

**МИНИСТЕРСТВО ОБЩЕГО И ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

**МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АВИАЦИОННЫЙ
ИНСТИТУТ
(технический университет)**

Код по ГРНТИ: 55.37.29
УДК 621.165

«УТВЕРЖДАЮ»
Проректор института по
научной работе
_____ В. Г. ВЕРЕТЕННИКОВ

ОТЧЕТ

о научно-исследовательской работе, выполняемой в рамках
научно-исследовательской программы
«11.2 Газотурбинные и парогазовые установки» за 1998...2000 годы
(итоговый)

**Разработка концепции высокоэффективных газотурбинных установок
комбинированного цикла на базе авиационных ГТД**

Шифр: 97-24-11.2-1

Тема ПН-524 (201-98-28)

кафедра 201 МАИ

Начальник НИО-2

В. К. Голубев

Зав. кафедрой 201

В. В. Рыбаков

Руководитель работы

В. И. Бакулев

2000

Список исполнителей

Руководитель работы,
профессор

В. И. Бакулев

Аспирант

Е. Н. Хвисяк

Аспирант

А. А. Юн

СОДЕРЖАНИЕ

Перечень основных условных обозначений

Введение

1. Газопаротурбинная энергетическая установка с двукратным подводом тепла в камерах сгорания и регенерацией тепла в газожидкостном теплообменнике . .
Принцип организации рабочего процесса и термодинамический цикл ГЭУ

Алгоритм термодинамического расчета ГЭУ с двукратным подводом тепла в камерах сгорания и регенерацией тепла в газожидкостном теплообменнике . .

Параметрический анализ ГЭУ с двукратным подводом тепла в камерах сгорания и регенерацией тепла

2. Газопаротурбинная энергетическая установка с регенерацией тепла в газожидкостном теплообменнике .

2.1 Принцип организации рабочего процесса и термодинамический цикл ГЭУ

2.2 Алгоритм термодинамического расчета ГЭУ с подводом тепла в основной камере сгорания и регенерацией тепла в газожидкостном теплообменнике

2.3 Параметрический анализ ГЭУ с подводом тепла в основной камере сгорания и регенерацией тепла в газожидкостном теплообменнике

3. Газотурбинная энергетическая установка с регенерацией тепла в газоздушном теплообменнике

Принцип организации рабочего процесса и термодинамический цикл ГТД с регенерацией тепла

Алгоритм термодинамического расчета стационарных турбовальных ГТД с газоздушной регенерацией тепла .

Параметрический анализ ГТД с регенерацией тепла в
газовоздушном теплообменном аппарате

4. Сравнительный анализ ГЭУ и ГТД

Заключение

Список использованных источников

Перечень основных условных обозначений

N – мощность, $кВт$;

$N_{уд}$ – удельная мощность, $кВт \cdot с/кг$;

L – работа, $Дж/кг$;

η – коэффициент полезного действия (КПД);

η_e – эффективный КПД;

T – температура, $К$;

P – давление, $Па$;

π_k^* – степень повышения давления компрессора;

α – коэффициент избытка воздуха;

G_g – расход воздуха, $кг/с$;

G_{H_2O} – расход воды, $кг/с$;

σ – коэффициент восстановления полного давления;

m – относительный расход воды;

q_m – относительный расход топлива;

C_e – удельный расход топлива, $кг/кВт \cdot ч$;

Введение

Для обеспечения жизнедеятельности страны в настоящее время и в ближайшем будущем требуются высокоэкономичные, экологически чистые энергетические установки и двигатели высокой и средней мощности для тепловых электростанций, нефте- и газоперекачивающих станций, судовые и локомотивные двигатели. Основой для разработки и создания таких энергетических и двигательных установок может являться конверсия высокоэффективных современных авиационных газотурбинных двигателей (ГТД). Одним из путей улучшения экономичности у энергетических и двигательных установок может быть глубокая регенерация тепла с помощью газовой и газозоудных теплообменников-регенераторов. Полученный в газовой теплообменной аппаратуре пар имеет смысл использовать как второе рабочее тело в термодинамическом цикле энергетических установок, с помощью которого можно существенно увеличить эффективную работу системы и снизить уровень температуры рабочего тела перед турбинами.

В данной работе по конверсии авиационных ГТД проводились расчетно-теоретические исследования газопаротурбинных энергетических установок (ГЭУ) с бинарным газопаровым термодинамическим циклом: ГЭУ с подводом тепла в основной камере сгорания и регенерацией тепла в газожидкостном теплообменном аппаратуре, ГЭУ с двукратным подводом тепла в основной и дополнительной камерах сгорания и регенерацией тепла в газожидкостном теплообменном аппаратуре, а также газотурбинных энергетических установок с регенерацией тепла.

1. Газопаротурбинная энергетическая установка с двукратным подводом тепла в камерах сгорания и регенерацией тепла в газожидкостном теплообменном аппарате

1.1 Принцип организации рабочего процесса и термодинамический цикл ГЭУ.

Газопаротурбинная энергетическая установка (ГЭУ) с подводом тепла при постоянных давлениях в основной камере сгорания перед турбиной компрессора и дополнительной камере сгорания перед свободной турбиной, совмещенной с парогазовым эжектором и регенерацией тепла в газожидкостном теплообменнике, схема которой представлена на рис. 1.1, работает на основе бинарного (смешанного) термодинамического цикла. Идеальный газопаровой бинарный цикл ГЭУ можно представить в виде смешанного цикла, состоящего из двух термодинамических циклов: идеального газоздушного цикла с двукратным подводом тепла при постоянных давлениях, повышением давления газа в эжекторе и регенерацией тепла рис. 1.2 и идеального парового цикла с подводом тепла при постоянном давлении и подводом тепла с понижением давления в эжекторе, а также с регенерацией тепла рис. 1.3 [1; 2]

Теоретическую суммарную работу бинарного термодинамического цикла l_t можно представить как сумму работ газоздушного $l_{гд}$ и парового l_m циклов:

$$l_t = l_{гд} + m l_m,$$

где $m = G_{H_2O} / G_B$ - относительный расход пара (воды), G_{H_2O} - расход воды, G_B - расход воздуха.

Термический КПД бинарного термодинамического цикла можно записать в виде:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2 + mq_{2H_2O}}{q_1' + q_1''},$$

где q_1' - количество тепла, подведенного к газу при сгорании топлива в основной камере сгорания, q_1'' - количество тепла, подведенного к газу в дополнительной камере сгорания, q_2 - количество тепла, отведенное в окружающую среду газом, q_{2H_2O} - количество тепла, отведенное в окружающую среду жидкостью и паром.

Рассмотрим принцип организации рабочего процесса в ГЭУ, схема которой представлена на рис. 1.1.

Воздух из атмосферы через воздухозаборник поступает в компрессор-1. В компрессоре идет процесс сжатия воздуха, показанный линией 1-2 на рис. 1.2. После компрессора воздух с повышенным давлением поступает в основную камеру сгорания - 16, куда насосом регулятором - 2 подается топливо. В основной камере сгорания идет процесс подвода тепла к газу за счет сгорания топлива с коэффициентом избытка воздуха $\alpha > 1$. Процесс подвода тепла в основной камере сгорания показан линией 2-3 на рис. 1.2. Из основной камеры сгорания газ с высокой температурой T_3^* поступает на турбину компрессора - 17, которая передает мощность на привод компрессора - 1. Процесс расширения газа на турбине -17 показан линией 3-4'' на рис. 1.2. Из турбины -17 газ с избытком окислителя поступает в дополнительную камеру сгорания -3, куда насосом - регулятором -14 подается топливо. В дополнительной камере сгорания идет процесс подвода тепла к газу за счет сгорания топлива с суммарным коэффициентом избытка воздуха $\alpha_{\Sigma} \geq 1$, который показан линией 4'' - 4' на рис. 1.2. После дополнительной камеры сгорания газ с очень высокой температурой T_4^* поступает в парогазовый эжектор - 5, где в процессе смешения с паром его

температура понижается до заданной величины температуры газа перед свободной турбиной - T_4^* , а давление повышается (давление P_4) за счет энергии водяного пара. Процесс сжатия газа в эжекторе - 5 с понижением его температуры показан линией 4' - 4 на рис. 1.2. Из эжектора - 5 парогазовая смесь с температурой T_4^* поступает на свободную турбину - 6, передающую создаваемую мощность (крутящий момент - $M_{кр}$) на вал к потребителю. Изэнтропический процесс расширения газа на свободной турбине - 6 изображен линией 4 - 5 на рис.1.2. После свободной турбины - 6 парогазовая смесь поступает в газожидкостный теплообменник - 7, где отдает тепло воде, поступающей в теплообменник - 7 из расходного бака - 12 через насос - регулятор - 10. При охлаждении парогазовой смеси в теплообменнике - 7 водяной пар частично конденсируется. Процесс повышения давления воды насосом - регулятором - 10 показан линией 1* - 2* на рис. 1.3. Процесс отвода тепла от парогазовой смеси в теплообменнике - 7 изображен линиями 5 - 5'' на рис. 1.2. и рис. 1.3.

Вода из расходного бака - 12 через насос - регулятор - 10 поступает в газожидкостный теплообменник - 7, где нагревается и испаряется, а затем пар поступает в эжектор - 5. В эжекторе - 5 водяной пар перемешивается с высокотемпературным газом, понижает его температуру и повышает давление. Процесс подвода тепла в теплообменнике к жидкости и ее испарение показан линией 2* - 3' на рис. 1.3., линией 3' - 4 показан процесс понижения давления с повышением температуры пара в эжекторе, а линией 4 - 5 процесс расширения сухого пара в турбине - 6 (рис. 1.3.).

Для обеспечения полной конденсации пара из газопаровой смеси в выхлопную систему 8 через форсунки 9 подается вода с температурой окружающей среды, которая помогает полностью или почти полностью конденсировать пары воды.

Вода с повышенной температурой собирается в поддон выхлопной системы 8 и направляется в бак системы охлаждения и очистки воды 11, оттуда охлажденная и очищенная от примесей вода поступает в расходный

бак 12, а из расходного бака через насос-регулятор 10 в теплообменный аппарат 7 ГЭУ.

В системе снабжения ГЭУ водой имеется резервный бак 15 с водой, которая нужна для компенсации возможных потерь воды при выбросе отработанного газа в атмосферу.

ГЭУ, схема которой представлена на рис. 1.1., а бинарный идеальный термодинамический цикл на рис. 1.2. и рис. 1.3., при большой суммарной теоретической работе l_t имеет высокий термический КПД - η_t , на уровне термических КПД традиционных газотурбинных двигателей (ГТД).

ГЭУ данной схемы может иметь теоретически нулевой, а практический очень небольшой расход воды только из - за потерь при выбросе отработанных газов в атмосферу.

1.2 Алгоритм термогазодинамического расчета ГЭУ с двукратным подводом тепла в камерах сгорания и регенерацией тепла в газожидкостном теплообменном аппарате

Построим алгоритм термогазодинамического расчета газопаротурбинной энергетической установки (ГЭУ) на базе математической модели первого уровня, отражающей реальные условия совместной работы отдельных элементов в системе ГЭУ, с дискретным изменением теплоемкостей рабочих тел и формальным заданием коэффициентов, характеризующих потери в элементах ГЭУ. [3]

Целью термогазодинамического расчета ГЭУ является определение термогазодинамических параметров газоздушных и пароводяных потоков в характерных сечениях проточной части, работы свободной турбины (удельной мощности) и эффективного КПД (удельного расхода топлива), а также мощности на валу свободной турбины при заданных значениях основных параметров рабочего процесса.

Термогазодинамический расчет ГЭУ ведется по параметрам заторможенного потока, которые определяются последовательно в характерных сечениях ГЭУ. Расчетная схема ГЭУ с обозначением характерных сечений проточной части представлена на рис. 1.1.

Исходными данными для расчета ГЭУ являются:

G_g – расход воздуха, кг/с;

π_k^* - степень повышения давления компрессора;

T_3^* - температура газа перед турбиной компрессора, К;

T_4^* - температура газа перед свободной турбиной, К;

α_Σ - суммарный коэффициент избытка воздуха;

σ_{ex} - коэффициент восстановления давления в воздухозаборнике ;

η_k - КПД компрессора;

σ_{kc} - коэффициент восстановления давления в основной камере сгорания;
 η_e - коэффициент полноты сгорания топлива в основной камере сгорания;
 σ_{dkc} - коэффициент восстановления давления в дополнительной камере сгорания;
 $\eta_{e\Sigma}$ - коэффициент полноты сгорания суммарный в камерах сгорания;
 η_{mk} - КПД турбины компрессора;
 η_{cm} - КПД свободной турбины;
 σ_{moz} - коэффициент восстановления давления в теплообменнике по тракту газ – пар;
 $T_5^{*''}$ - температура газа и воды на выходе из теплообменного аппарата, K ;
 T_{H_2O} - температура воды на входе в теплообменник, K ;
 $\pi_{эж}$ - степень повышения давления газа в эжекторе;
 η_{mk} - КПД механический ротора компрессора;
 η_{mc} - КПД механический свободной турбины;
 σ_{nto} - коэффициент восстановления давления в теплообменном аппарате и канале подвода пара к камере сгорания.
 σ_{cv} - коэффициент восстановления давления в системе выхода газа в атмосферу.

Ограничения, накладываемые на параметры рабочего процесса:

T_{2n} / T_5^* - температурный напор на входе газа в теплообменник,
 где T_5^* - температура газа за свободной турбиной, T_{2n} - температура пара на выходе из теплообменника,

$$T_{2n} / T_5^* < 1;$$

$T_{H_2O} / T_5^{*''}$ - температурный напор на выходе газа из теплообменника,

$$T_{H_2O} / T_5^{*''} < 1.$$

Суммарный коэффициент избытка воздуха - α_{Σ} ,

$$\alpha_{\Sigma} \geq 1.$$

Основные параметры рабочих тел.

C_p - теплоемкость, Дж/(кг·К); κ - показатель адиабаты; R - газовая постоянная, Дж/(кг·К).

Воздух: $C_p = 1005$ Дж/(кг·К); $\kappa = 1,4$; $R = 287$ Дж/(кг·К).

Газ: $C_{p,z} = 1248$ Дж/(кг·К); $\kappa = 1,3$; $R_z = 288$ Дж/(кг·К).

Пар: $C_{p,n} = 2002$ Дж/(кг·К); $\kappa = 1,3$; $R_n = 462$ Дж/(кг·К).

Вода: $C_{pH_2O} = 4187$ Дж/(кг·К); $T_{H_2O}^k$ - температура кипения воды, К; r_{H_2O} - теплота парообразования воды, Дж/кг.

Термогазодинамический проектный расчет ГЭУ

1. Определение параметров на входе в компрессор.

По стандартной атмосфере (ГОСТ 4401- 81) определяются давление P_0 ($P_0 = 101300$ Па) и температура T_0 ($T_0 = 288$ К) окружающей среды.

Полное давление на входе в компрессор:

$$P_1^* = P_0 \sigma_{вх}.$$

Температура торможения на входе в компрессор:

$$T_1^* = T_0.$$

2. Определение параметров на входе в основную камеру сгорания.

Давление за компрессором:

$$P_2^* = P_1^* \pi_{\kappa}^*.$$

Работа компрессора:

$$L_{\kappa} = \frac{\kappa}{\kappa-1} RT_1^* (\pi_{\kappa}^{*(\kappa-1)/\kappa} - 1) \frac{1}{\eta_{\kappa}}.$$

Температура воздуха за компрессором:

$$T_2^* = T_1^* \left(1 + \frac{\pi_k^{*(\kappa-1)/\kappa} - 1}{\eta_k} \right).$$

3. Параметры газа, получаемые в процессе сгорания с заданным значением температуры газа перед турбиной компрессора T_3^* .

Относительный расход топлива:

$$q_m = \frac{C_p T_3^* - C_p T_2^*}{H_u \eta_c - C_{pn} T_3^* + C_{pn} T_0}.$$

Топливо - керосин : $H_u = 42900$ кДж / кг.

Зависимости $C_p T^*$ и $C_{pn} T^*$ от температуры T^* приведены в работах [1;5].

Коэффициент избытка воздуха в основной камере сгорания

$$\alpha = \frac{1}{q_m L_0},$$

где L_0 - стехиометрический коэффициент.

Для керосина $L_0 = 14,8$ кг·возд / кг·топл.

Давление газа перед турбиной компрессора:

$$P_3^* = P_2^* \sigma_{kc}.$$

Количество тепла, подведенного к газу в основной камере сгорания:

$$q_1' = C_{p2} (T_3^* - T_2^*).$$

4. Параметры газа за турбиной компрессора.

Работа турбины компрессора:

$$L_{mk} = \frac{L_k}{(1 + q_m) \eta_{mk}},$$

где η_{mk} - механический КПД ротора компрессор - турбина компрессора.

Перепад температур газа на турбине компрессора:

$$\Delta T_{mk}^* = T_3^* - T_4^* = \frac{L_{mk}}{C_{p2}}.$$

Степень понижения давления на турбине компрессора:

$$\pi_{mk}^* = \frac{1}{1 - \frac{\Delta T_{mk}^*}{T_3^* \eta_{mk}}} \cdot \frac{1}{\kappa_2 / (\kappa_2 - 1)}.$$

Давление за турбиной компрессора:

$$P_4^{*''} = \frac{P_3^*}{\pi_{mk}^*}.$$

Температура газа за турбиной компрессора:

$$T_4^{*''} = T_3^* \left[1 - \left(1 - \frac{1}{\pi_{mk}^*} \right)^{\frac{1}{\kappa_2 - 1}} \eta_{mk} \right].$$

5. Параметры газа , полученные в процессе сгорания в дополнительной камере сгорания с заданным значением суммарного коэффициента избытка воздуха α_{Σ} :

$$q_{m\Sigma} = \frac{I}{\alpha_{\Sigma} L_0} .$$

Температура газа в дополнительной камере сгорания T_4^{*} ' определяется из уравнения , взятого из работы [1]:

$$q_{m\Sigma} = \frac{C_p T_4^{*} ' - C_p T_1^{*}}{H_u \eta_{\Sigma} - C_{pn} T_4^{*} ' + C_{pn} T_0} ,$$

где $C_p T^* = f(T^*)$ и $C_{pn} T^* = f(T^*)$

Примечание: расчет ведется методом последовательных приближений - задается T_4^{*} ' (T_4^{*} ' $\rightarrow q_{m\Sigma}$) до тех пор пока $q_{m\Sigma}$ не станет равным $q_{m\Sigma}$ с заданным α_{Σ} [1;5].

Давление на выходе из дополнительной камеры сгорания:

$$P_4^{*} '' = P_4^{*} '' \sigma_{\text{окс}} .$$

Количество тепла, подведенного к газу в дополнительной камере сгорания:

$$q_1 '' = C_{p2} (T_4^{*} ' - T_4^{*} '') .$$

6. Параметры газа перед свободной турбиной.

Давление газопаровой смеси перед свободной турбиной:

$$P_4^{*} = P_4^{*} ' \pi_{\text{эжк}} ,$$

где $\pi_{\text{эжк}}$ - степень повышения давления газа в эжекторе.

Температура газа перед свободной турбиной T_4^{*} - задается.

7. Параметры газа за свободной турбиной.

Давление за свободной турбиной (на входе в газожидкостной теплообменник):

$$P_5^* = P_0 / \sigma_{\text{мог}} \sigma_{\text{св}}.$$

Степень понижения давления на свободной турбине :

$$\pi_{\text{см}}^* = P_4^* / P_5^*.$$

Перепад температуры газа на свободной турбине:

$$\Delta T_{\text{см}}^* = T_4^* \left(1 - \frac{1}{\pi_{\text{см}}^*} \right)^{\frac{1}{(\kappa_2-1)/\kappa_2}} \eta_{\text{см}}.$$

Температура газа за свободной турбиной:

$$T_5^* = T_4^* - \Delta T_{\text{см}}^*.$$

8. Тепловой баланс ГЭУ.

Относительный расход воды в системе ГЭУ:

$$m = \frac{(1 + q_{\text{м}\Sigma}) [q_{16}^* + q_{22}']}{r_{2\text{H}_2\text{O}} + q_{1\text{n}} + C_{p\text{H}_2\text{O}} (T_{2\text{H}_2\text{O}}^{\text{к}} - T_{\text{H}_2\text{O}}) - C_{\text{pn}} (T_5^* - T_5^{*\prime\prime})},$$

$$\text{где } q_{16}^* = C_{p2} (T_4^{*\prime} - T_4^*);$$

$$q_{1\text{n}} = C_{\text{pn}} (T_4^* - T_{2\text{H}_2\text{O}}^{\text{к}});$$

$$q_{22}^{\prime} = C_{p2} (T_5^* - T_5^{*\prime\prime});$$

$$T_{2\text{H}_2\text{O}}^{\text{к}} = f(P_{2\text{H}_2\text{O}}); r_{2\text{H}_2\text{O}} = f(T_{2\text{H}_2\text{O}}).$$

Здесь $T_{2\text{H}_2\text{O}}^{\text{к}}$ - температура кипения воды в теплообменнике, $r_{2\text{H}_2\text{O}}$ - теплота парообразования воды [4].

Зависимость температуры кипения воды $T_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{к}}$ от давления $P_{\text{H}_2\text{O}}$ дана на рис. 1.4., а зависимость теплоты парообразования воды $r_{\text{H}_2\text{O}}$ от температуры кипения $T_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{к}}$ показана на рис. 1.5.

Парциальное давление пара:

$$P_n = \frac{mR_n P_5^*}{(1 + q_{m\Sigma})R_2 + mR_n} .$$

Расчет m ведется методом последовательных приближений:

задается $P_{H_2O} \rightarrow m \rightarrow P_n$, в случае если $P_n \neq P_{H_2O}$, P_{H_2O} принимается равным P_n и расчет продолжается до тех пор пока $P_n = P_{H_2O}$.

Относительное количество испаренной в теплообменнике воды:

$$\Delta r_2 = m_{2нап} / m ; m_{2жс} = m(1 - \Delta r_2) ;$$
$$\Delta r_2 = \frac{m(r_{2H_2O} + q_{1n}) - (1 + q_{m\Sigma}) q_{1в}^*}{mr_{2H_2O}} .$$

Относительное количество сконденсированного пара из газопаровой смеси:

$$\Delta r_1 = \frac{C_{pH_2O} (T_{H_2O} - T_0)}{r_{1H_2O}} ;$$
$$m_{1кон} = \Delta r_1 m .$$

Давление в теплообменнике по подводящему тракту:

$$P_{нто} = P_4^* \pi_{сж} / \sigma_{нто} .$$

9. Теплоемкость парогазовой смеси:

$$C_{рсм} = \frac{C_{pг} (1 + q_{m\Sigma}) + C_{pn} m}{1 + m + q_{m\Sigma}} .$$

10. Работа свободной турбины:

$$L_{cm} = C_{pcm} T_4^* \left(1 - \frac{1}{\pi_{cm}^{(\kappa_e-1)/\kappa_e}} \right) \eta_{cm}.$$

11. Удельная мощность ГЭУ:

$$N_{y\delta} = L_{cm} (1 + m + q_{m\Sigma}) \eta_{mc}.$$

12. Удельный расход топлива:

$$C_e = 3600 q_{m\Sigma} / N_{y\delta}.$$

13. Эффективный КПД ГЭУ:

$$\eta_e = 3600 / C_e H_u.$$

14. Мощность ГЭУ:

$$N_{cm} = G_e N_{y\delta}.$$

15. Размеры характерных проходных сечений проточной части ГЭУ:

$$F_i = \frac{G_i \sqrt{T_i^*}}{m_i q(\lambda_i) P_i^* \mu_i},$$

где F_i – площадь проходного сечения, G_i – расход рабочего тела через проходное сечение, T_i^* – температура рабочего тела, λ_i – приведенная скорость в проходном сечении, μ_i – коэффициент расхода, P_i^* – полное давление, m_i – коэффициент уравнения расхода.

Используя предложенный алгоритм термогазодинамического расчета можно провести полный расчет ГЭУ, расчетная схема которого представлена на рис. 1.1.

Данный алгоритм расчета позволяет определить удельные параметры идеальной ГЭУ. Термодинамический цикл идеальной ГЭУ с двукратным

подводом тепла в камерах сгорания и регенерацией тепла в газожидкостном теплообменном аппарате показаны на рис. 1.2 и на рис. 1.3.

На базе предложенного алгоритма термогазодинамического расчета ГЭУ разработана программа расчета для использования ЭВМ IBM PC.

1.3 Параметрический анализ ГЭУ с двукратным подводом тепла в камерах сгорания и регенерацией тепла

Для расчета эффективной работы (удельной мощности) и эффективного КПД ГЭУ с двукратным подводом тепла в камерах сгорания и регенерацией тепла в газожидкостном теплообменнике (ГЭУрег) будем использовать программу, основанную на алгоритме приведенном в п. 1.2.

Расчет производился при следующих заданных параметрах.
Суммарный коэффициент избытка воздуха в камерах сгорания:

$$\alpha_{\Sigma} = 1.$$

Температура газа перед свободной турбиной:

$$T_4^* = 1200 \text{ K}.$$

Коэффициенты полезного действия:

$$\eta_k = 0.84, \eta_{mk} = 0.92, \eta_{mc} = 0.91, \eta_{mk} = 0.99, \eta_{mt} = 0.99.$$

Полнота сгорания в основной и дополнительной камерах сгорания:

$$\eta_e = 0.98, \eta_{e\Sigma} = 0.98.$$

Коэффициенты восстановления полного давления:

$$\sigma_{ex} = 1, \sigma_{kc} = 0.97, \sigma_{dkc} = 0.95, \sigma_{тог} = 0.95, \sigma_{св} = 0.97, \sigma_{нто} = 0.92.$$

Температура газа и воды на выходе из теплообменника:

$$T_5^* = 373 \text{ K}.$$

Температура воды на входе в теплообменник:

$$T_{H_2O} = 288 \text{ K}.$$

На параметры рабочего процесса были наложены следующие ограничения:

Температурный напор на входе газа в теплообменник:

$$T_{2n} / T_5^* < 1.$$

Температурный напор на выходе газа из теплообменника:

$$T_{H_2O} / T_5^{*''} < 1.$$

Зависимости эффективного КПД η_e и удельной мощности - $N_{y\delta}$ газопаротурбинной энергетической установки с регенерацией тепла (ГЭУрег) от степени повышения давления в компрессоре π_k^* при разных значениях температуры газа перед турбиной компрессора - T_3^* и температуре газа перед свободной турбиной $T_4^* = 1200 \text{ K}$ представлены на рис. 1.6 и 1.7.

При увеличении π_k^* от $\pi_k^* = 5$ при относительно низком значении $T_3^* = 1250 \text{ K}$ эффективный КПД ГЭУрег плавно растет до $\pi_k^* = 20$, а затем монотонно уменьшается. Аналогичным образом ведет себя удельная мощность ГЭУрег (см. рис. 1.7). Отсюда видно, что существует оптимальная степень повышения давления - $\pi_{k \text{ опт}}^*$ при которой реализуются максимальные значения $N_{y\delta}$ и η_e . При температуре газа перед турбиной компрессора $T_3^* = 1250 \text{ K}$ оптимальная степень повышения давления компрессора лежит в районе $\pi_{k \text{ опт}}^* = 20$.

При увеличении температуры газа перед турбиной компрессора - T_3^* прежде всего возрастают величины эффективного КПД и удельной мощности (см. рис. 1.6 и рис. 1.7). Увеличение температуры газа перед турбиной компрессора при суммарном коэффициенте избытка воздуха $\alpha_{\Sigma} = 1$ влечет за собой рост $\pi_{k \text{ опт}}^*$. Правда, при этом следует отметить, что при увеличении T_3^* оптимум становится все более пологим.

На рис. 1.8 показаны зависимости относительного расхода воды $m = G_{H_2O} / G_{\delta}$ от степени повышения давления компрессора - π_k^* и температуры газа перед турбиной компрессора - T_3^* при $\alpha_{\Sigma} = 1$. Величины m

не очень сильно зависят от π_k^* , а с ростом T_3^* относительный расход воды уменьшается.

В заключении следует отметить, что эффективный КПД ГЭУрег лежат в пределах $\eta_e = 0.31...0.4$, т. е. на уровне эффективных КПД современных авиационных ГТД, а удельные мощности могут быть получены в пределах $N_{y\partial} = 880...1150 \text{ кВт}\cdot\text{с/кг}$. У современных ГТД можно получить удельные мощности в пределах $N_{y\partial} = 200...400 \text{ кВт}\cdot\text{с/кг}$. Отсюда следует, что удельная мощность ГЭУрег примерно в 3...5 раз выше, чем у авиационных ГТД.

На основе авиационного ГТД ТВ-3-117 был разработан эскизный проект газопаротурбинной энергетической установки с газовой регенерацией тепла, продольный разрез которой показан на рис. 1.9.

Вертолетный двигатель ТВ-3-117 имеет следующие параметры: $\pi_k^* = 9.95$; $T_3^* = 1253 \text{ К}$; $G_e = 8.75 \text{ кг/с}$; $N_{y\partial} = 190 \text{ кДж/кг}$; $\eta_e = 0.27$; $N_g = 1663 \text{ кВт}$.

ГЭУрег, схема которого показана на рис. 1.1, а продольный разрез представлен на рис. 1.9, имеет следующие данные: $\pi_k^* = 9.95$; $T_3^* = 1253 \text{ К}$; $G_e = 8.75 \text{ кг/с}$; $\alpha_\Sigma = 1$; $m = 0.7$; $N_{y\partial} = 896 \text{ кДж/кг}$; $\eta_e = 0.31$; $N_g = 7840 \text{ кВт}$. Сравнение представленных ГТД и ГЭУрег показало, что эффективный КПД у ГЭУрег примерно на 15% выше, чем у исходного ГТД, а удельная мощность ГЭУрег превышает $N_{y\partial}$ исходного ГТД в 4.7 раза.

2. Газопаротурбинная энергетическая установка с регенерацией тепла в газожидкостном теплообменном аппарате

2.1 Принцип организации рабочего процесса и термодинамический цикл ГЭУ

Газопаротурбинная энергетическая установка (ГЭУ) с подводом тепла при постоянном давлении в камере сгорания топливо-воздушной смеси и нагрева пара, регенерацией тепла в газожидкостном теплообменнике, схема которой представлена на рис. 2.1, работает на основе бинарного (смешанного) термодинамического цикла. Идеальный газопаровой бинарный цикл ГЭУ изображен в виде смешанного цикла, состоящего из двух термодинамических циклов: идеального газозоудшного с подводом тепла при постоянном давлении и регенерацией тепла (рис. 2.2) и идеального парового цикла с подводом тепла при постоянном давлении и регенерацией тепла (рис. 2.3).

Теоретическая суммарная работа бинарного термодинамического цикла l_t будет суммой работ газозоудшного l_{t2} и парового l_{t1} циклов:

$$l_t = l_{t2} + m l_{t1},$$

где $m = G_{H_2O} / G_B$ - относительный расход пара (воды), G_{H_2O} - расход воды, G_B - расход воздуха.

Термический КПД бинарного термодинамического цикла - η_t можно представить в виде :

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2 + m q_{2H_2O}}{q_1},$$

где q_1 - количество тепла, подведенное при сгорании топлива в бинарном цикле, q_2 - количество тепла, отведенное в окружающую среду газом, q_{2H_2O} - количество тепла, отведенное в окружающую среду жидкостью и паром.

Рассмотрим принцип организации рабочего процесса в ГЭУ, схема которой представлена на рис. 2.1.

Воздух из атмосферы поступает в компрессор 1 через воздухозаборник 8. В компрессоре идет процесс сжатия воздуха, показанный линией 1-2 на рис 2.2. Затем воздух с повышенным давлением поступает в камеру сгорания топливовоздушной смеси и нагрева пара 2, куда насосом регулятором 9 подается топливо. В камере сгорания идет процесс подвода тепла за счет сгорания топлива с коэффициентом избытка воздуха $\alpha \geq 1$ и температура газа возрастает. Процесс подвода тепла в камере сгорания показан линией 2-3' на рис. 2.2. В камеру сгорания и нагрева пара подается водяной пар из газожидкостного теплообменника 5, который нагревается в процессе смешения с продуктами сгорания топливо-воздушной смеси. Процесс нагрева пара в камере сгорания показан линией 3₂-3 на рис. 2.3. Температура газопаровой смеси в конце камеры сгорания и подогрева пара задается с учетом прочностных характеристик газопаровой турбины 3. Процесс отвода тепла от газа при смешении его с паром в камере сгорания показан линией 3'-3 на рис 2.2. Из камеры сгорания высокотемпературная газопаровая смесь поступает на турбину компрессора 3, которая передает мощность на привод компрессора 1. После турбины 3 газопаровая смесь поступает на свободную турбину 4, передающую создаваемую мощность на вал к потребителю. Изоэнтропические процессы расширения на турбине компрессора 3 и свободной турбине 4 изображены линиями 3 - 5 на рис. 2.2 и 2.3. Из свободной турбины 4 газопаровая смесь поступает в газожидкостный теплообменник 5, где отдает тепло воде, поступающей в теплообменник 5 из расходного бака 12 через насос регулятор-10. Процесс

повышения давления воды насосом показан линией 1* - 2* на рис.2.3. При охлаждении газопаровой смеси в теплообменнике 5 водяной пар частично или полностью конденсируется. После этого охлажденная смесь газа с конденсатом поступает в выхлопную трубу 6, куда через систему форсунок 7 подается вода, которая почти полностью конденсирует пары воды, оставшиеся в газопаровой смеси, идущей на выхлоп. Процесс отвода тепла от газопаровой смеси в теплообменнике 5 изображен линиями 5-5" на рис. 2.2 и рис. 2.3.

Сконденсированная вода собирается в поддоне выхлопной трубы 6 и направляется в бак системы охлаждения и очистки воды 11, откуда очищенная вода поступает в расходный бак 12, а вторичное сырье, например азотная кислота, отбирается по системе 13. Процессы отвода тепла от газа - q_2 и воды q_{2H_2O} показаны линиями 5"-1 (рис 2.2) и 5"-1* (рис 2.3). Вода из расходного бака через насос регулятор 10 поступает в газожидкостный теплообменник 5, где нагревается и испаряется, а затем перегретый пар поступает в камеру сгорания 2. В системе снабжения ГЭУ водой имеется резервный бак 14 с водой, которая нужна для компенсации возможных потерь воды при выбросе отработанного газа в атмосферу.

Газотурбинная энергетическая установка, схема которой представлена на рис. 2.1, при большой суммарной теоретической работе бинарного цикла будет иметь высокий термический КПД, превышающий КПД традиционных ГТД. ГЭУ также обещает быть экологически чистой энергетической установкой с низкой температурой отработанных газов. ГЭУ рассматриваемой схемы практически будет иметь очень небольшой расход воды, только за счет потерь при выбросе отработанных газов в атмосферу.

2.2 Алгоритм термогазодинамического расчета ГЭУ с однократным подводом тепла в основной камере сгорания и регенерацией тепла в газожидкостном теплообменнике

Математическая модель ГЭУ с регенерацией тепла, в основу которой заложены условия совместной работы отдельных элементов в системе газопаротурбинной энергетической установки, определяет физическую связь между ее элементами. Насколько полно представлена физическая взаимосвязь между элементами математической модели говорит ее уровень.

Будем строить алгоритм термогазодинамического расчета ГЭУ на базе математической модели первого уровня, отражающей реальные условия совместной работы отдельных элементов в системе ГЭУ с дискретным изменением теплоемкостей рабочих тел и формальным заданием значений коэффициентов, характеризующих потери в элементах ГЭУ.

Целью термогазодинамического расчета ГЭУ является определение термодинамических параметров газовоздушных и пароводяных потоков в характерных сечениях проточной части, удельной мощности ГЭУ, удельного расхода топлива, эффективного КПД и мощности на валу свободной турбины ГЭУ для заданных значений основных параметров рабочего процесса ГЭУ.

Термогазодинамический расчет ГЭУ ведется по параметрам заторможенного потока, которые определяются последовательно в характерных сечениях ГЭУ. Расчетная схема газопаротурбинной энергетической установки с обозначениями характерных сечений проточной части представлена на рис. 2.1.

Исходными данными для расчета являются:

G_6 – расход воздуха, $кг/с$;

π_k^* - степень повышения давления в компрессоре;

T_3^* - температура газа перед турбиной компрессора, $К$;

α - коэффициент избытка воздуха в камере сгорания;
 $\sigma_{вх}$ - коэффициент восстановления давления в воздухозаборнике;
 η_k - КПД компрессора;
 $\sigma_{кс}$ - коэффициент восстановления давления в камере сгорания;
 η_e - коэффициент полноты сгорания топлива в камере сгорания;
 $\eta_{тк}$ - КПД турбины компрессора;
 $\eta_{ст}$ - КПД свободной турбины;
 $\sigma_{ву}$ - коэффициент восстановления давления в выходном устройстве;
 $\sigma_{тог}$ - коэффициент восстановления давления в теплообменнике.

Ограничения, накладываемые на параметры рабочего процесса:

T_{2n} / T_5^* - температурный напор на входе газа в теплообменник,
где T_5^* - температура газа за свободной турбиной, T_{2n} - температура пара на выходе из теплообменника,

$$T_{2n} / T_5^* < 1;$$

$T_{H_2O} / T_5^{*''}$ - температурный напор на выходе газа из теплообменника,

$$T_{H_2O} / T_5^{*''} < 1,$$

где $T_5^{*''}$ - температура газопаровой смеси на выходе из теплообменника.

Коэффициент избытка воздуха в камере сгорания - α ,

$$\alpha \geq 1.$$

Основные параметры рабочих тел.

C_p - теплоемкость, Дж/(кг·К); κ - показатель адиабаты; R - газовая постоянная, Дж/(кг·К).

Воздух: $C_p = 1005$ Дж/(кг·К); $\kappa = 1,4$; $R = 287$ Дж/(кг·К).

Газ: $C_{p,2} = 1248$ Дж/(кг·К); $\kappa = 1,3$; $R_2 = 288$ Дж/(кг·К).

Пар: $C_{p,n} = 2002$ Дж/(кг·К); $\kappa = 1,3$; $R_n = 462$ Дж/(кг·К).

Вода: $C_{pH_2O} = 4187$ Дж/(кг·К); $T_{H_2O}^k$ - температура кипения воды, К;
 r_{H_2O} - теплота парообразования воды, Дж/кг.

Термогазодинамический проектный расчет ГЭУ

2. Определение параметров на входе в компрессор.

По стандартной атмосфере (ГОСТ 4401-81) определяются давление P_0 ($P_0 = 101300$ Па) и температура T_0 ($T_0 = 288$ К) окружающей среды [6].

Полное давление на входе в компрессор:

$$P_1^* = P_0 \sigma_{вх}.$$

Температура торможения на входе в компрессор:

$$T_1^* = T_0.$$

3. Определение параметров на входе в основную камеру сгорания.

Давление за компрессором:

$$P_2^* = P_1^* \pi_k^*.$$

Работа компрессора:

$$L_k = \frac{\kappa}{\kappa-1} RT_1^* (\pi_k^{*(\kappa-1)/\kappa} - 1) \frac{1}{\eta_k}.$$

Температура воздуха за компрессором:

$$T_2^* = T_1^* \left(1 + \frac{\pi_k^{*(\kappa-1)/\kappa} - 1}{\eta_k} \right).$$

4. Параметры газа, получаемые в процессе сгорания с заданным значением коэффициента избытка воздуха.

Относительный расход топлива:

$$q_m = 1 / (\alpha L_0),$$

Определив значение q_m , методом последовательного приближения находим температуру газа после процесса сгорания топлива T_3^* :

$$q_m = (C_p T_3^* - C_p T_2^*) / (Hu \eta_z - C_{pn} T_3^* + C_{pn} T_0).$$

Зависимости $C_p T^* = f(T^*)$, $C_{pn} T^* = f(T^*)$ приведены в работах [1;5].

4. Параметры газа перед турбиной компрессора с заданным значением T_3^* :

Давление парогазовой смеси перед турбиной компрессора:

$$P_3^* = P_2^* \sigma_{кс}.$$

Тепловой баланс процесса смешения газа с паром в камере сгорания:

$$(1 + q_m) q_{1в}^* = (1 - \Delta r_2) m r_{2H_2O} + m q_{1н}.$$

где $q_{1в}^* = C_{pг}(T_3^* - T_3^*)$ - количество тепла, отбираемого от газа в процессе смешения газа с паром;

$q_{1н} = C_{pn}(T_3^* - T_{2н})$ - количество тепла, передаваемое от газа пару в камере сгорания при смешении пара с газом.

Здесь $T_{2н}$ - температура пара на выходе из теплообменника ($T_{2н} = T_{2H_2O}^k$),

r_{2H_2O} - теплота парообразования воды [4],

Δr_2 - относительное количество испаренной в теплообменнике воды,

$m = G_{H_2O} / G_g$ - относительный расход воды.

Зависимость температуры кипения воды $T_{H_2O}^k$ от давления P_{H_2O} дана на рис. 1.4, а зависимость теплоты парообразования r_{H_2O} от температуры кипения $T_{H_2O}^k$ на рис. 1.5.

Из теплового баланса смешения газа с паром можно определить относительное количество испарившейся воды:

$$\Delta r_2 = \frac{m(r_{2H_2O} + q_{1n}) - (1 + q_m) q_{1g}^*}{m r_{2H_2O}}$$

5. Тепловой баланс теплообменника- регенератора.

$$\Delta r_2 m r_{2H_2O} + m q'_{1H_2O} = (1 + q_m) q_{1g}' + q_{1n}'$$

где $q'_{1H_2O} = C_{pH_2O}(T_{2H_2O}^k - T_{H_2O})$ -тепло, передаваемое воде в теплообменнике до кипения воды;

$q_{1g}' = C_{pe}(T_5^* - T_5^{*'})$ - количество тепла, отбираемого от газа в горячем тракте теплообменника;

$q_{1n}' = C_{pn}(T_5^* - T_5^{*'})$ - количество тепла, отбираемого от пара в теплообменнике по горячему тракту;

T_5^* - температура газа за свободной турбиной;

$T_{2H_2O}^k$ - температура кипения воды при парциальном давлении пара в газопаровой смеси.

Парциальное давление: $P_n = (mR_n P_5^*) / ((1 + q_m)R_2 + mR_n)$.

Подогрев воды за счет конденсации пара в газопаровой смеси:

$$m C_{pH_2O}(T_{H_2O} - T_0) = \Delta r_1 m r_{1H_2O},$$

Относительное количество сконденсированной воды:

$$\Delta r_1 = C_{pH_2O}(T_{H_2O} - T_0) / r_{1H_2O},$$

где r_{1H_2O} - теплота парообразования при давлении $P_5^* = P_0 / \sigma_{тог} \sigma_{ву}$,

r_{2H_2O} - теплота парообразования при давлении P_n .

Тепловой баланс теплообменника совместно с процессом смешения газа и пара в камере сгорания позволяет вычислить относительный расход воды в системе ГЭУ:

$$m = \frac{(1 + qm)q_{16}^* + C_{p2} (T_5^* - T_5^{*'})}{r_{2H_2O} + q_{1n}' + C_{pH_2O}(T_{2H_2O}^k - T_{H_2O}) - C_{pn} (T_5^* - T_5^{*'})}$$

6. Определение параметров парогазового потока за свободной турбиной.

Суммарная степень понижения давления на турбине компрессора и свободной турбинах:

$$\pi_{m\Sigma}^* = P_3^* / P_5^*,$$

где $P_5^* = P_0 / (\sigma_{тог} \sigma_{ву})$ - давление за свободной турбиной.

Перепад температур на турбине компрессора и свободной турбине:

$$\Delta T_{m\Sigma}^* = (T_3^* - T_5^*) = T_3^* \left(1 - \frac{1}{\pi_{m\Sigma}^{(\kappa_2-1)/\kappa_2}} \right) \eta_{m\Sigma}.$$

Определяем температуру парогазового потока за свободной турбиной:

$$T_5^* = T_3^* - \Delta T_{m\Sigma}^*.$$

7. Определение параметров турбины компрессора.

Работа турбины компрессора:

$$L_{тк} = \frac{L_k}{(1 + qm + m) \eta_{mk}}.$$

Теплоемкость смеси газа и пара:

$$C_{p см} = \frac{(C_{p2} + mC_{pn})}{(1 + qm + m)}.$$

Перепад температуры газа на турбине компрессора:

$$\Delta T_{mk}^* = (T_3^* - T_4^*) = L_{mk} / C_{pсм}$$

Температура газа за турбиной компрессора:

$$T_4^* = T_3^* - \Delta T_{mk}^*$$

Степень понижения давления на турбине компрессора:

$$\pi_{mk}^* = [1 - (\Delta T_{mk}^* / T_3^* \eta_{mk})]^{-\kappa_2 / (\kappa_2 - 1)}$$

Давление газа за турбиной компрессора:

$$P_4^* = P_3^* / \pi_{mk}^*$$

8. Определяем работу и удельную мощность свободной турбины.

Степень понижения давления на свободной турбине:

$$\pi_{ст}^* = \pi_{m\Sigma}^* / \pi_{mk}^*$$

Работа свободной турбины:

$$L_{ст} = C_{p см} T_4^* \left(1 - \frac{1}{\pi_{ст}^*} \right)^{\frac{\kappa_2 - 1}{\kappa_2}} \eta_{ст}$$

Удельная мощность ГЭУ:

$$N_{уд} = L_{ст} (1 + qm + m) \eta_{мс}$$

9. Удельный расход топлива ГЭУ:

$$C_e = 3600 qm / N_{уд}$$

10. Эффективный КПД ГЭУ:

$$\eta_e = 3600 / C_e H_u$$

11. Мощность ГЭУ:

$$N_{cm} = G_8 N_{y\delta}.$$

12. Размеры характерных проходных сечений проточной части ГЭУ:

$$F_i = \frac{G_i \sqrt{T_i^*}}{m_i q(\lambda_i) P_i^* \mu_i},$$

где F_i – площадь проходного сечения, G_i – расход рабочего тела через проходное сечение, T_i^* – температура рабочего тела, λ_i – приведенная скорость в проходном сечении, μ_i – коэффициент расхода, P_i^* – полное давление, m_i – коэффициент уравнения расхода.

Используя приведенный алгоритм термодинамического расчета можно провести проектный расчет ГЭУ с регенерацией тепла, расчетная схема которого представлена на рис. 2.1.

На основе предложенного алгоритма термогазодинамического расчета ГЭУ разработана программа расчета для использования ЭВМ IBM PC.

2.3 Параметрический анализ ГЭУ с подводом тепла в основной камере сгорания и регенерацией тепла

Для расчета удельной мощности и эффективного КПД ГЭУ с подводом тепла в основной камере сгорания, совмещенной с камерой с камерой смешения газа и пара, и регенерацией тепла в газовой теплообменном аппарате (ГЭУрег) будем использовать программу, основанную на алгоритме термодинамического расчета приведенном в п. 2.2.

Расчет производился при следующих заданных параметрах.

Коэффициент избытка воздуха в камерах сгорания:

$$\alpha = 1.$$

Коэффициенты полезного действия:

$$\eta_k = 0.84, \eta_{mk} = 0.91, \eta_{mc} = 0.91, \eta_m = 0.99.$$

Полнота сгорания в камере сгорания:

$$\eta_e = 0.99.$$

Коэффициенты восстановления полного давления:

$$\sigma_{вх} = 1, \sigma_{кк} = 0.95, \sigma_{тог} = 0.87, \sigma_{вг} = 0.97.$$

Температура воды на входе из теплообменник:

$$T_{H_2O} = 288 \text{ K}.$$

Зависимости эффективного КПД - η_e и удельной мощности - $N_{уд}$ газопаротурбинной энергетической установки с подводом тепла в основной камере сгорания и газовой регенерацией тепла (ГЭУрег) от степени повышения давления в компрессоре - π_k^* и температуры газа перед турбинами - T_3^* представлены на рис. 2.4 и 2.5.

С увеличением степени повышения давления компрессора от $\pi_k^* = 5$ до $\pi_k^* = 20$ наблюдается интенсивный рост эффективного КПД и удельной мощности вне зависимости от величин температуры газа перед турбинами - T_3^* . Увеличение же π_k^* в области, где $\pi_k^* > 20$, уже не приводит к существенному росту эффективного КПД и удельной мощности (см. рис. 2.4 и рис. 2.5).

При увеличении температуры газа перед турбинами T_3^* эффективная мощность (см. рис. 2.5) эффективный КПД (см. рис. 2.4) существенно возрастают.

На рис. 2.6 показаны зависимости относительного расхода воды - m от степени повышения давления компрессора - π_k^* и температуры газа перед турбинами - T_3^* при коэффициенте избытка воздуха - $\alpha = 1$. С ростом π_k^* относительный расход воды m сначала интенсивно, а затем монотонно уменьшается. Рост температуры газа перед турбинами T_3^* приводит к уменьшению относительного расхода воды (см. рис. 2.6).

В заключении следует отметить, что у ГЭУрег рассматриваемой схемы можно получить эффективный КПД в диапазоне $\eta_e = 0.35...0.5$, т. е. существенно выше η_e современных авиационных ГТД. Удельные мощности ГЭУрег могут быть получены в пределах $N_{y\partial} = 850...1250 \text{ кВт}\cdot\text{с/кг}$, тогда как у современных авиационных ГТД удельная мощность лежит в пределах $N_{y\partial} = 200...400 \text{ кВт}\cdot\text{с/кг}$.

На базе вертолетного ГТД ТВ-3-117 был разработан эскизный проект газопаротурбинной энергетической установки с газовой регенерацией тепла (ГЭУрег) при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$, продольный разрез которой показан на рис. 2.7.

Вертолетный двигатель ТВ-3-117 имеет следующие параметры: $\pi_k^* = 9.95$; $T_3^* = 1253 \text{ K}$; $G_e = 8.75 \text{ кг/с}$; $N_{y\partial} = 190 \text{ кДж/кг}$; $\eta_e = 0.27$; $N_9 = 1663 \text{ кВт}$.

ГЭУрег со стехиометрической камерой сгорания, схема которой представлена на рис. 2.1, а продольный разрез на рис. 2.7, имеет следующие параметры: $\pi_k^* = 9.95$; $T_3^* = 1300 \text{ K}$; $G_g = 8.75 \text{ кг/с}$; $\alpha = 1$; $m = 0.715$; $N_{y0} = 860 \text{ кДж/кг}$; $\eta_e = 0.355$; $N_g = 7525 \text{ кВт}$. Сравнение представленных ГТД и ГЭУрег показывает, что у ГЭУрег эффективный КПД примерно на 25% выше, чем ГТД ТВ-3-117, а удельная мощность выше в 4.5 раза.

3. Газотурбинная энергетическая установка с регенерацией тепла в газоздушном теплообменнике

3.1 Принцип организации рабочего процесса и термодинамический цикл ГТД с регенерацией тепла.

Газотурбинная энергетическая установка с регенерацией тепла в газоздушном теплообменнике или газотурбинный двигатель с подводом тепла в основной камере сгорания и регенерацией тепла в газоздушном теплообменном аппарате (ГТДрег), схема которого показана на рис. 3.1, работает на базе термодинамического цикла с подводом тепла при постоянном давлении (цикл Брайтона). Термодинамический цикл идеального ГТДрег представлен на рис. 3.2 [1;2].

Теоретическую работу термодинамического цикла с регенерацией тепла можно записать в виде:

$$l_t = q_1 - q_2,$$

где $q_1 = C_p(T_3^* - T_2^*)$ – количество тепла, подведенного к газу при сгорании топлива в основной камере сгорания, $q_2 = C_p(T_5^{*''} - T_1^*)$ – количество тепла, отведенное газом в окружающую среду.

Термический КПД идеального ГТДрег представим в виде:

$$\eta_t = 1 - q_2/q_1.$$

Рассмотрим принцип организации рабочего процесса в ГТДрег, схема которого показана на рис. 3.1.

Воздух из атмосферы через воздухозаборник поступает в компрессор-1, где проходит процесс сжатия воздуха, показанный линией 1-2 на рис. 3.2. Из компрессора воздух с повышенным давлением направляется в газоздушный теплообменник - 5, где воздух нагревается горячим газом покидающим свободную турбину – 4. Процесс подвода тепла к воздуху в

теплообменнике – 5 показан линией 2-2' на рис. 3.2. Из теплообменника воздух поступает в основную камеру сгорания – 2, где идет процесс подвода тепла к газу за счет сгорания топлива с коэффициентом избытка воздуха $\alpha > 1$. Процесс подвода тепла в камере сгорания показан линией 2'-3 на рис. 3.2. Далее газ с высокой температурой T_3^* поступает на турбину компрессора - 3, которая передает мощность на привод компрессора - 1. Процесс расширения газа на турбине компрессора представлен кривой 3-4 на рис. 3.2. После турбины - 3 газ с температурой T_4^* поступает на свободную турбину – 4, передающую создаваемую мощность (крутящий момент - $M_{кр}$) на вал к потребителю. Изэнтропический процесс расширения газа на свободной турбине - 4 изображен линией 4 - 5 на рис.3.2. После свободной турбины газ с температурой T_5^* идет в газоздушный теплообменник - 5, где отдает часть тепла воздуху, поступающего в теплообменник - 5 из компрессора – 1. Процесс отвода тепла от газа в теплообменнике - 5 показан линией 5 – 5'' на рис. 3.2. Из теплообменника охлажденный газ с температурой $T_5^{*''}$ направляется в выхлопную трубу – 8 откуда поступает в атмосферу. Процесс отвода тепла в окружающую среду выхлопным газом показан линией 5'' - 5 на рис.3.2.

Для частичной утилизации тепла q_2 , поступающего в окружающую среду, можно использовать водяной котел – теплообменник – 7, в котором вода может нагреваться (или испаряться) выхлопными газами.

ГТДрег, схема которого представлена на рис. 3.1, а идеальный цикл на рис.3.2, имеет высокий термический КПД - η_t , при умеренных степенях повышения давления компрессора - π_k^* .

3.2 Алгоритм термогазодинамического расчета стационарных турбовальных ГТД с газозвоздушной регенерацией тепла

Данный алгоритм расчета построен на базе математической модели первого уровня, отражающей реальные условия совместной работы отдельных элементов в системе турбовального ГТД с регенерацией тепла (ГТДрег), с дискретным изменением теплоемкости рабочего тела и формальным заданием коэффициентов, характеризующих потери в элементах ГТДрег.

Последовательность термогазодинамического расчета сводится к определению параметров рабочего тела в характерных сечениях проточной части ГТДрег, удельной мощности на валу свободной турбины, удельного расхода топлива и эффективного КПД, а также мощности на валу свободной турбины при заданных значениях основных параметров рабочего процесса.

Термогазодинамический расчет ГТДрег ведется по параметрам заторможенного потока, которые определяются последовательно в характерных сечениях ГТДрег. Расчетная схема ГТДрег с обозначением характерных сечений проточной части представлена на рис. 3.1.

Исходными данными для расчета ГЭУ являются:

G_6 – расход воздуха, кг/с;

π_k^* - степень повышения давления компрессора;

T_3^* - температура газа перед турбиной компрессора, К;

$\sigma_{рег}$ – степень регенерации тепла (температурная);

$\sigma_{вх}$ - коэффициент восстановления давления в воздухозаборнике ;

η_k - КПД компрессора;

$\sigma_{кс}$ - коэффициент восстановления давления в камере сгорания;

η_2 - коэффициент полноты сгорания в камере сгорания;

$\eta_{тк}$ - КПД турбины компрессора;

η_{cm} - КПД свободной турбины;

σ_{moz} - коэффициент восстановления давления в теплообменнике по газовому тракту;

σ_{mov} - коэффициент восстановления давления в теплообменнике по воздушному тракту;

η_{mk} - КПД механический ротора компрессора;

η_{mc} - КПД механический свободной турбины;

σ_{cv} - коэффициент восстановления давления в системе выхода газа в атмосферу.

Основные параметры рабочих тел.

C_p - теплоемкость, Дж/(кг·К); κ - показатель адиабаты; R - газовая постоянная, Дж/(кг·К).

Воздух: $C_p = 1005$ Дж/(кг·К); $\kappa = 1,4$; $R = 287$ Дж/(кг·К).

Газ: $T_2 \leq 1300$ К; $C_{p2} = 1159$ Дж/(кг·К); $\kappa = 1,33$; $R_2 = 288$ Дж/(кг·К).

Газ: $T_2 \geq 1400$ К; $C_{p2} = 1248$ Дж/(кг·К); $\kappa = 1,3$; $R_2 = 288$ Дж/(кг·К).

Термогазодинамический проектный расчет ГТДрег

3. Определение параметров на входе в компрессор.

По стандартной атмосфере (ГОСТ 4401- 81) определяются давление P_0 ($P_0 = 101300$ Па) и температура T_0 ($T_0 = 288$ К) окружающей среды.

Полное давление на входе в компрессор

$$P_1^* = P_0 \sigma_{ex}.$$

Температура торможения на входе в компрессор

$$T_1^* = T_0.$$

4. Определение параметров на выходе из компрессора и работы компрессора.

Давление за компрессором:

$$P_2^* = P_1^* \pi_k^*$$

Работа компрессора:

$$L_k = \frac{\kappa}{\kappa-1} RT_1^* (\pi_k^{(\kappa-1)/\kappa} - 1) \frac{1}{\eta_k}.$$

Температура воздуха за компрессором:

$$T_2^* = T_1^* \left(1 + \frac{\pi_k^{(\kappa-1)/\kappa} - 1}{\eta_k} \right).$$

5. Параметры газа перед турбиной компрессора при заданном значении температуры газа перед турбиной компрессора T_3^* и относительный расход топлива.

Давление газа перед турбиной компрессора:

$$P_3^* = P_2^* \sigma_{кс} \sigma_{тов}.$$

Относительный расход топлива:

$$q_m = \frac{C_p T_3^* - C_p T_2^*}{H_u \eta_c - C_{pn} T_3^* + C_{pn} T_0}.$$

Топливо - керосин : $H_u = 42900$ кДж / кг.

Зависимости $C_p T^*$ и $C_{pn} T^*$ от температуры T^* приведены в работах [1;5].

Примечание: Расчет ведется методом последовательны приближений.
 В первом приближении

$$T_2^{*'} = T_2^*$$

5. Параметры газа за турбиной компрессора.

Работа турбины компрессора:

$$L_{mk} = \frac{L_k}{(1 + q_m) (1 - \delta_{омб}) \eta_{mk}}$$

где $\delta_{омб}$ – относительное количество воздуха, отбираемого на охлаждение турбины компрессора.

Перепад температуры газа на турбине компрессора:

$$\Delta T_{mk}^* = T_3^* - T_4^* = \frac{L_{mk}}{C_{pг}}$$

Степень понижения давления на турбине компрессора:

$$\pi_{mk}^* = \frac{1}{1 - \frac{\Delta T_{mk}^*}{T_3^* \eta_{mk}}}^{\kappa_c / (\kappa_c - 1)}$$

Давление за турбиной компрессора:

$$P_4^* = \frac{P_3^*}{\pi_{mk}^*}$$

Температура газа за турбиной компрессора:

$$T_4^* = T_3^* \left[1 - \left(1 - \frac{1}{\pi_{mk}^{(\kappa_2-1)/\kappa_2}} \right) \eta_{mk} \right].$$

5. Параметры газа за свободной турбиной и работа свободной турбины.

Давление за свободной турбиной:

$$P_5^* = P_0 / \sigma_{moz} \sigma_{cv}.$$

Степень понижения давления на свободной турбине :

$$\pi_{cm}^* = P_4^* / P_5^*.$$

Работа свободной турбины:

$$L_{cm} = C_{p2} T_4^* \left(1 - \frac{1}{\pi_{cm}^{(\kappa_2-1)/\kappa_2}} \right) \eta_{cm}.$$

Температура газа за свободной турбиной:

$$T_5^* = T_4^* - L_{cm} / C_{p2}.$$

7. Температура воздуха после подогрева в газоздушном теплообменнике:

$$T_2^{*'} = \sigma_{рег} (T_5^* - T_2^*) + T_2^*,$$

где степень регенерации тепла (температурная)

$$\sigma_{рег} = \frac{T_2^{*'} - T_2^*}{T_5^* - T_2^*}.$$

При проектировании ГТДрег $\sigma_{рег}$ задается.

Ограничение: $T_2^{*'} < T_5^*$.

Степень передачи тепла в газоздушном теплообменнике:

$$\sigma_{nm} = \frac{C_p (T_2^{*'} - T_2^*)}{(1 + q_m) C_{p2} (T_5^* - T_2^*)},$$

Примечание: Расчет ведется методом последовательного приближения. После определения температуры $T_2^{*'}$ возвращаемся к пункту 3 для определения относительного расхода топлива q_m следующего приближения.

8. Удельная мощность ГТДрег:

$$N_{y\delta} = (1 + q_m) L_{cm} \eta_{мс}.$$

9. Удельный расход топлива ГТДрег:

$$C_e = 3600 q_m / N_{y\delta}.$$

9. Эффективный КПД ГТДрег:

$$\eta_e = 3600 / C_e H_u.$$

10. Мощность ГТДрег:

$$N_{cm} = G_e N_{y\delta}.$$

16. Размеры характерных проходных сечений проточной части ГЭУ:

$$F_i = \frac{G_i \sqrt{T_i^*}}{m_i q(\lambda_i) P_i^* \mu_i},$$

где F_i – площадь проходного сечения, G_i – расход рабочего тела через проходное сечение, T_i^* – температура рабочего тела, λ_i – приведенная скорость в проходном сечении, μ_i – коэффициент расхода, P_i^* – полное давление, m_i – коэффициент уравнения расхода.

Используя разработанный алгоритм термогазодинамического расчета можно провести проектный расчет ГТДрег, расчетная схема которого представлена на рис. 3.1.

3.3 Параметрический анализ ГТД с регенерацией тепла в газоздушном теплообменном аппарате

Определение удельной мощности и эффективного КПД ГТД с регенерацией тепла в газоздушном теплообменнике (ГТДрег) проводится по алгоритму термогазодинамического расчета приведенного в п. 3.2.

Расчет проводился при следующих заданных параметрах.

Степень регенерации тепла (температурная):

$$\sigma_{рег} = \frac{T_2^{*'} - T_2^*}{T_5^* - T_2^*} = 0.8.$$

Коэффициенты полезного действия:

$$\eta_k = 0.84, \eta_{mk} = 0.91, \eta_{ст} = 0.91, \eta_{mk} = 0.99, \eta_{mc} = 0.99.$$

Полнота сгорания в основной камере сгорания:

$$\eta_e = 0.99.$$

Коэффициенты восстановления полного давления:

$$\sigma_{вх} = 0.97, \sigma_{кк} = 0.95, \sigma_{тов} = 0.9, \sigma_{тог} = 0.9, \sigma_{св} = 0.98.$$

Зависимости эффективного КПД η_e ГТДрег от степени повышения давления в компрессоре π_k^* и температуры газа перед турбиной – T_3^* представлены на рис. 3.3, а зависимости удельной мощности – $N_{y\partial}$ от степени повышения давления в компрессоре π_k^* и температуры – T_3^* представлены на рис. 3.4.

С ростом π_k^* от $\pi_k^* = 5$ при относительно низкой температуре газа перед турбиной $T_3^* = 1250 \text{ K}$ эффективный КПД ГТДрег резко увеличивается, достигая максимума при π_k^* примерно равным 10, а затем также резко уменьшается. Следовательно, существует оптимальная степень повышения давления – $\pi_{k \text{ эк}}^*$ соответствующая максимальному значению эффективного

КПД η_{max} при заданном значении температуры T_3^* ($T_3^* = 1250 \text{ K}$). При увеличении температуры газа перед турбиной T_3^* ($T_3^* = 1500 \text{ K}$ и $T_3^* = 1700 \text{ K}$) эффективный КПД увеличивается, оптимум становится более пологим и значения $\pi_{к\text{эк}}^*$ несколько возрастает. В диапазоне изменения температуры T_3^* от $T_3^* = 1250 \text{ K}$ до $T_3^* = 1700 \text{ K}$ максимальная величина η_{max} лежит в пределах $\eta_{max} = 0.37...0.43$, а $\pi_{к\text{эк}}^* = 10...14$.

Удельная мощность ГТДрег с ростом $\pi_{к}^*$ от $\pi_{к}^* = 5$ сначала довольно интенсивно растет, достигает максимального значения при оптимальной степени повышения давления компрессора $\pi_{к\text{опт}}^*$ для $N_{y\delta}$, а затем монотонно уменьшается. При относительно низкой температуре газа перед турбиной $T_3^* = 1250 \text{ K}$ $\pi_{к\text{опт}}^*$ примерно равно 12, т. е. $\pi_{к\text{опт}}^* > \pi_{к\text{эк}}^*$.

С ростом температуры T_3^* в исследуемом диапазоне ($T_3^* = 1500...1700 \text{ K}$) удельная мощность существенно увеличивается и также возрастают значения $\pi_{к\text{опт}}^*$. В указанном диапазоне изменения температуры T_3^* максимальное значение удельной мощности лежит в пределах $N_{y\delta} = 215...440 \text{ кВт}\cdot\text{с/кг}$, а $\pi_{к\text{опт}}^* = 12...22$.

Предварительное сравнение показывают, что при температуре газа перед турбиной $T_3^* = 1500 \text{ K}$ и относительно низкой степени повышения давления компрессора $\pi_{к}^* = 12...15$ эффективный КПД у ГТДрег $\eta_e = 0.41$, а у ГТД при отсутствии регенерации тепла $\eta_e = 0.36$, т. е. эффективный КПД у ГТДрег примерно на 12% выше аналогичного КПД ГТД.

4. Сравнительный анализ ГЭУ и ГТД

Рассмотрим зависимости эффективного КПД - η_e и удельной мощности - $N_{y\delta}$ от степени повышения давления компрессора - π_k^* газопаротурбинных энергетических установок с двукратным подводом тепла в основной и дополнительной камерах сгорания и газовой регенерацией тепла (ГЭУ2рег), газопаротурбинных энергетических установок с однократным подводом тепла в основной камере сгорания и регенерацией тепла в газожидкостном теплообменном аппарате (ГЭУрег), а также газотурбинных двигателей с газовой регенерацией тепла (ГТДрег) и газотурбинных двигателей без регенерации тепла (ГТД).

Зависимости эффективного КПД ГЭУ2рег, ГЭУрег, ГТДрег и ГТД от степени повышения давления компрессора при постоянных значениях температур газа перед турбиной компрессора $T_3^* = 1500$ представлены на рис. 4.1, а аналогичные зависимости удельной мощности на рис. 4.2. Данные по ГЭУ2рег взяты из п. 1.3, а данные по ГЭУрег из п. 2.3, по ГЭУрег из п. 3.3, а данные по ГТД без регенерации тепла рассчитаны по алгоритму, приведенному в п. 3.2, с коэффициентом регенерации тепла $\sigma_{рег} = 0$.

Регенерация тепла дает возможность получить эффективный КПД $\eta_e = 0.34... 0.46$ в диапазоне изменения π_k^* от $\pi_k^* = 10$ до $\pi_k^* = 20$. У ГТД без регенерации тепла $\eta_e = 0.4$ может быть достигнут при $\pi_k^* = 25$. ГТД с газовой регенерацией тепла дает возможность получить эффективный КПД $\eta_e = 0.4... 0.41$ при относительно низких значениях степени повышения давления компрессора $\pi_k^* = 7...15$ (см. рис. 4.1).

Удельная мощность у ГЭУ с газовой регенерацией тепла и коэффициентом избытка воздуха в камерах сгорания $\alpha = 1$ в диапазоне изменения π_k^* от $\pi_k^* = 10$ до $\pi_k^* = 20$ лежит в пределах $N_{y\delta} = 1000...1100$ кВт с/кг (см. рис. 4.2). У ГТД без регенерации тепла с $\alpha > 1$ ($T_3^* = 1500K$) максимальная удельная мощность $N_{y\delta} = 370$ кВт с/кг, а у ГТД с газовой регенерацией тепла при $\alpha > 1$ ($T_3^* = 1500K$)

максимальная удельная мощность $N_{уд} = 340 \text{ кВт с/кг}$. Таким образом, введение газовой регенерации тепла при $\alpha = 1$ и $T_3^* = 1500\text{K}$ позволяет увеличить удельную мощность примерно в 3 раза по сравнению с ГТД без регенерации тепла.

Увеличение температуры газа перед турбиной компрессора T_3^* приводит к существенному росту удельной мощности у всех типов ГЭУ и ГТД (см. рис.1.7; 2.5; 3.4) и к некоторому увеличению эффективного КПД (см. рис. 1.6; 2.4; 3.3).

Заключение

По результатам выполненной работы можно сделать следующие выводы:

1. Конверсия авиационных ГТД позволяет разработать и создать на базе авиационных ГТД газопаротурбинные энергетические установки (ГЭУ) с бинарным газопаровым термодинамическим циклом и газовой регенерацией тепла, схемы которых представлены на рис. 1.1 и рис. 2.1.

2. ГЭУ с газовой регенерацией тепла позволяют получить эффективный КПД $\eta_e = 0.34... 0.46$ при умеренных степенях повышения давления компрессора $\pi_k^* = 7... 20$.

3. ГЭУ с газовой регенерацией тепла, коэффициентом избытка воздуха в камерах сгорания $\alpha = 1$ и температурой газа перед турбиной компрессора $T_3^* \leq 1500K$ имеют удельную мощность $N_{y\delta} = 900...1100 \text{ кВт с/кг}$, что превышает удельную мощность авиационных ГТД в 3...4 раза.

4. ГТД с газовой регенерацией тепла позволяет получить эффективный КПД $\eta_e = 0.35...0.42$ при степенях повышения давления компрессора $\pi_k^* = 7... 15$.

5. ГЭУ с газовой регенерацией тепла будут иметь большую удельную массу (в основном за счет большой массы газо-жидкостных теплообменных аппаратов) существенно превышающую удельную массу авиационных ГТД, что ограничивает область их применения.

Список использованных источников

1. Теория и расчет воздушно-реактивных двигателей. / В. М. Акимов, В. И. Бакулев, Р. И. Курзинер и др. – М.:Машиностроение, 1987.– 586 с.
2. Вукалович М. П., Новиков И. И. Техническая термодинамика. М.: Госэнергоиздат, 1955.- 336 с.
3. Термодинамические расчеты авиационных газотурбинных двигателей на ЭВМ в режиме диалога / Под ред. В. И. Бакулева – М.: Из-во МАИ, 1996. – 84 с.
4. Основы теплопередачи в авиационной и ракетно-космической технике / В. С. Авдеевский, Б. М. Галицейский, Г. А. Глебов и др. Под ред. В. К. Кошкина. М.: Машиностроение, 1975. – 624 с.
5. Ильичев Я. Т. Термодинамический расчет воздушно-реактивных двигателей. Труды ЦИАМ № 677, 1975. – 126 с.
6. ГОСТ 4401-81. Стандартная атмосфера. – М.: Издательство стандартов, 1982.