

На правах рукописи

УДК 629.7.36

ЮН АЛЕКСАНДР АЛЕКСАНДРОВИЧ

**ИССЛЕДОВАНИЕ ГАЗОПАРОТУРБИННОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ
УСТАНОВКИ С ДВУКРАТНЫМ ПОДВОДОМ ТЕПЛА В КАМЕРАХ
СГОРАНИЯ И РЕГЕНЕРАЦИЕЙ ТЕПЛА В ГАЗОЖИДКОСТНОМ
ТЕПЛООБМЕННИКЕ**

Специальность: 05.07.05

Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки летательных
аппаратов

АВТОРЕФЕРАТ

Диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

**МОСКВА
2003**

Работа выполнена на кафедре «Теория воздушно реактивных двигателей»
Московского авиационного института (государственного технического
университета)

Научный руководитель: -кандидат технических наук, в.н.с.
Б. А. Крылов

Официальные оппоненты: -доктор технических наук,
главный конструктор
НТЦ им. А. Люлька (г. Москва)
М. М. Гойхенберг

-кандидат технических наук,
доцент МГТУ им. Баумана
В. Д. Моляков

Ведущая организация: Всероссийский теплотехнический
научный институт (г. Москва)

Защита состоится «___» _____ 2003г. в _____ часов на
заседании диссертационного совета Д 212.125.08 в Московском авиационном
институте (государственном техническом университете) по адресу: 125993, г.
Москва, А-80, Волоколамское шоссе, 4.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МАИ. Отзывы на
автореферат в одном экземпляре направлять в адрес диссертационного
Совета.

Автореферат разослан «___» _____ 2003г.

Ученый секретарь
Диссертационного совета
к.т.н., доцент

Э.Н.Никипорец

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы

Совершенствование тепловых двигателей идет по пути увеличения КПД и коэффициента использования тепла топлива. На современном этапе развития энергетики все большее внимание уделяется внедрению энергосберегающих технологий, повышению эффективности преобразования содержащейся в топливе энергии в электричество и тепло.

В последние годы газотурбинные установки с впрыском пара получают все более широкое применение как энергетические установки малой и средней мощности во многих странах мира. Исследование стационарных установок ведется в следующих направлениях: анализ различных режимов работы и проектирование установок с разработкой соответствующих математических моделей. Качественный скачок может быть достигнут в результате использования ГТУ с впрыском пара, что позволяет, в свою очередь не только увеличить удельную мощность и КПД, улучшить экологическую обстановку, но и увеличить общий коэффициент использования тепла топлива. Поэтому созданная в работе методика расчета комбинированной ГТУ с впрыском пара, позволяющая проводить термогазодинамический анализ и исследовать регулирование двигателя, является актуальной.

Цель работы

1. Создать и проверить достоверность математических моделей термогазодинамического расчета наземной газотурбинной установки с впрыском пара ($C_p = const, C_p = var$).
2. Провести параметрический анализ.
3. Исследовать законы регулирования ГЭУ. ($\eta_m = const, \pi_{эж} = lin$ и $\eta_m = (\alpha_1), \pi_{эж} = f(m)$)
4. Провести узловое исследование ГЭУ.
Выбор конструкции, методик и программ расчета узлов:
А) газопаровой эжектор,
Б) регулируемая свободная турбина,
С) газожидкостный теплообменник.
5. Создать комплекс программ для расчета ГЭУ.

Методы исследования

Решение задач для достижения поставленных целей осуществлялось с помощью теоретического анализа, обобщения результатов уже известных работ. Также был проведен ряд вычислительных экспериментов на ЭВМ и проведено сопоставление с серийно выпускаемым двигателем с впрыском пара LM 2500+ (GE & MTU).

Научная новизна представлена:

- новой схемой наземной газопаротурбинной энергетической установки (ГЭУ) базирующейся на бинарном цикле с двукратным подводом тепла и регенерацией тепла в газожидкостном теплообменнике;
- разработкой математической модели термогазодинамического расчета ГЭУ;
- автоматизацией алгоритма расчета ГЭУ;
- разработкой методики расчета и проведением исследования законов регулирования ГЭУ.

Достоверность полученных результатов подтверждается:

- сравнением расчетных данных, полученных с математической моделью ГЭУ с экспериментальными данными серийно выпускаемого двигателя LM 2500+ (GE & MTU).
- использованием апробированных методик расчета характеристик отдельных агрегатов и элементов системы при составлении комплексной математической модели;
- сравнением результатов расчетов с экспериментальными данными различных авторов по узлам ГЭУ.

Практическая ценность заключается, в том что:

1. Разработана методика термогазодинамического расчета ГЭУ с двукратным подводом тепла в камерах сгорания и регенерацией тепла в газожидкостном теплообменнике,
2. Разработана методика расчета дроссельных характеристик ГЭУ,
3. Проведен параметрический анализ ГЭУ, а также сравнение с отечественными и зарубежными наземными газотурбинными установками.
4. Создан комплекс программ для анализа схем, базирующихся на цикле с двукратным подводом тепла и газовой регенерацией, позволяющий проводить анализ в автоматизированном режиме (ЭВМ).

Личный вклад автора определяется:

- разработкой методики и программы термогазодинамического расчета ГЭУ;
- проведением расчетов и анализа результатов расчетного исследования;
- разработкой необходимого программно – математического обеспечения и автоматизации эксперимента.

Апробация работы и публикации

Материалы диссертации докладывались и обсуждались на научном семинаре в Техническом Университете г. Дармштадта (Германия), на семинарах в Московском Авиационном Институте.

По теме диссертации опубликовано 6 статей.

Структура и объем диссертации

Диссертация состоит из введения, 5 глав, заключения, списка использованных источников. Она содержит 134 страницы, в том числе 59 рисунков, 4 таблицы. Список использованных источников содержит 74 наименования.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении

проведен обзор существующих наземных газотурбинных двигателей в мире. Также приведены некоторые примеры серийных зарубежных двигателей. Рассмотрены различные варианты использования газотурбинных двигателей. Приведены основные характеристики ряда отечественных и зарубежных двигателей. Также сформулированы основные задачи проектирования подобной установки.

В первой главе

описана схема и термодинамический цикл предложенной установки (рис.1). Описана математическая модель и алгоритм термогазодинамического расчета ГЭУ.

ГЭУ базируется на вертолетном двигателе ТВ – 3 – 117 и работает на основе бинарного цикла с двукратным подводом тепла и регенерацией тепла. ГЭУ состоит из входного устройства, компрессора, камеры сгорания, турбины компрессора, дополнительной камеры сгорания, парового эжектора, свободной турбины, газожидкостного теплообменника и выходного устройства.

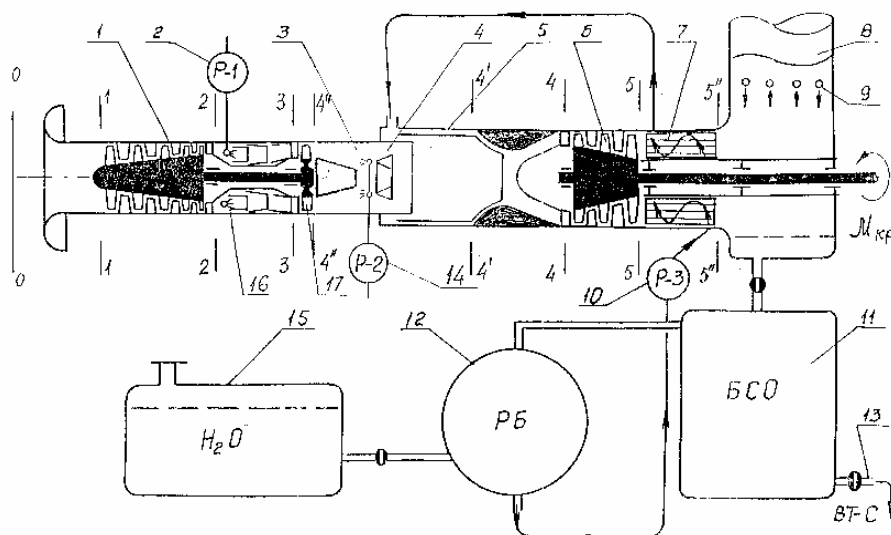


Рис. 1

Рассмотрим принцип работы ГЭУ

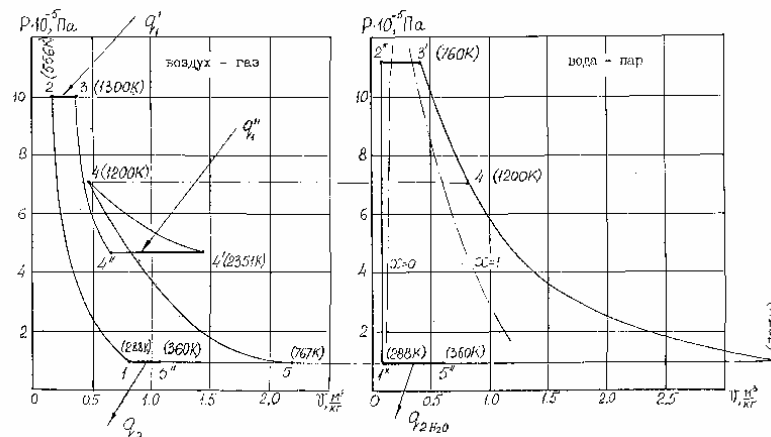


Рис. 2

Воздух из атмосферы через воздухозаборник поступает в компрессор-1. В компрессоре идет процесс сжатия воздуха, показанный линией 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. 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''. 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'. 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. 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. Изобарический процесс расширения газа на свободной турбине - 6 изображен линией 4 - 5. 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*. Процесс отвода тепла от парогазовой смеси в теплообменнике - 7 изображен линиями 5 - 5''.

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', линией 3' - 4 показан процесс понижения давления с повышением температуры пара в эжекторе, а линией 4 - 5 процесс расширения сухого пара в турбине - 6.

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, отсюда 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.

Для ГЭУ был создан алгоритм термогазодинамического расчета и программа расчета GAU, реализованная на ЭВМ.

Исходными данными для расчета ГЭУ являются:

G_{θ} – расход воздуха, кг/с;

π_k^* - степень повышения давления компрессора;

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

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

α_{Σ} - суммарный коэффициент избытка воздуха;

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

η_k - КПД компрессора;

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

η_2 - коэффициент полноты сгорания топлива в основной камере сгорания;

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

$\eta_{2\Sigma}$ - коэффициент полноты сгорания суммарный в камерах сгорания;

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

$\eta_{ст}$ - КПД свободной турбины;

$\sigma_{тог}$ - 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;

$\eta_{мк}$ - КПД механический ротора компрессора;
 $\eta_{мс}$ - КПД механический свободной турбины;
 $\sigma_{пто}$ - коэффициент восстановления давления в теплообменном аппарате и канале подвода пара к камере сгорания.
 $\sigma_{св}$ - 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: $C_{p,H_2O} = 4187$ Дж/(кг·К); $T_{H_2O}^*$ - температура кипения воды, К;
 r_{H_2O} - теплота парообразования воды, Дж/кг.

Методика термогазодинамического расчета:

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:

$$P_1^* = P_0 \sigma_{св}.$$

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:

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

Температура воздуха за компрессором:

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

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

Относительный расход топлива:

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

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

Зависимости $C_p T^*$ и $C_{pn} T^*$ от температуры T^* приведены в работе [2].

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:

$$P_3^* = P_2^* \sigma_{\kappa c}.$$

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:

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

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:

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

Давление за турбиной компрессора:

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

Температура газа за турбиной компрессора:

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

5. Параметры газа, полученные в процессе сгорания в дополнительной камере сгорания с заданным значением суммарного коэффициента избытка воздуха α_Σ :

$$q_{m\Sigma} = \frac{1}{\alpha_\Sigma L_0}$$

Температура газа в дополнительной камере сгорания $T_4^{*'}$ определяется из уравнения:

$$q_{m\Sigma} = \frac{C_p T_4^{*'} - C_p T_1^*}{H_u \eta_{2\Sigma} - C_{pn} T_4^{*'} + C_{pn} T_0}$$

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 .

Давление на выходе из дополнительной камеры сгорания:

$$P_4^{*''} = P_4^{*'} \sigma_{джк}$$

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:

$$P_4^* = P_4^{*'} \pi_{эжк}$$

где $\pi_{эжк}$ - 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):

$$P_5^* = P_0 / \sigma_{тог} \sigma_{св}$$

Степень понижения давления на свободной турбине:

$$\pi_{ст}^* = P_4^* / P_5^*$$

Перепад температуры газа на свободной турбине:

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

Температура газа за свободной турбиной:

$$T_5^* = T_4^* - \Delta T_{cm}^*$$

8. Тепловой баланс ГЭУ.

Относительный расход воды в системе ГЭУ:

$$m = \frac{(1 + q_{m\Sigma}) [q_{16}^* + q_{22}']}{r_{2H_2O} + q_{1n} + C_{pH_2O} (T_{2H_2O}^K - T_{H_2O}) - C_{pn} (T_5^* - T_5^{*''})}$$

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

$$q_{1n} = C_{pn} (T_4^* - T_{2H_2O}^K);$$

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

$$T_{2H_2O}^K = f(P_{2H_2O}); r_{2H_2O} = f(T_{2H_2O}^K).$$

Здесь $T_{2H_2O}^K$ - температура кипения воды в теплообменнике, r_{2H_2O} - теплота парообразования воды.

Зависимость температуры кипения воды $T_{H_2O}^K$ от давления P_{H_2O} и зависимость теплоты парообразования воды r_{H_2O} от температуры кипения $T_{H_2O}^K$ показаны ниже (рис.3).

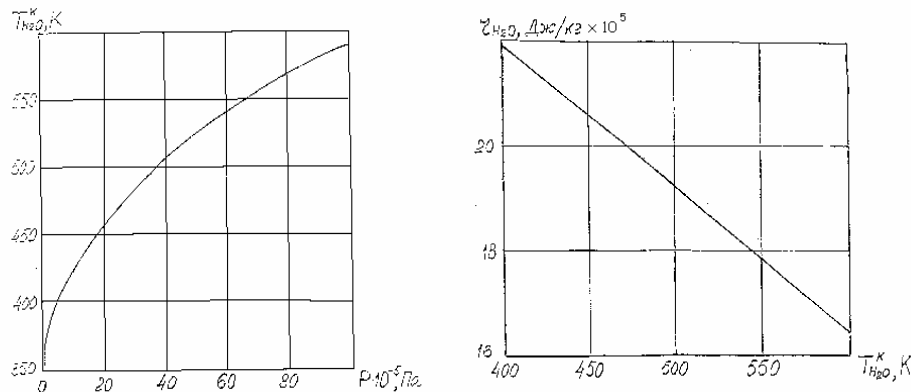


Рис. 3

Парциальное давление пара:

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

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:

$$\Delta r_2 = m_{2нар} / m; m_{2же} = m(1 - \Delta r_2);$$

$$\Delta r_2 = \frac{m(r_{2H_2O} + q_{1n}) - (1 + q_{m\Sigma}) q_{16}^*}{m r_{2H_2O}}$$

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:

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

11. Удельная мощность ГЭУ:

$$N_{yд} = L_{см} (1 + m + q_{m\Sigma}) \eta_{мс}.$$

12. Удельный расход топлива:

$$C_e = 3600 q_{m\Sigma} / N_{yд}.$$

13. Эффективный КПД ГЭУ:

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

14. Мощность ГЭУ:

$$N_{см} = G_6 N_{yд}.$$

Приведенный выше алгоритм термогазодинамического расчета 1-го уровня дает приближенную картину работы ГЭУ с двукратным подводом тепла в камерах сгорания и регенерацией тепла, вследствие использования постоянных теплоемкостей. Для построения более точной картины работы ГЭУ создан также алгоритм, учитывающий переменный характер теплоемкостей. В свою очередь модель первого уровня позволяет исследовать работу двигателя с допустимым уровнем погрешности, поэтому в дальнейшем использовалась модель 1-го уровня.

Для модели 2-го уровня использовались следующие зависимости для теплоемкостей:

$$\text{Воздух: } c_p = f(T),$$

$$\text{Газ: } c_{p,г} = f(T),$$

$$\text{Пар } c_{p,n} = f(P, T),$$

$$\text{Вода: } c_{pH_2O} = f(T). [5]$$

Сопоставление расчетных данных с экспериментальными данными LM 2500+

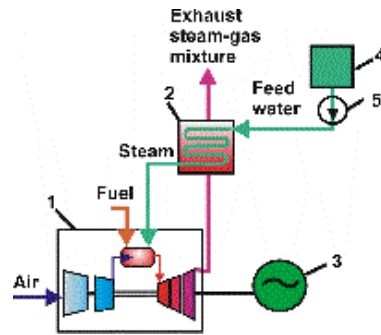


Рис. 4

Ниже приведено сопоставление экспериментальных данных с расчетными данными. Экспериментальная кривая (климатическая характеристика LM 2500+(рис.4)) предоставлена фирмой MTU.

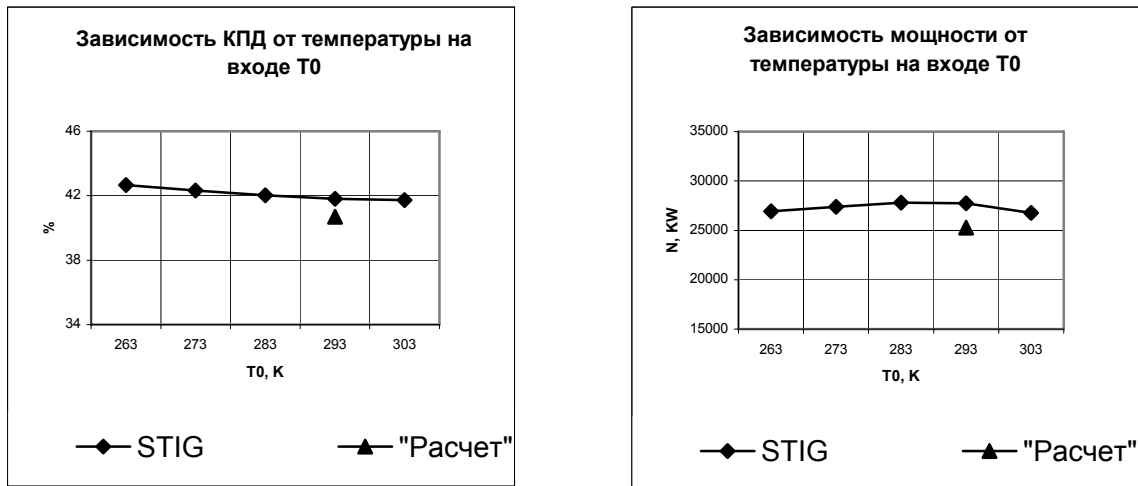


Рис. 5

Также в этой главе был проведен параметрический анализ газопаротурбинной энергетической установки.

Расчет проводился 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:

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

Полнота сгорания в основной и дополнительной камерах сгорания:

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

Коэффициенты восстановления полного давления:

$$\sigma_{bx} = 1, \sigma_{kc} = 0.97, \sigma_{dkc} = 0.95, \sigma_{mog} = 0.95, \sigma_{cg} = 0.97, \sigma_{nmo} = 0.92.$$

Температура газа и воды на выходе из теплообменника:

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

Температура воды на входе в теплообменник:

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

Были получены следующие графики. Зависимость эффективного КПД ГЭУрег от степени повышения давления компрессора π_k и зависимость удельной мощности $N_{y\delta}$ от степени повышения давления компрессора π_k (рис.6).

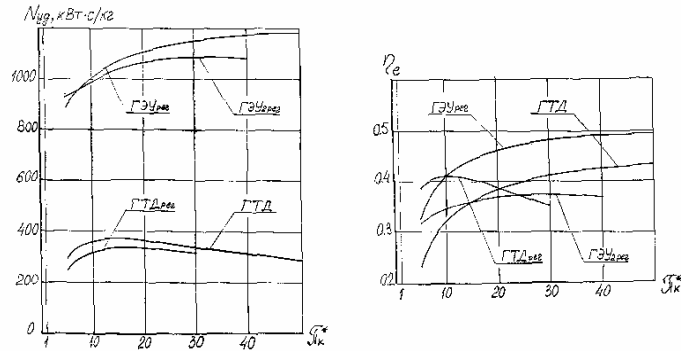


Рис. 6

Как видно из графиков 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 газовойоздушной регенерацией тепла дает возможность получить эффективный КПД $\eta_e = 0.4... 0.41$ при относительно низких значениях степени повышения давления компрессора $\pi_k^* = 7...15$.

Удельная мощность у ГЭУ с газовойодяной 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. У ГТД без регенерации тепла с $\alpha > 1$ ($T_3^* = 1500\text{K}$) максимальная удельная мощность $N_{y\delta} = 370$ кВт с/кг, а у ГТД с газовойоздушной регенерацией тепла при $\alpha > 1$ ($T_3^* = 1500\text{K}$) максимальная удельная мощность $N_{y\delta} = 340$ кВт с/кг. Таким образом, введение газовойодяной 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. Ниже приведены схемы ГТД с газовойоздушной регенерацией (рис.7)., ГЭУ с однократным подводом тепла и газовойодяной регенерацией (рис.8).

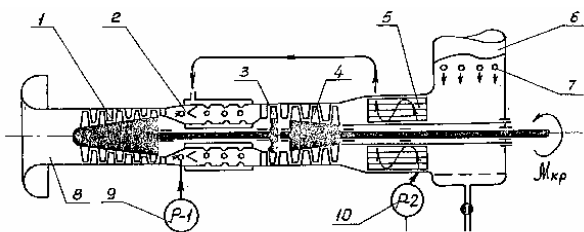


Рис. 7

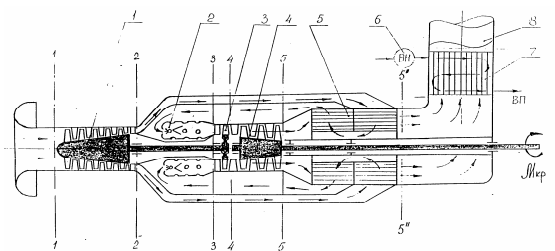


Рис. 8

Во второй главе

описаны возможные законы регулирования ГЭУ и построены дроссельные характеристики установки.

Использование ГЭУ предполагает широкий диапазон работы двигателя.

Введение в обычный ГТД дополнительной камеры и использование регенерации тепла схемы теплообменник – эжектор позволяет гибко регулировать двигатель.

Дросселирование ГЭУ происходит в 2 этапа. Первый этап – регулирование за счет дополнительной камеры сгорания и подвода пара. Второй этап – регулирование непосредственно базового двигателя ТВ-3-117.

Регулирование первого этапа возможно 3 способами:

1. Программа регулирования $T_4^* = const, m = var,$
2. Программа регулирования $m = const, T_4^* = var,$
3. Программа регулирования $T_4^* = var, m = var,$

Регулирование второго этапа аналогично регулированию обычного ГТД. Также возможно, после полного выключения дополнительной камеры, повторный подвод и нагрев воды в теплообменнике без впрыска в тракт двигателя. Это позволяет дополнительно повысить КПД ГЭУ при глубоком дросселировании, используя тепло выхлопных газов. Расчет второго этапа можно провести с помощью программы **HARAK**, написанной автором.

При исследовании программ регулирования были сделаны следующие допущения, постоянный КПД свободной турбины и линейный характер дроссельной характеристики эжектора. В дальнейшем, конечно, после выбора оптимального закона регулирования, дроссельная характеристика будет уточнена реальными зависимостями. Но об этом позже, а сейчас мы рассмотрим более подробно эти 3 закона регулирования.

Первый закон.

При данном законе регулирование двигателя состоит из 2-х частей.

1-я часть: С уменьшением подвода тепла в дополнительную камеру соответственно будет уменьшаться расход воды m и степень повышения давления в эжекторе $\pi_{эж}$. При этом также будет увеличиваться температура за теплообменником $T_5^{*''}$ вследствие уменьшения степени регенерации $\sigma_{рег}$.

При уменьшении расхода воды до минимального уровня $m_{min} = 0.10$ расчет первой части заканчивается.

2-я часть: Полностью прекращается подача воды, происходит дальнейшее уменьшение подачи тепла в дополнительную камеру сгорания, ограничение на температуру перед свободной турбиной $T_4^* = 1200 K$ снимается.

При достижении минимальной температуры за дополнительной камерой сгорания $T_{4min}^{*'} = 1050 K$ расчет заканчивается.

Примечание: достижение температуры $T_4^{*'} = 996 K$ практически невозможно вследствие срывной характеристики дополнительной камеры сгорания («бедный» срыв), также невозможно добиться около нулевого расхода воды из-за ограниченности работы насоса.

Второй закон.

При уменьшении подвода тепла в дополнительную камеру будем держать постоянным расход воды m и степень повышения давления в эжекторе $\pi_{эж}$. Недостатком данного способа является ухудшение работы теплообменного аппарата (уменьшение теплоперепада) и эжектора (переход к воде), достоинством же является повышение КПД двигателя вследствие повышения регенерации тепла.

Третий закон.

Данная программа регулирования является более предпочтительной, чем предыдущие программы, так как позволяет получить более высокий КПД двигателя без жидкой фазы воды в эжекторе.

Отличие от первой программы регулирования состоит в том что регенерация тепла продолжается вплоть до выключения дополнительной камеры сгорания.

Уменьшая подвод тепла в дополнительную камеру соответственно будет уменьшаться расход воды m и степень повышения давления в эжекторе $\pi_{эж}$. При этом также будет увеличиваться температура за теплообменником $T_5^{*''}$ в следствии уменьшения степени регенерации $\sigma_{рег}$, будет также уменьшаться температура перед свободной турбиной T_4^* .

Используя программу, приведенную в первой части, был проведен анализ на компьютере. На следующем графике (рис. 9) показана зависимость эффективного КПД η_e ГЭУ от удельной мощности $N_{уд}$. Как видно, наиболее оптимальным, является 3 закон регулирования.

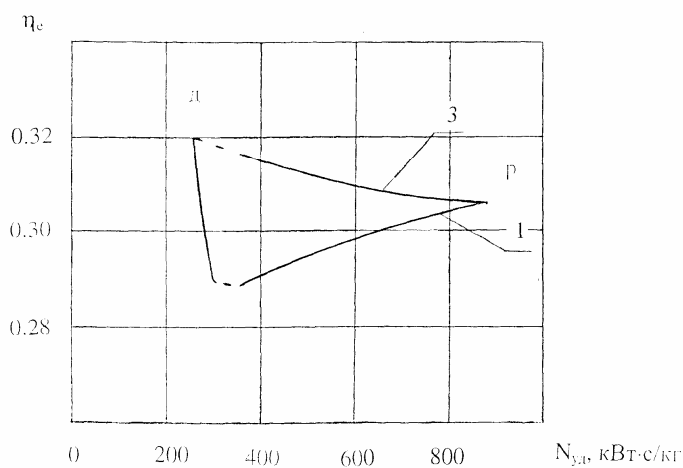


Рис. 9

Третья глава

посвящена узловому исследованию наземной газотурбинной установки. Проведен анализ работы газопарового эжектора, свободной турбины и газожидкостного теплообменника.

Газопаровой эжектор

Были рассмотрены 3 варианта парогазового эжектора, с цилиндрической камерой смешения, с камерой переменной площади, с комбинированной камерой смешения (рис.10).

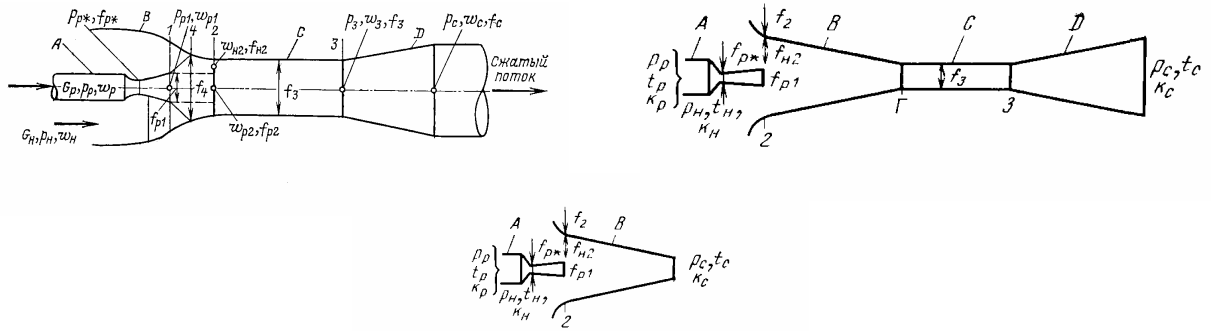


Рис. 10

Рассмотрим принцип работы на примере эжектора с цилиндрической камерой смешения.

Перегретый пар с давлением P_p и температурой перегрева T_p подводится к рабочему соплу, из сопла пар с высоким давлением подсасывает из приемной камеры газ, который поступает в приемную камеру из дополнительной камеры сгорания с давлением P_n и температурой T_n . По мере удаления от сопла массовый расход движущегося потока непрерывно увеличивается за счет присоединения массы инжектируемой среды, а поперечное сечение движущегося потока непрерывно растет. На некотором расстоянии от выходного сечения сопла поток, движущийся по направлению к камере смешения, заполняет все сечение f_4 приемной камеры (рис.11).

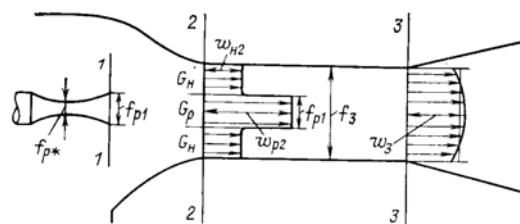


Рис. 11

Весь процесс смешения можно условно разделить на два этапа – начальный и основной. Соответственно выделяют два участка смесительной камеры. Течение в начальном участке камеры смешения с известным приближением можно уподобить турбулентной струе, движущейся в спутном потоке. Ввиду наличия поперечных пульсационных компонентов скорости, свойственных турбулентному движению, потоки внедряются друг в друга, образуя постепенно расширяющуюся зону смешения – пограничный слой струи. В пределах пограничного слоя происходит плавное изменение параметров газовой смеси от значений их в эжектирующем газе до значений в эжектируемом газе. Вне пограничного слоя в начальном участке камеры

смешения имеются невозмущенные потоки эжектируемого и эжектирующего газа. В начальном участке камеры частицы эжектируемого газа непрерывно захватываются высоконапорной струей и увлекаются ею в зону смешения. Благодаря этому и поддерживается разрежение на входе в смесительную камеру, которое обеспечивает втекание низконапорного газа в эжектор. На некотором расстоянии от сопла, называемом граничным сечением, пограничный слой струи заполняет все сечение смесительной камеры. В этом сечении уже нет областей невозмущенных течений, однако параметры газа существенно различны по радиусу камеры. Поэтому и после граничного сечения в основном участке смесительной камеры продолжается выравнивание параметров потока по сечению. В сечении 3 камеры смешения получается достаточно однородная смесь с давлением P_3 . Далее поток поступает в диффузор, где его давление растет до P_c . В нашем случае проектирование эжектора сводится к выбору таких геометрических параметров, чтобы при заданных начальных параметрах и соотношении расходов газов получить заданную степень повышения давления в эжекторе, а также построение дроссельной характеристики эжектора.

Расчет всех 3 эжекторов показал, что наиболее оптимальным является эжектор с цилиндрической камерой смешения. Для данного эжектора была написана автором, программа расчета на ЭВМ **INJECTOR** и с ее помощью был проведен полный детальный анализ, т.е. были выбраны наиболее оптимальный режим, геометрические параметры и построена дроссельная характеристика эжектора (рис.12).

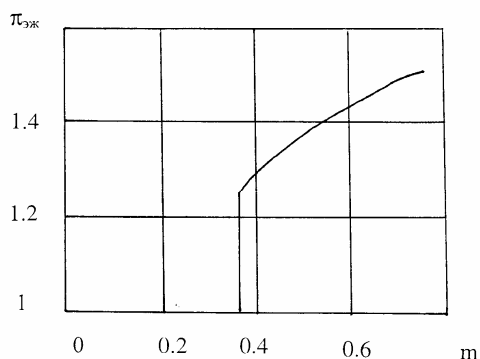


Рис. 12

Вертикальной линией показан предельный режим работы эжектора, наступающий при заклинивании канала. Эту характеристику мы будем использовать в дальнейшем при построении окончательной дроссельной характеристики ГЭУ.

Свободная турбина

В первом приближении при построении характеристики ГЭУ был принят постоянный КПД свободной турбины, требуется построить более точную зависимость КПД свободной турбины от угла поворота РСА α_1 , а следовательно и расхода воды. Диапазон изменения угла поворота РСА

газопаротурбинной установки составляет от 12° до 23° . Ниже представлен график зависимости относительного КПД свободной турбины от угла поворота РСА (рис.13).

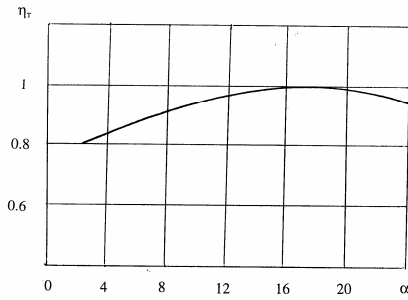


Рис. 13

Диапазон углов α_1 от 3° до 16° получен из численно-экспериментальных данных [1]; от 16° до 30° показаны экспериментальные данные, полученные в [2]. Ниже приведена методика расчета левой ветви кривой.

Существует множество методик расчета турбины. За базовую была принята методика расчета, детально рассмотренная в [3], без учета радиальных зазоров. Этот же метод используется и здесь, но уже с учетом зазоров δ_i . Задача оптимизации турбины сводится к определению наибольшего значения общей функции произведения двух комплексных сомножителей. Первого – суммарного частного КПД, который записывается в свою очередь, как произведение трех частных КПД, учитывающих соответственно, влияние высоты лопатки, степени парциальности и угла α_1

$$\eta_m = (\chi; \varepsilon; \theta) = \eta_{m(h)} \eta_{m(\varepsilon)} \eta_{m(\theta)} = ((1-a)(a+\chi)) (1-b(1-\varepsilon))/(1-c(1-\theta)/\theta^2),$$

где $\chi = h/D_{cp}$, $\theta = \sin \alpha / \sin 20$, коэффициенты a , b и c известные величины, полученные после обработки результатов испытаний одновенчатых осевых турбин.

Второй сомножитель – вводимый обобщающий коэффициент, комплексно учитывающий потери от расходных процессов в зазорах проточной части ОМТ записывается комплексным выражением:

$$\eta_{m \text{ заз}} = \{1 - k_{u/cs} \{0.26 (F_{прив})^{0.73} + 0.11 (F_{заз})^{0.73}\}\}.$$

В более общем виде целевую функцию можно записать, как следующую зависимость:

$$\eta_m = f(\chi; \varepsilon; \theta; \delta_i),$$

где δ_i - радиальные и осевые зазоры.

Отличительные особенности разработанной методики от известных состоят в том, что:

1. При расчете потерь в периферийных и межвенцовых зазорах обандаженных ОМТ используются новые комплексные параметры $F_{прив}$ и $F_{заз}$, учитывающие влияние величин радиального δ_r и осевых зазоров (периферийного δ_1^n , межвенцового бокового δ_1 , корневого $\delta_1^{корн}$), углов лопаточных аппаратов α_1 и α_2 , геометрических параметров решеток высоты h и среднего диаметра D_{cp} , степени парциальности ε .

2. При отличии расчетного режима работы проектируемой турбины по критерию u/c_s от оптимального $(u/c_s)_{opt}$, вводится новый корректирующий коэффициент K_{u/c_s} , позволяющий учитывать изменение величины расходных потерь в зазорах турбины от режима ее работы.
3. Потери при обтекании лопаточных решеток соплового аппарата и рабочего колеса учитываются уточненными коэффициентами скорости φ и ψ , которые определяются путем анализа и обобщения результатов натурных испытаний кольцевых решеток турбин малой и нетрадиционной геометрии с широким диапазоном изменения их основных параметров, а также известных экспериментальных данных из ранее опубликованных работ.
4. Расчет турбины ведется методом последовательных приближений. В первом приближении КПД и потери в ступени задаются, исходя из значений величин основных параметров, определяющих пропускную способность ступени ε ; $\sin \alpha_1$ и h/D_{cp} , чьи величины определяются на начальном этапе проектирования. В дальнейшем расчет ведется до тех пор, пока результаты расчета КПД в двух соседних приближениях не совпадут с заданной степенью точности.

На базе данной методики была создана программа **TURBINE**, с нею же была проведена оптимизация свободной турбины и получена кривая зависимости КПД свободной турбины от угла α_1 в диапазоне от 3° до 16° . Ниже приведена полная картина зависимости КПД свободной турбины η_m ГЭУ от расхода воды m (рис. 14).

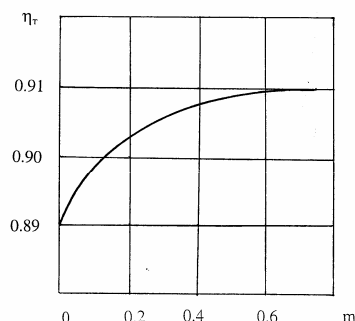


Рис. 14

Газожидкостный теплообменник

При составлении алгоритма термогазодинамического расчета мы уже использовали уравнение теплового баланса для всего ГЭУ. Выделим из общего уравнения, уравнение, описывающее тепловой баланс по газожидкостному теплообменнику:

$$\begin{aligned}
 Q &= \Delta r_2 m r_{2H_2O} + C_{pH_2O} (T_{2H_2O}^* - T_{H_2O}) + m C_{pH_2O} (T_{H_2O} - T_0) = \\
 &= (1 + q_{m\Sigma}) C_{p\sigma} (T_5^* - T_5^{*''}) + m C_{pn} (T_5^* - T_5^{*''}) + \Delta r_1 m r_{1H_2O},
 \end{aligned}$$

где в левой части тепло затрачиваемое на подогрев воды до температуры кипения $T_{2H_2O}^*$, тепло парообразования и тепло предварительного подогрева воды за счет конденсации пара; в правой части тепло, отдаваемое смесью газа и пара, а также тепло конденсации воды, Q - передаваемое и принимаемое тепло.

Вторым уравнением, описывающим теплообмен, будет уравнение теплопередачи:

$$Q = kF\Delta t_{cp},$$

где Δt_{cp} - средняя логарифмическая разность температур, F - площадь теплообмена, k - коэффициент теплопередачи.

Средняя логарифмическая температура находится по формуле:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln (\Delta t_1/\Delta t_2)},$$

где $\Delta t_1, \Delta t_2$ - температурный перепад на разных концах теплообменного аппарата.

Коэффициент теплообмена рассчитывается по формуле:

$$k = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2},$$

где α_1 - коэффициент теплоотдачи от смеси газа и пара к стенке, α_2 - коэффициент теплоотдачи от стенки к воде, δ - толщина стенки, λ - коэффициент теплопроводности.

Расчет газожидкостного теплообменника не ограничивается вышеприведенным расчетом, требуется также построить характеристику теплообменника для получения полной картины регулирования ГЭУ. В связи с тем, что внутренний контур теплообменника газодинамически связан с наружным контуром, т. е. связан дополнительным уравнением теплового баланса и расход воды получается из дополнительного уравнения автоматически, регулирование теплообменника, осуществляется изменением площади теплообмена. Решается система из двух уравнений, приведенных выше, причем расходы воды и температуры должны согласоваться с дополнительным уравнением теплового баланса из дроссельной характеристики ГЭУ. Изменения коэффициента теплопередачи и следовательно коэффициентов теплоотдачи газопаровой смеси и воды не учитываются. На рисунке 15 приведена характеристика газожидкостного теплообменника, полученная с помощью программы расчета на ЭВМ - **EXCHANGER**, составленной автором.

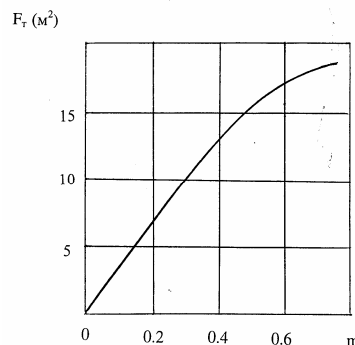


Рис. 15

В четвертой главе

проводится сопоставление приближенной и уточненной дроссельной характеристики ГЭУ.

В главе 2 была построена приближенная дроссельная характеристика ГЭУ при условиях постоянного КПД свободной турбины $\eta_m = const$ и линейной характеристики эжектора $\pi_{эж} = lin$. Используя полученные уточненные зависимости для эжектора и свободной турбины (глава 3) была построена окончательная картина дросселирования ГЭУ (рис.16).

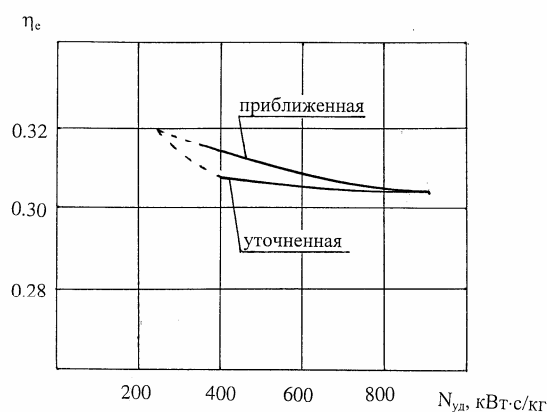


Рис. 16

В пятой главе

рассмотрен ГЭУ в аспекте экологичности. Впрыск пара позволяет значительно снизить вредные выбросы.

Ниже приведен эксперимент [4], в котором моделировался впрыск воды в тракт двигателя за форсажной камерой при температуре $400 K$.

В начальном сечении исследуемого тракта канала ядро потока представляло собой продукты сгорания топлива керосин + воздух при температуре $2295K$, давлении $0,2Mpa$, находящиеся в термодинамическом равновесии. Скорость спутного потока (паров впрыскиваемой воды) принималась $10, 20$ и $50 м/с$, что соответствовало расходам $0,6 кг/с, 1,2 кг/с$ и $3,0 кг/с$. Результаты проведенного эксперимента представлены ниже.

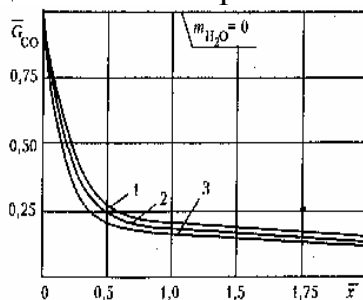


Рис. 17

На рисунке 17 приведены зависимости интегрального изменения в поперечном сечении относительного количества CO в газовой смеси по длине канала при различных расходах воды: 1 - $0,6 кг/с$, 2 - $1,2 кг/с$ и 3 - $3,0 кг/с$. (количество CO в газовой смеси без баллаستировки водой условно принято за единицу) Как видно из рисунка, интегральное по сечению содержание CO в продуктах сгорания при впрыске воды резко снижается уже

в пределах первого калибра. Причем количество CO слабо зависит от расхода паров воды, что объясняется сравнительно высокими значениями этих расходов, принятых в расчетах. Можно представить следующую картину протекания процессов. При впрыске воды нарушается термодинамическое равновесие системы (как за счет понижения температуры, так и за счет изменения концентрации веществ). При этом CO как химически неустойчивое вещество окисляясь, переходит в CO_2 , то есть равновесие реакций субмеханизма $CO-CO_2$, смещается в сторону образования CO_2 , что наглядно подтверждается результатами, приведенными на том же рисунке. Ниже приведены реакции субмеханизма $CO-CO_2$.

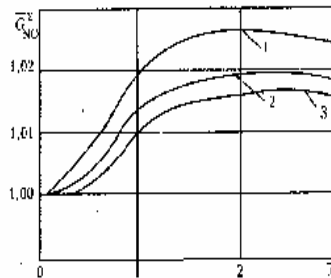
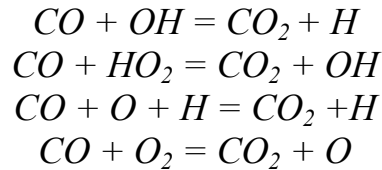
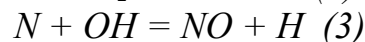


Рис. 18

На рисунке 18 показано изменение относительного содержания NO по длине канала при различных расходах воды: 1 - 0,6 кг/с, 2 - 1,2 кг/с и 3 - 3,0 кг/с. Здесь G_{NO} представляет из себя отношение интегрального расхода NO через рассматриваемое сечение к интегральному расходу NO через начальное сечение. Как можно видеть, впрыск воды приводит к небольшому (до 2...3%) увеличению содержания NO . На расстоянии около двух калибров следует замедление темпа образования NO , а затем и снижение его относительного содержания. Судя по тенденции, на больших длинах можно ожидать уменьшения содержания NO ниже начального уровня.

Процесс образования NO описывается химическими реакциями субмеханизма приведенного ниже (приведены только наиболее существенные реакции)



(и т. д. всего 17 реакций)

При впрыске воды в высокотемпературные продукты сгорания вследствие её диссоциации увеличивается концентрация OH . В этих условиях вклад реакции (3) в образование NO становится более существенным.

Таким образом, после нарушения равновесия в слое смешения начинается активный процесс образования NO (так как температура продуктов сгорания здесь еще достаточно высока). Затем температура в слое

смешения падает и скорость образования NO замедляется, а потом и уменьшается. Следовательно, определяющим в данном процессе является образование (или разложение) NO в слое смешения.

Таким образом, проводя сравнение с ГЭУ впрыск пара в тракт двигателя позволит значительно снизить выброс CO_2 . (в 4 - 5 раз) А учитывая, что ГЭУ имеет значительную длину такта для смешения пара с газом после дополнительной камеры сгорания снизить и выброс NO . (на 5 – 10 %)

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящей диссертационной работе, посвященной исследованию газопаротурбинной энергетической установки работающей на основе бинарного цикла с двукратным подводом тепла и регенерацией тепла в газожидкостном теплообменнике с впрыском пара в тракт установки, были получены следующие основные результаты и сделаны следующие выводы:

1. Разработаны и реализованы математические модели термогазодинамического расчета ГЭУ ($C_p = const$, $C_p = var$) с учетом парциальности пара. Проведена проверка достоверности математической модели ГЭУ, сопоставлением с экспериментальными данными по LM 2500+ (GE&MTU).
2. Разработан и создан комплекс программ термогазодинамического расчета узлов ГЭУ и ГЭУ в целом, реализованный на ЭВМ, позволяющий в автоматизированной режиме рассчитывать установки подобных схем.
3. Проведен параметрический анализ ГЭУ и представлено сравнение мощностно – экономических характеристик ГЭУ с обычным ГТД, ГТД с газозоудной регенерацией тепла и ГЭУ с однократным подводом тепла. Показано, что введение регенерации тепла и дополнительной камеры сгорания, позволяет существенно повысить мощность установки (в 4 раза), а также получить широкий диапазон работы (от 2 до 9 МВт).
4. Проведен анализ возможных вариантов регулирования ГЭУ и выбран наиболее оптимальный закон регулирования, при $\eta_m = const$, $\pi_{эж} = lin$ и $\eta_m = f(\alpha_1)$, $\pi_{эж} = f(m)$;
5. Проведен анализ и выбор наиболее оптимального газопарового эжектора, построена зависимость КПД регулируемой свободной турбины от расхода воды, проведен приближенный расчет газожидкостного теплообменника;

Основное содержание диссертации опубликовано в работах:

Бакулев В. И., Кравченко И. А., Юн А. А. Газопаротурбинная установка с регенерацией тепла в газожидкостном теплообменнике. Вестник МАИ 1999г. т.6, №2 –Москва, МАИ, 1999 г.

Бакулев В. И., Хвисяк Е. Н., Юн А. А. Отчет о НИР, выполняемой в рамках программы «11.2 Газопаротурбинные и парогазовые установки» за 1998-2000 годы (итоговый) «Разработка концепции высокоэффективных газотурбинных установок комбинированного цикла на базе авиационных ГТД» Москва, МАИ, 2000 г.

Бакулев В. И., Крылов Б. А., Юн А. А. Расчет высотно-скоростных и дроссельных характеристик ТРД и ТРДф. Учебное пособие/Под ред. проф. В. И. Бакулева – Москва, МАИ, 2000г.

Бакулев В. И., Юн А. А. Газопаротурбинная энергетическая установка в народном хозяйстве. «Химия и жизнь», 2001г. №9 – Москва, «Наука» РАН, 2001г.

Бакулев В. И., Крылов Б. А., Юн А. А. Автоматизация расчетов газопаротурбинной энергетической установки с регенерацией тепла в газожидкостном теплообменнике. Научно-техническая сессия по проблемам газовых турбин. Санкт-Петербург, 17-18 июня 2003г.

Бакулев В. И., Крылов Б. А., Юн А. А. Регулирование газопаротурбинной энергетической установки с регенерацией тепла в газожидкостном теплообменнике. Научно-техническая сессия по проблемам газовых турбин. Санкт-Петербург, 17-18 июня 2003г.

Библиография:

1. Крылов Б. А., Митин С. П.. Расчетные и экспериментальные исследования парциальных турбинных ступеней. Сб. науч. трудов: Расчетное и экспериментальное исследование ВРД. Москва, МАИ, 1987г.
2. Нечаев Ю.Н., Федоров Р.М. Теория авиационных газотурбинных двигателей. Москва, «Машиностроение», 1977г.
3. Быков Н.Н., Емин О.Н. Выбор параметров и расчет маломощных турбин. Москва, МАИ, 1984г.
4. Тринос Г. В., Крюков В. Т., Наумов В. И., Демин А. В., Абдуллин А. Л. Горение и течение в агрегатах энергоустановок: моделирование, энергетика, экология. Москва, «Янус», 1997г.
5. Литвин А. М. Теоретические основы теплотехники. Москва, Энергия, 1979г.