

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА
(национальный исследовательский университет)» (СГАУ)

МЕТОДЫ РАСЧЕТА И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛОВЫХ МАШИН СТИРЛИНГА

Рекомендовано редакционно-издательским советом федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева (национальный исследовательский университет)» в качестве учебного пособия для студентов, обучающихся по программам высшего образования по направлениям подготовки магистров 24.04.05 Двигатели летательных аппаратов, 24.05.02 Проектирование авиационных и ракетных двигателей

САМАРА
Издательство СГАУ
2015

УДК 629.7 (075)

ББК 39.55я7

Б 43

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. Ю.А. М а л и н о в с к а я,
канд. техн. наук, доц. В.Н. И л ю х и н

Белозерцев В.Н.

Б 43 Методы расчета и экспериментальные исследования тепловых машин Стирлинга: учеб. пособие / В.Н. Белозерцев, А.А. Горшкалев, С.О. Некрасова, А.А. Шиманов. – Самара: Изд-во СГАУ, 2015. – 76 с.: ил.

ISBN 978-5-7883-1061-9

Приведены подробные теоретические сведения об основных принципах работы двигателя и холодильной машины Стирлинга. Описаны основные термодинамические процессы, происходящие при работе двигателя и холодильной машины Стирлинга. Приведены основные методики расчёта устройств, работающих по прямому и обратному циклу Стирлинга. Подробно описана последовательность действий при выполнении лабораторных работ.

Учебное пособие предназначено для подготовки магистров по направлению 24.04.05 «Двигатели летательных аппаратов», изучающих дисциплину «Бортовая энергетика», «Автономные системы энергоснабжения», специалистов по специальности 24.05.02 «Проектирование авиационных и ракетных двигателей», изучающих дисциплину «Теплогенераторы», «Системы охлаждения, кондиционирования и вентиляции энергетических установок», «Возобновляемые источники энергии». Может быть использовано при выполнении дипломных проектов студентами 4 – 6 курсов, а также инженерно-техническими научными работниками, занимающимися расчетом и проектированием бортовых энергетических установок аэрокосмического назначения. Подготовлено на кафедре теплотехники и тепловых двигателей СГАУ.

УДК 629.7 (075)

ББК 39.55я7

ISBN 978-5-7883-1061-9

© СГАУ, 2015

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1 ИЗУЧЕНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ЦИКЛА ТЕПЛОВЫХ МАШИН НА ПРИМЕРЕ ЦИКЛА ДВИГАТЕЛЯ СТИРЛИНГА.....	6
1.1 Идеальный цикл Стирлинга	6
1.2 Методика Шмидта расчёта двигателя Стирлинга	11
1.2.1 Определение оптимального угла поворота.....	11
1.2.2 Расчет текущего давления в цикле	12
1.2.3 Определение текущих объёмов рабочих полостей и построение $P-V$ диаграммы рабочих полостей.....	16
1.2.4 Построение $P-V$ диаграммы рабочих полостей	18
2 ИЗУЧЕНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ЦИКЛА ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН НА ПРИМЕРЕ ОБРАТНОГО ЦИКЛА СТИРЛИНГА.....	20
2.1 Теоретические основы исследования	20
2.2 Методика Шмидта расчёта холодильной машины Стирлинга	24
2.2.1 Расчет текущего давления в цикле ГХМ.....	24
2.2.2 Расчет максимального описанного объема холодильной машины	27
2.2.3 Определение текущих объёмов рабочих полостей.....	28
2.2.4 Построение $P-V$ диаграммы рабочих полостей	29
3 Экспериментальное определение характеристик двигателя Стирлинга.....	32
3.1 Определение характеристик двигателя Стирлинга	32
3.2 Определение характеристик холодильной машины Стирлинга	34
3.3 Обработка экспериментальных данных	35
4 МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЕ СТИРЛИНГА С ПОМОЩЬЮ ПРОГРАММЫ ANSYS FLUENT	36
4.1 Загрузка расчетной модели.....	37
4.2 Масштабирование конечно-элементной сетки	38
4.3 Просмотр конечно-элементной сетки	39
4.4 Задание опций решателя	40
4.5 Задание свойств рабочего тела	43
4.6 Задание проницаемости стенок	46
4.7 Настройка параметров движения сетки.....	47
4.8 Установка начальных значений параметров	50
4.9 Настройка отображения процесса решения	51
4.10 Настройка сохранения параметров в текстовом файле	53
4.11 Сохранение расчетной модели	55
4.12 Просмотр результатов расчета	56

5 РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ТЕПЛОВЫХ МАШИН СТИРЛИНГА.....	57
5.1 Расчет регенеративного теплообменника двигателя Стирлинга	57
5.1.1 Тепловой расчет регенеративного теплообменника.....	58
5.1.2 Расчет потерь в регенераторе	63
5.2 Расчёт действительных характеристик двигателя с учетом потерь в регенераторе	68
6 ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ЭЛЕМЕНТОВ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕЙ СТИРЛИНГА....	69
6.1 Оптимизация геометрических размеров аппарата внешнего подвода теплоты (АВТ).....	69
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	75
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	75

ВВЕДЕНИЕ

Изобретение одного из видов двигателей внешнего сгорания связано с именем шотландского священника Роберта Стирлинга, в 1816 г. получившего патент на «...машину, которая производит движущую силу посредством нагретого воздуха». Заложенные в двигателе идеи намного опережали свой век и только, по существу, в наше время получают должную оценку. В основу двигателя Стирлингом положена машина, работающая по замкнутому термодинамическому регенеративному циклу, в которой циклические процессы сжатия и расширения происходят при различных уровнях температур, а управление потоком рабочего тела осуществляется путем изменения объема. Таким образом, этот принцип может быть положен как в основу преобразования теплоты в работу (прямой цикл), что имеет место в двигателе, так и, наоборот, – работы в теплоту (обратный цикл).

В данном учебном пособии описаны основные методы расчёта основных энергетических характеристик двигателя и холодильной машины Стирлинга, а также методология экспериментального исследования. Также был рассмотрен способ моделирования процессов в холодильной машине Стирлинга с помощью CAE системы Ansys Fluent.

1 ИЗУЧЕНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ЦИКЛА ТЕПЛОВЫХ МАШИН НА ПРИМЕРЕ ЦИКЛА ДВИГАТЕЛЯ СТИРЛИНГА

1.1 Идеальный цикл Стирлинга

Идеальный цикл Стирлинга является частным случаем обобщенного цикла Карно, имеет одинаковый с Карно термический КПД и состоит из двух изотерм и двух изохор (рис. 1). Рабочий модуль двигателя Стирлинга представляет собой цилиндр, имеющий два противоположно расположенных поршня с помещенным между ними регенератором (рис. 2). Регенератор состоит из корпуса и пористой насадки, обладающей способностью поочередно поглощать и отдавать тепло. Насадка регенератора представляет собой металлическую насадку, состоящую из отдельных тонких проволочек или полосок.

Один из двух объемов, расположенный между регенератором и поршнями, называемый полостью расширения, находится при высокой температуре T_{\max} . Другой объем, находящийся при низкой температуре T_{\min} , называется полостью сжатия. Следовательно, температурный градиент между торцевыми поверхностями регенератора равен $T_{\max} - T_{\min}$, в продольном направлении предполагается, что материал насадки имеет нулевую теплопроводность. Здесь так же, как и в цикле Карно, принимается, что движение поршней происходит без трения и без утечек рабочего тела, находящегося между поршнями. Работа цикла двигателя Стирлинга осуществляется следующим образом: в начале цикла поршень полости сжатия находится в верхней мертвой точке, а поршень полости расширения – в нижней мертвой точке, около торцевой поверхности регенератора. В таком же положении все рабочее тело находится в холодной полости сжатия. Его объем максимальный, а давление и температура минимальные; это соответствует точке 1 на P - V и T - S диаграммах (рис. 1). Во время процесса сжатия (1-2) правый поршень движется по направлению к нижней мертвой точке, а поршень полости расширения остается неподвижным. Рабочее тело сжимается в полости сжатия и давление его увеличивается. Температура остается постоянной, так как теплота отводится от полости сжатия в окружающую среду.

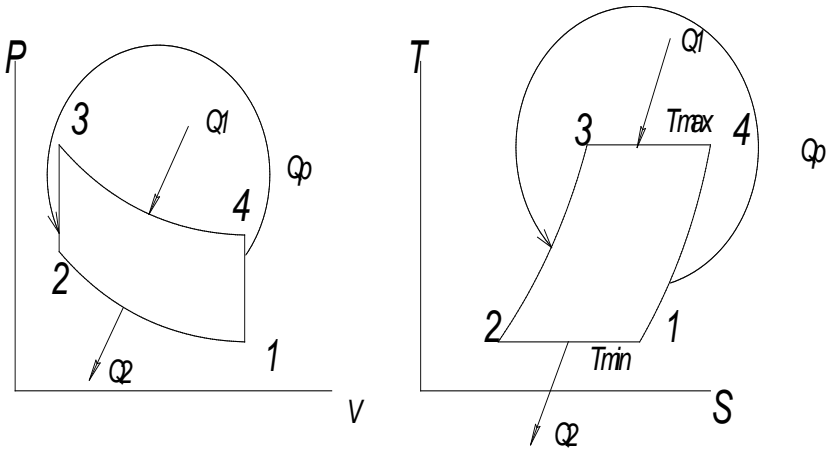


Рис. 1. P-V, T-S диаграммы цикла Стирлинга

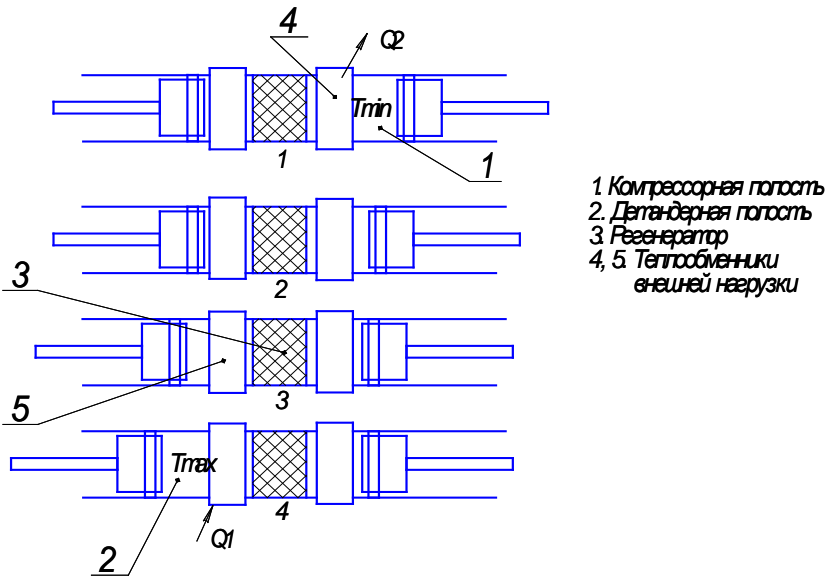


Рис. 2. Положение поршней в основных точках цикла Стирлинга

В процессе (2-3) оба поршня движутся одновременно: поршень полости сжатия к регенератору, а поршень полости расширения – от регенератора. Движение поршней происходит таким образом, что объем между ними остается постоянным. Вследствие этого рабочее тело, проходя через пористую насадку регенератора, переходит из полости сжатия в полость расширения. При прохождении через регенератор температура рабочего тела за счет теплоты насадки повышается от T_{\min} до T_{\max} . Постепенное увеличение температуры газа при прохождении его через насадку регенератора при постоянном объеме вызывает повышение его давления.

В процессе расширения 3-4 левый поршень продолжает движение от регенератора в направлении верхней мертвой точки; правый поршень полости сжатия остается неподвижным в нижней мертвой точке, вблизи регенератора. Поскольку это процесс расширения, то с увеличением объема газа его давление уменьшается. Температура рабочего тела остается постоянной, поскольку теплота подводится к системе от внешнего источника.

Последний процесс в цикле 4-1, во время которого поршни одновременно движутся так, чтобы возвратить рабочее тело при постоянном объеме через насадку регенератора из полости расширения в полость сжатия. При прохождении газа через насадку регенератора теплота от рабочего тела передается материалу насадки и вследствие этого температура рабочего тела уменьшается и достигает T_{\min} – температуры полости сжатия. Теплота, переданная в этом процессе, сохраняется в насадке и передается рабочему телу в процессе 2-3 следующего цикла.

Таким образом, цикл состоит из четырех процессов: 1-2 – процесс изотермического сжатия, теплота от рабочего тела с температурой T_{\min} передается окружающей среде; 2-3 – процесс при постоянном объеме, теплота от насадки регенератора передается рабочему телу; 3-4 – процесс изотермического расширения, теплота от внешнего источника с температурой T_{\max} передается рабочему телу; 4-1 – процесс при постоянном объеме, теплота от рабочего тела передается насадке регенератора. Описанный выше идеальный цикл Стирлинга

подразумевает прерывистое движение поршней и наличие сложного многозвенного привода. Термодинамическая эффективность двигателя не ухудшится, если привод с прерывистым движением поршней заменить гармоническим законом движения. Для этого необходимо, чтобы изменение объёма детандерной полости в зависимости от угла поворота коленчатого вала опережало на определённую величину $\alpha = 70 - 110^\circ$ изменение объёма компрессорной полости. Это позволило реализовать различные модификации конструктивных схем двигателей Стирлинга (рис. 3). В схеме «а» двигатель выполнен с двумя рабочими поршнями, оба поршня являются нагруженными давлением рабочего тела, заправленного в модуль (двигатель заправляется единой порцией и с точки зрения рабочего тела является безрасходным, т.е. масса заправленного рабочего тела остаётся неизменной). В этой схеме затруднён запуск двигателя, т.к. поршням необходимо преодолеть силу давления заправленного рабочего тела. Схемы «б», «в», «г» лишены этого недостатка, в них один рабочий поршень заменён поршнем-вытеснителем, который разгружен от действия сил давления заправки и выполняет только функцию вытеснения рабочего тела из одной полости в другую.

Выражение термического КПД двигателя Стирлинга имеет вид:

$$\eta_t^{st} = 1 - \frac{|q_2|}{q_1}; \quad (1)$$

$$q_1 = RT_{\max} \ln \frac{v_4}{v_3} = RT_{\max} \ln \frac{v_1}{v_2}; \quad (2)$$

$$|q_2| = RT_{\min} \ln \frac{v_1}{v_2}; \quad (3)$$

$$\eta_t^{st} = 1 - \frac{RT_{\min} \ln \frac{v_1}{v_2}}{RT_{\max} \ln \frac{v_1}{v_2}} = 1 - \frac{T_{\min}}{T_{\max}};$$

$$\eta_t^{st} = 1 - \frac{|q_2|}{q_1}. \quad (4)$$

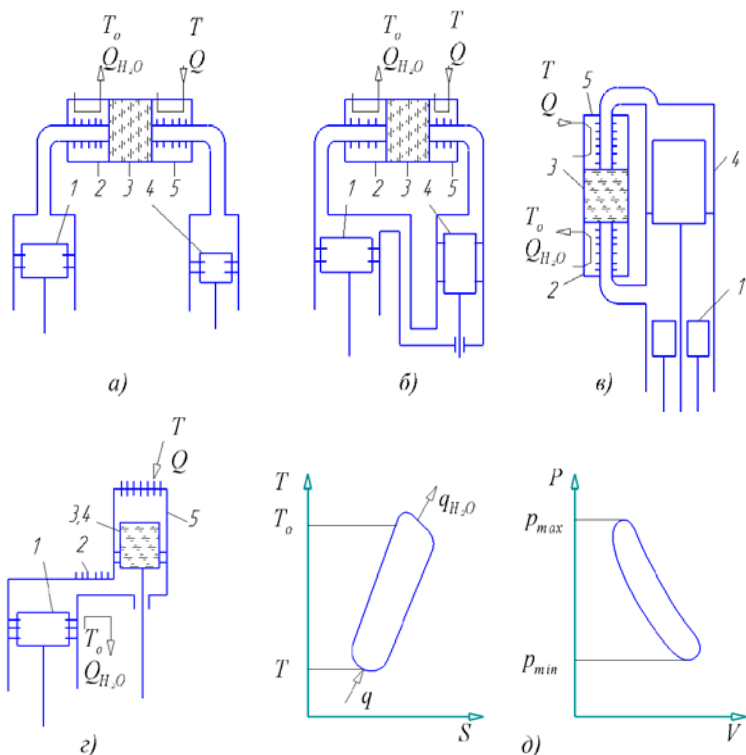


Рис. 3. Кинематические схемы (а – с) и диаграммы (д) газовых холодильных машин, работающих по обратному циклу Стирлинга: а – с двумя рабочими (нагруженными) поршнями; б – с одним поршнем и поршнем-вытеснителем (с двумя цилиндрами); в – с одним рабочим поршнем и поршнем-вытеснителем, расположенными соосно; г – с одним поршнем и перемещающимся регенератором-вытеснителем; д – TS и PV диаграммы газовых холодильных машин, работающих по обратному циклу Стирлинга; 1 – «компрессорный» или рабочий поршень; 2 – водяной (или воздушный) холодильник; 3 – регенератор; 4 – «детандерный» поршень или вытеснитель; 5 – теплообменник для снятия нагрузки (охладитель)

Таким образом, привлекательность двигателя Стирлинга заключается в том, что его термический КПД равен предельно допустимому КПД обратимого цикла Карно.

При гармоническом движении поршней цикл Стирлинга рассчитывается по методике Шмидта.

1.2 Методика Шмидта расчёта двигателя Стирлинга

Цель методики: по заданным параметрам (температурам горячей и холодной полостей T_H и T_C , мощности двигателя N , оборотам вращения коленчатого вала n , давлению заправки P_3) определить геометрические размеры рабочих полостей и рассчитать энергетические характеристики базового образца: теплоты внешних источников Q_1 , Q_2 и работу цикла $L_{ц}$.

В методике предусмотрено гармоническое движение поршней и отдельных узлов машины, но оставлены как основные допущения изотермичность процессов сжатия и расширения и идеальность регенерации. Таким образом, и эта теория идеализированная, но более реалистичная, чем идеальный цикл Стирлинга [3].

Основные допущения, принятые в цикле Шмидта:

- 1) регенеративные процессы идеальные;
- 2) мгновенные значения давлений в системе одинаковые;
- 3) рабочее тело подчиняется уравнению состояния для идеального газа;
- 4) отсутствуют утечки рабочего тела; масса рабочего тела остается постоянной;
- 5) изменения объёмов газа в рабочих полостях происходят синусоидально;
- 6) температурный градиент в теплообменниках отсутствует;
- 7) температуры стенок цилиндра и поршня постоянны;
- 8) в полостях цилиндра происходит идеальное перемешивание рабочего тела;
- 9) температура рабочего тела во вспомогательных полостях системы постоянна;
- 10) частота вращения машины постоянна;
- 11) условия состояния – установившиеся.

1.2.1 Определение оптимального угла поворота

Оптимальным углом $\varphi_{опт}$ называется угол поворота коленчатого вала, при котором суммарный объём рабочих полостей максимален. При таком положении коленчатого вала при гармоническом законе изменения объёмов рабочих полостей количество заправленного рабочего тела будет максимально.

Текущие объёмы рабочих полостей:

– горячей полости: $V_{\Gamma} = 0,5V_{\text{ор}}(1 + \cos\varphi)$.

– холодной полости: $V_{\text{х}} = 0,5KV_{\text{ор}}(1 + \cos(\varphi - \pi/2))$.

Выразим объём заправки через объёмы горячей, холодной и регенеративной полости:

$$V_3 = V_{\Sigma\text{max}} = (V_{\Gamma} + V_{\text{х}} + V_{\text{п}})_{\text{max}} \text{ при } \varphi_{\text{опт}};$$

$$V_3 = (0,5V_{\text{ор}}(1 + \cos\varphi) + 0,5KV_{\text{ор}}(1 + \cos(\varphi - \pi/2)) + V_{\text{ор.х}});$$

$$V_{\text{п}} = V_{\text{ор.х}}.$$

Суммарный объём можно записать в виде

$$V_{\Sigma} = V_{\text{ор}} \cdot (0,5 \cdot \sin\varphi - 0,5 \cdot K \cdot \cos\varphi + X)_{\varphi_{\text{опт}}} = 0.$$

Из этого уравнения выразим $\varphi_{\text{опт}}$. После преобразований получим:

$$\sin\varphi = K \cdot \cos\varphi;$$

$$\text{tg}\varphi = K; \tag{5}$$

$$\varphi_{\text{опт}} = \text{arctg } K.$$

Полученное значение $\varphi_{\text{опт}}$ подставляем в уравнение (6) и находим V_3 , но для этого вначале необходимо найти неизвестное значение $V_{\text{ор}}$.

Для нахождения искомого параметра необходимо определить давление в цикле как функцию от угла поворота φ :

$$p = p(\varphi).$$

1.2.2. Расчет текущего давления в цикле

Масса рабочего тела в горячей полости определяется по уравнению состояния как

$$m_{\Gamma} = \frac{P_{\Gamma} \cdot V_{\Gamma}}{R \cdot T_{\Gamma}}, \tag{6}$$

аналогично для холодной полости

$$m_X = \frac{P_X \cdot V_X}{R \cdot T_X}, \quad (7)$$

и мёртвого объёма

$$m_P = m_M = \frac{P_M \cdot V_M}{R \cdot T_M}. \quad (8)$$

При этом $P_\Gamma = P_X = P_P = P$.

Так как общая масса рабочего тела во внутреннем контуре остаётся постоянной, то

$$m_3 = m_\Gamma + m_X + m_P,$$

или

$$m_3 = \frac{P \cdot V_\Gamma}{R \cdot T_\Gamma} + \frac{P \cdot V_X}{R \cdot T_X} + \frac{P \cdot V_P}{R \cdot T_{CP}} = \frac{P}{R} \cdot \left(\frac{V_\Gamma}{T_\Gamma} + \frac{V_X}{T_X} + \frac{V_P}{T_{CP}} \right).$$

Отсюда текущее давление в цикле

$$P = \frac{m_3 \cdot R}{\frac{V_\Gamma}{T_\Gamma} + \frac{V_X}{T_X} + \frac{V_P}{T_{CP}}}. \quad (9)$$

При известном объёме заправки V_3 , температуре заправки T_3 и давлении заправки P_3 общая масса, т.е. масса заправки рабочего тела m_3 , определяется как

$$m_3 = \frac{P_3 \cdot V_3}{R \cdot T_3}. \quad (10)$$

Если допустить, что изменение температуры рабочего тела в мёртвом объёме проходит в осевом направлении по линейному закону, то средняя температура рабочего тела в мёртвом пространстве определяется в первом приближении как среднеарифметическая:

$$T_{CP} = \frac{T_\Gamma + T_X}{2}.$$

Текущее давление с учетом вышепринятого определяется выражением

$$\begin{aligned}
 P &= \frac{P_3 \cdot V_3}{T_3 \cdot \left(\frac{V_\Gamma}{T_\Gamma} + \frac{V_X}{T_X} + \frac{V_P}{T_{CP}} \right)} = \frac{P(V_X + V_\Gamma + X \cdot V_{OG})_{\varphi_{\text{опт}}}}{T_3 \cdot \left(\frac{V_\Gamma}{T_\Gamma} + \frac{V_X}{T_X} + \frac{X \cdot V_{OG}}{T_{CP}} \right)} = \\
 &= \frac{P_3 \cdot \left[K \cdot \frac{V_{OG}}{2} \cdot (1 + \sin \varphi_{\text{онм}}) + \frac{V_{OG}}{2} \cdot (1 + \cos \varphi_{\text{онм}}) + X \cdot V_{OG} \right]}{T_3 \cdot \left[\frac{V_{OG} \cdot (1 + \cos \varphi)}{2 \cdot T_\Gamma} + \frac{K \cdot V_{OG} \cdot (1 + \sin \varphi)}{2 \cdot T_X} + \frac{X}{T_{CP}} \cdot V_{OG} \right]} = \\
 &= \frac{P_3 \cdot \left[\frac{K}{2} \cdot (1 + \sin \varphi_{\text{онм}}) + \frac{1}{2} \cdot (1 + \cos \varphi_{\text{онм}}) + X \right]}{T_3 \cdot \left[\frac{(1 + \cos \varphi)}{2 \cdot T_\Gamma} + \frac{K \cdot (1 + \sin \varphi)}{2 \cdot T_X} + \frac{X}{T_{CP}} \right]}. \tag{11}
 \end{aligned}$$

Следовательно, $P = P(\varphi)$.

Из (11) следует, что давление и характеристики рабочего процесса термодинамически не связаны с газовой постоянной R . Текущее давление в цикле не зависит от величины описанного объема рабочих полостей. Из выражения (11) также видно, что текущее давление рабочего тела зависит при $T_X = \text{const}$ и $T_\Gamma = \text{const}$ и X , от угла поворота коленчатого вала φ (рис. 4). Задаваясь φ от 0 до 360 градусов, необходимо построить зависимость $P = P(\varphi)$.

Т.к. масса рабочего тела в каждой из полостей непрерывно изменяется, то работу сжатия и расширения в удельных величинах подсчитать нельзя. По этой же причине нельзя определить удельную работу для всего внутреннего контура. В связи с вышеизложенным, цикл в механических координатах P - V правомерно изображать и оценивать по величине полного объема V , м³.

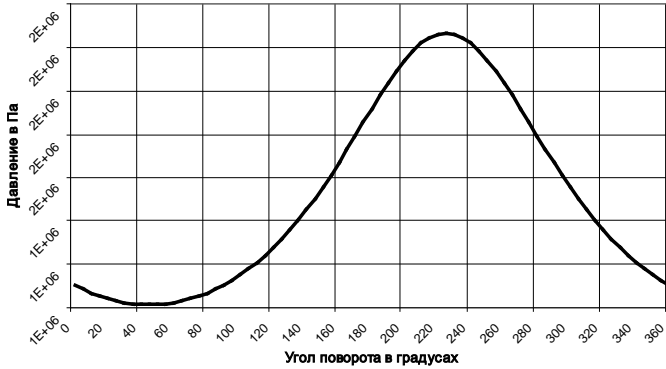


Рис. 4. Зависимость давления от угла поворота

По полученному графику $P = P(\varphi)$ находим P_{\max} и P_{\min} , определяется величина среднего давления в цикле:

$$P_{CP} = \frac{P_{\max} + P_{\min}}{2}.$$

По заданной мощности и частоте оборотов определяется работа за цикл:

$$L_{Ц} = \frac{60 \cdot N}{n}. \quad (12)$$

Расчёт максимального объёма горячей полости

С другой стороны, работу за цикл можно определить как сумму тепловых энергий, подводимых и отводимых за цикл:

$$L_{Ц} = Q_1 + Q_2, \quad (13)$$

отсюда Q_1 – тепло, подводимое в цикле:

$$Q_1 = \pi \cdot P_{CP} \cdot V_{OG} \cdot \delta \cdot \frac{\sin \theta}{1 + (1 - \delta^2)^{0,5}}; \quad (14)$$

Q_2 – тепло, отводимое в цикле:

$$Q_2 = \pi \cdot P_{CP} \cdot K \cdot V_{OG} \cdot \delta \cdot \frac{\sin(\theta - \alpha)}{1 + (1 - \delta^2)^{0,5}}; \quad (15)$$

δ – вспомогательный параметр:

$$\delta = \frac{\sqrt{\tau^2 + K^2 + 2 \cdot \tau \cdot K \cdot \cos \alpha}}{\tau + K + 2 \cdot S}; \quad (16)$$

$$\tau = \frac{T_X}{T_\Gamma} \text{ – отношение температур}; \quad (17)$$

$$S = \frac{2 \cdot X \cdot \tau}{\tau + 1} \text{ – приведённый мертвый объём}; \quad (18)$$

$$\theta = \operatorname{arctg} \left[\frac{K \cdot \sin \alpha}{\tau + K \cdot \cos \alpha} \right].$$

Тогда

$$L_{ц} = \pi \cdot P_{CP} \cdot V_{OG} \cdot \delta \cdot \frac{\sin \theta}{1 + (1 - \delta^2)^{0,5}} + \pi \cdot P_{CP} \cdot K \cdot V_{OG} \cdot \delta \cdot \frac{\sin(\theta - \alpha)}{1 + (1 - \delta^2)^{0,5}}.$$

Отсюда

$$V_{OG} = \frac{L_{ц}}{\frac{\pi \cdot P_{CP} \cdot \delta}{1 + (1 - \delta^2)^{0,5}} \cdot [\sin \theta + K \cdot \sin(\theta - \alpha)]}. \quad (19)$$

Определим значение подводимой и отводимой теплоты с учетом найденного значения V_{OG} . При этом получаем значение работы цикла равное:

$$L_{ц} = Q_1 + Q_2.$$

1.2.3 Определение текущих объёмов рабочих полостей и построение P-V диаграммы рабочих полостей

Определяется объём горячей полости

$$V_\Gamma = \frac{V_{OG}}{2} \cdot (1 + \cos \varphi), \quad (20)$$

объём холодной полости

$$V_X = K \cdot \frac{V_{OG}}{2} \cdot (1 + \sin \varphi), \quad (21)$$

суммарный объём

$$V_{\Sigma} = V_{OG} \left[\frac{1}{2} \cdot (1 + \cos \varphi) + \frac{K}{2} \cdot (1 + \sin \varphi) + X \right] \quad (22)$$

По полученным зависимостям объёмов рабочих полостей от угла поворота строим их зависимости $V_{Г} = V_{Г}(\varphi)$, $V_{Х} = V_{Х}(\varphi)$ и $V_{\Sigma} = V_{\Sigma}(\varphi)$ при изменении от 0 до 360 градусов (рис. 5 – 7).



Рис. 5. Зависимость объёма горячей полости от угла поворота

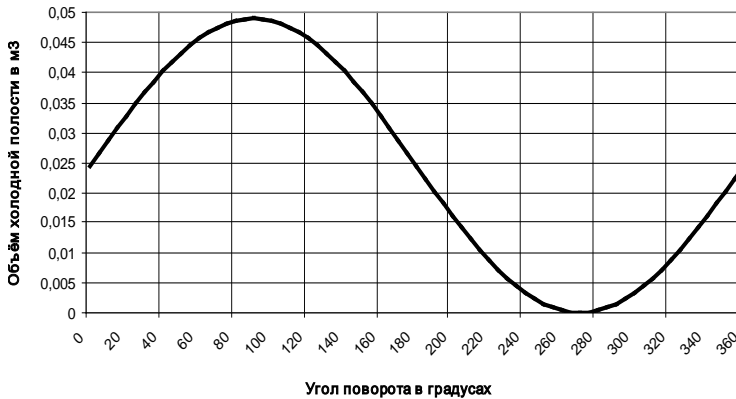


Рис. 6. Зависимость объёма холодной полости от угла поворота

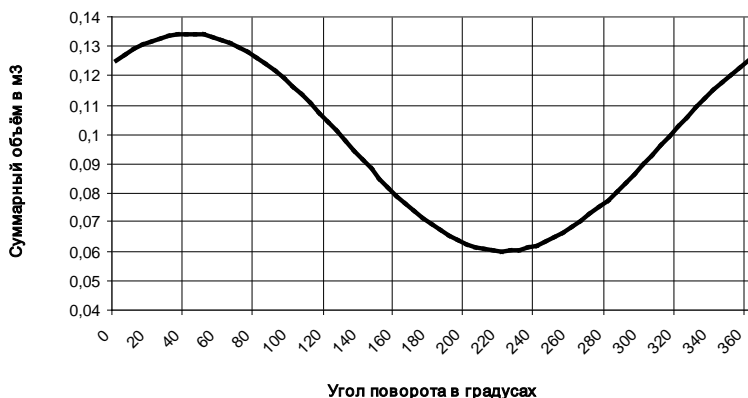


Рис. 7. Зависимость суммарного объема от угла поворота

1.2.4 Построение P - V диаграммы рабочих полостей

При работе двигателя существенное отклонение от идеальности происходит вследствие непрерывного движения поршней в отличие от прерывистого движения для идеального случая. В результате цикл в P - V диаграмме несколько видоизменяется; в этом случае он имеет вид непрерывной плавной кривой, а четыре термодинамических процесса не имеют резких переходов. Неизотермичность процессов сжатия и расширения – другая важная причина отклонения действительного цикла от идеального. По полученным результатам строятся P - V диаграммы детандерной, компрессорной и суммарной полостей (рис. 8-10).

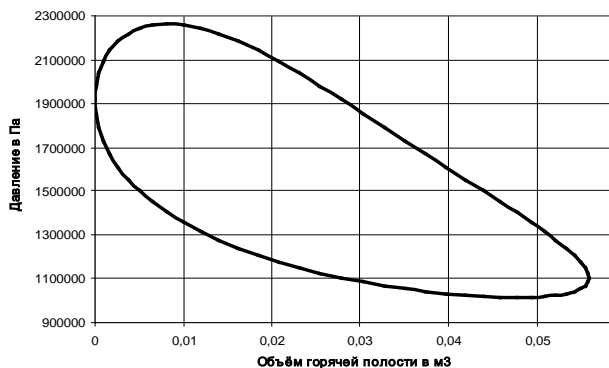


Рис. 8. Зависимость давления от объема горячей полости

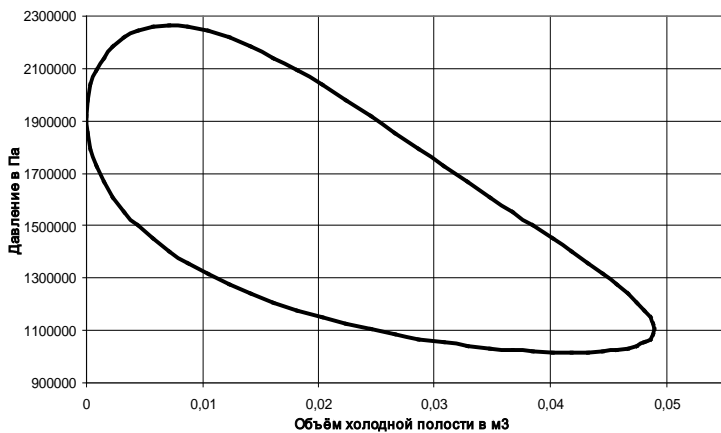


Рис. 9. Зависимость давления от объёма холодной полости

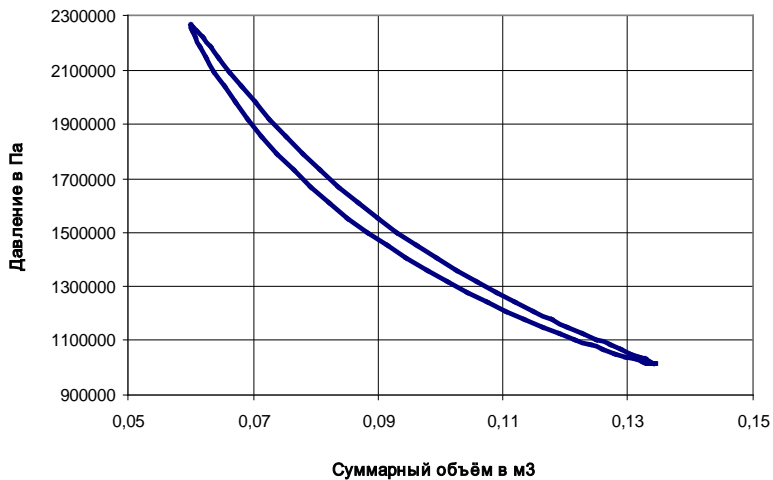


Рис. 10. Зависимость давления от суммарного объёма

2 ИЗУЧЕНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ЦИКЛА ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН НА ПРИМЕРЕ ОБРАТНОГО ЦИКЛА СТИРЛИНГА

2.1 Теоретические основы исследования

Идеальный цикл Стирлинга холодильной машины

Идеальный обратный цикл Стирлинга является частным случаем обобщенного обратного цикла Карно, имеет одинаковый с Карно холодильный коэффициент и состоит из двух изотерм и двух изохор (рис. 11).

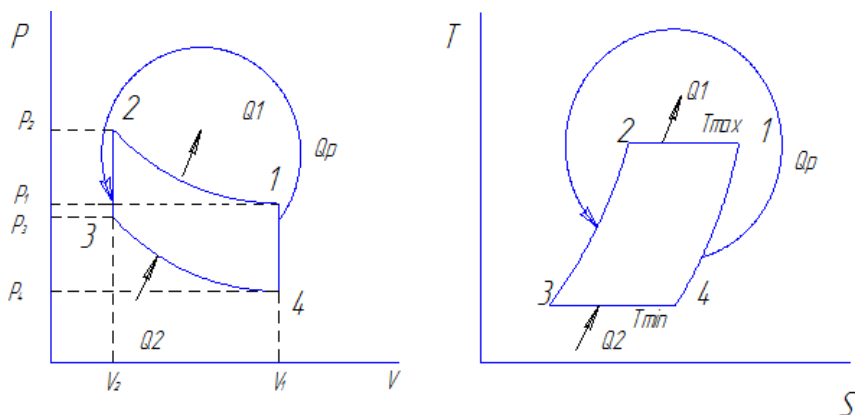


Рис. 11. P-V, T-S диаграммы обратного цикла Стирлинга

Рабочий модуль холодильной машины Стирлинга представляет собой цилиндр, имеющий два противоположно расположенных поршня с помещенным между ними регенератором (рис. 12). Регенератор состоит из корпуса и пористой насадки, обладающей способностью поочередно поглощать и отдавать тепло. Насадка регенера-

тора представляет собой металлическую насадку, состоящую из отдельных тонких проволочек или полосок.

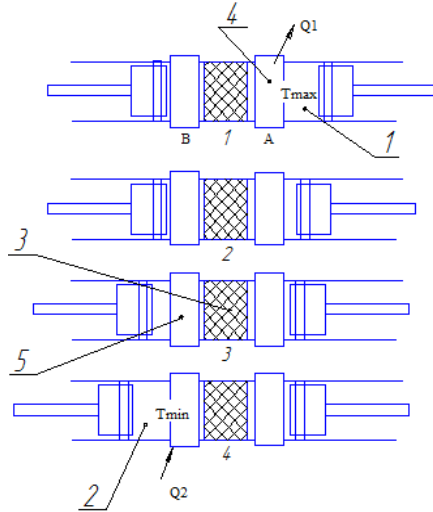


Рис. 12. Положение поршней в основных точках цикла Стирлинга:
 1 – компрессорная полость; 2 – детандерная полость; 3 – регенератор;
 4,5 – теплообменники отвода и подвода теплоты

В замкнутом цикле Стирлинга рабочее тело совершает круговой процесс, состоящий из двух изохор и двух изотерм (рис. 13). Теплота отводится из цикла в окружающую среду при температуре T_0 в процессе сжатия, а теплота от охлаждаемого тела передается в цикл при температуре T в процессе расширения. Регенерация теплоты в цикле осуществляется теоретически в процессе $V = const$.

Если рабочим телом является идеальный газ, то работа: процесса сжатия 1-2

$$l_{сж} = l_{1-2} = RT_0 \ln \frac{v_2 - b}{v_1 - b} - a \left(\frac{1}{v_1} - \frac{1}{v_2} \right); \quad (23)$$

процесса расширения 3-4

$$l_p = l_{3-4} = RT_0 \ln \frac{v_1 - b}{v_2 - b} - a \left(\frac{1}{v_2} - \frac{1}{v_1} \right),$$

где a и b – коэффициенты уравнения.

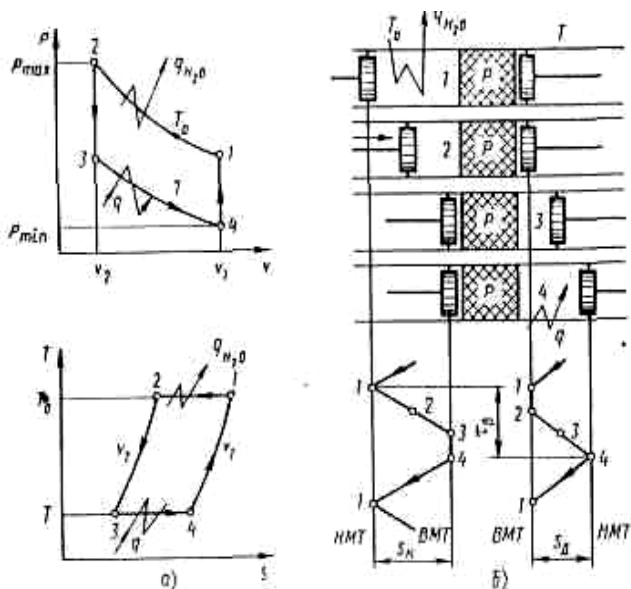


Рис. 13. Обратный (холодильный) цикл Стирлинга:
 а – диаграммы P - V и T - S ; б – схема реализации в поршневой машине с двумя поршнями, регенератором P , холодильником и охладителем (q_{H_2O} – теплота, отводимая в холодильнике в окружающую среду; q – теплота, подводимая и передаваемая в полость расширения)

Количество теплоты:
 отведенной в окружающую среду

$$q_1 = q_{H_2O} = RT_0 \ln \frac{v_2 - b}{v_1 - b};$$

сообщенной рабочему телу в процессе расширения

$$q = q_2 = RT \ln \frac{v_1 - b}{v_2 - b}.$$

Холодильный коэффициент цикла Стирлинга, как и для цикла Карно:

$$\varepsilon_{STr} = \frac{q}{\sum l} = \frac{T}{T_0 - T} = \varepsilon_0.$$

Изменение внутренней энергии в процессе сжатия 1 – 2:

$$\Delta u_{1-2} = \Delta u_{T_0} = u_1 - u_2 = a(1/v_2 - 1/v_1).$$

Холодопроизводительность идеальной холодильной машины Стирлинга с реальным рабочим телом больше работы расширения:

$$q = q_2 = l_p + \Delta u_{T_0}.$$

В данный момент представляет интерес испытание холодильной машины на данном температурном режиме с заданными $T_{\text{хол}}$ и $T_{\text{гор}}$.

Основными внешними параметрами являются холодопроизводительность, отводимая теплота компрессорной полости, которые зависят от давления заправки и частоты вращения привода. Эти характеристики непосредственно влияют на массогабаритные параметры ГХМ.

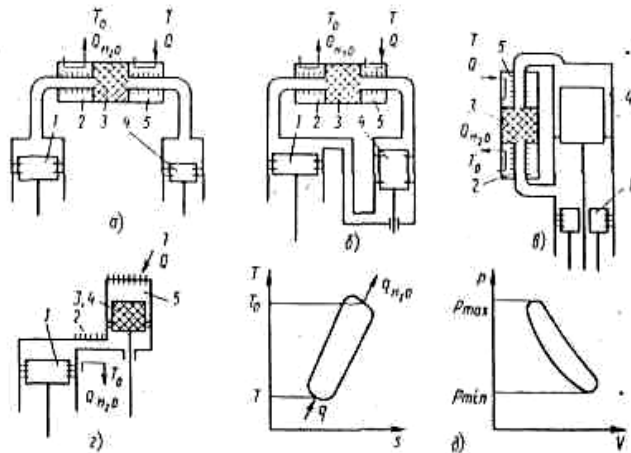


Рис. 14. Схемы (а-с) и диаграммы (д) газовых холодильных машин, работающих по обратному циклу Стирлинга:

- а – с двумя рабочими (нагруженными) поршнями; б – с одним поршнем и поршнем-вытеснителем (с двумя цилиндрами); в – с одним рабочим поршнем и поршнем-вытеснителем, расположенными соосно; г – с одним поршнем и перемещающимся регенератором-вытеснителем;
- 1 – «компрессорный» или рабочий поршень; 2 – водяной (или воздушный) холодильник; 3 – регенератор; 4 – «детандерный» поршень или вытеснитель; 5 – теплообменник для снятия нагрузки (охладитель)

Таким образом, привлекательность холодильной машины Стирлинга заключается в том, что её холодильный коэффициент равен предельно допустимому холодильному коэффициенту обратного холодильного цикла Карно.

При гармоническом движении поршней холодильный цикл Стирлинга рассчитывается по методике Шмидта.

2.2 Методика Шмидта расчёта холодильной машины Стирлинга

Цель методики: по заданным значениям холодопроизводительности Q_2 (температурам горячей и холодной полостей T_G и T_X , давлению заправки P_3 и температуре заправки) определить максимальный описанный объём рабочих полостей $V_{OГ}$, $V_{OХ}$, энергетические характеристики базового образца ГХМ Q_1 и работу цикла $L_{Ц}$.

В методике предусмотрено гармоническое движение поршней и отдельных узлов машины, но оставлены как основные допущения изотермичность процессов сжатия и расширения и идеальность регенерации. Таким образом, и эта теория идеализированная, но более реалистичная, чем идеальный цикл Стирлинга. Основные допущения аналогичны допущениям, принятым в цикле теплового двигателя.

Для нахождения искомого параметра необходимо определить давление в цикле как функцию от угла поворота φ : $p = p(\varphi)$.

2.2.1 Расчет текущего давления в цикле ГХМ

Масса рабочего тела в горячей полости определяется по уравнению состояния:

$$m_G = \frac{P_G \cdot V_G}{R \cdot T_G}.$$

Аналогично для холодной полости:

$$m_X = \frac{P_X \cdot V_X}{R \cdot T_X}.$$

мёртвого объёма:

$$m_P = m_M = \frac{P_M \cdot V_M}{R \cdot T_M}.$$

При этом $P_G = P_X = P_P = P$.

Так как общая масса рабочего тела во внутреннем контуре остаётся постоянной, то

$$m_3 = m_{\Gamma} + m_X + m_P$$

или

$$m_3 = \frac{P \cdot V_{\Gamma}}{R \cdot T_{\Gamma}} + \frac{P \cdot V_X}{R \cdot T_X} + \frac{P \cdot V_P}{R \cdot T_{CP}} = \frac{P}{R} \cdot \left(\frac{V_{\Gamma}}{T_{\Gamma}} + \frac{V_X}{T_X} + \frac{V_P}{T_{CP}} \right).$$

Отсюда текущее давление в цикле:

$$P = \frac{m_3 \cdot R}{\frac{V_{\Gamma}}{T_{\Gamma}} + \frac{V_X}{T_X} + \frac{V_P}{T_{CP}}}.$$

При известном объёме заправки V_3 , температуре заправки T_3 и давлении заправки P_3 общая масса, т.е. масса заправки рабочего тела m_3 , определяется как

$$m_3 = \frac{P_3 \cdot V_3}{RT_3}.$$

Если допустить, что изменение температуры рабочего тела в мёртвом объёме проходит в осевом направлении по линейному закону, то средняя температура рабочего тела в мёртвом пространстве определяется в первом приближении как средняя арифметическая:

$$T_{CP} = \frac{T_{\Gamma} + T_X}{2} = \frac{360 + 150}{2} = 255 \text{ K}.$$

Текущее давление с учетом вышепринятого определяется выражением

$$P = \frac{P_3 \cdot V_3}{T_3 \cdot \left(\frac{V_{X\Gamma}}{T_{X\Gamma}} + \frac{V_P}{T_P} + \frac{V}{T_{CP}} \right)} = \frac{P \cdot (V_{X\Gamma} + V + X \cdot V)}{T_{X\Gamma} \cdot \left(\frac{V_{\Gamma}}{T_{\Gamma}} + \frac{V}{T_{CP}} + \frac{X \cdot V_{OX}}{T_{CP}} \right)}_{\phi_{om}}$$

$$= \frac{P_3 \cdot \left[\frac{V_{OX}}{2} \cdot (1 + \cos \phi_{om}) + K \cdot \frac{V_{OX}}{2} \cdot (1 + \sin \phi_{om}) + X \cdot V_{OX} \right]}{T_3 \cdot \left[\frac{1}{2} \cdot (1 + \cos \phi) + \frac{K}{2} \cdot (1 + \sin \phi) + \frac{X}{T_{CP}} \right]}$$

$$= \frac{P_3 \cdot \left[\frac{1}{2} \cdot (1 + \cos \phi_{onm}) + \frac{K}{2} \cdot (1 + \sin \phi_{onm}) + X \right]}{T_3 \cdot \left[\frac{\frac{1}{2} \cdot (1 + \cos \phi)}{T_X} + \frac{\frac{K}{2} \cdot (1 + \sin \phi)}{T_\Gamma} + \frac{X}{T_{CP}} \right]}.$$

Следовательно $P = P(\phi)$.

Из этого выражения следует, что давление и характеристики рабочего процесса термодинамически не связаны с газовой постоянной R . Текущее давление в цикле не зависит от величины описанного объема рабочих полостей.

Также видно, что текущее давление рабочего тела зависит при $T_X = const$ и $T_\Gamma = const$ и X от угла поворота коленчатого вала ϕ . Задаваясь ϕ от 0 до 360 градусов, была построена зависимость $P = P(\phi)$ (рис. 15).

Так как масса рабочего тела в каждой из полостей непрерывно изменяется, то работу сжатия и расширения в удельных величинах подсчитать нельзя. По этой же причине нельзя определить удельную работу для всего внутреннего контура. В связи с вышеизложенным, цикл в механических координатах $P-V$ правомерно изображать и оценивать по величине полного объема $V, м^3$.

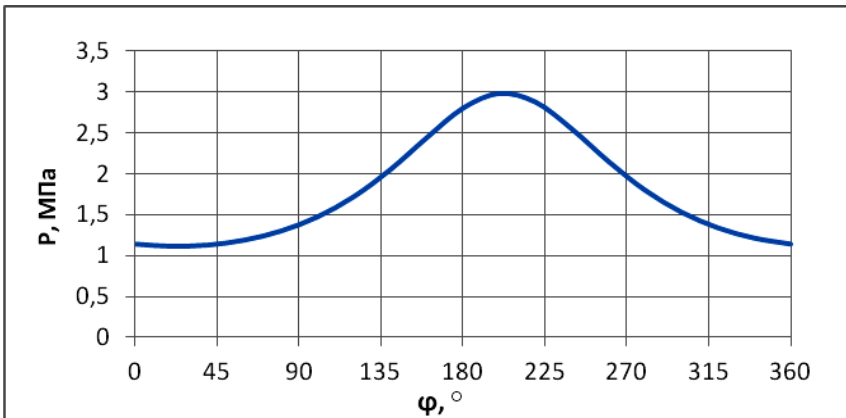


Рис. 15. Зависимость текущего давления от угла поворота

2.2.2 Расчет максимального описанного объема холодильной машины

По заданной холодопроизводительности определяем максимальный описанный объем детандерной полости V_{0x} :

$$Q_{2ц} = \frac{\pi \cdot P_{cp} \cdot V_{0x} \cdot \delta \cdot \sin \theta}{1 + (1 - \delta^2)^{0.5}},$$

где Q_2 – тепло, подводимое в цикле.

Известно из начальных условий Q_2 , тогда определим

$$Q_{2ц} = \frac{60 \cdot Q_2}{n},$$

$$Q_1 = Q_2 \cdot \tau.$$

где Q_1 – тепло, отводимое в цикле;

$\tau = T_T / T_X$ – отношение температур;

$$\delta = \frac{\sqrt{\tau^2 + K^2 + 2 \cdot \tau \cdot K \cdot \cos \alpha}}{\tau + K + 2 \cdot S} \text{ – вспомогательный параметр,}$$

$$\delta = \frac{\sqrt{2,4^2 + 1^2 + 2 \cdot 2,4 \cdot 1 \cdot \cos 90^\circ}}{2,4 + 1 + 2 \cdot 1,129};$$

$$S = \frac{2 \cdot X \cdot \tau}{\tau + 1} \text{ – приведённый мертвый объём;}$$

$$\theta = \arctg \left[\frac{K \cdot \sin \alpha}{\tau + K \cdot \cos \alpha} \right].$$

Тогда получим выражение для расчета объема холодной полости:

$$V_{0x} = \frac{Q_{2ц}}{P_{cp} \cdot K \cdot \pi} \cdot \frac{1 + (1 - \delta^2)^{0.5}}{\delta \sin \theta}.$$

Таким образом, работа цикла равна

$$L_{ц} = Q_1 - Q_2.$$

Холодильный коэффициент $\varepsilon = \frac{Q_2}{L_{ц}}$.

2.2.3 Определение текущих объемов рабочих полостей

Определим объём полости сжатия:

$$V_{oz} = V_{ox} \cdot K.$$

Таким образом, объём холодной полости

$$V_x = \frac{V_{ox}}{2} (1 + \cos \phi).$$

Определим объём горячей полости:

$$V_r = \frac{V_{ox}}{2} K (1 + \sin \phi).$$

Определим суммарный объём:

$$V_{\Sigma} = V_{ox} \left(\frac{1}{2} (1 + \cos \phi) + \frac{K}{2} (1 + \sin \phi) + X \right);$$

$$V_{\Sigma} = 0,997 \cdot 10^{-6} \left(\frac{1}{2} (1 + \cos \phi) + \frac{1}{2} (1 + \sin \phi) + 0,8 \right).$$

По полученным зависимостям объёмов рабочих полостей от угла поворота можно построить графики: $V_r = V_r(\phi)$, $V_x = V_x(\phi)$ и $V_{\Sigma} = V_{\Sigma}(\phi)$ при изменении ϕ от 0 до 360 градусов (рис. 16-18, табл. 1).

Таблица 1. Зависимость параметров цикла от угла поворота

φ, град	P, МПа	$V_r \cdot 10^{-6}, \text{м}^3$	$V_x \cdot 10^{-6}, \text{м}^3$	$V_{\Sigma} \cdot 10^{-6}, \text{м}^3$
0-360				

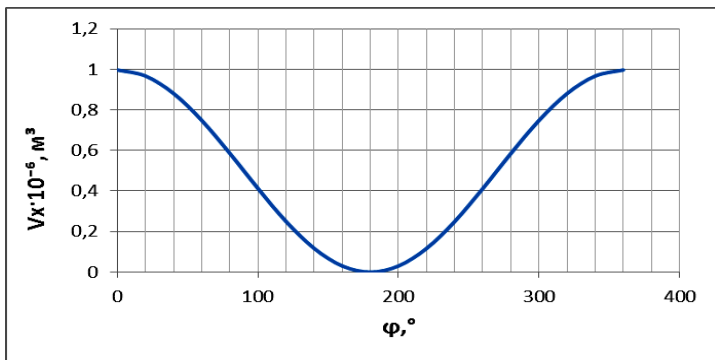


Рис. 16. Зависимость объема холодной полости от угла поворота

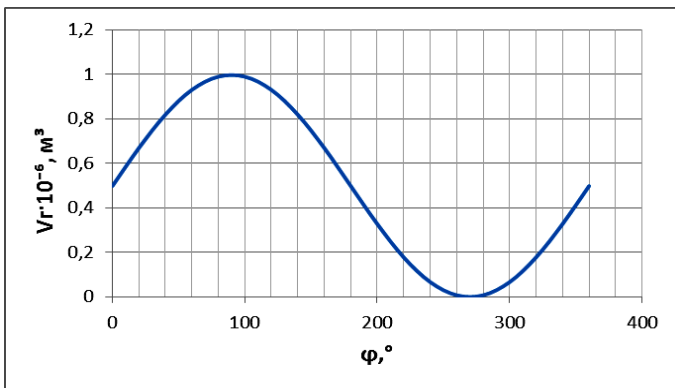


Рис. 17. Зависимость объема горячей полости от угла поворота

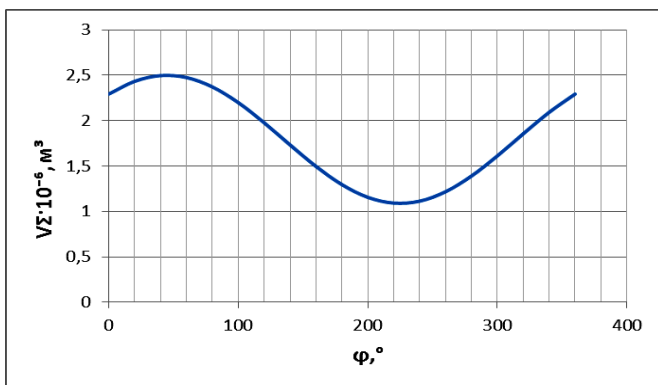


Рис. 18. Зависимость суммарного объема от угла поворота

2.2.4 Построение P-V диаграммы рабочих полостей

При работе ГХМ существенное отклонение от идеальности происходит вследствие непрерывного движения поршней в отличие от прерывистого движения для идеального случая. В результате цикл в P-V диаграмме несколько видоизменяется; в этом случае он имеет вид непрерывной плавной кривой, а четыре термодинамических процесса не имеют резких переходов. Неизотермичность процессов сжатия и расширения – другая важная причина отклонения действительного цикла от идеального. По полученным результатам табл. 1 необ-

ходимо построить P - V диаграммы детандерной, компрессорной и суммарной рабочих полостей (рис. 19-21). Планиметрирование этих диаграмм позволит найти теплоты $Q_1 = \oint P \cdot dV_{\Gamma}$, $Q_2 = \oint P \cdot dV_X$, и работу цикла $L_{\Pi} = \oint P \cdot dV_{\Sigma}$.

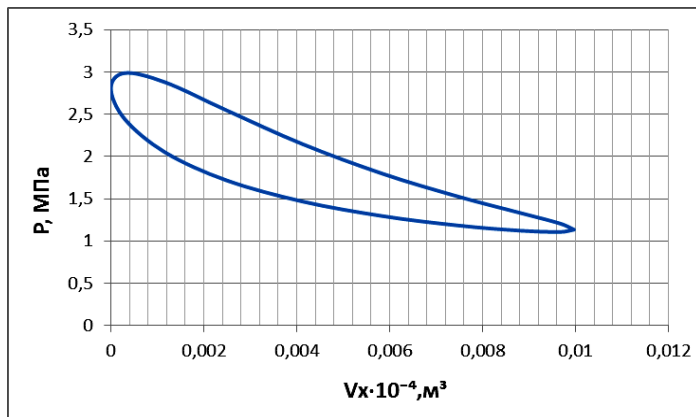


Рис. 19. Зависимость давления от объема холодной полости

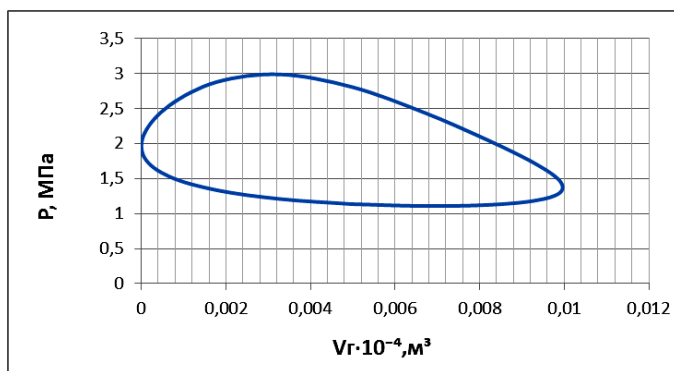


Рис. 20. Зависимость давления от объема горячей полости

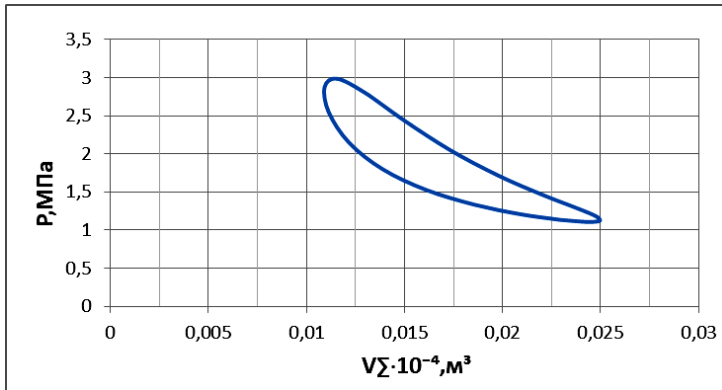


Рис. 21. Зависимость давления от суммарного объема

3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ДВИГАТЕЛЯ СТИРЛИНГА

3.1 Определение характеристик двигателя Стирлинга

Из методики Шмидта видно, что для определения энергетических характеристик цикла необходимо знание $P = P(\varphi)$, $V_T = V_T(\varphi)$, $V_X = V_X(\varphi)$ и $V_\Sigma = V_\Sigma(\varphi)$. Для этого на экспериментальном стенде, принципиальная схема которого представлена на рис. 22, установлены датчики давления и перемещения поршня 2, показания которых передаются на регистрирующее устройство 3 и сохраняются на персональном компьютере 4. После чего производится их обработка. Блок питания 1 используется при работе установки в режиме холодильной машины Стирлинга. Основные компоненты двигателя Стирлинга 5 представлены на рис. 23.

Перед началом эксперимента необходимо убедиться в правильном подключении датчиков давления и перемещения поршня к штуцеру давления 9 и шпильки 12. Затем необходимо включить регистрирующее устройство и персональный компьютер (ПК). После включения ПК необходимо запустить приложение для сохранения и обработки полученных данных 3V lab и провести настройку количества и интервала измерения параметров. Переключатель 3 должен находиться в нейтральном положении.

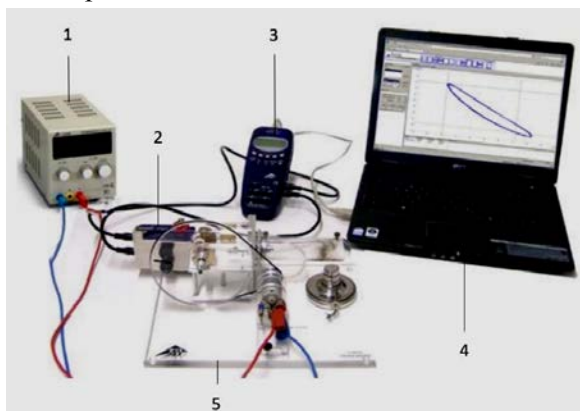


Рис. 22. Экспериментальный стенд для определения энергетических характеристик двигателя Стирлинга

Для осуществления подвода тепла и запуска двигателя воспользуемся спиртовой горелкой. После прогрева горячей полости (1-2 мин) необходимо запустить двигатель Стирлинга, прокрутив рукой маховик против часовой стрелки.

При выходе двигателя Стирлинга на режим (3-5 мин) производятся замеры температуры с помощью контактного измерителя в горячей и холодной полостях. Замер частоты вращения коленчатого вала осуществляется с помощью оптического тахометра. Производится также замер изменения давления в системе от перемещения поршня. Результаты измерения выводятся на монитор ПК в виде графиков и таблиц, заполняется протокол измерений.

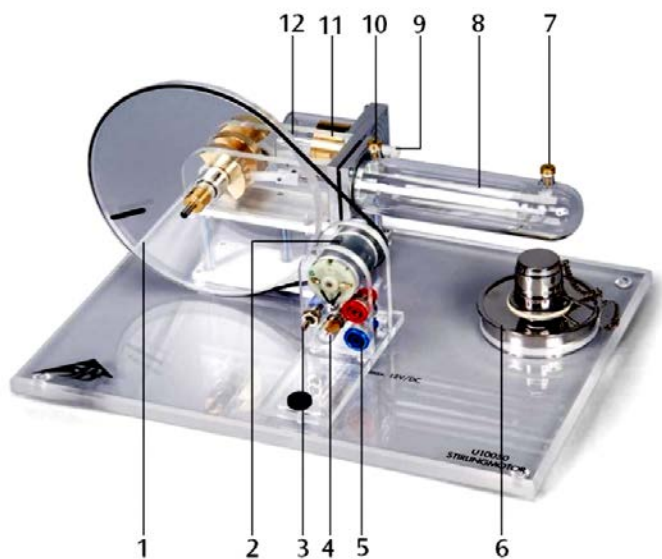


Рис. 23. Основные компоненты экспериментальной установки:

- 1 – маховик, 2 – мотор-генератор, 3 – переключатель, 4 – лампа, 5 – клеммы,
- 6 – спиртовая горелка, 7 – разъем измерения температуры горячей полости,
- 8 – поршень-вытеснитель, 9 – штуцер для подключения датчика давления,
- 10 – разъем измерения температуры холодной полости, 11 – рабочий поршень, 12 – шпилька для подключения датчика перемещения поршня

3.2 Определение характеристик холодильной машины Стирлинга

Для определения энергетических характеристик холодильной машины Стирлинга необходимо знание $P = P(\varphi)$, $V_{\Gamma} = V_{\Gamma}(\varphi)$, $V_{\chi} = V_{\chi}(\varphi)$ и $V_{\Sigma} = V_{\Sigma}(\varphi)$.

Перед началом эксперимента необходимо убедиться в правильном подключении датчиков давления и перемещения поршня к штуцеру давления 9 (рис. 23) и шпильки 12. Затем необходимо включить регистрирующее устройство и персональный компьютер (ПК). После включения ПК необходимо запустить приложение для сохранения и обработки полученных данных 3В lab и провести настройку количества и интервала измерения параметров. Переключатель 3 должен находиться в нейтральном положении. Далее необходимо включить блок питания 1 (рис. 22), регулятор напряжения должен находиться в нулевом положении. Также необходимо измерить окружающую температуру и поместить щуп контактного измерителя в разъем измерения температуры холодной полости 10. Для запуска холодильной машины Стирлинга необходимо перевести переключатель 3 (рис. 23) в нижнее положение и плавно увеличивать напряжение на клеммах электропривода до достижения коленчатого вала холодильной машины 800-900 об/мин. Частота измеряется с помощью оптического тахометра. После выхода холодильной машины на режим (2-3 мин), при этом температура холодной полости стабилизируется, необходимо произвести замер температуры холодной, горячей полостей и изменения давления в системе от перемещения поршня. Также необходимо записать параметры силы тока и напряжения, подаваемые на холодильную машину. Результаты измерений записываются в протокол.

Протокол измерений и обработки результатов испытаний

Таблица 2. Измеряемые величины

$V_{o\alpha},$ мм ³	$V_{o\chi},$ мм ³	$V_{p},$ мм ³	$T_{\text{з}},$ К	$P_{\text{з}},$ кПа	$R,$ Дж/ (кг·К)	$m_{\text{з}},$ кПа	$T_{\text{с}},$ К	$T_{\text{х}},$ К	$n,$ об/мин

Таблица 3. Изменение давления

№ п/п	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P, кПа										
U, вольт										
№ п/п	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
P, кПа										
U, вольт										

Таблица 4. Энергетические характеристики цикла Стирлинга

$Q_{1ид}$	$Q_{2ид}$	$L_{цикл}$	$Q_{1ш}$	$Q_{2ш}$	$L_{цикл}$	$Q_{1э}$	$Q_{2э}$	$L_{цв}$	$\eta_t^{ид}$	$\eta_t^{ш}$	$\eta_t^э$

Таблица 5. Параметры состояния

φ	0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330	360
$P_{рас}$													
$P_{экс}$													
$V_{г}$													
$V_{х}$													
V_{Σ}													

3.3 Обработка экспериментальных данных

По результатам эксперимента должны быть получены следующие данные: $T_{г}, T_{х}, n$ и $P = P(U)$.

Далее необходимо построить P-V диаграмму двигателя Стирлинга. Для этого необходимо значения напряжения с датчика перемещения перевести в объём полостей. После этого необходимо отмасштабировать и построить на миллиметровке P-V диаграмму. Значения P и V необходимо брать с шагом 30° угла поворота коленчатого вала от 0° до 360° .

Для определения работы цикла $L_{ц}$ необходимо найти площадь фигуры, описываемой циклом с помощью метода планиметрирования.

Полезная мощность двигателя будет равна

$$N_{дв} = \frac{L_{ц} \cdot n}{60}.$$

Для холодильной машины Стирлинга дополнительно снимаются показания напряжения U и силы тока I . Подведённая мощность к холодильной машине будет равна:

$$N_{\text{под}} = U \cdot I.$$

4 МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЕ СТИРЛИНГА С ПОМОЩЬЮ ПРОГРАММЫ ANSYS FLUENT

Для проведения моделирования процессов в холодильной машине Стирлинга необходимо запустить программу *ANSYS Fluent*.

Запуск программы осуществляется нажатием на соответствующий ярлык на рабочем столе или из меню «Пуск» ОС «Windows»:

Пуск → *Все программы* → *ANSYS 14.5* → *Fluid Dynamics* → *Fluent*.

Перед открытием рабочего окна программы появится меню (рис. 24), предлагающее выбрать тип решаемой задачи из двух предложенных вариантов: *2D* – двухмерная; *3D* – трехмерная.

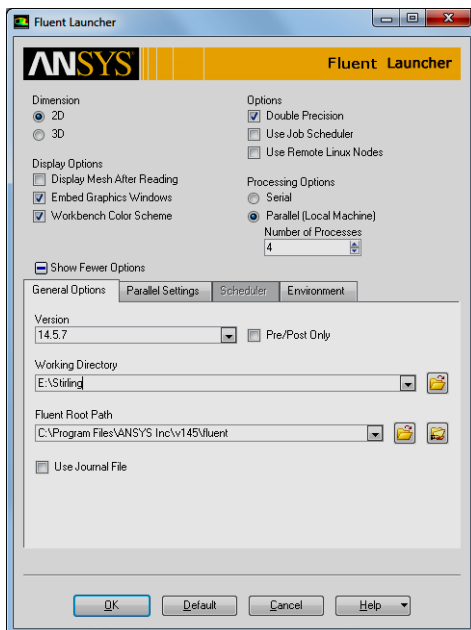


Рис. 24. Меню выбора размерности задачи

В рассматриваемом случае задача является двухмерной. Также необходимо ввести рабочую директорию (*Working Directory*), в рассматриваемом случае *E:\Stirling*. После выбора нужно нажать кнопку *Ok*. Это действие вызовет появление рабочего окна программы *ANSYS Fluent* (рис. 25).

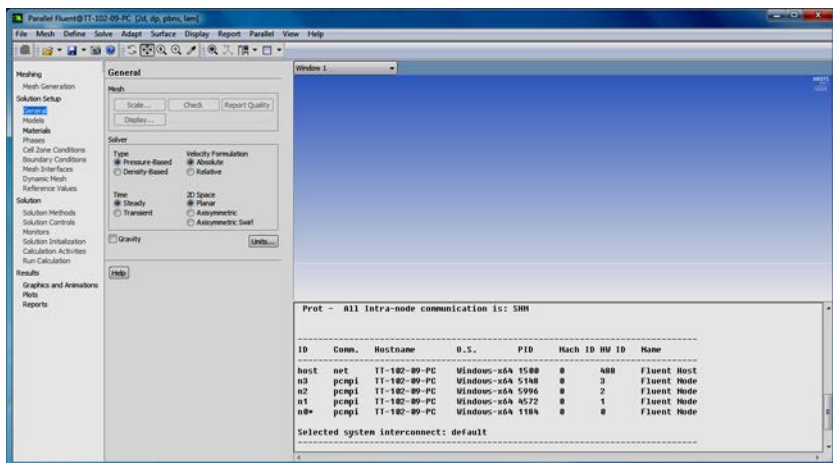


Рис. 25. Окно программы *ANSYS Fluent*

Окно программы достаточно простое и состоит из трех основных элементов:

- *главного меню*, через которое осуществляется доступ ко всем командам и меню программы;
- *окна сообщений*, где находится командная строка и отображаются результаты выполнения команд;
- *графических окон*, в которых отображаются результаты расчета и построений.

4.1 Загрузка расчетной модели

Чтобы прочитать расчетную модель, необходимо в главном меню выбрать:

FM: File → Read → Mesh.

В появившемся окне проводника ОС «Windows» нужно найти файл модели (*STIRLING.msh*), который находится в папке *E:\Stirling*, выбрать его и подтвердить выбор кнопкой *OK*.

При чтении файла в окне сообщений *ANSYS Fluent* появятся полные сведения о модели, содержащейся в читаемом файле: размеры, количество и тип конечных элементов и т.п.

Проверка конечно-элементной сетки на наличие ошибок

Проверка расчетной сетки на наличие ошибок осуществляется с помощью команды:

ГМ: Mesh→Check.

После ее запуска программа начнет проверять конечно-элементную сетку, а в окне сообщения появятся полные сведения о конечно-элементной сетке. Если будет найдена ошибка, то будет выдано соответствующее сообщение. В рассматриваемом случае при проверке сетки появится сообщение *WARNING: Mesh check failed с расшифровкой WARNING: Unassigned interface zone detected for interface*, что означает нахождение в модели неназначенных зон проницаемости *interface*, которые будут назначены в пункте 4.11.

4.2 Масштабирование конечно-элементной сетки

Размеры расчетных моделей в программе *ANSYS Fluent* должны быть обязательно заданы в метрах. Построение же моделей удобнее проводить в миллиметрах. Так, если рассматриваемая модель баллона была создана в миллиметрах, то построенную сетку нужно уменьшить в *1000* раз. Для этого в программе есть удобная команда масштабирования *Scale Mesh* (рис. 26). Она вызывается из главного меню командой:

ГМ: Mesh→Scale.

В поле *Domain Extents* меню приведены максимальные значения размеров модели по всем координатам. Поскольку она создана в миллиметрах, то до масштабирования эти цифры запредельны.

В меню *Scale Mesh* в поле *Mesh Was Created In (сетка была создана в)* нужно выбрать миллиметры *mm*, а затем нажать кнопку *Scale*. Модель будет автоматически отмасштабирована. Следует обратить внимание на то, что в поле *Domain Extents* размеры модели примут правильные значения. Отменить масштабирование в случае ошибки можно с помощью кнопки *Unscale*. После завершения операции меню необходимо закрыть с помощью кнопки *Close*.

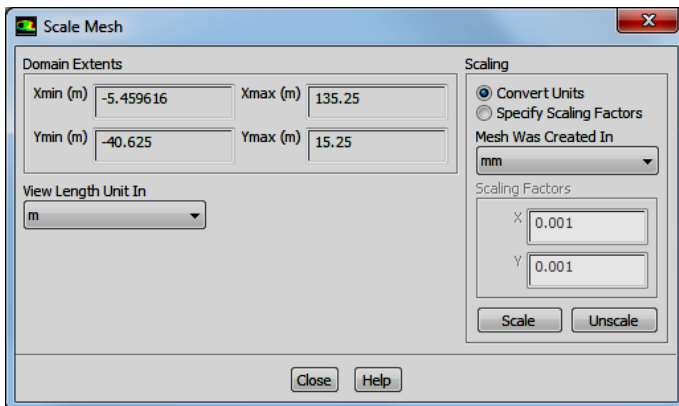


Рис. 26. Меню *Scale Mesh*

4.3 Просмотр конечно-элементной сетки

Конечно-элементная сетка отображается автоматически в графическом окне программы *Fluent*, для дополнительных опций просмотра можно вызвать меню *Mesh Display*.

ГМ: Display → *Mesh*.

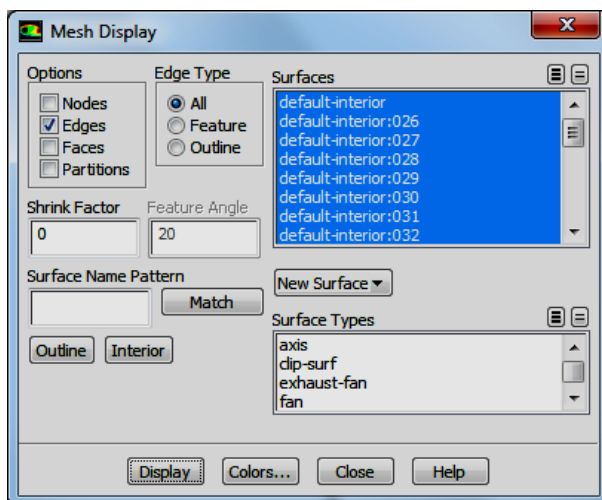


Рис. 27. Меню *Mesh Display*

В появившемся меню *Mesh Display* (рис. 27) в окне *Surfaces* можно выбрать любой набор поверхностей, которые пользователь хочет просмотреть. Следует обратить внимание на то, что имена в списке совпадают с именами граничных условий, заданных в *Gambit*. Для просмотра выбранных элементов сетки нужно нажать кнопку *Display* (рис. 28).

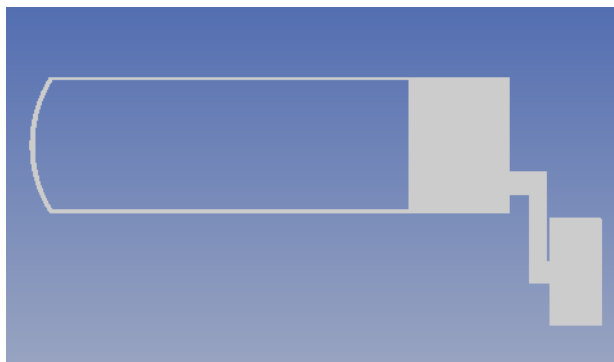


Рис. 28. Результат отображения расчетной сетки

Для того чтобы просмотреть конечно-элементную сетку, нужно использовать мышь. Движение мыши с нажатой левой кнопкой вызывает сдвиг модели. Движение мыши с нажатой средней кнопкой вызывает появление рамки, с помощью которой можно приблизить (если рамку вытягивать слева направо) выделенный фрагмент модели или, наоборот, отдалить (если рамку вытягивать справа налево).

Если в окне *Surfaces* снять выделение с пункта *default – interior*, то в окне можно будет увидеть только контур модели, без расчетной сетки.

4.4 Задание опций решателя

В качестве первого действия при описании расчетной модели следует выбрать решатель, с помощью которого будет проводиться решение, а также определить стационарность или нестационарность задачи. Этот выбор осуществляется с помощью команды *General: Define* → *General*.

В меню *General* (рис. 29) нужно обратить внимание на следующие пункты.

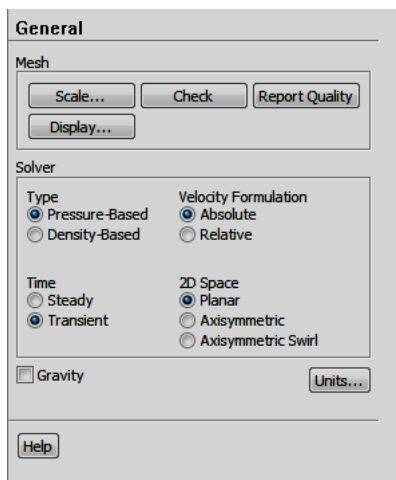


Рис. 29. Меню *General*

В поле *Solver* следует выбрать алгоритм решения. Программа *Fluent* позволяет использовать два алгоритма: *Pressure Based* (в российской литературе его называют алгоритмом установления) или *Density Based* (в российской литературе – алгоритм расщепления). Первый из них изначально разрабатывался для низкоскоростных потоков, но впоследствии был модифицирован и распространен и на другие течения. Алгоритм расщепления создавался для расчетов высокоскоростных транс- и сверхзвуковых потоков. Для решения рассматриваемой задачи целесообразно выбрать *Pressure-Based*.

В поле *2D Space* выбирается тип задачи:

Planar – плоская;

Axisymmetric – осесимметричная;

Axisymmetric Swirl – осесимметричная с вращением.

В поле *Time* описывается, будет ли решение стационарным *Steady* или нестационарным *Transient*. То есть, будут ли параметры потока зависеть от времени или нет.

Рассматриваемая задача является плоской (*Planar*) нестационарной (*Transient*).

Учет в расчете уравнения энергии

При решении данной задачи нужно учитывать изменение температуры потока и тепловые явления (теплообмен и теплопередачу).

Для этого необходимо включить в решение уравнение энергии с помощью команды:

ГМ: Define → Models → Energy.

В появившемся окне нужно поставить галочку в строке *Energy Equation* и нажать *OK*.

Определение модели турбулентности

Поток газа в расчетной модели характеризуется наличием *турбулентности* – беспорядочного движения вихревых масс. При этом на основное направление скорости накладываются поперечные составляющие, вызывающие сильное перемешивание жидкости/газа.

При осреднении по времени уравнений Навье-Стокса в них появляются новые члены, которые могут быть интерпретированы как градиенты «кажущихся» напряжений и тепловых потоков, связанных с турбулентным движением. Уравнения Навье-Стокса принимают вид, похожий на канонический, с единственным отличием. Оно заключается в том, что коэффициенты вязкости и теплопроводности представляют собой сумму коэффициентов ламинарной и турбулентной вязкости и теплопроводности соответственно:

$$\mu = \mu_{\text{лам}} + \mu_{\text{турб}} ; \lambda = \lambda_{\text{лам}} + \lambda_{\text{турб}} .$$

Для определения $\mu_{\text{турб}}$ и $\lambda_{\text{турб}}$ необходимо привлечь дополнительные, полуэмпирические уравнения, называемые *моделями турбулентности*. От точности и надежности описания турбулентных явлений непосредственно зависит точность и надежность определения отрыва пограничного слоя, ламинарно-турбулентного перехода, потерь кинетической энергии в потоке, процессов теплообмена и т.д. На настоящий период времени нет универсальной модели, корректно описывающей турбулентность в любых условиях. Каждая из множества известных моделей имеет свою, достаточно узкую, область применения. В программе *Fluent* разработчики предлагают использовать одну из наиболее известных моделей турбулентности, таких как: Спаларта-Алламарса, *k-ε (k-epsilon)*, *k-ω*, модель напряжений Рейнольдса. При исследовании течения в данной задаче следует остановить выбор на модели турбулентности *RNG k-epsilon*, поскольку она позволяет получать решения с приемлемой точностью, устойчиво решается и хорошо сходится.

Для задания модели турбулентности необходимо выбрать команду:

ГМ: Define → Models → Viscous.

В появившемся списке моделей турбулентности нужно выбрать модель турбулентности $k-\varepsilon$ (k -epsilon). В появившемся меню отмечается модель *RNG*.

4.5 Задание свойств рабочего тела

Задание свойств рабочего тела осуществляется в меню *Materials* (рис. 30), которое вызывается командой:

ГМ: Define → Materials.

В рассматриваемой задаче в качестве рабочего тела используется воздух. Он установлен в программе *Fluent* по умолчанию. При решении задач течения газов обязательно нужно учитывать сжимаемость рабочего тела. Поэтому следует задать зависимость плотности газа от параметров потока. Чаще всего для этого пользуются уравнением состояния идеального газа (Менделеева – Клапейрона). Для того чтобы осуществить эту установку, в меню *Materials* в списке *Density* нужно выбрать пункт *Ideal-gas*.

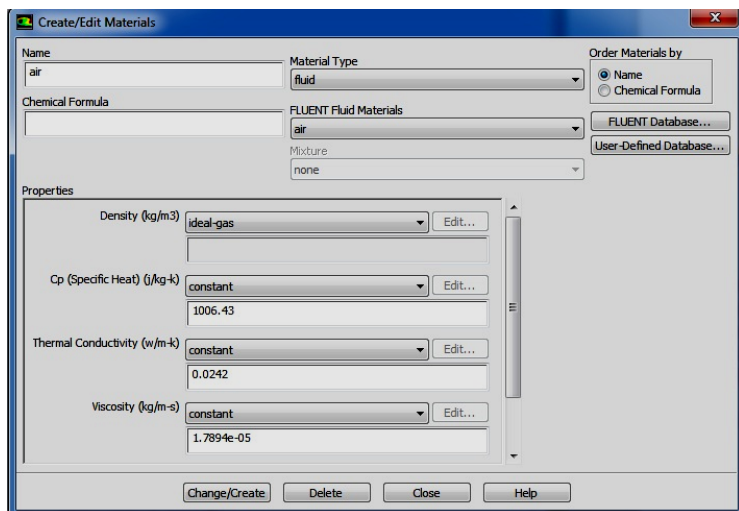


Рис. 30. Меню *Materials*

Для сохранения изменения свойств рабочего тела необходимо нажать кнопку *Change/Create*. После завершения операции меню необходимо закрыть с помощью кнопки *Close*.

Задание справочного давления

Особенность программы *ANSYS Fluent* состоит в том, что давление, получаемое и задаваемое в расчете, является избыточным. То есть для того, чтобы получить истинное значение давления, необходимо прибавить к нему так называемое «справочное давление». По умолчанию в его качестве используется атмосферное давление в САУ – *101325Па*. Если в качестве «справочного давления» принять 0, то результаты расчета и исходные данные будут задаваться в абсолютных значениях. Изменить значение «справочного давления» можно в меню, которое появится в результате выполнения команды:

ГМ: Define → Operating Condition.

Для упрощения обработки результатов в решаемой задаче целесообразно принять «справочное давление», равное нулю, и ввести его значение в поле *Operating pressure*.

Задание граничных условий

Меню задания граничных условий (рис. 31) вызывается командой:

ГМ: Define → Boundary Condition.

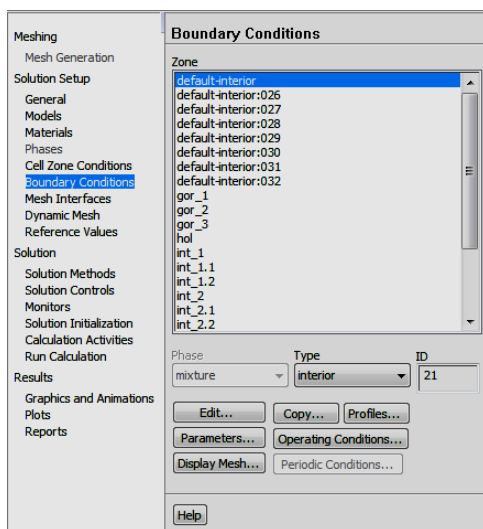


Рис. 31. Меню *Boundary Condition*

В поле *Zone* находится список всех граничных условий. Если выбрать имя одного из них, например *gor_1*, то в окне *Type* будет указан тип граничного условия. В случае необходимости в этом окне тип граничных условий можно поменять.

Чтобы приступить к заданию граничных условий, необходимо в окне *Zone* выбрать нужное граничное условие, убедиться, что в окне *Type* тип граничного условия указан верно, и нажать *Edit...* (рис. 32).

В рассматриваемой задаче будет задано одно условие на одной из стенок и потом скопировано на другие границы этого же типа. Во вкладке *Thermal* в поле *Thermal Conditions* необходимо выбрать *Temperature* и ввести в появившемся справа окошке *Temperature (K)* значение 293.

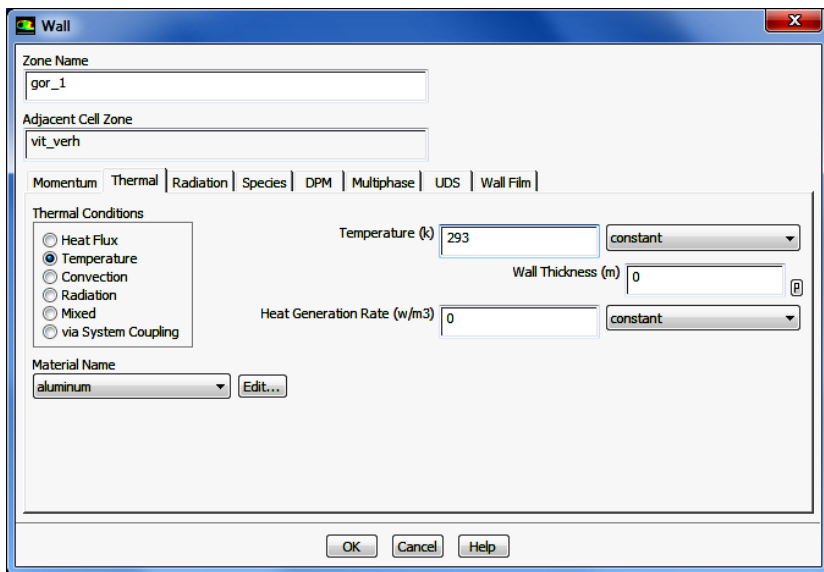


Рис. 32. Меню *Wall*

Далее для упрощения настройки параметров оставшихся граничных условий производится копирование граничных условий стенки *gor_1* для всех оставшихся стенок. Для этого сначала необходимо нажать кнопку команды копирования *Copy...* в окне граничных условий *Boundary Conditions* (рис. 33).

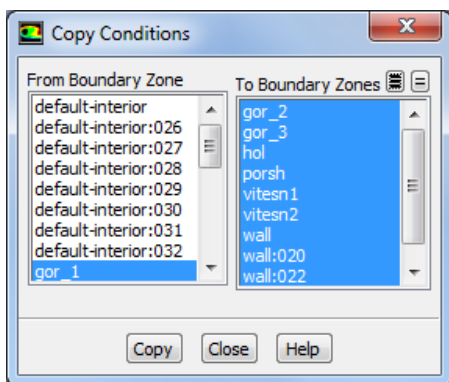


Рис. 33. Меню копирования граничных условий (*Copy Conditions*)

В списке *From Boundary Zone* необходимо выбрать стенку *gor_1*. Затем в списке *To Boundary Zones* выбираются все остальные стены. После этого необходимо выполнить команду копирования, нажав для этого кнопку *Copy*. Откроется окно предупреждения, в котором также необходимо нажать кнопку *OK* для сохранения изменений. Далее закрывается окно копирования граничных условий *Copy Conditions*.

4.6 Задание проницаемости стенок

Доступ к меню настройки проницаемости стенок осуществляется с помощью команды:

ГМ: *Define* → *Mesh Interfaces*

В результате появится пустое окно. Внизу окна необходимо нажать кнопку *Create/edit...*, в результате появится окно *Create/Edit Mesh Interfaces*, представленное на рис. 34.

В окне *Mesh Interface* вводится любое имя, например, *int_1*. В окне *Interface Zone 1* выбирается один проницаемый отрезок *int_1*, в *Interface Zone 2* выбираются два проницаемых отрезка *int_1.1* и *int_1.2*. Для завершения задания проницаемости необходимо нажать *Create*.

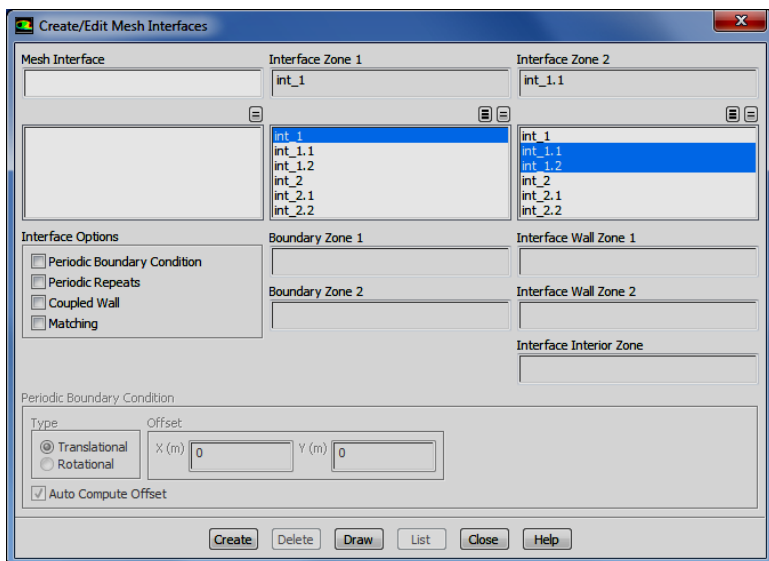


Рис. 34. Меню *Mesh Interfaces*

Для задания второй проницаемой пары необходимо провести аналогичную процедуру. В окне *Mesh Interface* ввести имя *int_2*. В окне *Interface Zone 1* выбрать один проницаемый отрезок *int_2*, в *Interface Zone 2* выбрать два проницаемых отрезка *int_2.1* и *int_2.2*. Для завершения задания проницаемости необходимо нажать *Create*.

4.7 Настройка параметров движения сетки

Задание динамической модели движения сетки и её основных параметров осуществляется следующим образом:

ГМ: Define → Dynamic Mesh...

Необходимо установить галочку перед *Dynamic Mesh* (рис. 35) и выбирать необходимые типы методов перестроения сетки во время ее движения. Для этого устанавливается галочка перед *Layering*. Для задания необходимых параметров перестроения сетки следует нажать опцию *Settings...* в разделе *Mesh Methods*. Во вкладке *Layering* необходимо установить два значения *Split Factor 0.7* и *Collapse Factor 0.6*.

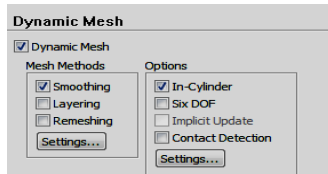


Рис. 35. Меню *Dynamic Mesh*

Далее активизируется опция *In-Cylinder*. Задание опции *In-Cylinder* позволяет использовать учет дополнительных условий, таких как движение рабочего поршня. Для задания необходимых параметров движения рабочего поршня следует нажать опцию *Settings....* В разделе *in-Cylinder* задаются параметры, указанные на рис. 36. Модель *In-Cylinder* обычно используется при моделировании процессов в ДВС. Это облегчает задачи моделирования движения поршня. Здесь *Crank Shaft Speed* – частота вращения коленчатого вала (об/мин), *Starting Crank Angle* – начальный угол поворота коленчатого вала, *Crank Period* – время цикла в градусах, *Crank Angle Step Size*– угол поворота коленчатого вала за один шаг, *Piston Stroke*– ход поршня в метрах, *Connecting Rod Length* – длина шатуна в метрах. После установки всех параметров движения поршня в двигателе следует нажать кнопку *OK*.

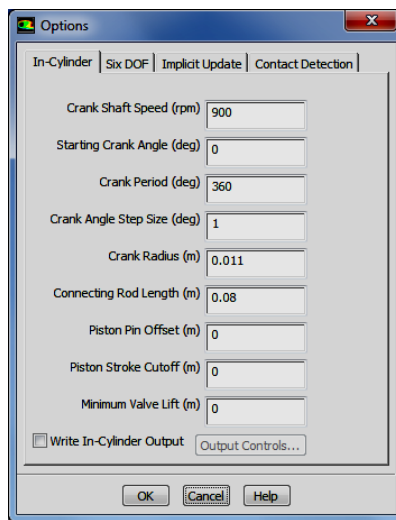


Рис. 36. Меню параметров настройки движения поршня (*In-Cylinder Settings*)

Следующим этапом моделирования является загрузка файла параметров для задания движения вытеснительного поршня (рис. 37):

ГМ: File → Read → Profile...

Необходимо выбрать файл *prof.prof* и нажать кнопку *OK*.

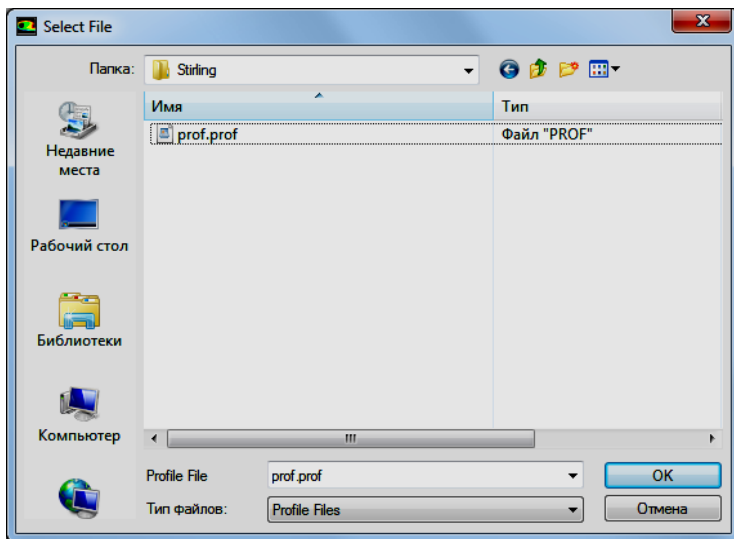


Рис. 37. Окно выбора файла профилей клапанов

После этого вводятся параметры движения поршней моделируемой холодильной машины Стирлинга. Для этого необходимо нажать клавишу *Create/Edit...* под окном *Dynamic Mesh Zones*.

Задание параметров зон расчетной сетки в области твердых тел *Rigid Body*. Для задания движения в области поршня необходимо выбрать тип (*Type*) *Rigid Body*, в выпадающем списке имени зоны (*Zone Names*) необходимо выбрать *porsh*, в выпадающем списке *Motion UDF/Profile* необходимо выбрать *Piston_prof*. В разделе *Valve/Piston Axis* ввести значения $X=-1$, $Y=0$. Во вкладке *Meshing Options* необходимо ввести значение 0,0005 м в разделе *Cell Height* (рис. 38).

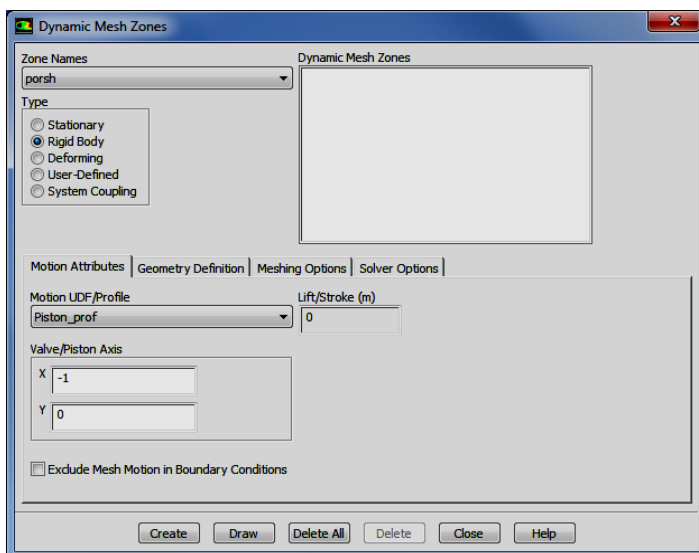


Рис. 38. Меню задания параметров зоны сетки

Аналогичным образом создаются остальные *Rigid Body* области (табл. 6):

Таблица 6. Задание *Rigid Body* области

Zone Names	Type	Motion Attributes			Meshing options (m)
		Motion UDF/Profile	Valve/Piston Axis		
			X	Y	
Vitesn1	Rigid Body	Piston_prof	-1	0	0,0005
Vitesn2	Rigid Body	Piston_prof	-1	0	0,0005

4.8 Установка начальных значений параметров

При решении задач газовой динамики численными методами перед запуском решения необходимо установить начальные значения параметров в расчетной области. Правильный выбор этих параметров может существенно улучшить устойчивость и сходимости, чем ускорить получение решения. Меню установки начальных условий (рис. 39) вызывается командой:

GM: Solve → *Initialization*.

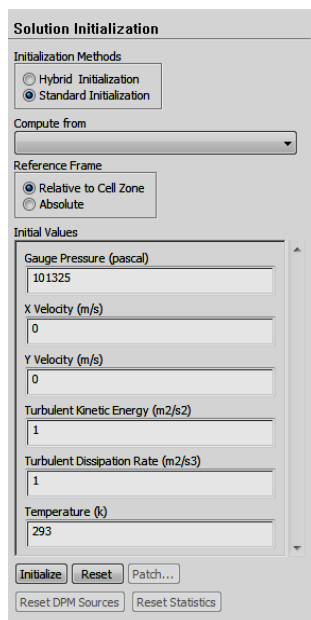


Рис. 39. Меню установки начальных значений параметров

В этом меню в поле *Compute From* необходимо выбрать все зоны (*all-zones*). В результате рекомендуемые значения начальных параметров будут рассчитаны по всем граничным условиям. Также необходимо ввести значение нормального атмосферного давления *Gauge Pressure (pascal)* 101325 Па. Для их принятия следует нажать *Initialize*.

4.9 Настройка отображения процесса решения

Уравнения Навье-Стокса решаются численным методом. Вкратце этот метод заключается в следующем. Расчетная область делится на большое количество конечных элементов. Дифференциальное уравнение в области произвольного узла сетки заменяется алгебраическим уравнением-аналогом, описывающим изменение переменной между несколькими соседними точками. Решение аналога осуществляется итерационным методом. После каждой итерации находятся некоторые значения переменных. Они подставляются в исходные уравнения, выраженные в виде $f(p, T, \rho, x, y, z, v, w...) = 0$. Поскольку решение является приближенным (т.к. решается алгебраиче-

ский аналог, а не дифференциальное уравнение), то $f(p, T, \rho, x, y, z, v, w...) = R$. Величина R называется невязкой и является критерием, по которому судят о процессе решения. Очевидно, что чем ближе R к нулю, тем ближе найденное решение дискретного аналога к решению исходного дифференциального уравнения. В случае, если невязка R окажется меньше заданного предела, решение считается законченным. Разработчики программы утверждают, что решение можно считать законченным, если $R = 1 \cdot 10^{-3}$.

Решение можно считать законченным:

- если разность расходов рабочего тела между входной и выходной границей стремится к нулю и мало меняется от итерации к итерации;
- невязки по всем уравнениям в процессе решения достигают значения меньше рекомендуемого предела ($1 \cdot 10^{-3}$).

Однако в ряде случаев требуемых невязок не удастся достичь или невязки достигли заданного предела, а разность расходов рабочего тела между входом и выходом составляет значительную величину (более 1% от расхода).

В этом случае в качестве второго критерия сходимости следует принять неизменность невязок от итерации к итерации. Это говорит о том, что достигнута предельная точность расчета и снижения невязок можно добиться только изменением конечно-элементной сетки.

Для того чтобы отображать невязки в процессе расчета, а также задать критерий остановки решения, необходимо вызвать меню *Residual Monitors* (рис. 40) с помощью команды:

ГМ: Solve → Monitors.

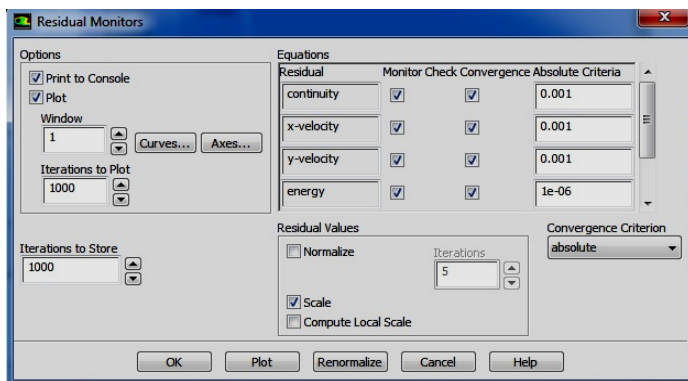


Рис. 40. Меню *Residual Monitors*

В поле *Option* необходимо поставить галочки напротив слов *Plot* и *Print*. Это приведет к тому, что невязки по всем уравнениям будут печататься в окне сообщения (*Print*) и отображаться в виде графиков в графическом окне (*Plot*).

В полях *Residual* друг над другом перечислены все решаемые уравнения, а напротив каждого из них в столбце *Convergence Criterion* установлены предельные невязки. Задача считается решенной, когда невязки по всем уравнениям окажутся меньше заданных значений. В этом случае процесс вычисления будет автоматически остановлен. Считается, что для получения точного решения достаточно достижения невязок 10^{-3} по всем уравнениям.

4.10 Настройка сохранения параметров в текстовом файле

Для того чтобы сохранить расчетные параметры в текстовом файле, необходимо вызвать команду:

ГМ: Solve → *Monitors*.

Далее под окном *Surface Monitors* необходимо нажать *Create...*, в результате чего появится меню *Surface Monitor* (рис. 41).

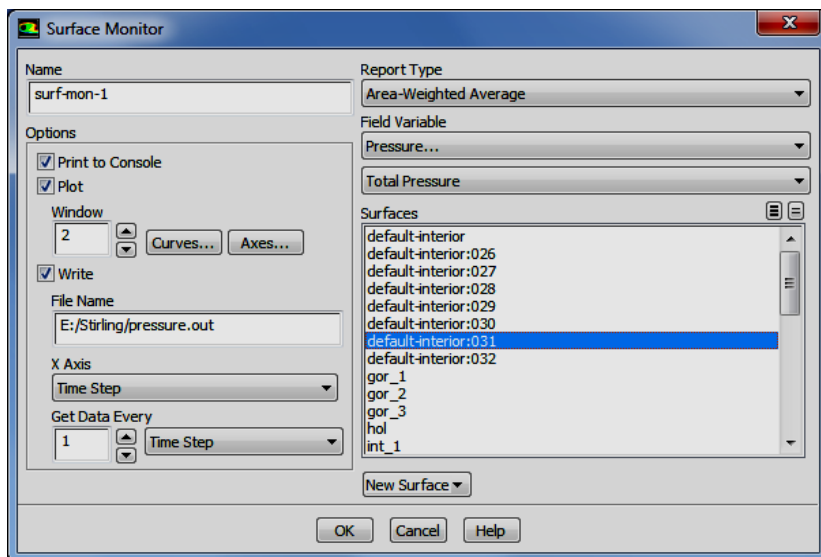


Рис. 41. Меню *Surface Monitor*

В данном окне в опциях (*Options*) необходимо поставить галочку *Plot* и ввести значение 2 в окне *Window*, а также галочку *Write* и указать имя *E:/Stirling/pressure.out*. Далее в *X Axis* и *Get Data Every* необходимо выбрать *Time Step*.

В *Report Type* выбирается *Area-Weighter Average*, в *Field Variable* выбирается *Temperature...* и *Total Temperature*. В списке *Surfaces* выбирается необходимая зона *default-interior:032*. Для подтверждения всех введенных значений и настроек нажимается кнопка *OK*.

Далее необходимо еще раз под окном *Surface Monitors* нажать *Create...*, в результате чего появится меню *Surface Monitor* (рис. 42).

В данном окне в опциях (*Options*) необходимо поставить галочку *Plot* и ввести значение 3 в окне *Window*, а также галочку *Write* и указать имя *E:/Stirling/temperature.out*. Далее в *X Axis* и *Get Data Every* необходимо выбрать *Time Step*.

В *Report Type* выбирается *Area-Weighter Average*, в *Field Variable* выбирается *Temperature...* и *Total Temperature*. В списке *Surfaces* выбирается необходимая зона *default-interior:027*. Для подтверждения всех введенных значений и настроек нажимается кнопка *OK*.

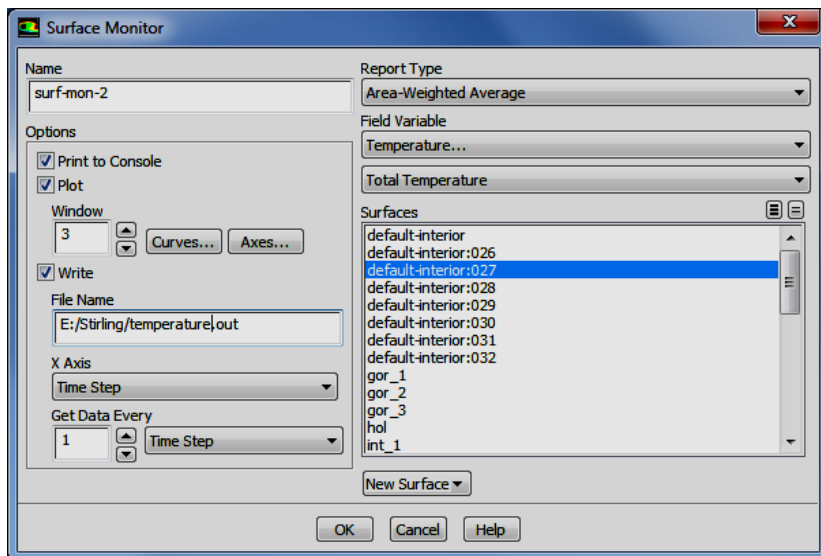


Рис. 42. Меню *Surface Monitor*

4.11 Сохранение расчетной модели

Для сохранения расчетной модели и всех сделанных настроек решателя необходимо вызвать команду:

ГМ: File → Write → Case & Data.

В появившемся окне проводника необходимо выбрать имя модели и место, где она будет сохранена. После нажатия кнопки *OK* в указанном месте появятся два файла модели с расширением **.cas* и **.dat*.

Запуск решения задачи

Для запуска решения задачи следует выбрать следующую команду:

Solve → Run Calculation...

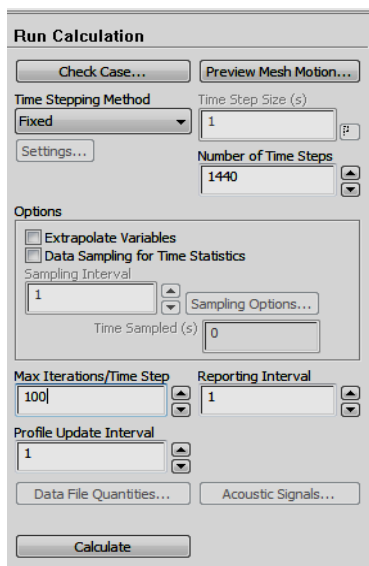


Рис. 43. Меню задания процесса решения (*Run Calculation*)

В меню *Run Calculation* (рис. 43) выполняются следующие действия:

а) в строке *Number of Time Steps* выбирается количество шагов расчета, равное 1440;

б) в строку *Max Iterations/Time Step* вводится максимальное количество итераций на один шаг расчета. В данном случае рекомендуется ввести число *100* для данного параметра;

в) после этого нажатием клавиши *Calculate* запускается расчет.

Решение может быть остановлено в любой момент нажатием на кнопку *Cancel* и вновь запущено с места остановки нажатием кнопки *Calculate* в меню запуска решения. Во время паузы могут быть просмотрены предварительные результаты решения, внесены изменения в граничные условия или настройки решателя.

4.12 Просмотр результатов расчета

В качестве результатов расчета можно отобразить любые интересующие параметры, например, поле распределения температуры (рис. 44).

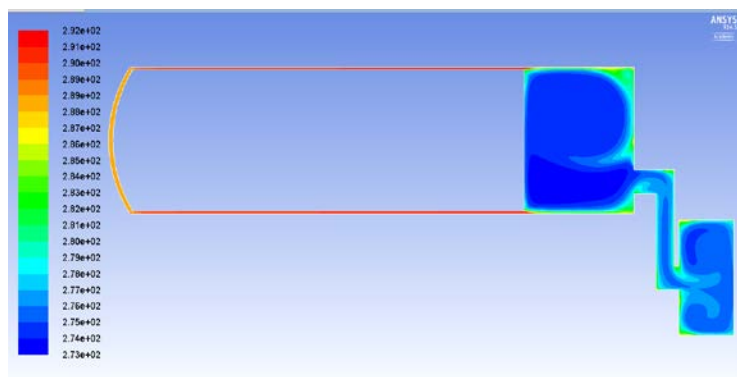


Рис. 44. Поле распределения температуры в холодильной машине Стирлинга

5 РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ТЕПЛОВЫХ МАШИН СТИРЛИНГА

5.1 Расчет регенеративного теплообменника двигателя Стирлинга

Регенеративные теплообменники относятся к поверхностным аппаратам: их эффективность зависит от поверхности теплообмена насадки. Это теплообменники, в которых происходит периодическое аккумулирование тепловой энергии в насадке и возвращение её рабочему теплоносителю. Время, за которое теплота передается от горячего теплоносителя насадке регенератора, называется временем прямого или горячего дутья. Время, за которое тепло от насадки регенератора передается холодному теплоносителю, называется временем обратного или холодного дутья.

Принцип работы регенератора может быть пояснен с помощью диаграммы изменения температур насадки и рабочего газа по длине аппарата, представленной на рис. 45.

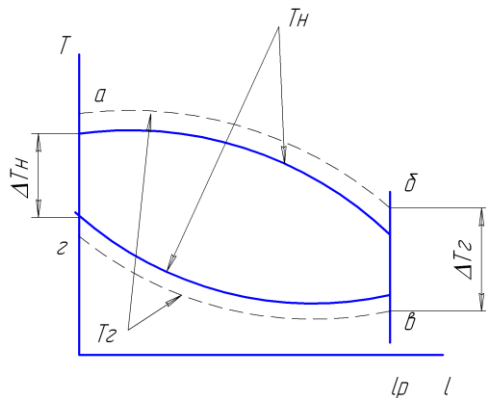


Рис. 45. Диаграмма изменения температур насадки и рабочего газа по длине регенератора

Рабочий газ входит в регенератор в термодинамическом состоянии «а», передает свою избыточную тепловую энергию материалу насадки и выходит из регенератора в состоянии «б».

В течение этого процесса (прямого дутья) температура каждого элемента насадки повышается. Далее через регенератор в обратном направлении пропускаяется такой же, но холодный газ, в состоянии

«в». Он отбирает теплоту, аккумулированную насадкой при теплом дутье. При этом температура каждого элемента насадки регенератора снижается, а рабочий газ после холодного дутья выходит из аппарата в состоянии «г».

В идеальном случае регенерации теплоты в аппарате должно соблюдаться постоянство градиента температуры вдоль регенератора и разности температур между насадкой и газом при различных направлениях дутья, а также колебания температур каждого элемента насадки должны составлять бесконечно малые величины. В реальном регенераторе выполнение этих требований невозможно. Процесс регенерации будет обратим в том случае, если в любой момент времени достигается термодинамическое равновесие, т.е. в этом случае процесс теплообмена должен протекать бесконечно медленно.

При конечной разности температур между насадкой и рабочим газом некоторой компенсации необратимости можно было бы добиться за счет увеличения коэффициента теплоотдачи. Однако на практике это условие возможно при увеличении массовой скорости потока, что приводит к возрастанию гидравлического сопротивления насадки, что за собой влечет увеличение мощности на прокачку теплоносителя.

5.1.1 Тепловой расчет регенеративного теплообменника

Регенератор представляет собой теплообменник, выполненный из материала пористой структуры с большим значением теплоёмкости. Для расчёта выберем сетчатый насадок из фосфорной бронзы.

Одной из важных характеристик материала насадки регенератора является пористость $\varepsilon = \frac{V_P}{V_{PT}}$, определяемая как отношение объёма

пор к полному геометрическому объёму регенератора. Примем $\varepsilon = 0,658$ для номера сетки 004.

Конструктивно регенераторы могут быть выполнены в виде сплошного или полого цилиндра (рис. 46). Для расчёта примем конструкцию сплошного регенератора.

Особенностью регенератора как теплообменника является:

- высокое значение КПД,
- включение полости регенератора в рабочий объём машины даёт около 70% мертвого объёма.

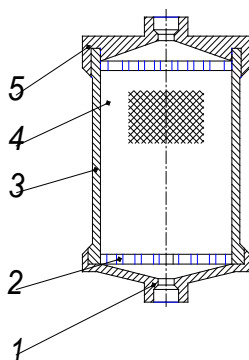


Рис. 46. Цилиндрический регенератор:

1 – днище; 2 – уплотнительный элемент; 3 – корпус; 4 – насадка; 5 – крышка

Таким образом, при определении размеров регенератора необходимо удовлетворение нескольких условий:

- масса насадки должна быть как можно больше, это позволит достичь КПД регенератора на уровне 0,98, удовлетворительные характеристики машин можно получить при $\eta_p \geq 0,98$;

- поперечные размеры и длина регенератора должны быть такими, чтобы эффективность теплообменника была максимальной, а суммарные потери тепловой мощности минимальными.

Расчёт регенератора состоит из двух этапов: конструкторского и уточненного.

Конструкторский расчет заключается в определении величины рабочей поверхности насадки регенератора и его массы. Уточненный расчет выполняется для теплообменника с известной площадью поверхности, при этом находится оптимальная относительная длина регенератора Λ .

Критерием оценки является минимальное значение суммарных потерь тепловой мощности. Эти потери имеют различную природу: недорекуперацию, гидравлические сопротивления, теплопритоки по корпусу и насадке регенератора за счёт теплопроводности. В тепловых двигателях потери снижают мощность цикла и КПД, увеличивают Q_1 и Q_2 .

Массовый секундный расход рабочего тела определяется из конструктивных условий конкретной схемы рабочей полости по величине m_3 – массе заправленного в модуль рабочего тела. Так как

известны P_3 – давление заправки, T_3 – температура заправки, V_r , V_x – текущие объёмы рабочих полостей, то массу заправки находят из выражения

$$m_3 = \frac{P_3 \cdot V_3}{R \cdot T_3},$$

в котором $V_3 = (V_r + V_x)_{\max}$;

R – удельная газовая постоянная рабочего тела (выбирается по справочным данным).

На первом этапе считаем $V_p = 0$. Тогда расход газа через регенератор определяется:

$$G = \frac{m_3}{\tau_d} \quad (24)$$

где $\tau_d = \frac{\tau_{\Pi}}{k}$,

τ_d – время прямого дутья (время, за которое рабочее тело прокачивается через регенератор из горячей полости в холодную),

τ_{Π} – время одного рабочего цикла тепловой машины, можно определить по заданной частоте вращения привода n ,

$$\tau_{\Pi} = \frac{60}{n}. \quad (25)$$

Величина коэффициента $k = \frac{360}{\Delta\phi_\delta}$, $\Delta\phi_\delta$ – угол поворота вала привода, соответствующий данному времени дутья (принимается равным 120°).

Количество тепловой мощности, передаваемой от рабочего тела насадке регенератора при охлаждении от ТГ до ТХ, определится следующим образом:

$$Q = C_p \cdot m_3 \cdot (T_r - T_x), \quad (26)$$

где C_p – изобарная теплоёмкость рабочего тела, выбирается по справочным данным при T_{cp} .

Рассчитывают потребную массу насадки регенератора, задаваясь колебанием температуры насадки $\Delta T_n = 20 - 30 \text{ К}$:

$$m_n = \frac{C_p \cdot m_3 (T_r - T_x)}{\Delta T_n C_n}, \quad (27)$$

где C_n – теплоёмкость насадки из бронзы при T_{cp} , в Дж/кг·К.

С другой стороны, масса насадки регенератора может быть найдена через её плотность и объём:

$$m_H = \rho_H \cdot V_H, \quad (28)$$

где ρ_H – плотность насадки [2].

Откуда объём насадки регенератора

$$V_H = \frac{m_H}{\rho_H}. \quad (29)$$

С учетом того, что пористость

$$\varepsilon = \frac{V_P}{V_{PG}} = \frac{V_{PG} - V_H}{V_{PG}}, \quad (30)$$

находится геометрический объём регенератора:

$$V_{PG} = \frac{V_H}{1 - \varepsilon}. \quad (31)$$

Так как конструктивно регенератор представляет собой цилиндр, то его размеры определяются по известным геометрическим соотношениям:

$$V_{PG} = \frac{\pi \cdot d_p^2 \cdot l_p}{4}. \quad (32)$$

Задаваясь одним геометрическим размером, например диаметром регенератора, рассчитывают соответствующую длину. Таких вариаций может быть бесконечно много, поэтому на этапе проектирования зададимся рядом значений соотношений между длиной и диаметром регенератора. Для более точного определения размеров регенератора произведём его тепловой и гидравлический расчёты.

Вычисляется среднерасходная скорость прокачки рабочего тела через регенератор:

$$W = \frac{4 \cdot G}{\rho \cdot \pi \cdot d_p^2 \cdot \varepsilon}, \quad (33)$$

где $\rho = \frac{P_{cp}}{R \cdot T_{cp}}$ – плотность рабочего тела, найденная по осредненной

температуре регенератора. Скорость фильтрации газа $W_\phi = W$.

Определяется критерий Рейнольдса по соотношению

$$Re = \frac{W_\phi \cdot d_\Delta}{\nu},$$

где $d_\Delta = \frac{4\varepsilon}{S_0}$ – эквивалентный диаметр,

$S_0 = \frac{4 \cdot (1 - \varepsilon)}{d_{np}}$ – удельная поверхность теплообмена насадки,

d_{np} – диаметр проволоки, выбирается по данным сетчатой насадки,

$\nu = \nu_0 \cdot \frac{1,03 \cdot 10^5}{P_{cp}}$ – коэффициент кинематической вязкости, выбирается по справочным данным для данного рабочего тела.

Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \frac{\lambda}{d_s} \cdot 0,05 \cdot \text{Re}^{0,85}, \quad (34)$$

где λ – коэффициент теплопроводности рабочего тела, выбранный с учётом средней температуры регенератора, в Вт/м·К.

Количество единиц переноса тепла вычисляется по формуле

$$N_1 = \frac{\alpha \cdot F_H}{2 \cdot G \cdot C_p}. \quad (35)$$

В этом выражении F_H – полная поверхность теплообмена регенератора, она определяется следующим образом:

$$F_H = \pi \cdot d_{np} \cdot L_{np} = \frac{4 \cdot V_H}{d_{np}} = \frac{4 \cdot (1 - \varepsilon_0) \cdot V_{P\Gamma}}{d_{np}}, \quad (36)$$

или

$$F_H = V_{np} \cdot S_0.$$

Тогда коэффициент полезного действия регенератора определится как

$$\eta_p = \frac{Q_{др}}{Q_{нр}} = \frac{Q_{нр} - \Delta Q_H}{Q_{нр}}, \quad (37)$$

то есть отношение количества теплоты, передаваемой в единицу времени в регенераторе в реальной машине $Q_{др}$, к количеству теплоты, передаваемой в единицу времени от газа к насадке и от насадки к газу в идеальном случае $Q_{нр}$.

Потери от недорекуперации в регенераторе

$$\Delta Q_H = Q_{нр} - Q_{др}. \quad (38)$$

Рассчитаем η_p , используя выражение

$$\eta_p = \frac{N_1}{N_1 + 1} \cdot \left[1 - \frac{1}{9 \cdot \left(\frac{C_H \cdot m_H}{C_P \cdot m_P} \right)^2} \right]. \quad (39)$$

Величина η_p должна находиться в заданном интервале $0,98 \leq \eta_p \leq 1$. Если $\eta_p \leq 0,98$, то задаются новым значением ΔT_H и расчет повторяется заново.

5.1.2 Расчет потерь в регенераторе

Основными потерями в регенераторе являются потери на недорекуперацию, гидравлические сопротивления, теплопритоки по насадке и корпусу.

Произведём уточнённый расчёт теплового потока регенератора по формуле

$$Q_p = G \cdot C_p \cdot (T_r - T_x) + 2 \cdot \varepsilon \cdot V_{pr} \cdot (P_{\max} - P_{\min}) \cdot \frac{1}{\tau_{ц}}. \quad (40)$$

Вследствие конечной поверхности и теплоёмкости насадки регенератора среднеинтегральная температура газа в период холодного дутья оказывается ниже, чем его температура в период теплого (прямого) дутья. Поэтому потери, вызванные этим обстоятельством (потери на недорекуперацию), можно определить как

$$\Delta Q_{nl} = 0,5 \cdot (1 - \eta_p) \cdot Q_p. \quad (41)$$

Потери на гидравлическое сопротивление рассчитаем по формуле

$$Q_{\Delta p} = \Delta P \cdot \frac{G}{\rho}, \quad (42)$$

где $\rho = \Delta \frac{P_{cp}}{R \cdot T_{cp}}$ – средняя за цикл плотность рабочего тела; а потери давления

$$\Delta P = \xi \cdot \frac{\rho \cdot W^2 \cdot l}{2 \cdot d_3}, \quad (43)$$

где $\xi = \frac{59}{Re^{0.74}}$ – коэффициент сопротивления. (44)

Потери ΔQ_{H2} вызваны осевыми тепловыми потоками по насадке и стенке регенератора. Насадки регенератора ДВПТ и ГХМ обладают высоким гидравлическим сопротивлением; следствием этого является малая высота аппарата в осевом направлении. И хотя тепловой поток по насадке и стенкам составляет доли процента тепловой нагрузки регенератора, он уменьшает мощность двигателя на 15-20%. Эффективный коэффициент теплопроводности насадки определяют так же, как проводимость повторяющейся элементарной ячейки:

$$\lambda_{\text{ЭФ}} = \lambda_{\text{П}} + \lambda_{\text{Т}},$$

где $\lambda_{\text{П}}$ – теплопроводность через паровые каналы;

$\lambda_{\text{Т}}$ – теплопроводность через твердые частицы скелета насадки и контактные площади между ними.

Значение величины $\lambda_{\text{ЭФ}}$ принимаем по данным ([2] табл. 2).

Тепловые потери вследствие теплопроводности насадки регенератора

$$\Delta Q_{HP} = A_H \cdot \lambda_{\text{ЭФ}} \cdot F_P (T_G - T_X) \cdot \frac{1}{l_P}, \quad (45)$$

где F_P, l_P – площадь сечения и длина регенератора,

$A_H = 1,35$ – коэффициент, учитывающий неравномерность тепловой нагрузки регенератора по длине, равен 1,3-1,4. Данное выражение можно использовать для оценки тепловых потерь по корпусу регенератора, подставив вместо $\lambda_{\text{ЭФ}}, F_P$ λ стенки и F стенки.

Приближенно для тонкостенных регенераторов величину этих потерь найдем по формуле

$$\Delta Q_{СТP} = \pi \cdot d_P \cdot \delta_{СТ} (T_G - T_X) \cdot \frac{\lambda_{СТ}}{l_P}, \quad (46)$$

где $\delta_{СТ} = 3 \cdot 10^{-4}$ м – толщина стенки корпуса регенератора принимается от 0,1-1,5 мм, а $\lambda_{СТ} = 20,1$ – теплопроводность стенки регенератора, в Вт/м·К.

Находятся суммарные потери:

$$\Delta Q_{\Sigma} = \Delta Q_{H1} + Q_{\Delta P} + \Delta Q_{HP} + \Delta Q_{СТP}. \quad (47)$$

Полученные данные теплового расчета регенератора удовлетворяют всем условиям, которые были поставлены в расчете как контрольные. Однако это не оптимальное значение соотношения Λ , которое позволит определить те конструктивные параметры регенера-

тора, при которых суммарные тепловые потери будут минимальны. Для определения минимальных суммарных тепловых потерь зададимся рядом значений Λ . Эти значения выберем в диапазоне, например от $\Lambda = 0,01$ до $\Lambda = 2$, что позволит иметь данные по тепловым потерям для двигателей с совершенно различными геометрическими параметрами регенератора. Это будет полезно при компоновке двигателя. Расчёт проводим по вышеизложенному алгоритму, интересующие нас данные сводим в табл. 7. Для анализа из расчета выделим данные по потерям на недорекуперацию ΔQ_{H1} , потерям на гидравлическое сопротивление $Q_{\Delta P}$, тепловым потерям вследствие теплопроводности насадки регенератора ΔQ_{HP} , тепловым потерям вследствие теплопроводности корпуса регенератора ΔQ_{CTP} и суммарные потери ΔQ_{Σ} . Далее по данным табл. 7 строятся графики (рис. 47-50).

Таблица 7. Составляющие потерь тепловой мощности в регенераторе

Λ	ΔQ_{H1} , Вт	$Q_{\Delta P}$, Вт	ΔQ_{HP} , Вт	ΔQ_{CTP} , Вт	ΔQ_{Σ} , Вт

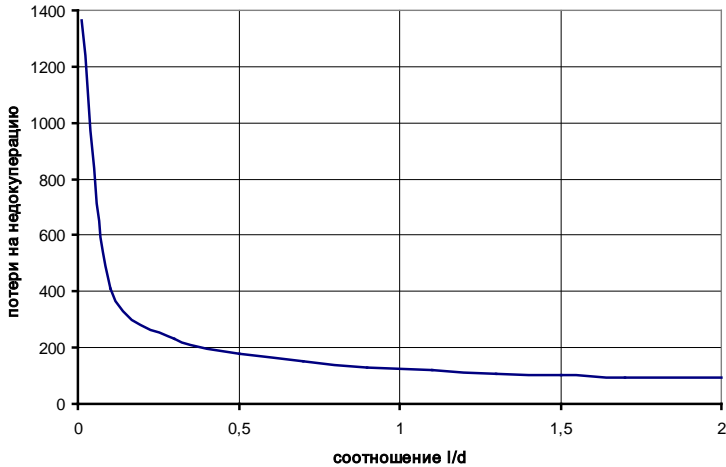


Рис. 47. Зависимость потерь на недорекуперацию от соотношения l/d

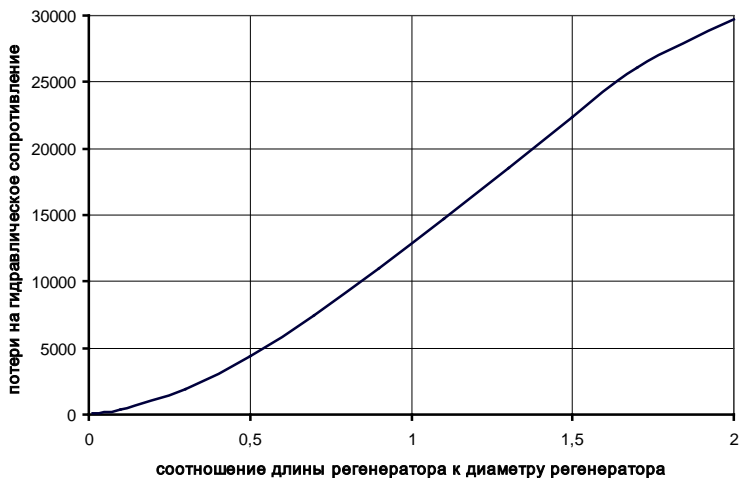


Рис. 48. Зависимость потерь на гидравлическое сопротивление от соотношения l/d

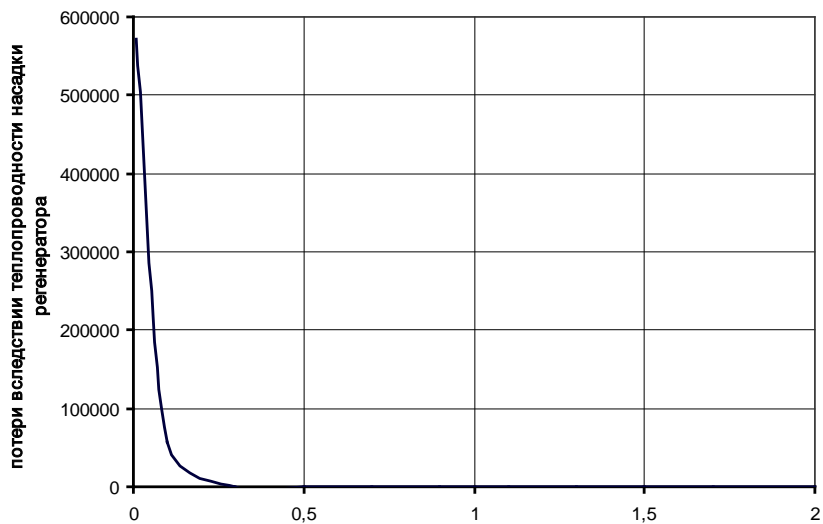


Рис. 49. Зависимость потерь вследствие теплопроводности насадки от соотношения l/d

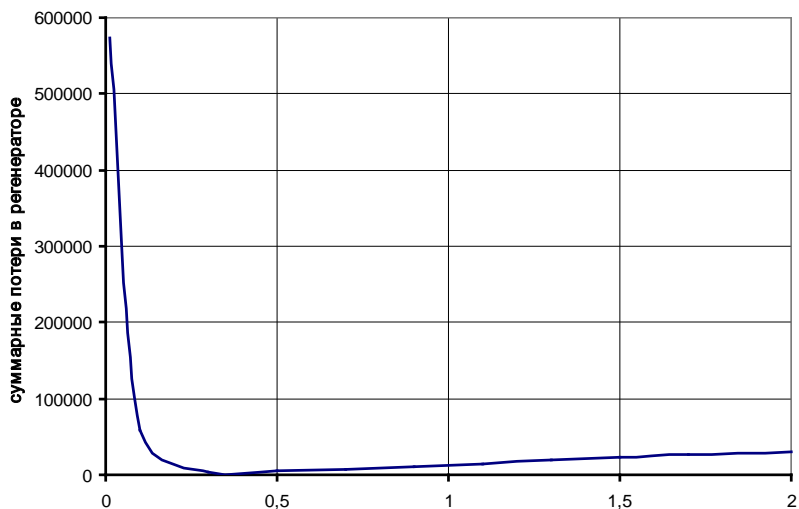


Рис. 50. Зависимость суммарных потерь от соотношения V/d

Такой характер зависимости потерь от недорекуперации объясняется увеличением скорости движения теплоносителя. Это, в свою очередь, приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи и росту η_p – коэффициенту полезного действия регенератора. Прекращение роста η_p и падение потерь на недорекуперацию можно объяснить достижением параметров регенератора, близкого к идеальному регенератору.

Потери на теплопритоки по корпусу и насадке регенератора также достигают своего минимума вследствие значительного влияния внутреннего термического сопротивления теплопроводности стенки δ_{CT}/λ_{CT} и δ_H/λ_H с увеличением Λ .

Подобным же образом происходит изменение тепловых потерь вследствие теплопроводности насадки ΔQ_{HP} и теплопритоков по корпусу регенератора ΔQ_{CTP} . Основное влияние оказывают гидравлические потери, график которых ведет себя прямо противоположно рассмотренным выше тепловым потерям.

5.2 Расчёт действительных характеристик двигателя с учетом потерь в регенераторе

Действительная мощность двигателя:

$$N_{Д} = N - \Delta N_{\Sigma}, \quad (48)$$

где $\Delta N_{\Sigma} = \Delta Q_{\Sigma}$.

Действительные тепловые мощности:

$$Q_{1Д} = Q_1 + \frac{1}{2} \Delta Q_{\Sigma}, \quad (49)$$

$$Q_{2Д} = |Q_2| - \frac{1}{2} \Delta Q_{\Sigma}. \quad (50)$$

Действительный КПД:

$$\eta_{Д} = \frac{N_{Д}}{Q_{1Д}}. \quad (51)$$

Результаты расчета сводятся в табл. 8, 9.

Таблица 8. Тепловые потери в регенераторе

Схема регенератора	$\Delta Q_{Н1}$, Вт	$Q_{\Delta P}$, Вт	$\Delta Q_{НР}$, Вт	$\Delta Q_{СТР}$, Вт	ΔQ_{Σ} , Вт
Цилиндрическая					
Кольцевая					

Таблица 9. Результаты расчета регенератора

Параметр	Результат	Параметр	Результат
X		λ , Вт/м·К	
$V_{M\Sigma}$, м ³		N	
P_{max} , МПа		F_H , м ²	
P_{min} , МПа		η_p	
P_{cp} , МПа		Q_p , Вт	
W, м/с		ΔQ_{H1} , Вт	
ρ , кг/м ³		$Q_{\Delta P}$, Вт	
Re		ΔP , Па	
$d_{\text{Э}}$, м		ξ	
S_0 , м ²		$\lambda_{\text{ЭФ}}$, Вт/м·К	
$d_{\text{ПР}}$, м		$\Delta Q_{НР}$, Вт	
v		$\Delta Q_{СТР}$, Вт	
α , Вт/м ² ·К		ΔQ_{Σ} , Вт	

6 ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ЭЛЕМЕНТОВ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕЙ СТИРЛИНГА

6.1 Оптимизация геометрических размеров аппарата внешнего подвода теплоты (АВТ)

Провести оптимизацию геометрических размеров АВТ – теплообменника нагрузки для одноступенчатой КГМ Стирлинга.

Исходные параметры машины:

- температура окружающей среды $T_0 = 300$ К;
- температура T_x , К;
- рабочий газ – гелий; минимальное и максимальное давления в цилиндре $P_{\min \max} = 1,6$ МПа и $P_{\max} = 3,7$ МПа соответственно; частота вращения ротора электродвигателя $n = 24$ с⁻¹,
- время рабочего цикла машины $\tau_0 \approx 41,67 \cdot 10^3$ с;
- суммарный «мертвый» объем $V_c = 1,83 \cdot 10^4$ м³;
- «мертвые» объемы холодильника, регенератора и теплообменника нагрузки $V_x = 0,5 \cdot 10^4$ м³, $V_p = 1 \cdot 10^4$ м³ и $V_{\text{тн}} = 0,33 \cdot 10^4$ м³ соответственно;
- диаметр и ход поршня-вытеснителя $d_s = 0,07$ м и $s_s = 0,03$ м соответственно.

Кроме того, исходными данными для расчета теплообменника нагрузки являются данные, полученные в результате расчета идеализированной адиабатной модели машины:

холодопроизводительность $Q_{\text{хл}} = 2043$ Вт;

масса газа, перетекающего через АВТ, $\Delta M^* = 1,347 \cdot 10^{-3}$ кг;

время «холодного дутья» и «теплого дутья» $\Delta \tau_1^* = 22,99 \cdot 10^3$ с

и $\Delta \tau_2^* = 18,68 \cdot 10^3$ с соответственно;

средние температуры газа на входе в АВТ и на выходе из него $\Delta T_1^* = 77,83$ К и $T_{4p}^* = T_x = 90$ К;

тепловые потери регенератора $\Delta Q_n = 253$ Вт приняты при диаметре регенератора $d_p = 70$ мм;

суммарные тепловые потери, определенные при предварительном расчете узла расширения, составляют $\Delta Q_n + \sum \Delta Q_n \cong 960$ Вт.

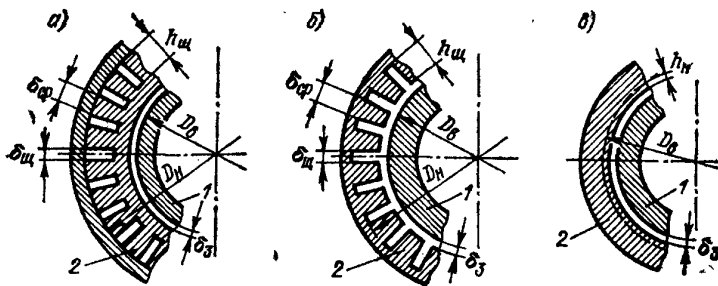


Рис. 51. Поперечные сечения с различной теплопередающей поверхностью со стороны рабочего газа: а – закрытые щелевые каналы; б – открытые щелевые каналы; в – кольцевая цепь с искусственной шероховатостью; 1 – вытеснитель (поршень); 2 – толстостенная втулка

Расчет проводят в следующей последовательности:

1. Вначале выбирают тип теплообменной поверхности АВТ. В качестве этой поверхности принимают щелевые пазы с размерами $D_n = 0,098$ м, $b = 9 \cdot 10^{-3}$ м и $\delta_{щ} = 0,45 \cdot 10^{-3}$ м (рис. 51). Варьируемым параметром является число пазов n_n , которое изменяется в диапазоне от 50 до 200 (ниже приведены числовые значения для $n_n = 100$). Рациональные геометрические соотношения определяют при неизменном «мертвом» объеме аппарата ($V_{тн} = \text{const}$) для исключения необходимости повторного расчета цикла КГМ.

2. Определяют геометрические размеры АВТ:

- площадь проходного сечения аппарата

$$S_{тн} = \delta_{щ} b n_n; \quad (52)$$

- длину каналов теплообменника при $V_{тн}$, м³

$$l_{тн} = V_{тн} / S_{тн};$$

- эквивалентный диаметр канала

$$d_э = 4s_{щ} / \Pi,$$

где $s_{щ}$ – площадь поперечного сечения канала ($s_{щ} = s_{щ} = \delta_{щ} \cdot b$); Π – периметр сечения щели, через который передается теплота, $\Pi = 2(\delta_{щ} + b)$. Площадь теплообменной поверхности АВТ:

$$F^* = \Pi l_{тн} n_n. \quad (53)$$

3. Рассчитывают параметры газового потока для режимов «холодного дутья» и «теплого дутья», обозначив их нижними

индексами «1» и «2» соответственно. При вычислении критерия Рейнольдса и динамической вязкости газа $\eta_{\text{гн}}$ принимается $T = T_x = 90$ К. По формуле Кеезома $\eta_{\text{гн}} = 92,33 \cdot 10^{-7}$ Па·с. Средний коэффициент теплоотдачи со стороны газа зависит от режима течения и формы канала. Для выбранной поверхности критерий Нуссельта

$$Nu_i^* = 0,023(Re_i^*)^{0,8}(Pr^*)^{0,33}; \quad (54)$$

критерий Прандтля $Pr^* = c_p \eta_{\text{гн}} / \lambda_{\text{гн}}$, определенный по параметрам рабочего тела при T_x .

4. Определяют коэффициенты и температуры на концах теплообменника нагрузки, считая $T_{4p}^* = T_x$.

$$a^* = e^{NTU_1^* + NTU_1^*} - 1 = e^{1,466 + 1,406} - 1; \quad (55)$$

$$b^* = \frac{Q_{XT} \cdot \tau_0}{\Delta M \cdot c_p \cdot T_{4p}^*}; \quad (56)$$

$$c^* = \frac{\Delta Q_H}{\bar{m}^* \cdot c_p \cdot T_{4p}^*}, \quad (57)$$

где $\bar{m}^* = (\bar{m}_1^* + \bar{m}_2^*) / 2$ (кг/с).

Из выражений

$$T_4^* = \frac{T_x a^*}{d^*}; \quad \Delta T_4^* = \frac{T_x (c^* e^{NTU_1^*} - b^*)}{d^*};$$

$$T_2^* = T_x [1 - (b^* e^{NTU_2^*} - c^*) / d^*]; \quad \Delta T_2^* = \frac{T_x (b^* e^{NTU_2^*} - c^*)}{d^*},$$

где $a^* = e^{NTU_1^* + NTU_2^*} - 1$, $d^* = a^* - c^* e^{NTU_2^*} + b^*$.

Получаем:

$$T_{4p}^* = 90 \cdot \frac{16,65}{16,75} = 89,46 \text{ K}; \quad \Delta T_4^* = 0,54 \text{ K},$$

где $d^* = a^* - c^* e^{NTU_1^*} + b^*$.

5. Расчет холодопроизводительности ГКМ. При расчете холодопроизводительности ГКМ принимают, что теплообменник нагрузки идеальный: температура газа, поступающего в расширительную полость машины при «теплом дутье», постоянная и равна $T_{4p}^* = T_x = 90$ К. В результате расчетов температурных напоров реального аппарата определяют средние температуры газа в цикле, что

позволяет уточнить холодопроизводительность машины без повторного расчета всего цикла. С учетом приближенной зависимости:

$$Q'_{xp} = \frac{Q_{xp} T_{4p} T_4^*}{(T_4 T_{4p}^*)}; N' = N_p + Q_{xp} [1 - T_{4p} T_4^* / (T_4 T_{4p}^*)], \quad (58)$$

где Q_{xp} и N_p – располагаемая холодопроизводительность и мощность привода, полученные при расчёте цикла по первоначально выбранным значениям температур T_{4p} и T_{4p}^* ; T_4 и T_4^* – уточнённые после теплового расчёта АВТ значения среднемассовых температур на выходе из аппаратов в соответствующую полость; Q'_{xp} и N' – скорректированные значения располагаемой холодопроизводительности и мощности привода.

Далее рассчитывают потери холодопроизводительности ΔQ_{xt} , приняв значение $T_{4p} = T_4^* = 300$ К:

$$\Delta Q_{xt} = Q_{xt} - Q'_{xt}. \quad (59)$$

Далее определяют увеличение тепловых потерь в низкотемпературной области машины:

$$\Delta Q^* = (\Delta Q_n + \sum \Delta Q_t) \Delta T_2^* / (T_{4p} - T_2^*). \quad (60)$$

6. Проводят оценку гидравлического сопротивления теплообменника нагрузки $\Delta p_{г.т.н}$ по средним параметрам цикла с учетом потерь давления на трение в каналах и местных потерь давления на входе и на выходе газа.

Для определения потерь давления на трение газа в каналах теплообменника в каждом направлении «дутья» используют формулу Дарси-Вейсбаха. При больших числах Рейнольдса ($Re > 10^4$) коэффициенты местного сопротивления при внезапном сужении канала оценивают по формуле Идельчика, а при внезапном расширении – по формуле Борда-Карно. Тогда суммарные потери давления

$$\Delta p_{г.т.н} = \sum_{i=1}^r [(\lambda_{tpi} l_{т.н} / d_3 + \xi_i) (\omega_i^*)^2 / 2\bar{p}], \quad (61)$$

где λ_{tpi} – коэффициент трения потока в канале, зависящий от режима течения; $\xi_i = \xi_{ex} + \xi_{вых}$ – суммарный коэффициент местных сопротивлений на входе в аппарат и на выходе из него при однона-

правленном «дутье»); ω_i^* – скорость течения газа в каналах; $\bar{\rho}$ – средняя плотность газа в течение цикла в каналах теплообменника нагрузки,

$$\bar{p} = \frac{0,5(p_{max} + p_{min})}{RT_x} \text{ кг/м}^3. \quad (62)$$

Поскольку в анализируемом случае $Re > 2300$, можно воспользоваться формулой Блаузиуса:

$$\lambda_{три} = 0,3164 / Re_i^{*0,25}. \quad (63)$$

Коэффициенты местных сопротивлений зависят от соотношений площадей \bar{f} проходного сечения каналов теплообменника и коллекторов на входе в аппарат и выходе из него.

Для корректного определения \bar{f} на входе и на выходе необходима предварительная достаточно подробная проработка конструкции аппарата, что затруднительно на этапе расчетов. Практика показывает, что значения \bar{f} находятся в диапазоне 0,1...0,4, причем меньшие значения характерны для КГМ большой производительности. Для упрощения предварительных расчетов полагают $\bar{f} = \text{const} = 0,125$. Тогда

$$\xi_i = 0,5(1 - \bar{f})^{0,75}. \quad (64)$$

Суммарные потери давления в теплообменнике нагрузки в течение рабочего цикла

$$\Delta p_{г.т.н} = 2964,3 + 4332,7 = 7297 \text{ Па}$$

7. Определяют в реальном цикле потери холодопроизводительности КГМ, обусловленные гидравлическим сопротивлением теплообменника нагрузки:

$$\Delta Q_{г.т.н} = \frac{\Delta p_{г.т.н} V_{од}}{\tau_0} = \frac{\Delta p_{г.т.н} \pi d_{г.т.н}^2 s_{г.т.н}}{4\tau_0} \quad (65)$$

8. Оценивают совершенство аппарата в составе ГКМ в результате теплового и гидравлического расчетов реального теплообменника нагрузки по условным тепловым потерям:

$$\Delta Q_{т.ну} = \Delta Q_{хт} + \Delta Q_{г.т.н}. \quad (66)$$

Зависимость тепловых потерь в теплообменнике нагрузки от числа щелевых каналов (пазов) представлена на рис. 52.

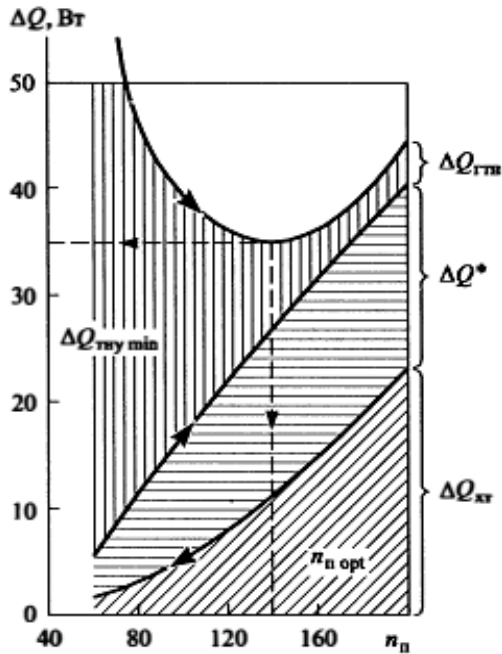


Рис. 52. Зависимость тепловых потерь в теплообменнике нагрузки от числа щелевых каналов

При заданном «мертвом» объеме теплообменника нагрузки оптимальной конструкцией является такая, в которой условные тепловые потери теплообменного аппарата минимальны. Аналогичным образом может быть проведена оптимизация любого параметра теплообменной поверхности АВТ.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данном учебном пособии подробно описаны теоретические основы работы двигателя и холодильной машины Стирлинга. Приведены различные методики расчёта, позволяющие осуществлять расчёт основных геометрических и энергетических характеристик. Экспериментальная установка позволяет наглядно продемонстрировать работу и получить энергетические характеристики двигателя и холодильной машины Стирлинга.

Методика расчёта с помощью программы Ansys Fluent позволяет производить численное моделирование процессов, происходящих в холодильной машине Стирлинга.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Новотельнов, В.Н. Криогенные машины [Текст]/В.Н. Новотельнов, А.Д. Суслов, В.Б. Полтараус. – СПб.: Политехника, 1991. – 332 с.

2 Белозерцев, В.Н. Расчёт двигателя Стирлинга для бортовой энергосистемы космического летательного аппарата и наземной теплоэнергетической установки [Текст]: метод. указания/ В.Н. Белозерцев. – Самара: СГАУ, 2003. – 35 с.

3 Уокер, Г. Машины, работающие по циклу Стирлинга [Текст]/ Г. Уокер. – М.: Энергия, 1978. – 145 с.

4 Уокер, Г. Двигатели Стирлинга [Текст]/ Г. Уокер. – М.: Машиностроение, 1985. – 408 с.

5 Грезин, А.К. Микрокриогенная техника [Текст]/ А.К. Грезин, В.С. Зиновьев.– М.: Машиностроение, 1977. – 232 с.

Учебное издание

***Белозерцев Виктор Николаевич,
Горшкалев Алексей Александрович,
Некрасова Светлана Олеговна,
Шиманов Артём Андреевич***

**МЕТОДЫ РАСЧЕТА
И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ
ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛОВЫХ
МАШИН СТИРЛИНГА**

Учебное пособие

Редактор Т.К. Кретинина
Доверстка И.И. Спиридонова

Подписано в печать 29.12.2015. Формат 60 x 84 1/16.
Бумага офсетная. Печать офсетная. Печ. л. 4,75.
Тираж 50 экз. Заказ .

федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования «Самарский государственный аэрокосмический
университет имени академика С.П. Королева
(национальный исследовательский университет)» (СГАУ)

443086 Самара, Московское шоссе, 34.
Изд-во СГАУ. 443086 Самара, Московское шоссе, 34.