

дозволяючий сигнал для схеми заперечення С33. В результаті розподільник Р1 пропускає на К1 20 імпульсів, потім протягом заданого інтервалу часу імпульси керування не подаються. Після цього знову приходять 20 імпульсів керування. Надалі весь процес циклічно повторюється. За 20 імпульсів ротор повертається на кут 180°, після чого перебуває в нерухомості упродовж часу, який визначається лічильником Л1.

Конкретні реалізації схеми керування дали б змогу без великих зусиль одержати миттєву електричну потужність електропривода 0,3 Вт. Подальше зменшення споживаної потужності при застосуванні кращих серій мікросхем дає змогу зменшити споживану потужність на порядок. Потужність електродвигуна, що раніше використовувався для аналогічної мети, дорівнювала 8,1 Вт, тобто розроблений і запропонований в нашій праці варіант електропривода має на два порядки менше енергоспоживання.

Поєднання такого електропривода з гідроперемикачем дає змогу комплексно вирішити проблему енергоспоживання, стабілізації метрологічних параметрів, збільшення терміну автономності роботи, покращання експлуатаційних характеристик сенсорів квазіпостійного електричного поля у Світовому океані.

1. Юфедов Ф.М. *Электрические машины автоматических устройств*. М. 1976.
2. Брускин Д.Е., Зорохович А.Е., Хвостов В.С. *Электрические машины и электромагнитные поля*. М. 1971.

УДК 621.438

В. Горбов, Д. Соломонюк

Украинский государственный морской технический университет

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕМЕНТОВ РЕГЕНЕРАТИВНОЙ ГТУ С ЦЕЛЬЮ ПОЛУЧЕНИЯ МАКСИМАЛЬНОЙ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ УСТАНОВКИ

© Горбов В., Соломонюк Д., 2002

Пропонується методика розрахунків основних характеристик циклу та регенератора газотурбінної установки, яка дає змогу отримати максимальну економічну ефективність установки.

The method for calculation main characteristics of gas turbine cycle and regenerator, which allows to receive a maximal economical efficiency, is proposed.

Дальнейшее развитие газотурбинных установок и повышение их эффективности связывают не только с увеличением начальной температуры газа, но и с применением сложных циклов, в том числе и с регенерацией тепла. Однако в судостроении регенерация широко не применяется, так как регенератор значительно повышает массо-габаритные показатели установки и удорожает ее.

Потому важным вопросом является выбор таких параметров цикла и регенератора (степень регенерации теплоты, степень повышения давления в цикле, тип поверхности теплообмена и др.), при которых будет обеспечиваться и высокая экономичность установки и небольшие масса и габариты теплообменника. Подбор таких значений – долгая и

кропотливая работа, при выполнении которой конструктору приходится рассчитывать несколько десятков вариантов регенератора, а некоторые важные параметры (например, степень регенерации тепла и потери давления в цикле) принимать исходя из опыта проектирования ГТУ. Авторы предлагают методику расчета, построенную на собственных исследованиях, которая может облегчить выполнение этой задачи.

Введение в состав газотурбинной установки регенератора приводит, с одной стороны, к снижению эксплуатационных затрат на топливо, а с другой – к удорожанию установки. Кроме того, возрастание массогабаритных показателей установки снижает полезную грузоподъемность судна, что тоже уменьшает полезный эффект от применения регенерации.

Таким образом, положительный эффект на себестоимость грузоперевозок от применения регенерации (по сравнению с газотурбинным двигателем простой схемы) можно подсчитать по формуле:

$$\Pi = 3600 \cdot \tau \cdot \frac{K_{\tau}}{1000} \cdot (G_{\tau} - G_{\text{гр}}) = 3.6 \cdot \tau \cdot K_{\tau} \cdot \frac{Ne}{Q_i^{\tau}} \cdot \left(\frac{1}{\eta} - \frac{1}{\eta_p} \right),$$

где τ – срок эксплуатации установки, час; K_{τ} – цена топлива, долл/т; G_{τ} , $G_{\text{гр}}$ – расход топлива в установке без регенерации теплоты и с регенерацией, кг/с; η , η_p – КПД установки без регенерации теплоты и с регенерацией; Ne – мощность установки, Вт; Q_i^{τ} – низшая теплота сгорания топлива, Дж/кг.

В то же время отрицательный эффект на себестоимость грузоперевозок можно определить как:

$$O = C_{\text{пр}} + M_{\text{пр}} \cdot K_{\text{гр}} \cdot a = V \cdot \left(K_{\text{гр}} + a \cdot \rho_{\text{пр}} \cdot \frac{K_{\text{гр}}}{1000} \right),$$

где $C_{\text{пр}}$ – стоимость регенератора, долл, $M_{\text{пр}}$ – масса регенератора, кг; $K_{\text{гр}}$ – плата за перевозку 1 т груза, долл/т; $K_{\text{пр}}$ – стоимость 1 м³ матрицы регенератора, долл/м³; a – время затраченное на грузоперевозки, отнесенное к сроку эксплуатации установки, V – объем матрицы регенератора, м³; $\rho_{\text{пр}}$ – масса регенератора, отнесенная к объему его матрицы, кг/м³.

Экономическую эффективность от применения регенерации будем определять как отношение этих величин:

$$\Xi = \frac{\Pi}{O} = 3.6 \cdot \tau \cdot \frac{Ne}{Q_i^{\tau}} \cdot \left(\frac{1}{\eta} - \frac{1}{\eta_p} \right) \cdot \frac{1}{V} \cdot \frac{K_{\tau}}{K_{\text{гр}} + a \cdot \rho_{\text{пр}} \cdot \frac{K_{\text{гр}}}{1000}} \quad (1)$$

Если эта величина будет больше 1, то применение регенерации теплоты экономически целесообразно.

Ранее авторами [1–3] были получены зависимости, которые связывают степень регенерации теплоты (r), критерий энергетической эффективности теплообменника (критерий Кирпичева E), КПД установки, скорости теплоносителей и объем матрицы регенератора:

$$\eta_p = f(T_3, r, E, \pi_k) \quad (2)$$

$$f(r, E, w_r, w_b, T_r^I, T_b^I) = 0 \quad (3)$$

$$V = f(r, E, w_r, w_b, T_r^I, T_b^I) \quad (4)$$

где π_k – степень повышения давления; w – скорость теплоносителя, м/с; T_3 – температура газа перед турбиной, К; T_1 – начальная температура теплоносителя, К. Индексы "в" и "г" относятся к воздуху и выхлопным газам двигателя.

Используя зависимости (1) – (4), можно на начальных стадиях проектирования установки выбрать такие значения E , r и π_k , которые обеспечат максимальный экономический эффект от применения регенерации теплоты.

В качестве примера рассмотрим расчет газотурбинной установки мощностью 25 МВт с начальной температурой газа $T_3 = 1050$ °С и ее регенератора. Расчет ведется по методике, изложенной в [3] для нескольких значений степени регенерации тепла (r меняется от 0.6 до 0.9). Результаты приведены на рис. 1 и 2. Из рис. 1 видно, что при фиксированном значении r для каждого значения E существует такое значение π_k , при котором КПД установки достигает максимальной величины.

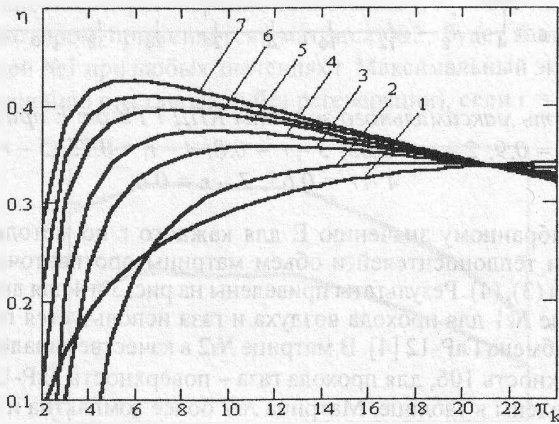


Рис.1 Зависимость КПД регенеративной ГТУ от критерия E регенератора и степени повышения давления при $r = 0.9$

1 – ГТУ без регенерации теплоты; 2 – ГТУ с регенерацией при $E = 4$; 3 – при $E = 6$; 4 – при $E = 8$; 5 – при $E = 12$; 6 – при $E = 20$; 7 – при $E = 40$

На рис. 2 показано изменение максимального значения КПД в зависимости от критерия E при разных значениях степени регенерации теплоты. С увеличением E скорость повышения КПД падает и начиная с некоторого значения изменение критерия Кирпичева не оказывает большого влияния на эффективность установки. Для расчета регенератора будем использовать это значение E и соответствующие ему КПД и π_k .

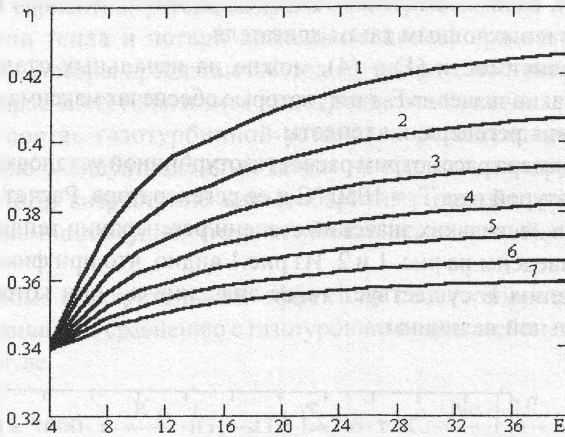
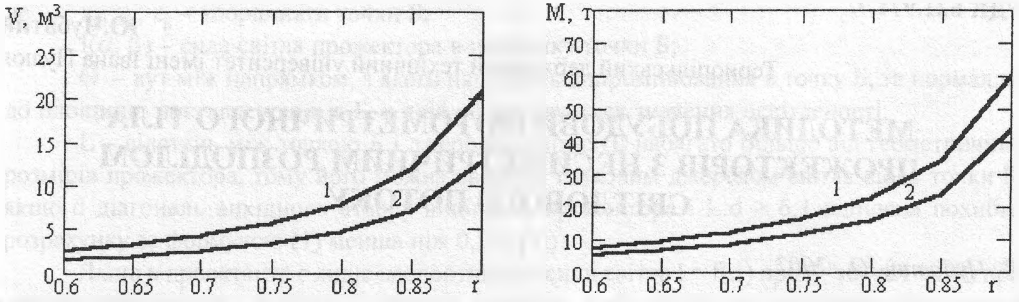


Рис. 2. Зависимость максимального значения КПД ГТУ от E при разных значениях r
 $1 - r = 0.9$; $2 - r = 0.85$; $3 - r = 0.8$; $4 - r = 0.75$; $5 - r = 0.7$;
 $6 - r = 0.65$; $7 - r = 0.6$

Далее, по выбранному значению E для каждого r по методике, описанной в [2], определим скорости теплоносителей и объем матрицы противоточного теплообменника, используя уравнения (3), (4). Результаты приведены на рис. 3 и 4 для двух вариантов матрицы №1 и №2. В матрице №1 для прохода воздуха и газа используется пластинчато-ребристая поверхность теплообмена ГлР-12 [4]. В матрице №2 в качестве каналов для прохода воздуха используется поверхность 106, для прохода газа – поверхность ГлР-12 [4]. Характеристики поверхностей приведены в таблице. Матрица №2 более компактна и эффективна, чем №1, но зато имеет большую стоимость и массу единицы объема. Характеристики поверхностей приведены в таблице.

Характеристики поверхностей теплообмена

Геометрические характеристики	Поверхность ГлР-12	Поверхность 106
Эквивалентный диаметр d , мм	1,88	1,4
Длина ребра в направлении потока l_p , мм	63,7	2,54
Высота ребра h_p , мм	3,18	0,95
Толщина ребра ρ , мм	0,15	0,1
Коэффициент компактности Π , $\text{м}^2/\text{м}^3$	996	2490
Отношение площади свободного сечения к фронтальной площади	0,467	0,194
Отношение площади поверхности ребер к полной площади поверхности теплообмена	0,849	0,611



Теперь можно рассчитать эффективность регенерации тепла для обеих поверхностей теплообмена и сделать выводы о целесообразности ее применения. В расчете принято $\tau = 100000$ час, КПД установки без регенерации теплоты 0.34, $K_T = 100$ долл/т. Из рис. 5 видно, что регенератор, в котором применяется матрица №2, будет более эффективен, чем регенератор с матрицей №1 при любых значениях r . Максимальный экономический эффект (почти в 5 раз по сравнению с установкой без регенерации), если $r = 0,7$.

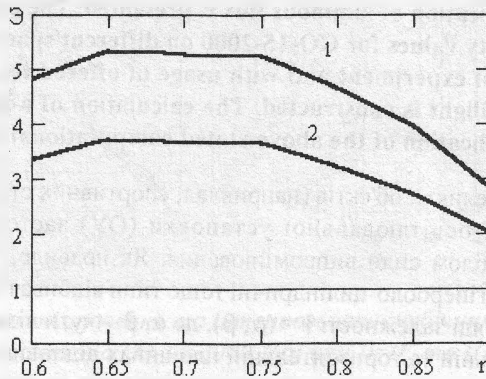


Рис. 5. Эффективность установки с регенерацией теплоты
1 – матрица №1; 2 – матрица №2;

Данный пример показывает, как на начальных стадиях проектирования ГТУ, используя зависимости (1) – (4) можно выбрать оптимальные значения степени регенерации теплоты, критерия эффективности матрицы регенератора, степени повышения давления и тип поверхности теплообмена, которые обеспечат максимальный экономический эффект от применения регенерации теплоты.

1. Горбов В.М., Соломонюк Д.Н. Энергетическая эффективность теплообменных поверхностей регенератора ГТУ // 36. наук праць УДМТУ. - Миколаїв. 1999. - №3 (363). - С.87-96. 2. Горбов В.М., Соломонюк Д.Н. Определение характеристик элементов регенеративной ГТУ на начальных стадиях проектирования // 36. наук праць УДМТУ. - Миколаїв. 2001. - №2 (374). - С.63-75. 3. Соломонюк Д.Н. Зависимость коэффициента полезного действия цикла регенеративной ГТУ от критерия энергетической эффективности регенератора. // 36. наук праць УДМТУ. - Миколаїв. 2000. - №1 (367). - С.81-87. 4. Теплообменные устройства газотурбинных и комбинированных установок / Н.Д. Грязнов, В.М. Елифанов, В.Л. Иванов, Э.А. Манушин, - М. 1985.