

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»

В. Н. Белозерцев

Теплоэнергетическое оборудование

Электронное учебное пособие

Самара 2011

УДК 621.1

Автор: **Белозерцев Виктор Николаевич**

Рецензенты:

зав. кафедрой «Теоретические основы теплотехники и гидромеханики» СГТУ

Кудинов В.А.

научный руководитель НОЦ ГДИ СГАУ, д.т.н., профессор кафедры теории двигателей СГАУ Матвеев В.Н.

Компьютерная верстка: Некрасова С.О.

Белозерцев, Виктор Николаевич. Теплоэнергетическое оборудование [Электронный ресурс] : электрон. учеб. пособие / В. Н. Белозерцев; Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С.П. Королева (нац. исслед. ун-т). – Электрон. текстовые и граф. дан. (5 Мбайт). – Самара, 2011. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM).

Приведена краткая концепция и методология расчета двигателя Стирлинга на основе методики Шмидта. Рассматриваются вопросы расчета регенеративного теплообменника двигателя Стирлинга. Приводится метод решения практической задачи - определения действительных характеристик двигателя с учетом потерь в регенераторе. Учебное пособие предназначено для подготовки специалистов по специальности 160301.65 «Авиационные двигатели и энергетические установки», специализирующихся по направлению «Менеджмент энергосберегающих технологий» (ГОС-2), изучающих дисциплину «Теплоэнергетическое оборудование» в 9 семестре, и для специалистов направления подготовки 160700.65 «Проектирование авиационных и ракетных двигателей», профиль «Менеджмент энергосберегающих технологий», изучающих дисциплину «Теплоэнергетическое оборудование» в 9 семестре, для магистров по направлению подготовки 160700.68 «Двигатели летательных аппаратов», профиль «Менеджмент энергосберегающих технологий» (ФГОС-3), изучающих дисциплину «Индивидуальная целевая подготовка в области энергосбережения» в В семестре.

Подготовлено на кафедре теплотехники и тепловых двигателей СГАУ.

© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2011.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
1. Описание принципа работы двигателя Стирлинга	5
2 Методика Шмидта расчёта двигателя Стирлинга.....	10
2.1. Определение оптимального угла поворота.....	11
2.2. Расчет текущего давления в цикле	12
2.3. Расчёт максимального объёма горячей полости	14
2.4. Определение текущих объёмов рабочих полостей.....	16
2.5. Построение P-V диаграммы рабочих полостей.....	17
3. Расчет регенеративного теплообменник двигателя Стирлинга.....	20
3.1. Тепловой расчет регенеративного теплообменника.....	21
3.2. Расчет потерь в регенераторе.....	27
4. Расчёт действительных характеристик двигателя с учетом потерь в регенераторе....	33
5. Автоматизированный расчет курсовой работы.....	35
Список использованных источников	39
ПРИЛОЖЕНИЕ А	40
ПРИЛОЖЕНИЕ В Структура автоматизированного расчета в Excell.....	47

Введение

Потребности в природных ресурсах быстро растут. По оценкам специалистов, для доведения в перспективе потребления первичных материалов и продуктов всем населением Земли до современного уровня их потребления в наиболее развитых странах, нужно утроить суммарный объем их добычи, а по важнейшим видам полезных ископаемых (топливо, металлы) увеличить их добычу в 10 и более раз. С учетом роста населения и дальнейшего повышения уровня удельного расхода первичных материалов и продуктов общая потребность в природных ресурсах будет еще намного больше увеличиваться. Поэтому в целях снижения угрозы истощения природных ресурсов огромное значение приобретает разработка системы мер, обеспечивающей усиленную разведку запасов не возобновляемых ресурсов, поиски новых источников сырья, топлива и энергии, наиболее полное вовлечение в хозяйственный оборот разнообразных возобновляемых ресурсов, организацию более интенсивного использования этих видов ресурсов в экологически рациональных масштабах и формах.

Исключительно важное значение имеет разработка новых технологических процессов и теплоэнергетического оборудования, ведущих к резкому сокращению, а затем и устранению потерь при добыче, переработке и использовании природных ресурсов. Наряду с лучшим использованием естественных ресурсов и расширением ресурсно-сырьевой базы высокую актуальность имеет задача охраны природы от загрязнения, связанного в значительной мере с недостатками в организации и технологии эксплуатации ресурсов. Рост стоимости энергоресурсов и истощение запасов углеводородных топлив в условиях энергетического кризиса настоятельно диктует проведение и внедрение энергоресурсосберегающих технологий в устройствах малой и большой энергетики. Энергоресурсосберегающие технологии последние 15-20 лет,

как в нашей стране, так и за рубежом становятся всё более значимыми, и являются предметом национальных программ, таких стран как Голландия, Швейцария, США. В нашей стране богатой энергетическими ресурсами, в настоящее время, эта задача встает на повестку, поэтому повышение эффективности энергетического оборудования с использованием вторичных энергоресурсов является актуальной задачей и представляет большой практический интерес. Это особенно актуально при разработке мини электростанций для небольших промышленных объектов. Современные котельные установки, которые вырабатывают тепло для таких нужд, около 50% энергии выбрасывают в окружающую среду, поэтому использование части этой энергии для выработки электроэнергии посредством теплоэнергетической установки на базе двигателя Стирлинга представляет практический интерес. Двигатели Стирлинга являются двигателями внешнего подвода теплоты и могут использоваться там, где работа других двигателей проблематична. Поэтому в данной курсовой работе предлагается рассчитать основные элементы и узлы энергетического оборудования на основе этого двигателя.

1. Описание принципа работы двигателя Стирлинга

Идеальный цикл Стирлинга состоит из четырёх термодинамических процессов – двух изотермических и двух изохорных, рисунок 1.1. Для иллюстрации работы двигателя на рисунке 1.1 изображен цилиндр с двумя поршнями и расположенным между ним регенератором. Регенератор – это пористая насадка, обладающая способностью поочередно поглощать и отдавать тепло. Он представляет собой металлическую насадку, состоящих из отдельных тонких проволочек или полосок. Объем цилиндра между левым поршнем и регенератором с находящимся в нем рабочим телом при высокой температуре $T_{\max}$ – полость расширения, а объем между

регенератором и правым поршнем с низкой температурой рабочего тела $T_{\min}$ – полость 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.

В процессе изотермического сжатия (кривая 1-2) левый поршень неподвижен, а правый перемещается, сжимая газ в полости сжатия. Объём газа уменьшается от V_1 до V_2 , давление увеличивается от P_1 до P_2 ; теплота Q_2 отводится от полости сжатия в окружающую среду; температура газа $T_{\min} = \text{const.}$

В процессе изохорического сжатия (кривая 2-3) оба поршня перемещаются одновременно: правый поршень к регенератору, левый – от регенератора. Газ при постоянном объёме V_2 переходит из полости сжатия через регенератор в полость расширения. При прохождении газа через насадку регенератора теплота от материала насадки передаётся рабочему телу, вследствие чего температура его повышается и достигает значения $T_{\max}$ – температуры полости расширения.

В процессе изотермического расширения (кривая 3-4) левый поршень перемещается от регенератора, а правый остается неподвижным. Объём газа увеличивается от V_3 до V_4 , давление уменьшается от P_3 до P_4 ; теплота Q_1 подводится к газу в полости расширения; температура газа $T_{\max} = \text{const.}$ В процессе изохорического расширения (кривая 4-1) движение поршней одновременное: левый поршень движется к регенератору, правый – от регенератора. Газ при постоянном объёме V_4 возвращается из полости расширения через регенератор в полость сжатия. При прохождении газа через насадку регенератора теплота от рабочего тела передаётся материалу насадки, вследствие чего температура газа уменьшается и достигает

значения $T_{\min}$ – температуры полости сжатия. Кп.д идеального цикла Стирлинга равен к.п.д. цикла Карно:

$$\eta_t^{st} = \eta_t^k = 1 - \frac{T_{\min}}{T_{\max}}$$

На Рис.1.2 представлена схема возможного включения двигателя Стирлинга в технологическую схему нагрева заготовок на основе котельной установки. Здесь двигатель может работать по параллельной схеме с котлом утилизатором 4 или как резервная установка и располагается на входе в дымосос, а на Рис.1.3 представлен продольный и поперечный разрез предлагаемой для расчета соосной схемы расположения рабочих поршней двигателя Стирлинга. В этой схеме реализуется гармонический закон перемещения рабочих поршней за счет опережающего сдвига фаз в изменении объема детандерной полости. Вместо рабочего поршня детандерной полости используется поршень вытеснитель (позиция 2) Рис.1.3. Реализация этой схемы позволяет разгрузить поршень вытеснитель от сил давления заправки и осуществлять в необходимые моменты перемещение рабочего тела через теплообменные аппараты.

Цель курсовой работы: по заданным температурам горячей и холодной полостей T_{Γ} и T_X ; мощности двигателя N ; оборотам вращения коленчатого вала n ; давлению заправки P_3 рабочего тела; виду рабочего тела; относительному мертвому объему $X = \frac{V_P}{V_{OG}}$ (здесь V_P объём пор регенератора); соотношению максимальных описанных объемов рабочих полостей $K = \frac{V_{OX}}{V_{OG}}$; определить максимальные объёмы компрессорной V_{OX} и детандерной полостей V_{OG} , рассчитать энергетические характеристики базового образца: теплоты внешних источников Q_1 , Q_2 и работу цикла $L_{ц}$,

рассчитать регенеративный теплообменник; оценить действительные энергетические характеристики двигателя с учетом потерь в регенераторе.

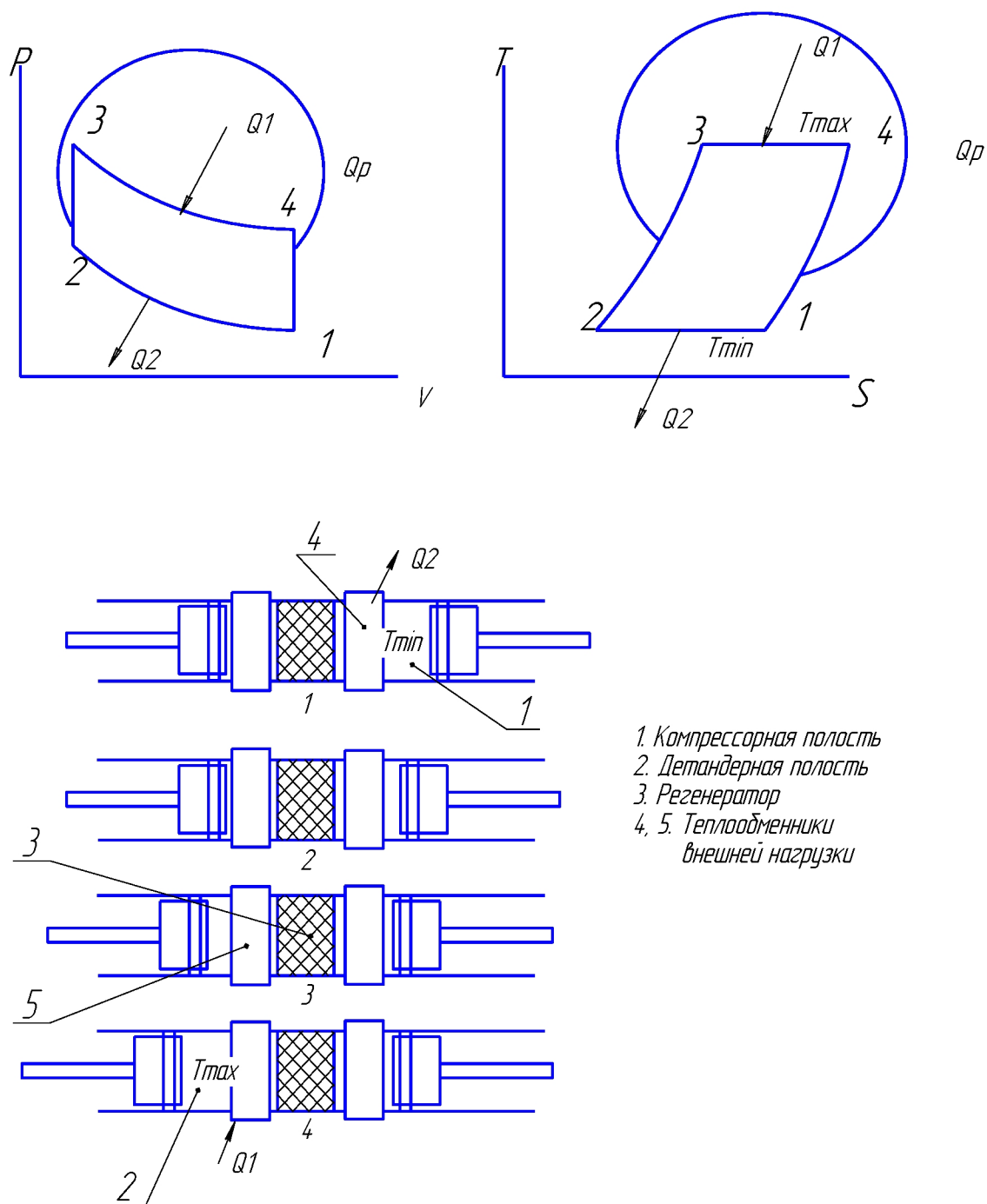


Рис. 1 P-V, T-S диаграммы цикла Стирлинга и положение поршней для узловых точек цикла при прерывистом законе движения поршней.

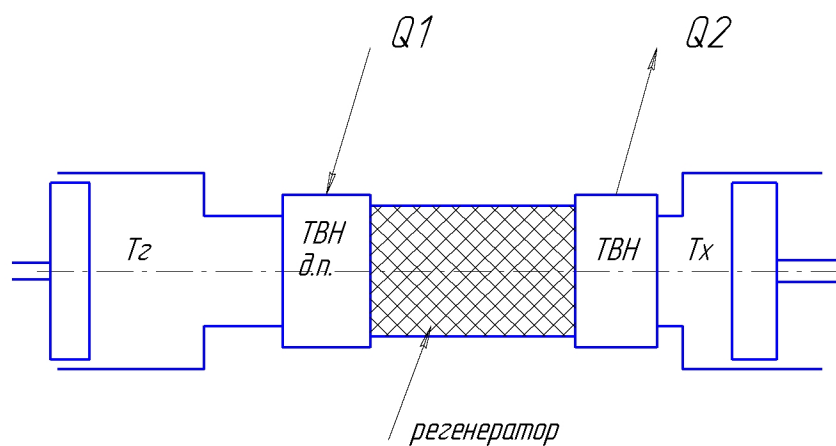


Рис. 2 – Принципиальная схема рабочего модуля

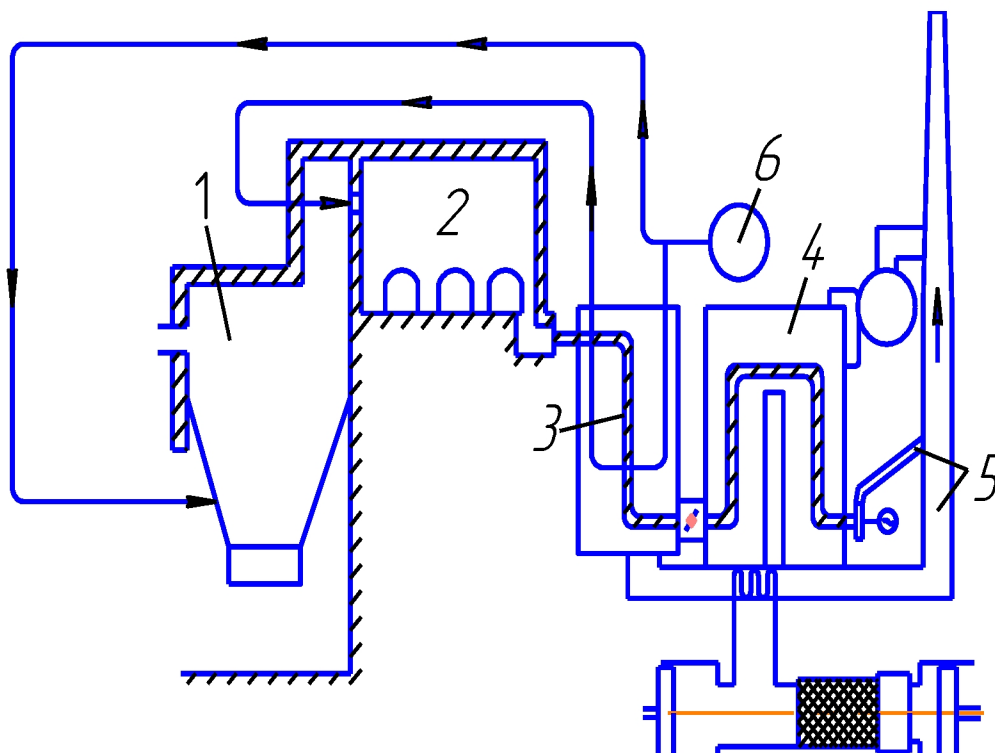


Рис. 3 Схема возможного расположения двигателя Стирлинга с котельной установкой:
 1- топка, 2 – рабочее пространство, 3 –теплообменник регенеративного типа, 4 – котел
 – утилизатор, 5 – дымосос, 6 – вентилятор. 7. – двигатель Стирлинга.

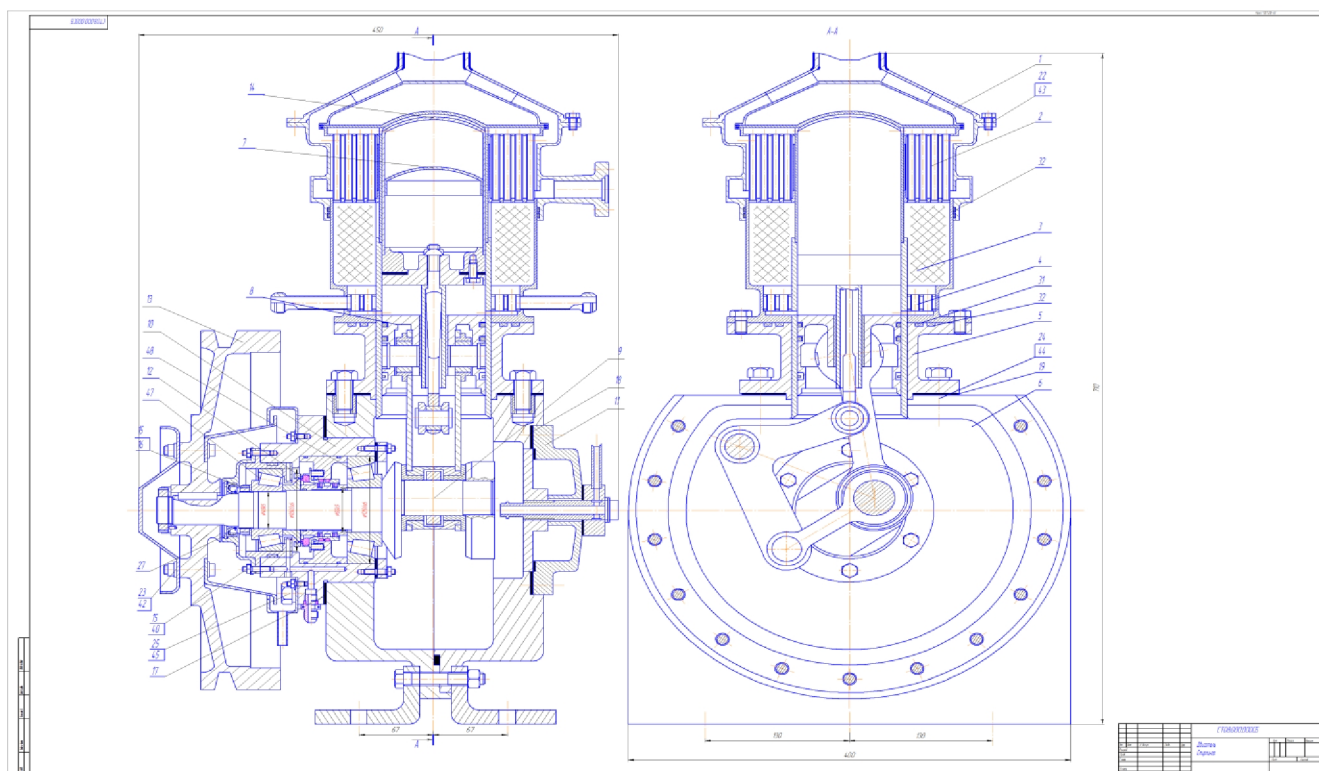


Рис.4 Продольный и поперечный разрез предлагаемого к расчету двигателя

2 Методика Шмидта расчёта двигателя Стирлинга

Цель методики: по заданным параметрам: температурам горячей и холодной полостей T_H и T_X , 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 $L_{Ц}/4$.

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 постоянны;
- 10) частота вращения машины постоянна;
- 11) условия состояния – установившиеся.

2.1. Определение оптимального угла поворота

Оптимальным углом $\varphi_{\text{опт}}$ 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:

$$\text{- горячей полости -} \quad V_{\Gamma} = 0.5V_{\text{ог}}(1 + \cos\varphi) \quad (2.1)$$

$$\text{- холодной полости-} \quad V_{\text{х}} = 0.5KV_{\text{ог}}(1 + \cos(\varphi - \pi/2)) \quad (2.2)$$

Выразим объём заправки через объёмы горячей, холодной и регенеративной полости

$$V_3 = V_{\Sigma\text{max}} = (V_{\Gamma} + V_{\text{х}} + V_{\text{р}})_{\text{max}} \text{ при } \varphi_{\text{опт}} \quad (2.3)$$

$$V_3 = (0.5V_{\text{ог}}(1 + \cos\varphi) + 0.5KV_{\text{ог}}(1 + \cos(\varphi - \pi/2)) + V_{\text{огх}}) \quad (2.4)$$

$$V_{\text{р}} = V_{\text{огх}} \quad (2.5)$$

Суммарный объём можно записать в виде:

$$V_{\Sigma} = V_{ог} \cdot (0.5 \cdot \sin \varphi - 0.5 \cdot K \cdot \cos \varphi + X)_{\varphi_{онм}} = 0$$

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

$$\begin{aligned} \sin \varphi &= K \cdot \cos \varphi \\ \operatorname{tg} \varphi &= K \\ \varphi_{онм} &= \operatorname{arctg} K \end{aligned} \quad (2.6)$$

Полученное значение $\varphi_{онм}$ подставляем в уравнение 2.3 и находим V_3 , но для этого в начале необходимо найти неизвестное значение $V_{ог}$.

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

2.2. Расчет текущего давления в цикле

Масса рабочего тела в горячей полости определяется по уравнению состояния как

$$m_{\Gamma} = \frac{P_{\Gamma} \cdot V_{\Gamma}}{R \cdot T_{\Gamma}}, \quad (2.7)$$

аналогично для холодной полости

$$m_X = \frac{P_X \cdot V_X}{R \cdot T_X} \quad (2.8)$$

и мёртвого объёма

$$m_P = m_M = \frac{P_M \cdot V_M}{R \cdot T_M}. \quad (2.9)$$

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

$$m_3 = \frac{P \cdot V_{\Gamma}}{R \cdot T_{\Gamma}} + \frac{P \cdot V_X}{R \cdot T_X} + \frac{P \cdot V_P}{R \cdot T_{CP}} = \frac{P}{R} \cdot \left(\frac{V_{\Gamma}}{T_{\Gamma}} + \frac{V_X}{T_X} + \frac{V_P}{T_{CP}} \right) \quad (2.10)$$

Отсюда текущее давление в цикле

$$P = \frac{m_3 \cdot R}{\frac{V_\Gamma}{T_\Gamma} + \frac{V_X}{T_X} + \frac{V_P}{T_{CP}}} \quad (2.11)$$

При известном объёме заправки V_3 , температура заправки T_3 и давления заправки P_3 , общая масса, т.е. массы заправки рабочего тела m_3 определяется как

$$m_3 = \frac{P_3 \cdot V_3}{R \cdot T_3}. \quad (2.12)$$

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

$$T_{CP} = \frac{T_\Gamma + T_X}{2} \quad (2.13)$$

Текущее давление с учетом выше принятого определяется выражением

$$\begin{aligned} P &= \frac{P_3 \cdot V_3}{T_3 \cdot \left(\frac{V_\Gamma}{T_\Gamma} + \frac{V_X}{T_X} + \frac{V_P}{T_{CP}} \right)} = \frac{P \cdot (V_X + V_\Gamma + X \cdot V_{OG})_{\varphi_{onm}}}{T_3 \cdot \left(\frac{V_\Gamma}{T_\Gamma} + \frac{V_X}{T_X} + \frac{X \cdot V_{OG}}{T_{CP}} \right)} = \\ &= \frac{P_3 \cdot \left[K \cdot \frac{V_{OG}}{2} \cdot (1 + \sin \varphi_{onm}) + \frac{V_{OG}}{2} \cdot (1 + \cos \varphi_{onm}) + X \cdot V_{OG} \right]}{T_3 \cdot \left[\frac{V_{OG} \cdot (1 + \cos \varphi)}{2 \cdot T_\Gamma} + \frac{K \cdot V_{OG} \cdot (1 + \sin \varphi)}{2 \cdot T_X} + \frac{X}{T_{CP}} \cdot V_{OG} \right]} = \\ &= \frac{P_3 \cdot \left[\frac{K}{2} \cdot (1 + \sin \varphi_{onm}) + \frac{1}{2} \cdot (1 + \cos \varphi_{onm}) + X \right]}{T_3 \cdot \left[\frac{(1 + \cos \varphi)}{2 \cdot T_\Gamma} + \frac{K \cdot (1 + \sin \varphi)}{2 \cdot T_X} + \frac{X}{T_{CP}} \right]} \end{aligned} \quad (2.14)$$

Следовательно $P = P(\varphi)$

Из (2.14) следует, что давление и характеристики рабочего процесса термодинамически не связаны с газовой постоянной R . Текущее давление в цикле не зависит от величины описанного объёма рабочих полостей. Из выражения (2.14) 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 рисунок 2.3. Задаваясь φ от 0 до 360 градусов необходимо построить зависимость $P = P(\varphi)$

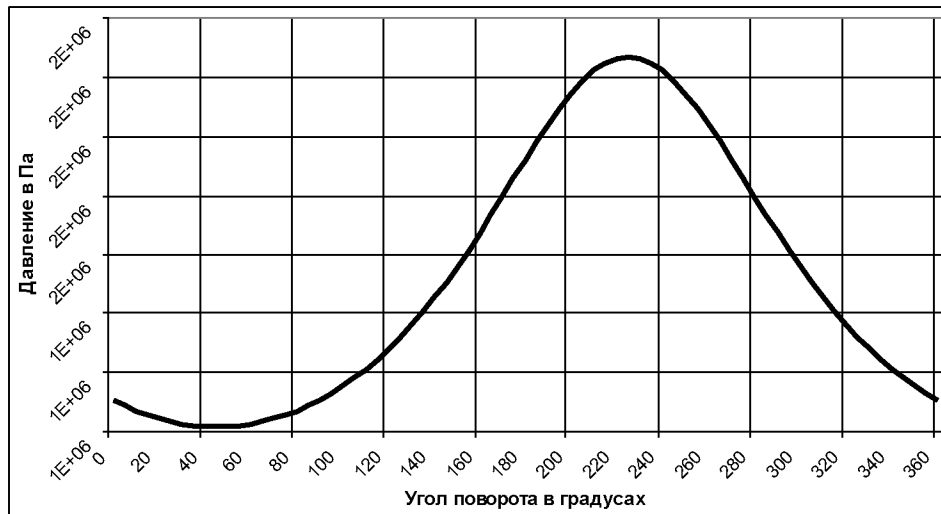


Рис. 5 Зависимость давления от угла поворота.

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 выше изложенным, цикл в механических координатах P - V правомерно изображать и оценивать по величине полного объёма V , м³.

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

$$L_{ц} = \frac{60 \cdot N}{n} \quad (2.15)$$

2.3. Расчёт максимального объёма горячей полости

С другой стороны работу за цикл можно определить как сумму теплот, подводимых и отводимых за цикл

$$L_{ц} = Q_1 + Q_2 \quad (2.16)$$

где:

$$Q_1 = \pi \cdot P_{CP} \cdot V_{OG} \cdot \delta \cdot \frac{\sin \theta}{1 + (1 - \delta^2)^{0.5}} \quad (2.17)$$

Q_1 – тепло, подводимое в цикле;

$$Q_2 = \pi \cdot P_{CP} \cdot K \cdot V_{OG} \cdot \delta \cdot \frac{\sin(\theta - \alpha)}{1 + (1 - \delta^2)^{0.5}} \quad (2.18)$$

Q_2 – тепло, отводимое в цикле;

Где
$$\delta = \frac{\sqrt{\tau^2 + K^2 + 2 \cdot \tau \cdot K \cdot \cos \alpha}}{\tau + K + 2 \cdot S} \quad (2.19)$$

$$\tau = \frac{T_X}{T_\Gamma} \quad - \text{отношение температур;} \quad (2.20)$$

$$S = \frac{2 \cdot X \cdot \tau}{\tau + 1} \quad - \text{приведённый мертвый объём;} \quad (2.21)$$

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

Тогда

$$L_{II} = \pi \cdot P_{CP} \cdot V_{OG} \cdot \delta \cdot \frac{\sin \theta}{1 + (1 - \delta^2)^{0.5}} + \pi \cdot P_{CP} \cdot K \cdot V_{OG} \cdot \delta \cdot \frac{\sin(\theta - \alpha)}{1 + (1 - \delta^2)^{0.5}}$$

Отсюда

$$V_{OG} = \frac{L_{II}}{\frac{\pi \cdot P_{CP} \cdot \delta}{1 + (1 - \delta^2)^{0.5}} \cdot [\sin \theta + K \cdot \sin(\theta - \alpha)]} \quad (2.22)$$

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

$$L_{II} = Q_1 + Q_2$$

2.4. Определение текущих объёмов рабочих полостей

Определяется объём горячей полости

$$V_{\Gamma} = \frac{V_{ог}}{2} \cdot (1 + \cos \varphi), \quad (2.23)$$

объём холодной полости

$$V_X = K \cdot \frac{V_{ог}}{2} \cdot (1 + \sin \varphi), \quad (2.24)$$

суммарный объём

$$V_{\Sigma} = V_{ог} \left[\frac{1}{2} \cdot (1 + \cos \varphi) + \frac{K}{2} \cdot (1 + \sin \varphi) + X \right]. \quad (2.25)$$

По полученным зависимостям объёмов рабочих полостей от угла поворота строим их зависимости $V_{\Gamma} = V_{\Gamma}(\varphi)$, $V_X = V_X(\varphi)$ и $V_{\Sigma} = V_{\Sigma}(\varphi)$ при изменении от 0 до 360 градусов, рисунки 2.4 – 2.6.



Рис. 6 Зависимость объёма горячей полости от угла поворота

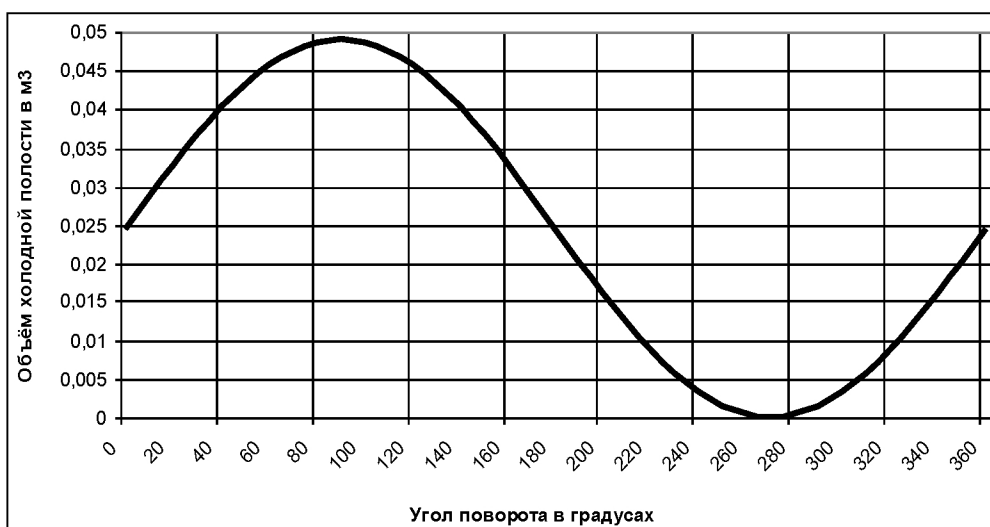


Рис. 7 Зависимость объёма холодной полости от угла поворота



Рис. 8 Зависимость суммарного объёма от угла поворота

2.5. 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, рисунки 9-10.

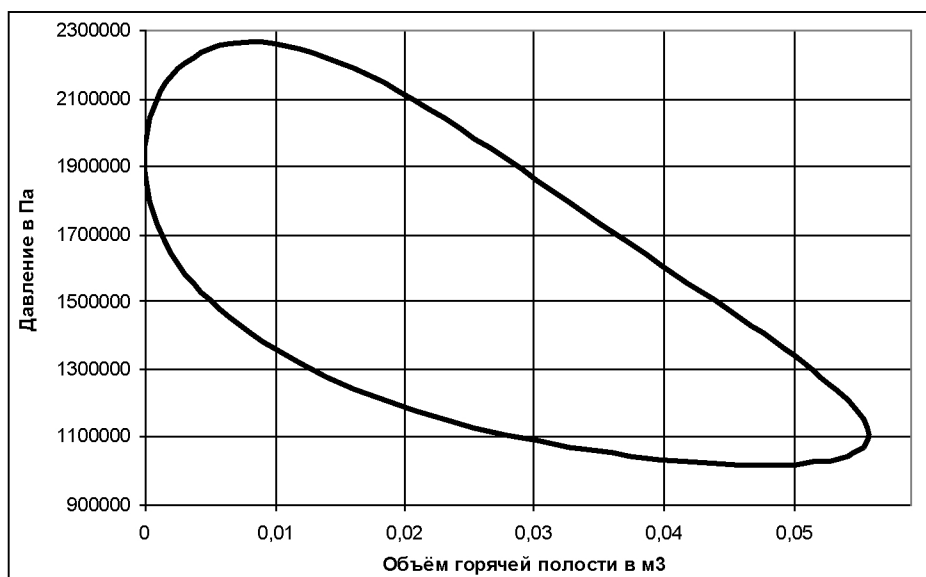


Рис. 9 Зависимость давления от объёма горячей полости

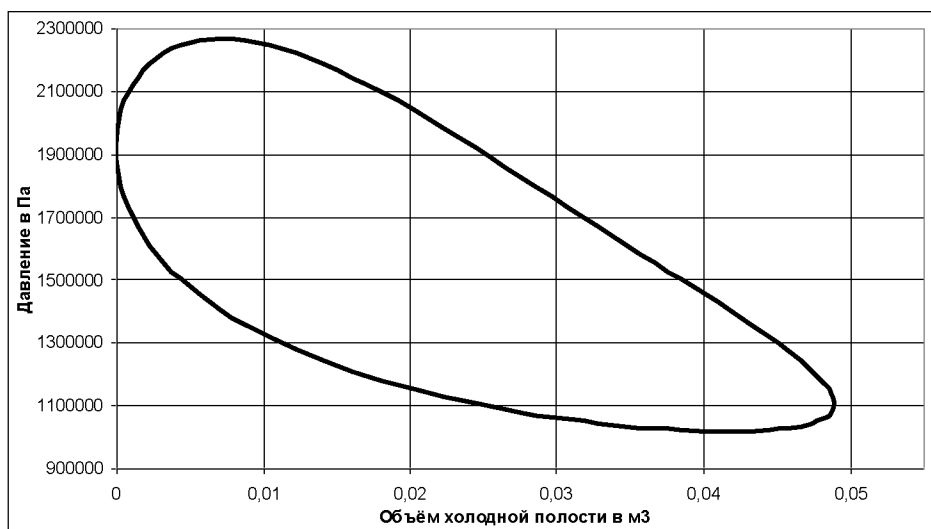


Рис. 10 Зависимость давления от объёма холодной полости

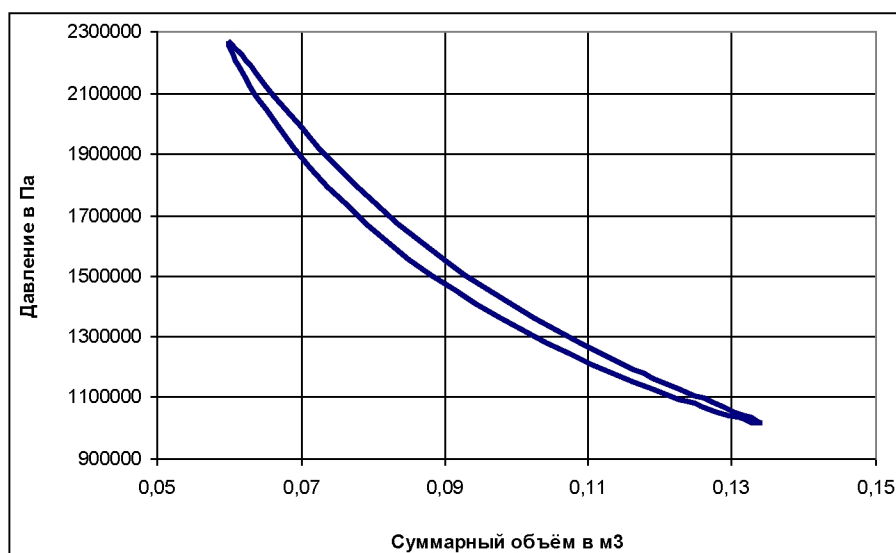


Рис. 11 Зависимость давления от суммарного объёма

3. Расчет регенеративного теплообменник 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. 12.

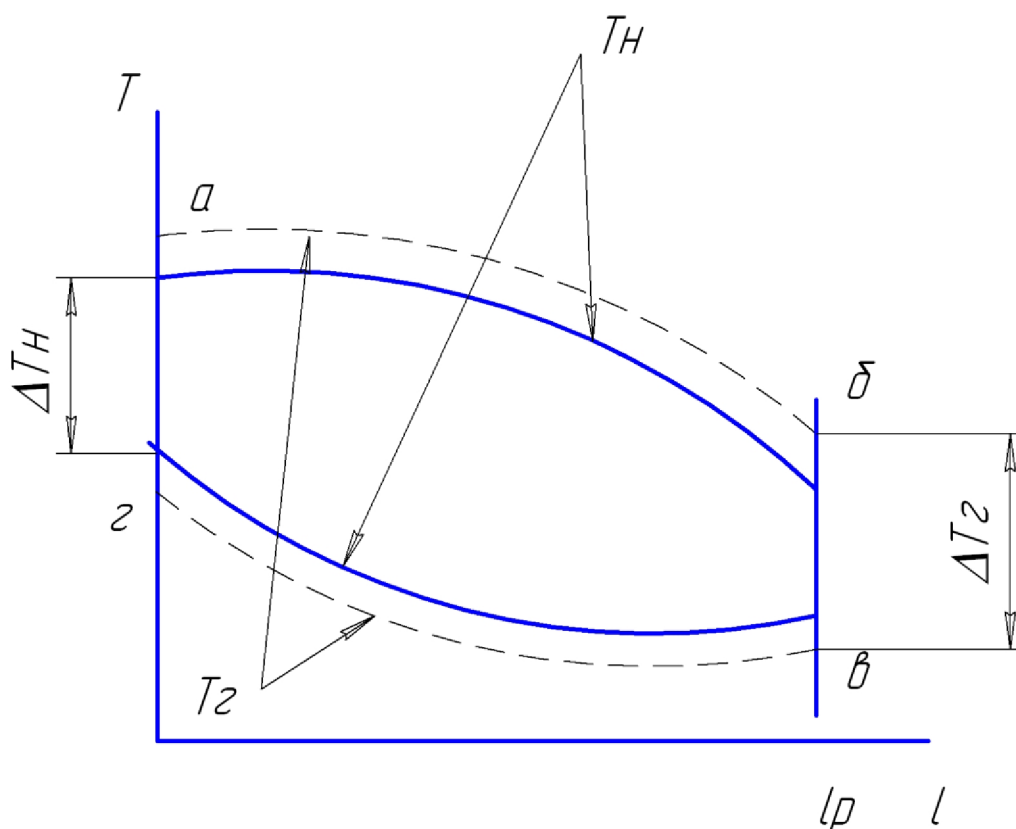


Рис. 12 Диаграмма изменения температур насадки и рабочего газа по длине регенератора.

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

В течении этого процесса (прямого дутья) температура каждого элемента насадки повышается. Далее через регенератор в обратном направлении пропускается 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 как и колебание 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.

3.1. 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 согласно Таблицы .

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.3.2). Для расчёта примем конструкцию сплошного регенератора.

Особенностью регенератора как теплообменника является:

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

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, увеличивает Q_1 и Q_2 .

Массовый секундный расход рабочего тела определяется из конструктивных условий конкретной схемы рабочей полости по величине m_3 – масса заправленного в модуль рабочего тела. Так как известны P_3 – давление заправки, T_3 – температура заправки, V_Γ , V_X – текущие объёмы рабочих полостей, то массу заправки находят из выражения

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

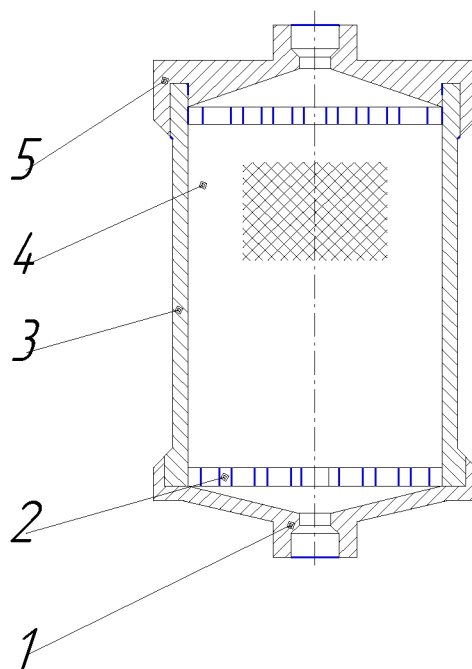


Рис. 13 Цилиндрический регенератор

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

в котором $V_3 = (V_\Gamma + V_X)_{\max}$.

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

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

$$G = \frac{m_3}{\tau_D}, \quad (3.1)$$

где $\tau_D = \frac{\tau_{\Pi}}{\kappa},$

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.

$$\tau_{\Pi} = \frac{60}{n} . \quad (3.2)$$

Величина коэффициента $\kappa = \frac{360}{\Delta\phi_{\partial}},$ $\Delta\phi_{\partial}$ - угол поворота вала привода, соответствующий данному времени дутья (принимается равным 120о).

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

$$Q = C_p \cdot m_3 \cdot (T_{\Gamma} - T_X), \quad (3.3)$$

где C_p — изобарная теплоёмкость рабочего тела выбирается по справочным данным при T_{CP}

Рассчитывается потребная массау насадки регенератора, задаваясь колебанием температуры насадки $\Delta T_H=20-30$ К:

$$m_H = \frac{C_p \cdot m_3 \cdot (T_{\Gamma} - T_X)}{\Delta T_H \cdot C_H}, \quad (3.4)$$

где C_H Дж/кг·К – теплоёмкость насадки из бронзы при T_{CP} .

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

$$m_H = \rho_H \cdot V_H, \quad (3.5)$$

ρ_H - плотность насадки, выбирается по Таблице . Откуда объём насадки регенератора

$$V_H = \frac{m_H}{\rho_H} \quad (3.6)$$

С учетом того, что пористость

$$\varepsilon = \frac{V_P}{V_{PG}} = \frac{V_{PG} - V_H}{V_{PG}}, \quad (3.7)$$

Находится геометрический объём регенератора:

$$V_{PG} = \frac{V_H}{1 - \varepsilon}. \quad (3.8)$$

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

$$V_{PG} = \frac{\pi \cdot d_p^2 \cdot l_p}{4} \quad (3.9)$$

Задаваясь одним геометрическим размером, например, диаметром регенератора, рассчитывается соответствующая длина. 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 вычисляется

$$W = \frac{4 \cdot G}{\rho \cdot \pi \cdot d_p^2 \cdot \varepsilon}, \quad (3.10)$$

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

$$Re = \frac{W_{\Phi} \cdot d_{\varepsilon}}{\nu}, \quad (3.11)$$

где $d_{\varepsilon} = \frac{4 \cdot \varepsilon}{S_0}$ - эквивалентный диаметр,

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

d_{np} – диаметр проволоки выбирается по Таблице , согласно исходным данным,

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

Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \frac{\lambda}{d_{\varepsilon}} \cdot 0,05 \cdot Re^{0.85}, \quad (3.12)$$

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

Количество единиц переноса тепла вычисляется по формуле

$$N_1 = \frac{\alpha \cdot F_H}{2 \cdot G \cdot C_p}. \quad (3.13)$$

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

$$F_H = \pi \cdot d_{\text{ИР}} \cdot L_{\text{ИР}} = \frac{4 \cdot V_H}{d_{\text{ИР}}} = \frac{4 \cdot (1 - \varepsilon_0) \cdot V_{\text{РГ}}}{d_{\text{ИР}}} \quad (3.14)$$

или

$$F_H = V_{\text{РГ}} \cdot S_0.$$

Тогда коэффициент полезного действия регенератора определится как

$$\eta_P = \frac{Q_{\text{др}}}{Q_{\text{нр}}} = \frac{Q_{\text{нр}} - \Delta Q_H}{Q_{\text{нр}}}, \quad (3.15)$$

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

Потери от недорекуперации в регенераторе

$$\Delta Q_H = Q_{\text{ИР}} - Q_{\text{др}}. \quad (3.16)$$

Рассчитаем η_P , используя выражение

$$\eta_P = \frac{N_1}{N_1 + 1} \cdot \left[1 - \frac{1}{9 \cdot \left(\frac{C_H \cdot m_H}{C_P \cdot m_\Gamma} \right)^2} \right] \quad (3.17)$$

Величина η_P должна находиться в заданном интервале $0.98 \leq \eta_P \leq 1$.

Если $\eta_P < 0.98$ то задаются новым значением ΔT_H и расчет повторяется заново.

3.2. 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:

$$Q_P = G \cdot C_P \cdot (T_{\Gamma} - T_X) + 2 \cdot \varepsilon \cdot V_{PI} \cdot (P_{\max} - P_{\min}) \cdot \frac{1}{\tau_{II}} \quad (3.2.1)$$

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

$$\Delta Q_{H1} = 0,5 \cdot (1 - \eta_P) \cdot Q_P \quad (3.2.2)$$

Потери на гидравлическое сопротивление рассчитаем по формуле

$$Q_{\Delta P} = \Delta P \cdot \frac{G}{\rho}, \quad (3.2.3)$$

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

$$\Delta P = \xi \cdot \frac{\rho \cdot W^2 \cdot l}{2 \cdot d_{\text{э}}}, \quad (3.2.4)$$

где $\xi = \frac{59}{\text{Re}^{0.74}}$ - коэффициент сопротивления. (3.2.5)

Потери ΔQ_{H2} вызваны осевыми тепловыми потоками по насадке и стенки регенератора. Насадки регенератора ДВПТ и ГХМ обладают высоким гидравлическим сопротивлением; следствием этого являются 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] Таблица .

Тепловые потери вследствие теплопроводности насадки регенератора

$$\Delta Q_{\text{HP}} = A_{\text{Н}} \cdot \lambda_{\text{ЭФ}} \cdot F_{\text{Р}} (T_{\text{Г}} - T_{\text{Х}}) \cdot \frac{1}{l_{\text{Р}}}, \quad (3.2.6)$$

где $F_{\text{Р}}$, $l_{\text{Р}}$ - площадь сечения и длина регенератора,

$A_{\text{Н}} = 1,35$ - 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 $\lambda_{\text{ЭФ}}$, $F_{\text{Р}}$, λ стенки и F стенки.

Приблизленно для тонкостенных регенераторов величину этих потерь найдем по формуле

$$\Delta Q_{\text{СТР}} = \pi \cdot d_{\text{Р}} \cdot \delta_{\text{СТ}} (T_{\text{Г}} - T_{\text{Х}}) \cdot \frac{\lambda_{\text{СТ}}}{l_{\text{Р}}} \quad (3.2.7)$$

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

Находятся суммарные потери

$$\Delta Q_{\Sigma} = \Delta Q_{\text{H1}} + Q_{\Delta \text{Р}} + \Delta Q_{\text{HP}} + \Delta Q_{\text{СТР}} \quad (3.2.8)$$

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 регенератора, 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 выше изложенному алгоритму, интересующие нас данные сводим в Таблицу 1. 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. 1 строятся графики рис 14-16.

Таблица 1 – Составляющие потерь тепловой мощности в регенераторе

Λ	$\Delta Q_{H1}, \text{Вт}$	$Q_{\Delta P}, \text{Вт}$	$\Delta Q_{HP}, \text{Вт}$	$\Delta Q_{CTP}, \text{Вт}$	$\Delta Q_{\Sigma}, \text{Вт}$

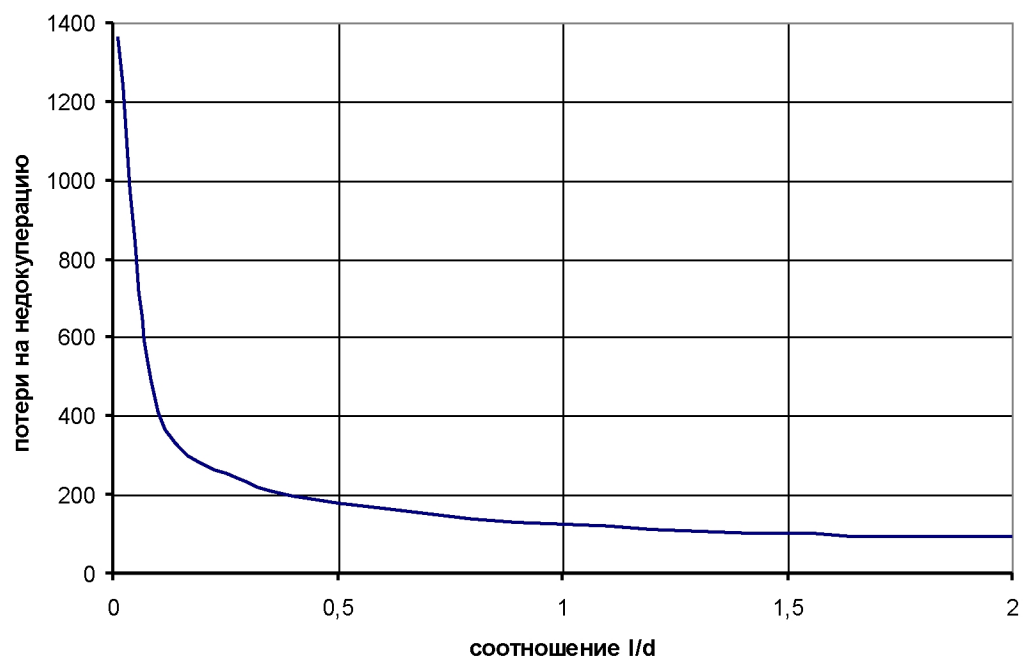


Рис. 14 – Зависимость потерь на недокуперацию от соотношения l/d

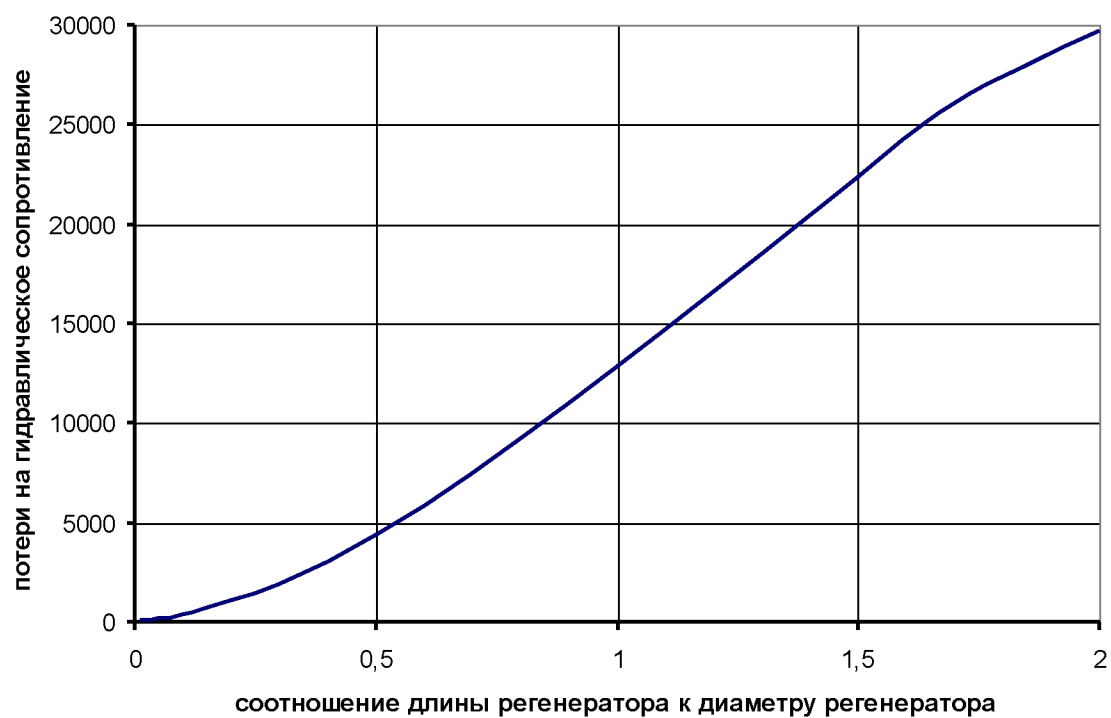


Рис. 15 – Зависимость потерь на гидравлическое сопротивление от соотношения l/d

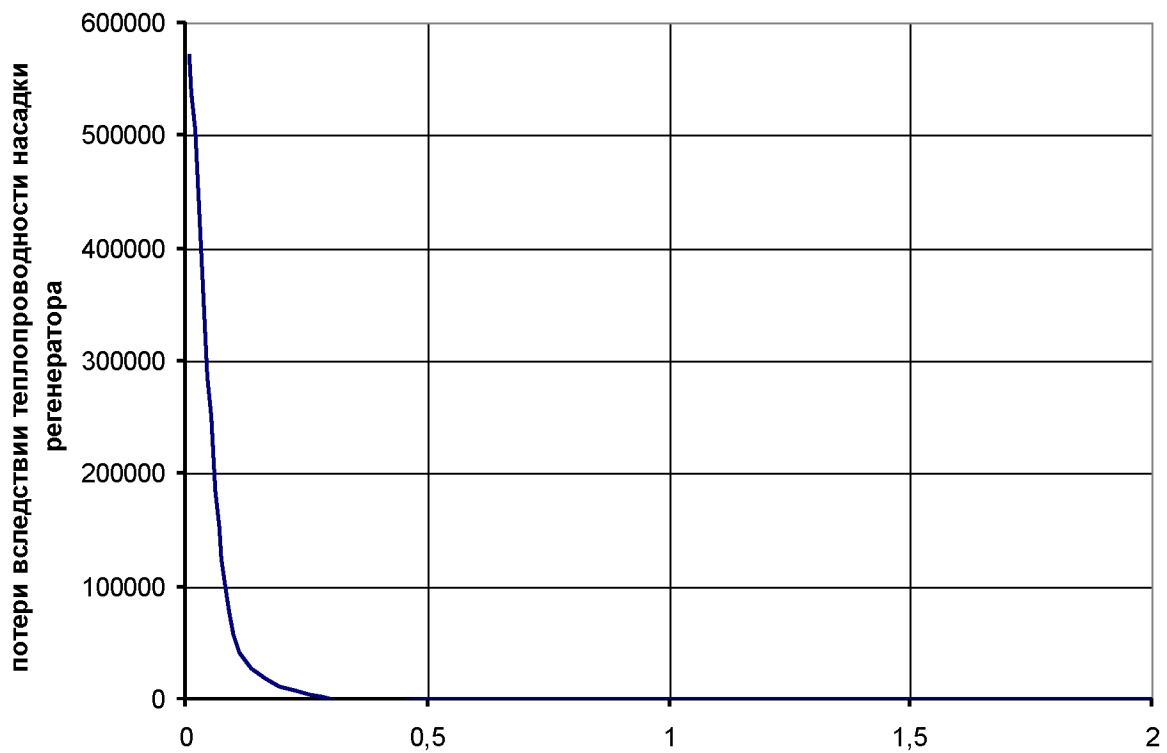


Рис. 16 Зависимость потерь в следствие теплопроводности насадки от соотношения l/d

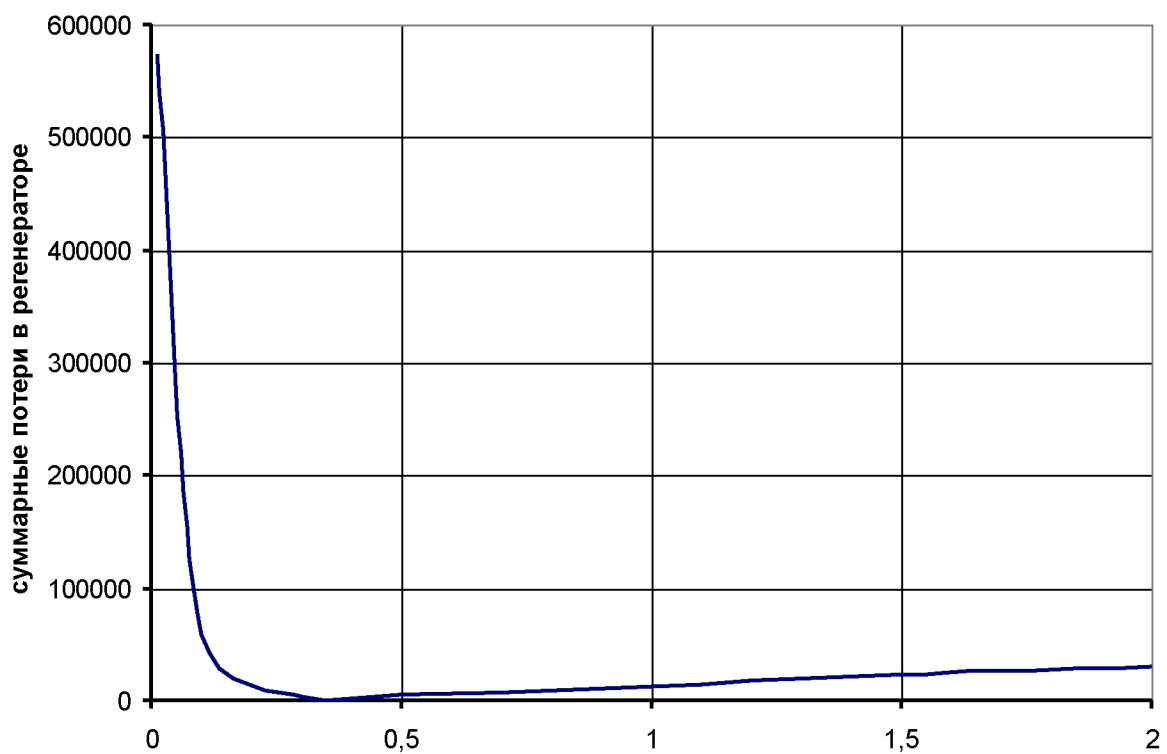


Рис. 17 – Зависимость суммарных потерь от соотношения l/d

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 $\delta_{ст}/\lambda_{ст}$ и δ_n/λ_n с увеличением Λ .

Подобным же образом происходит изменение тепловых потерь в следствие теплопроводности насадки ΔQ_{HP} (Рисунок 16) и теплопритоков по корпусу регенератора $\Delta Q_{СТР}$ (Рисунок 14). Основное влияние оказывают гидравлические потери, график которых ведет себя прямо противоположно рассмотренным выше тепловым потерям.

4. Расчёт действительных характеристик двигателя с учетом потерь в регенераторе

Действительная мощность двигателя:

$$N_D = N - \Delta N_\Sigma, \quad (4.1)$$

где $\Delta N_\Sigma = \Delta Q_\Sigma$

Действительные тепловые мощности

$$Q_{1D} = Q_1 + \frac{1}{2} \Delta Q_\Sigma \quad (4.2)$$

$$Q_{2D} = |Q_2| - \frac{1}{2} \Delta Q_\Sigma \quad (4.3)$$

Действительный КПД:

$$\eta_D = \frac{N_D}{Q_{1D}} \quad (4.4)$$

Результаты расчета сводятся в Таблицу 2.

Таблица 2 Результаты расчета регенератора

Параметр	Результат	Параметр	Результат
X		λ , Вт/м·К	
$V_{M\Sigma}$, м3		N	
P_{max} , МПа		F_H , м2	
P_{min} , МПа		η_P	
P_{cp} , МПа		Q_P , Вт	
W , м/с		ΔQ_{H1} , Вт	
ρ , кг/м3		$Q_{\Delta P}$, Вт	
Re		ΔP , Па	
d_{Σ} , м		ξ	
S_0 , м2		$\lambda_{\Sigma\Phi}$, Вт/м·К	
d_{HP} , м		ΔQ_{HP} , Вт	
ν		ΔQ_{CTP} , Вт	
α , Вт/м2·К		ΔQ_{Σ} , Вт	

Таблица 3 – Тепловые потери в регенераторе

Схема регенератора	ΔQ_{H1} , Вт	$Q_{\Delta P}$, Вт	ΔQ_{HP} , Вт	ΔQ_{CTP} , Вт	ΔQ_{Σ} , Вт
Цилиндрическая					
Кольцевая					

5. Автоматизированный расчет курсовой работы

Расчетный комплекс представляет собой специальный файл MS Excel (*.xls), в котором подготовлен шаблон расчета, использующий дополнительные функции и макросы. Поэтому при загрузке данного файла (зависит от настроек MS Office конкретного компьютера) может выдаваться сообщение (см.рис.18)

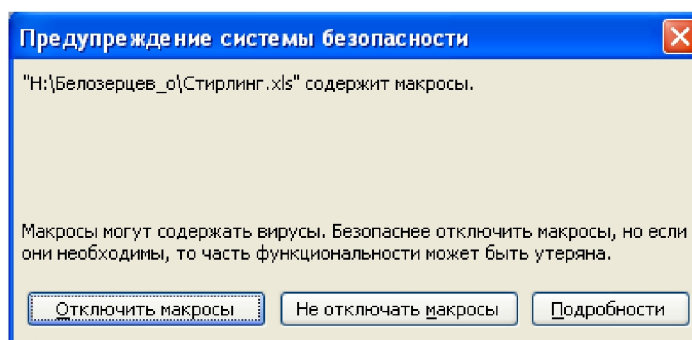


Рис. 18 Сообщение при загрузке модуля расчета

Для выполнения алгоритма расчета выбираем кнопку «Макросы не отключать».

Первые три рабочих листа книги Excel организованы в соответствии этапам расчетного алгоритма (рис. 19):

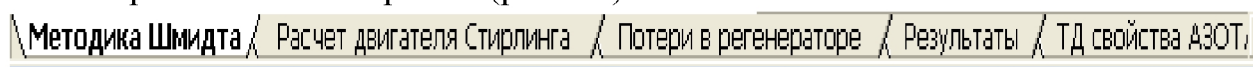


Рис. 19 Рабочие листы книги Excel

На страницах рабочей книги для управления расчетом (внесения и изменения исходных данных) пользователю доступны поля, выделенные голубым фоном (рис. 20). Данные других ячеек доступны только для просмотра.

	А	В	С	Д	Е	Ф
1	Методика Шмидта расчёта двигателя Стирлинга					
2	Температура горячей полости – полость расширения, °K	Температура холодной полости – полость сжатия, °K	Давление заправки, Мпа	Температура заправки, °K	Мощность двигателя, кВт	Обороты вращения, 1/с
3	T_г	T_х	P_з	T_з	N	n
4	900	300	0,3	300	100	1000
5	Соотношение между максимальным описанным объемом горячей и холодной полости	Относительный мертвый объем соединительных каналов	Угол сдвига фаз между изменением объемов компрессорной и детандерной полостей, рад			
6	K	X	α = π/2			
7	0,3300	0,8	1,570796327			

Рис. 20 Поля ввода исходных данных для расчета по методике Шмидта

На рабочем листе «Расчет Шмидта», указываются исходные параметры рассчитываемого процесса: температура горячей и холодной полостей (T_g , T_x), давление заправки (P_3), планируемая мощность (N) и обороты двигателя (n).

В результате расчета в выделенных ячейках рабочего листа отображаются значения подводимой и отводимой теплоты, максимального объема регенератора, максимального и минимального рабочего давления, обеспечивающих заданные параметры термодинамического процесса.

На рабочем листе «Расчет двигателя Стирлинга» пользователем должны быть определены термодинамические свойства рабочего газа и материала теплообменника.

Для определения значений теплоемкости, теплопроводности и динамической вязкости газа можно использовать дополнительные рабочие листы файла Excel, содержащие справочники термодинамических свойств некоторых веществ: гелия, азота, воздуха (соответственно рабочие листы «ТД свойства Азота», «ТД свойства Воздуха», «ТД свойства Гелия»).

Справочные данные организованы в виде списка, для быстрого поиска нужных значений применяется инструмент автофильтрации.

При определении термодинамических свойств рабочего газа пользователем учитываются рассчитанные на рабочем листе «Расчет Шмидта» значения средних давления и температуры.

При отсутствии в справочниках значений точно соответствующих исходным, результат определяется интерполяцией по значениям на границах интервала, содержащего искомые значения. Для этого выделена специальная область рабочего листа справочных данных.

При определении справочных данных важно учитывать размерность величин, указанную на рабочем листе «Расчет двигателя Стирлинга» и «Потери регенератора». Значения, определенные на рабочих листах справочных данных переносятся в расчетные листы с помощью

копирования и Специальной вставки (Вставить значения) или с клавиатуры.

49					
50		Термодинамические свойства азота в газообразном и жидком состоянии			
51					
52	Ср	Теплоемкость при постоянном давлении		(кДж/кг °К)	
53	V	Удельный объем		(дм³/кг)	
54					
55		р, бар	Т, °К	V, дм³/кг	Ср, (кДж/кг)
439		(Все)		1,1629	1,922
440		(Первые 10...)		1,1902	1,928
441		(Услови...)		1,2208	1,938
442		65		1,2548	1,953
443		70		1,293	1,976
444		75		1,3362	2,012
445		80		1,3858	2,07
446		85		1,444	2,164
447		90		24,75	1,516
448		95		27,01	1,417
449		100		29,11	1,35
450		105		31,1	1,304
451		110		33,02	1,264
452		115		34,88	1,237
453		120		36,69	1,213
454		125		38,46	1,192
455		130			

Рис. 21 Поиск данных с помощью автофильтра

На рабочем листе «Расчет двигателя Стирлинга» после определения массы газа и регенератора, выполняется тестовый расчет теплообменника с заданным значением диаметра цилиндрического регенератора. Величина диаметра задается по усмотрению пользователя (см. рис. 22).

Полагаемый параметр	$d_p =$	0,5	м
Рассчитанная длина регенератора	$l_p =$	0,93	м

Рис. 22 Задание величины диаметра цилиндрического регенератора

На рабочем листе «Потери в регенераторе» пользователь должен уточнить характеристики оболочки регенератора (выбрать значения по справочным данным). Выполняется расчет потерь регенератора, геометрия которого определена в результате расчета на рабочем листе «Расчет двигателя Стирлинга».

Далее, при расчете потерь выполняется оптимизация геометрических параметров цилиндрического регенератора.

Минимальные потери 4853,96969 Дж при $\Lambda = 0,4$

Рис. 23 Результат оптимизации геометрии регенератора

Показатели, соответствующие оптимальному варианту сводятся в таблицу на следующем рабочем листе «Результаты». На этом же рабочем листе по данным регенератора с оптимальной геометрией выполняется оценочный расчет КПД регенератора.

Рабочий лист «Результаты» используется для формирования сводной таблицы расчетных экспериментов по варьируемым исходным данным. Конкретные значения варьируемого параметра указываются в соответствующем рабочем листе (давление, мощность, температура и т.п. на листе «Расчет Шмидта», параметры материала рабочего тела и насадки на листе «Расчет двигателя Стирлинга» и т.д.). Результаты расчетного эксперимента добавляются в сводную таблицу экспериментов с помощью кнопки на рабочем листе «Результаты».

На основе данных сводной таблицы экспериментов применением стандартных инструментов Excel можно построить графические зависимости результатов по варьируемым параметрам.

Шаблоны расчетных листов подобраны с учетом получения корректных бумажных копий. Каждый рабочий лист выводится на печать отдельно (рабочий лист содержит несколько листов А4).

Для выполнения расчета можно использовать справочные данные термодинамических свойств материалов из других источников (с учетом требуемой для расчета размерности вводимых значений).

Список использованных источников

- 1 Новотельнов, В.Н. Криогенные машины [Текст]/В.Н. Новотельнов, А.Д. Суслов, В.Б. Полтараус. – Санкт-Петербург: Политехника, 1991. – 332 с.
- 2 Белозерцев, В.Н. Расчёт двигателя Стирлинга для бортовой энергосистемы космического летательного аппарата и наземной теплоэнергетической установки [Текст]: методические 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., Зиновьев В.С. Микрокриогенная техника [Текст]/ А.К Грезин, В.С. Зиновьев – М: Машиностроении, 1977. – 232 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Исходные и справочные данные к расчету курсовой работы

Таблица А1 Варианты заданий к курсовому проекту

Вариант	Тг, К	Тх, К	Рз МПа	Тз, К	Рабочее тело	К	Х	п об/мин	N КВт
1	400	300	0.3	300	Гелий	1	1.5	1000	10
2	500	283	0.4	300	Воздух	0.9	1.4	1200	20
3	600	293	0.5	300	Гелий	0.8	1.3	1300	15
4	700	310	0.6	300	Азот	0.7	1.2	1400	20
5	800	300	0.7	300	Гелий	0.6	1.1	1500	30
6	900	300	0.8	300	Воздух	0.5	1	1600	40
7	1000	283	0.9	300	Гелий	0.3	1.5	1700	50
8	1100	293	1.0	300	Воздух	0.33	1.4	1800	10
9	1300	310	1.1	300	Гелий	0.35	0.7	2000	15
10	1400	320	1.2	300	Воздух	0.25	1.2	2500	10
11	1500	330	1.3	300	Гелий	0.2	1.1	3000	20
12	353	278	1.4	300	Азот	0.6	1	1000	15
13	343	283	0.3	300	Гелий	0.7	0.8	1200	25
14	333	273	0.4	300	Воздух	0.75	0.7	1300	12
15	350	280	1.5	300	Гелий	0.65	0.4	1400	40
16	450	300	1.6	300	Воздух	0.5	0.6	1500	7
17	550	300	0.7	300	Воздух	0.8	0.5	1600	10
18	650	300	0.8	300	Азот	0.5	1.4	1700	15
19	750	300	0.9	300	Гелий	0.48	1.3	1800	20
20	850	300	1.0	300	Воздух	0.4	1.2	2000	12
21	950	290	1.1	300	Гелий	0.33	1.1	2500	45
22	1050	283	1.2	300	Азот	0.25	1	3000	15
23	1250	300	1.3	300	Водород	4	0.8	3500	50
24	1350	300	1.4	300	Азот	4.2	1.5	4000	40
25	1600	300	0.6	300	Гелий	5.5	0.6	1800	50
26	1650	290	0.7	300	Воздух	5	0.5	2000	14
27	1700	283	0.8	300	Гелий	4.5	1.4	2500	55
28	1750	300	0.9	300	Воздух	5.5	1.3	3000	18
29	1800	300	1.0	300	Водород	5	1.2	3500	60
30	1900	300	1.1	300	Азот	6	1.1	4000	30

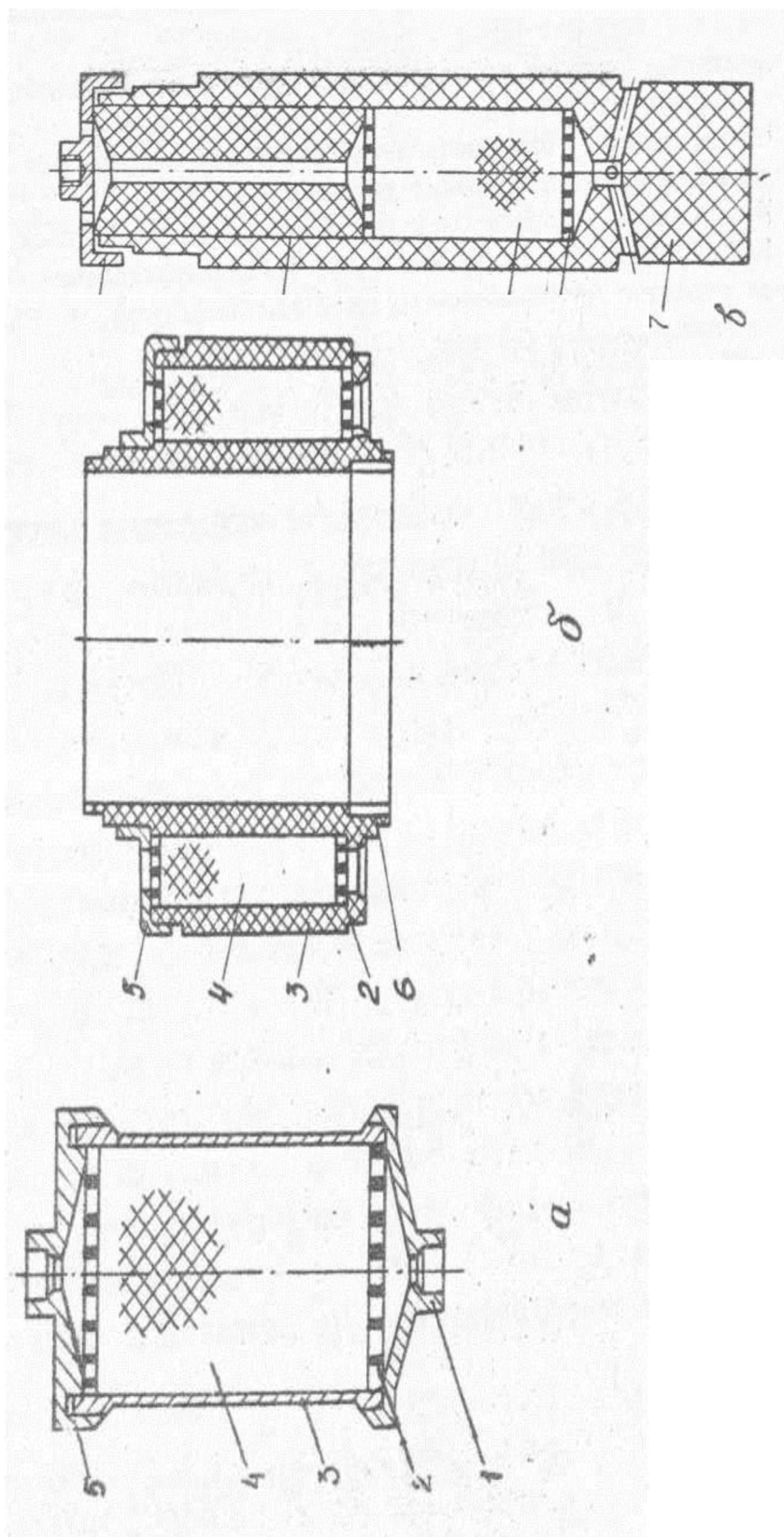
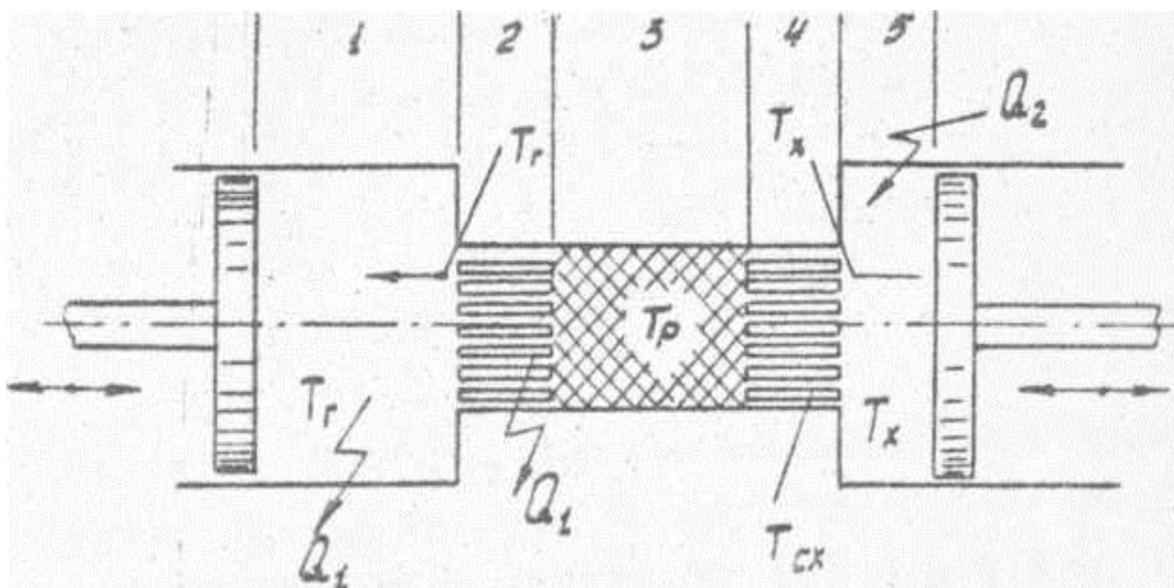


Рисунок А1, Образцы регенераторов: а ~ выносной; б - кольцевой;
в - расположенный внутри вытеснителя.

1 ~ днище; 2 - уплотнительный элемент; 3 - корпус;

4 ~ насадка, 5 - крышка; 6 - внутренняя втулка;

7 - вытеснитель; 8 - проставка



Р и с у н о к А 2 . Схема рабочего модуля

1- Детандерная полость; 2 - теплообменник отвода теплоты; 3 - регенеративный теплообменник; 4 - теплообменник подвода теплоты; 5 - компрессорная полость

Таблица А2 Геометрические характеристики насадки регенератора

Номер сетки	$d_{яч},$ мм	$d_{np},$ мм	Масса 1 м ³ кг	ϵ_0 м ³ /м ³	$S_0,$ м ³ /м ³	$d_3,$ мм
004	0,040	0,030	0,18	0,658	45662	0,0577
0056	0,056	0,040	0,23	0,672	32820	0,0815
0063	0,063	0,040	0,22	0,686	31393	0,0874
0071	0,071	0,050	0,29	0,669	26480	0,106
01	0,100	0,060	0,31	0,705	19670	0,143
025	0,25	0,120	0,54	0,743	8565	0,347
0355	0,355	0,160	0,68	0,757	6060	0,498
05	0,500	0,250	1,15	0,737	4200	0,701

Таблица А3 Коэффициенты теплопроводности материалов корпуса регенератора (Вт/м К)

Марка стали	Температура, К						
	300	400	600	800	1000	1200	1400
Углеродистые стали							
08	59,2	56,7	48,4	39,3	31,1	26,9	28,8
20	51,7	50,5	44	38,5	30,5	26,7	28,8
40	48,1	47,7	43,3	36,9	34,2	26,1	28,4
Высоколегированные стали							
12Х13, 30Х13	25,9	27,1	27,8	27	25,4	26,9	28,9
08Х18Н12Б, 17Х18Н9	14,6	16,6	18,8	22	24,1	26	28
12Х18Н9Т	14,5	16,5	18,5	21,5	25	25,8	28

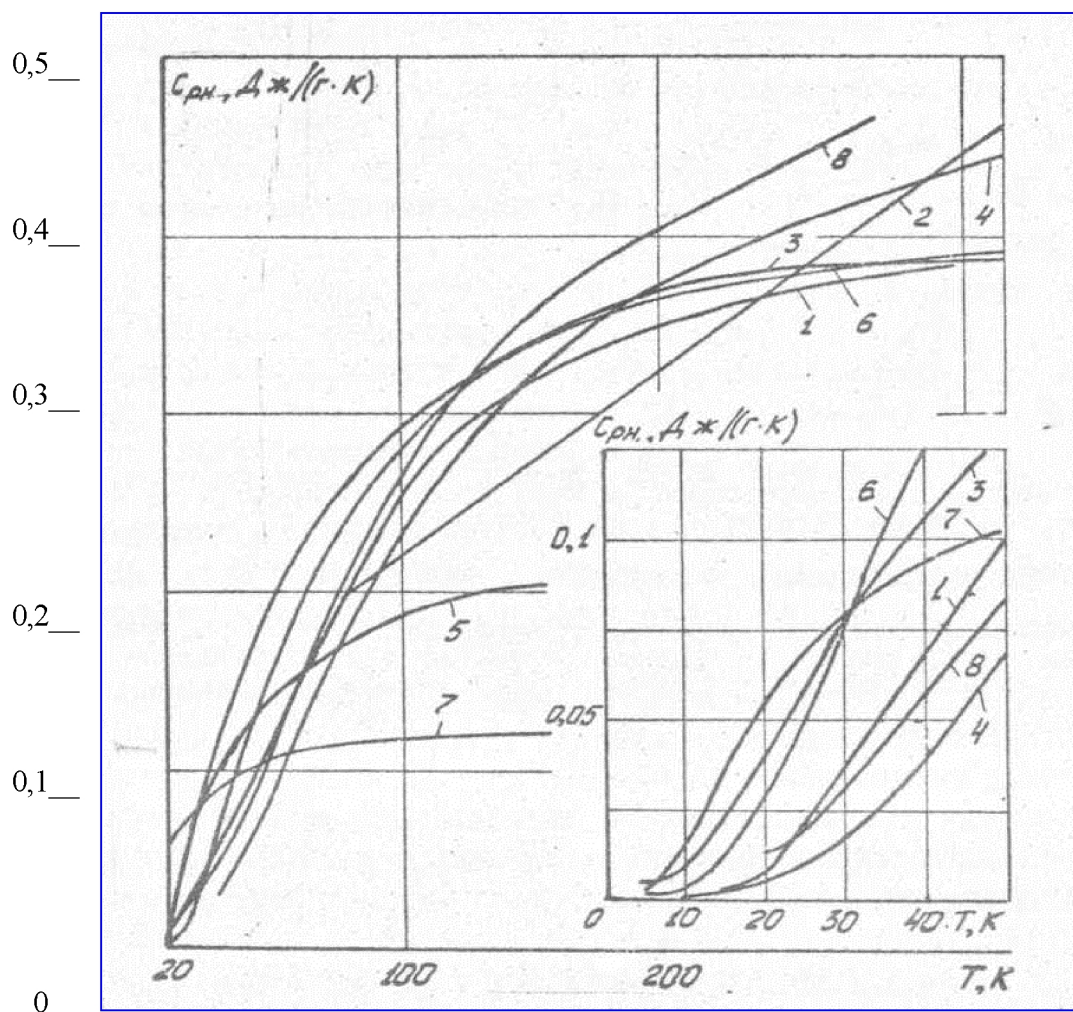


Рисунок А3 Зависимость теплоемкости сетчатых насадок от температуры:

1 - медь; 2 - бронза; 3 - латунь; 4 - никель; 5 - олово; 6 - цинк; 7 - свинец; 8 - сталь 12Х18Н10Т

Таблица А4 Список индивидуальных тем курсовой работы

п/п	Название темы	Примечание
1	Влияние на энергетические характеристики двигателя Стирлинга относительной температуры цикла.	
2	Влияние мертвого объема на энергетику цикла двигателя Стирлинга.	
3	Влияние относительного описанного объема двигателя на его энергетические характеристики.	
4	Зависимость действительных энергетических характеристик двигателя Стирлинга от давления заправки.	
5	Зависимость действительных энергетических характеристик двигателя от частоты вращения привода.	
6	Анализ конструктивных схем компоновки двигателей Стирлинга.	
7	Рабочие тела используемые в двигателях Стирлинга и их влияние на энергетику и конструктивные элементы рабочего модуля двигателя.	
8	Анализ условий работы теплообменных аппаратов внешнего подвода и отвода теплоты, особенности их конструктивных схем используемых в двигателях Стирлинга.	
9	Анализ условий работы теплообменных аппаратов внешнего подвода и отвода теплоты и их влияние на энергетику цикла.	
10	Специфика влияния используемых источников внешнего подвода теплоты на структурную базу элементов энергетического оборудования.	
11	Влияние теплофизических свойств материалов насадки на условия работы регенеративных теплообменников.	
12	Методы форсирования характеристик двигателя Стирлинга	
13	Анализ структуры элементной базы двигателей Стирлинга и особенностей ее работы при использовании солнечной энергии.	
14	Особенности конструктивных решений при создании рабочих полостей двигателя и их влияние на энергетику цикла.	
15	Проблема уплотнения в двигателях Стирлинга. Способы снижения потерь от утечек рабочего тела.	
16	Методы оценки потерь мощности двигателя от утечек рабочего тела.	
17	Учет реальности свойств рабочего тела на эффективность работы двигателя Стирлинга.	
18	Двигатели Стирлинга с сильфонными рабочими полостями. Достоинства и недостатки.	
19	Система контроля и регистрации параметров в процессе испытаний двигателей.	
20	Комбинированные схемы двигателя и холодильной машины, работающих по циклу Стирлинга. (Теплоиспользующие холодильные машины)	
21	Термокомпрессоры.	
22	Двигатели использующие криогенные рабочие тела.	
23	Специфика работы и расчета рекуперативных теплообменных аппаратов с криогенными теплоносителями.	
24	Конструкционные материалы используемые в двигателях	

	Стирлинга.	
25	Особенности работы двигателя Стирлинга на борту космической станции.	
26	Тепловые аккумуляторы. Принципиальные схемы. Рабочие тела.	
27	Требования предъявляемые к устройствам для прокачки теплоносителей подвода и отвода теплоты.	
28	Система и методы регулирования двигателя внешнего подвода теплоты.	
29	Двигатель Стирлинга как основа энергосбережения вторичных энергоресурсов.	
30	Методы оценки экономической эффективности от использования двигателя Стирлинга.	

ПРИЛОЖЕНИЕ В Структура автоматизированного расчета в Excell

Microsoft Excel - Структура

Файл Правка Вид Вставка Формат Сервис Данные Справка

1 Расчет тепловых потерь в двигателе и оптимизация геометрических параметров

2 Исходные данные

Эффективный коэффициент теплопроводности насадки	Коэффициент тепловой неравномерности по длине регенератора	Толщина стенки регенератора, мм	Материал корпуса насадки	Теплопроводность стенки регенератора
$\lambda_{эф}$	A_H	$\delta_{СТ}$	Марка материала	$\lambda_{СТ}$
1,10	1,35	0,0003	Ст 20	50,50

6 Результаты предыдущего расчета

Температура горячей полости, °К	Температура холодной полости, °К	Минимальное давление, Па	Максимальное давление, Па	Время одного рабочего цикла, с	Объем регенератора, м³
T_g	T_x	P_{min}	P_{max}	$\tau_{ц}$	V_{PR}
900	300	0,0000	0,0000	0,06	0,0000

Расход газа через регенератор	Изобарная теплоемкость газа при $T_{ср}$	Средняя за цикл плотность рабочего тела	Пористость материала регенератора	Эквивалентный диаметр, м
G	C_P	ρ	ϵ	$d_{э}$
0,0000	5192,00	0,00	0,6580	0,0001

13 Параметры, зависящие от выбираемой геометрии

Диаметр регенератора, м	Длина регенератора, м	Площадь сечения регенератора, м²	Среднерасходная скорость прокачки рабочего тела	Критерий Рейнольдса	КПД теплообменника
d_p	l_p	F_p	W	Re	η_p
0,2000	0,0000	0,0314	0,0000	0,0000	0,0000

18 1. Потери на недорекуперацию

19 Потери в регенераторе / Результаты / ТД свойства А30ТА / ТД свойства воздуха / ТД свойства гелия / Материал регенератора / Вспом. расчет /

Рис.1 Расчет тепловых потерь в регенераторе

Microsoft Excel - Структура

Файл Правка Вид Вставка Формат Сервис Данные Справка

17 1. Потери на недорекуперацию

18 Уточненный расчет потока в регенераторе

19 $Q_p = G \cdot C_p \cdot (T_g - T_x) + 2 \cdot \epsilon \cdot V_{PR} \cdot (P_{max} - P_{min}) \cdot \frac{1}{\tau_{ц}}$

20 $Q_p = 0,000$ Вт

21 Потери на недорекуперацию оцениваем по формуле

22 $\Delta Q_{H1} = 0,5 \cdot (1 - \eta_p) \cdot Q_p$

23 $Q_{H1} = 0,0000$ Вт

24 2. Потери на гидравлическое сопротивление

25 Потери давления

26 $\Delta P = \xi \cdot \frac{\rho \cdot W^2 \cdot l}{2 \cdot d_g}$

27 $\Delta P = \#ИМЯ?$ Па

28 Коэффициент сопротивления

29 $\xi = \frac{59}{Re^{0,74}}$

30 $\xi = 0,0000$

31 Потери на гидравлическое сопротивление

32 $Q_{\Delta P} = \Delta P \cdot \frac{G}{\rho}$

33 $Q_{\Delta P} = 0,0000$ Вт

34 3. Потери за счет осевых тепловых потоков по насадке и стенке регенератора

35 Тепловые потери вследствие теплопроводности насадки регенератора

36 $\Delta Q_{HP} = A_H \cdot \lambda_{эф} \cdot F_p \cdot (T_g - T_x) \cdot \frac{1}{l_p}$

37 $\Delta Q_{HP} = 0,0000$ Вт

38 Потери в регенераторе / Результаты / ТД свойства А30ТА / ТД свойства воздуха / ТД свойства гелия / Материал регенератора / Вспом. расчет /

Рис. 2 Расчет потерь в регенераторе

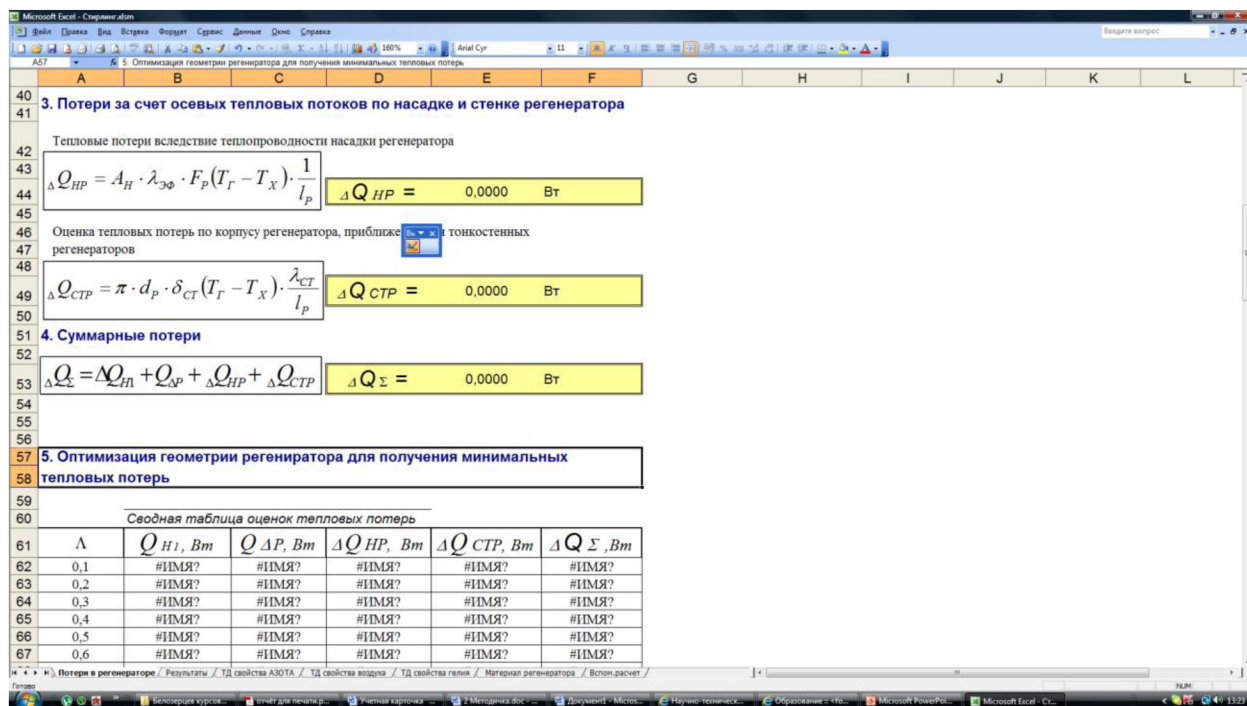


Рис.3 Сводная таблица «Оптимизация геометрии регенератора для получения минимальных тепловых потерь».

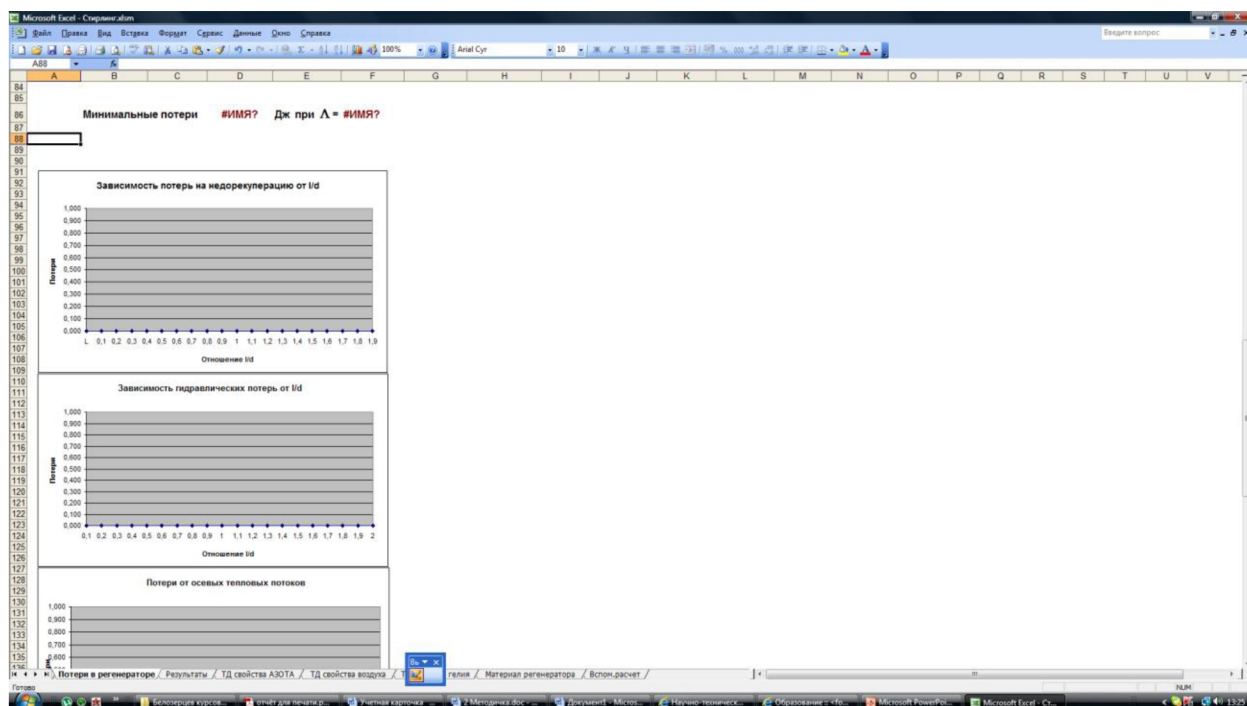


Рис. 4 Графики зависимостей потерь в регенераторе, требуемые в расчете.

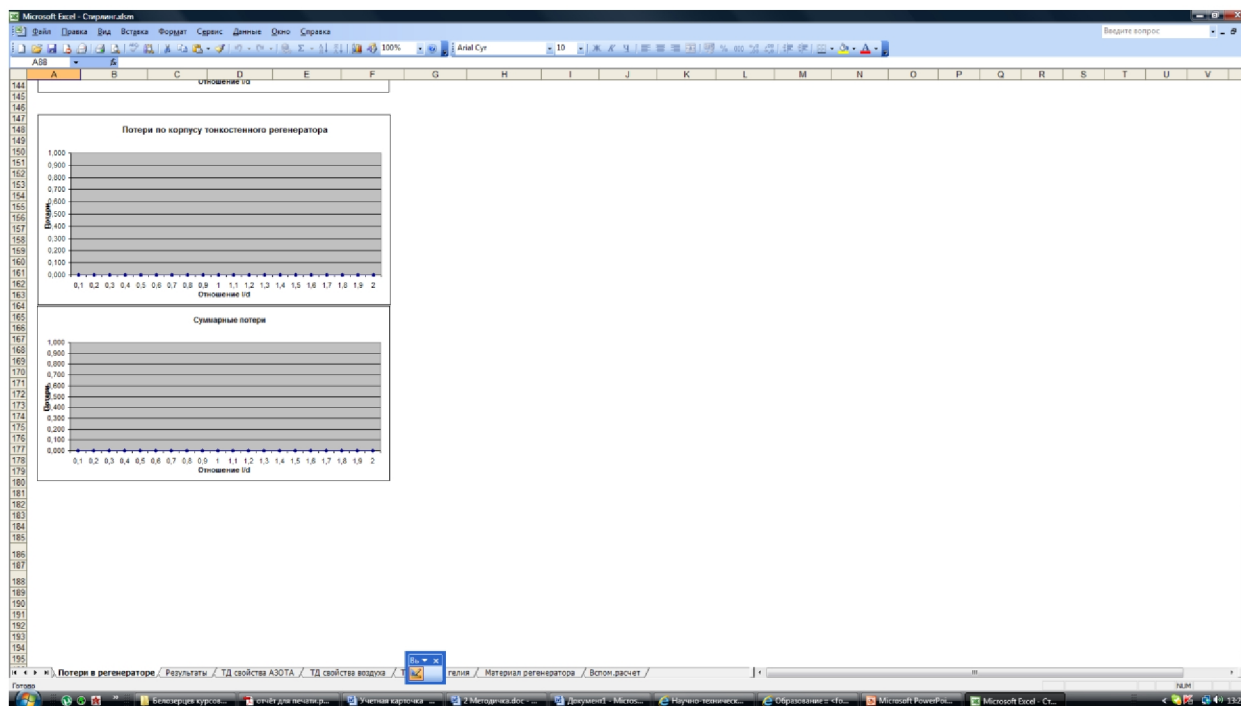


Рис. 5 Графики зависимостей потерь в регенераторе, требуемые в расчете.

Оптимальная геометрия при $\lambda =$				Действительный КПД теплообменника			
Параметр	Результат	Параметр	Результат	Параметр	Формула	Вт	Дж
Диаметр		λ , Вт/м·К	9,34	Потери в регенераторе:	ΔQ_{Σ}	#ИМЯ?	#ИМЯ?
Длина регенератора		N	30	Проектная мощность двигателя	N	30000	
P_{max} , МПа	0,0000	F_{II} , м ²	0,0000	Действительная тепловая мощность:	$N - \Delta Q_{\Sigma}$	#ИМЯ?	#ИМЯ?
P_{min} , МПа	0,0000	η_p	#ИМЯ?	Подводимое тепло	Q_1	0	0
$P_{ср}$, МПа	0,0000	$Q_{пр}$, Вт	0,0	Длительность цикла, с	0,06		
W , м/с	#ИМЯ?	$\Delta Q_{нп}$, Вт	#ИМЯ?	Подводимое тепло действительно	$Q_1 + 1/2 \Delta Q_{\Sigma}$	#ИМЯ?	#ИМЯ?
ρ , кг/м ³	0,0000	$Q_{аб}$, Вт	#ИМЯ?	Действительный КПД:		#ИМЯ?	
Re	#ИМЯ?	ΔP , Па	#ИМЯ?	Отводимое тепло	Q_2		0
d_3 , м	0,0001	ξ	#ИМЯ?	Отводимое тепло действительно	$ Q_2 - 1/2 \Delta Q_{\Sigma}$	#ИМЯ?	#ИМЯ?
S_0 , м ²	45600,0000	$\lambda_{эф}$, Вт/м·К	50,5				
$d_{пр}$, мм	0,0300	$\Delta Q_{пр}$, Вт	#ИМЯ?				
v	0,0000E+00	$\Delta Q_{сгр}$, Вт	#ИМЯ?				
α , Вт/м ² ·К	0,0	$\Delta Q_{сг}$, Вт	#ИМЯ?				

Рис. 6 Представление результатов

