем рассматривать случай, когда детали располагаются абсолютно концентрично относительно друг друга. Известно соотношение между падением давления и величиной расхода газа при истечении через щель конечной длины в направлении оси x и бесконечной протяжённости по оси z (рис. 2). Высота щели по оси y считается равной радиальному зазору.

Объёмный расход q (утечки) на единицу длины в этом случае определяется по уравнению, полученному для условий ламинарного течения и несжимаемости рабочего тела [2]:

$$q = \frac{(p_2 - p_1) \cdot \delta^3 \alpha^2}{6\mu L \cdot (\alpha + 1)} + \frac{\delta \cdot \alpha}{(\alpha + 1)} \cdot (v_\delta + v_o), \quad (4)$$

где α — характеристика параллельности стенок щели (у параллельных поверхностей, образующих щель, $\alpha = 1$); μ — динамическая вязкость воздуха; L — длина проточного канала в направлении потока; v_o, v_δ — скорости потока при $y = 0$ и $y = \delta$, соответственно (определяются экспериментально).

Трудность оценки скоростей v_o, v_δ и используемое в формуле (4) условие бесконечной протяжённости щели по оси z , применимое для валов большого диаметра, в рассматриваемом случае приводят к завышенным и некорректным значениям для утечек через уплотнения РЛК.

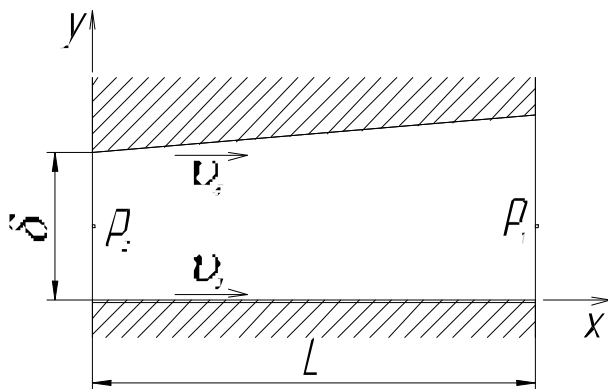


Рис. 2. Схема течения рабочего тела по узкому кольцевому каналу конечной длины

Рассмотрим другие варианты расчёта утечек через бесконтактные уплотнения, например, лабиринтные.

При движении газового потока через элемент лабиринтного уплотнения происходит местное расширение газа. Этот процесс осуществляется путём многократного преобразования потенциальной энергии давления в кинетическую энергию газового потока в узкой части щели с последующей почти полной диссипацией кинетической энергии в камерах лабиринта. Чем большая доля кинетической энергии в каждой камере переходит в теплоту, тем большее сопротивление движению газа создаёт уплотнение. В направлении от входа к выходу уплотнения давление понижается, удельный объём газа и скорость потока увеличиваются [3].

Утечки через лабиринтные уплотнения с кольцевыми канавками (рис. 3) рассчитываются по формуле [3]:

$$Q_{ЛУ} = \frac{\pi D \cdot (p_2 - p_1) \cdot \delta^3}{12 \cdot \mu \cdot l_{эф}} \left(1 + \frac{2}{3} \varepsilon_{омн}^2 \right), \quad (5)$$

где $l_{эф} = l - \sum l_k$ — эффективная длина щели, равная длине уплотнения за вычетом суммы

длин канавок; $\varepsilon_{омн} = \frac{e}{\delta}$ — относительный эксцентриситет, равный отношению абсолютного эксцентриситета к величине радиального зазора; μ — динамическая вязкость воздуха; $\pi \cdot D$ — характерный размер сечения.

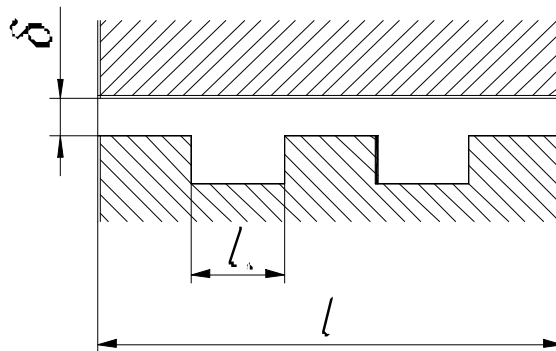


Рис. 3. Геометрия лабиринтного уплотнения с кольцевыми канавками

Из (5) следует, что утечки через лабиринтные уплотнения увеличиваются по сравнению с утечками через гладкую щель в той степени, в которой канавки укорачивают длину щели. Поэтому использование лабиринтных уплотнений для РЛК не целесообразно.

Применим методику определения утечек через лабиринтные уплотнения по формуле (5) для гладких щелей. В таком случае характерным размером будет являться периметр условного поршня компрессора: $\Pi_n = 2 \cdot S_k + 2 \cdot (r_2 - r_1)$; относительный эксцентриситет будет равен нулю: $\varepsilon_{отн} = 0$; а эффективная длина щели будет соответствовать эквивалентной: $l_{эф} = l_{эк}$. Тогда формула для расчёта расхода воздуха через гладкую щель примет вид:

$$Q_{щв} = \frac{\Pi_n \cdot (p_2 - p_1) \cdot \delta^3}{12 \cdot \mu \cdot l_{эк}}. \quad (6)$$

Исходные значения для (6) и результаты расчёта утечек при максимальном перепаде давлений приведены в табл. 5.

Расчёты показывают, что полученная величина расхода воздуха через гладкую щель более чем в двадцать раз меньше производительности РЛК, что приемлемо по уровню и близко по значению для цилиндропоршневых пар. Поэтому воспользуемся соотношением (6) для проведения дальнейших расчётов.

Для определения величины перетечек рабочего тела внутри РЛК необходимо найти массу газа, перетекшую за цикл сжатия и выпуска через щелевые уплотнения. Расчёт будем вести для одной рабочей камеры объёмом $V_k = 10,5 \times 10^{-6} \text{ м}^3$, с массой рабочего тела в одной камере: $m_k = V_k \cdot \rho_1$.

За один полный цикл $\tau_u = 1/f$ компрессора в каждой из двух пар рабочих камер происходит выпуск, сжатие и выпуск рабочего тела. При этом такт выпуска длится половину времени одного рабочего цикла, а такты сжатия и выпуска делят оставшуюся половину рабочего цикла в соответствии с уровнем давления нагнетания, определяемого по соотношению объёмов:

$$V_{тек} = V_p \cdot (1 - \cos(2\pi \cdot f \cdot \tau_{тек})). \quad (7)$$

Объём камеры, при котором достигается заданный перепад давлений ($\varepsilon = 3$) и начинается такт выпуска, определится как

$$V_{сж} = \frac{V_p}{\varepsilon^{1/k}}. \quad (8)$$

По найденному значению $V_{сж}$ находим время такта выпуска $\tau_{вып}$ и сжатия:

$$\tau_{сж} = \frac{\tau_u}{2} - \tau_{вып}.$$

Подставив в (8) угол отклонения лопастей компрессора $\varphi_{\max}$, определяющий V_k , можно найти угол, соответствующий такту выпуска.

Найдём массу газа, перетекшую за время такта выпуска при максимальном перепаде давлений $\varepsilon = 3$ через периметр одной лопатки:

$$m_{вып} = Q_{щв} \cdot \rho_2 \cdot \tau_{вып}, \quad (9)$$

где $\rho_2 = \frac{m_k}{V_{сж}}$ — плотность газа в такте выпуска.

Таблица 5. Расчёт расхода воздуха через гладкую щель

Периметр условного поршня	$\Pi_n, \text{м}$	72×10^{-3}
Динамическая вязкость воздуха	$\mu, \text{Па} \cdot \text{с}$	$18,6 \times 10^{-6}$
Объёмный расход воздуха через гладкую щель	$Q_{щв}, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$	$19,1 \times 10^{-6}$

Массу газа, перетекшую через одну лопатку за цикл сжатия при средней плотности $\rho_{cp} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$, найдём интегрированием выражения (6) по времени сжатия:

$$m_{сж} = \int_{\tau_u/2}^{\tau_u/2 + \tau_{сж}} Q_{шв}(\tau) \cdot \rho_{cp} \cdot d\tau. \quad (10)$$

Поскольку объём рабочей камеры ограничен двумя лопатками (поршнями), движущимися синхронно, то масса газа, перетекшая за цикл сжатия и выпуска, удваивается:

$$m_{пер} = 2 \cdot (m_{сж} + m_{вып}),$$

и масса газа, поступившая из одной камеры к потребителю, составит

$$m_n = m_k - m_{пер}. \quad (11)$$

Зная массы газа на входе и выходе из РЛК, определяем коэффициент утечки

$\mu_y = \frac{m_k}{m_n}$ и обратную ему величину коэффициента герметичности:

$$\lambda_z = \frac{1}{\mu_y}. \quad (12)$$

Коэффициент производительности (подачи) включает в себя коэффициенты наполнения и герметичности:

$$\lambda_\Sigma = \lambda_n \cdot \lambda_z.$$

Коэффициент производительности компрессора выражает соотношение между его производительностью (на выходе) и секундным объёмным расходом (на входе) $Q_n = \lambda_\Sigma \cdot Q_g$. Результаты расчётов для определения производительности компрессора представлены в табл. 6.

Таким образом, для обеспечения требуемого расхода воздуха $Q_g = 419,8 \times 10^{-6} \frac{м^3}{с}$

необходимо подать на входе в РЛК

$$Q_{потреб} = \frac{Q_g}{\lambda_\Sigma} = 615,4 \times 10^{-6} \frac{м^3}{с}$$

при $f_p = 14,6 Гц$.

Будет полезным определить применимость соотношений для лабиринтных уплотнений, которые не учитывают вязкостные свойства уплотняемой среды. Используем формулу Стодола для расчёта утечек воздуха [3]:

$$Q_{шв} = F_{ш} \sqrt{\frac{p_2^2 - p_1^2}{z \cdot R_g \cdot T_g}}, \quad (13)$$

Таблица 6. Расчёт производительности РЛК

Масса воздуха в одной рабочей камере	$m_k, кг$	$13,57 \times 10^{-6}$
Время одного рабочего цикла	$\tau_u, с$	100×10^{-3}
Время такта сжатия	$\tau_{сж}, с$	$26,4 \times 10^{-3}$
Время такта выпуска	$\tau_{вып}, с$	$23,6 \times 10^{-3}$
Масса перетечек через лопатку за $\tau_{сж}$	$m_{сж}, кг$	$0,26 \times 10^{-6}$
Масса перетечек через лопатку за $\tau_{вып}$	$m_{вып}, кг$	$1,28 \times 10^{-6}$
Масса перетечек из одной рабочей камеры	$m_{пер}, кг$	$3,08 \times 10^{-6}$
Коэффициент герметичности	λ_z	0,77
Коэффициент производительности	λ_Σ	0,67
Производительность компрессора	$Q_n, \frac{м^3}{с}$	$286,4 \times 10^{-6}$
Производительность компрессора в час	$Q_{пч}, \frac{м^3}{ч}$	1,03

где $F_{щ} = 2(r_2 - r_1) \cdot \delta + 2 \cdot S_k \cdot \delta$ — площадь сечения щели, m^2 ; z — число гребешков лабиринтов; R_g — газовая постоянная воздуха,

$$\frac{Дж}{кг \cdot K}.$$

Выше была отмечена целесообразность применения щелевых уплотнений. Поэтому для (13) найдём такое число гребешков z , при котором лабиринтное уплотнение вырождается в щелевое. При этом зададимся массовым расходом воздуха, полученным по формуле (6):

$$z = \left(\frac{F_{щ}}{Q_{щУ} \cdot \rho_2} \right)^2 \cdot \frac{p_2^2 - p_1^2}{R_g \cdot T_g}. \quad (14)$$

Исходные значения для (14) и результаты расчёта приведены в табл. 7.

Число гребешков $z = 673$ на эквивалентной длине щели $l_{эк} = 27,33 мм$ соответствует чистовой обработке поверхности лопаток под щелевые уплотнения с шагом неровностей профиля по вершинам $S = 0,04 мм$.

На основе проведённых расчётов можно получить номинальные значения индикаторной работы и мощности, исходя из следующих соотношений [1]:

$$L_{ном} = p_0 \cdot V_h \cdot \lambda_0 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \quad (15)$$

$$N_{ном} = p_0 \cdot V_h \cdot f_p \cdot \lambda_0 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \quad (16)$$

где $p_0 = 101,3 \times 10^3$ — давление всасывания,

$Па$; $f_p = 14,6$ — частота работы РЛК, $Гц$.

Исходные значения для (15) и (16) и результаты расчёта представлены в табл. 8.

Таким образом, представленные в работе расчётно-аналитические данные подтверждают перспективность компрессора по характеристикам рабочего процесса, производительности, коэффициенту подачи и термодинамической эффективности, что позволяет применить его в составе компримирующего блока систем охлаждения бортового применения.

Таблица 7. Расчёт числа гребешков лабиринтов

Площадь сечения щели	$F_{щ}, m^2$	$1,44 \times 10^{-6}$
Газовая постоянная воздуха	$R_g, \frac{Дж}{кг \cdot K}$	287
Число гребешков	z	673

Таблица 8. Расчёт индикаторных параметров

Давление всасывания	$p_0, Па$	$101,3 \times 10^3$
Рабочий объём	V_h, m^3	$9,9 \times 10^{-6}$
Объёмный коэффициент	λ_0	0,93
Показатель адиабаты для воздуха	k	1,4
Степень сжатия	ε	3
Номинальная индикаторная работа	$L_{ном}, Дж$	1,2
Номинальная индикаторная мощность	$N_{ном}, Вт$	17,2

Библиографический список

1. Френкель, М. И. Поршневые компрессоры. Теория конструкции и основы проектирования [Текст] / М. И. Френкель. – Л.: Машиностроение, 1969. – 744 с.
2. Никитин, Г. А. Щелевые и лабиринтные уплотнения гидроагрегатов [Текст] / Г. А. Никитин. – М.: Машиностроение, 1982. – 135 с.
3. Уплотнения и уплотнительная техника. Справочник [Текст] / Л. А. Кондаков, А.И. Голубев, В.Б.Овандер; под ред. А.И. Голубева. - М.: Машиностроение, 1994. – 448 с.

References

1. Frenkel, M. I. Piston compressors. Theory of design and designing fundamentals / M. I. Frenkel. - Leningrad: Mashinostroyeniye, 1969. - 744 pp.
2. Nikitin, G. A. Groove and labyrinth seals of hydraulic units / G.A. Nikitin. - Moscow: Mashinostroyeniye, 1982. - 135 pp.
3. Seals and sealing equipment Reference book / L. A. Kondakov, A. I. Golubev, V. B. Ovander; edited by A. I. Golubev. - Moscow: Mashinostroyeniye, 1994. - 448 pp.

ROTOR BLADE COMPRESSOR WORKING PROCESS ANALYSIS

© 2009 A. I. Dovgyallo, I. V. Kolomin

Samara State Aerospace University

The paper presents the analysis of the rotor blade compressor (RBC) working process. The main characteristics of the working process are defined on the basis of the accepted structural parameters. The use of RBC is shown to be promising for the compressor unit of the microcryogenic cooling system of infra-red imaging equipment.

Rotor blade compressor, characteristics, air-tightness coefficient, overflow productivity, chamber volume, groove seal.

Информация об авторах

Довгялло Александр Иванович, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры теплотехники и тепловых двигателей, ГОУ ВПО «Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева»; e-mail: d.a.i@mail.ru. Основные научные интересы: рабочие процессы тепловых двигателей и холодильных машин, бортовая микроэнергетика, энергосбережение.

Коломин Илья Викторович, кандидат технических наук, старший научный сотрудник научно-исследовательского центра космической энергетики, ГОУ ВПО «Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева»; e-mail: kolomin@list.ru. Основные научные интересы: рабочие процессы систем охлаждения и термостатирования, бортовая микроэнергетика.

Dovgyallo Alexander Ivanovitch, doctor of technical science, professor, professor of the department of thermal engineering and heat engines, Samara State Aerospace University, e-mail: d.a.i@mail.ru. Area of research: working processes of heat engines and refrigerating machines, airborne micropower, power saving.

Kolomin Ilya Victorovitch, candidate of technical science, senior researcher of space power engineering research center, Samara State Aerospace University, e-mail: kolomin@list.ru. Area of research: working processes of cooling and thermostating systems, airborne micropower.