



УДК 621.43:621.34

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ТЕПЛОВОЙ И ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ МОЩНОСТИ КОГЕНЕРАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ НА БАЗЕ СУДОВОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Богдан Ю.А.

*Киевская государственная академия водного транспорта
имени гетмана Петра Конашевича-Сагайдачного*

Разработка методики расчета тепловой и электрической мощности когенерационной установки на базе судового двигателя внутреннего сгорания с помощью теплосбалансовых расчетов последовательно, начиная с цилиндров двигателя и заканчивая утилизационными теплообменными аппаратами.

При расчете тепловой мощности, установка делится на модули, и определяются составляющие подведенной и отведенной теплоты к каждому из них на основе уравнений теплового баланса. Электрическая мощность установки определяется как разница подводимой от дизеля к генератору эффективной мощности и суммарной мощности всех потерь в генераторе.

Приведенная методика позволяет производить оценку эффективности установки и дает возможность решения проблем, связанных с экономией и рациональным использованием первичных энергетических ресурсов.

Получены основные критерии эффективности (суммарный коэффициент полезного действия с учетом теплогидравлической эффективности теплообменной поверхности теплообменных аппаратов, коэффициент использования топлива) позволяющие оценить энергоэффективность когенерационной установки при различных схемах утилизации теплоты и разных конструкциях теплообменных аппаратов.

Ключевые слова: тепловая мощность, электрическая мощность, когенерационная установка, двигатель внутреннего сгорания.

Постановка проблемы. Среди существующих энергетических установок (ЭУ), используемых на водном транспорте дизельные установки занимают ведущее место исходя из следующих основных достоинств: высокой экономичности, надежности в работе, значительного моторесурса. Даже с учетом преимуществ дизельных ЭУ проблемы, связанные с повышением их эффективности и обеспечением максимальной экономии первичных энергетических ресурсов остаются нерешенными. Основные пути решения указанных проблем состоят в использовании тепловых потерь энергии сжигаемого топлива. Таким образом, дополнительно к генерированию основной механической (электрической) энергии (механической – дизель, электрической – дизель-генератор) одновременно можно производить тепловую энергию (утилизация вторичных энергетических ресурсов дизеля), что существенно повысит коэффициент полезного действия (КПД) установки. Установки с комбинированной выработкой нескольких видов энергии получили название когенерационных установок (КГУ).

Широкое распространение способа комбинированной генерации энергии вызывает необходимость в создании методик расчета тепловой и электрической мощности КГУ на базе ДВС, использование которых позволит выполнить оценку эффективности КГУ.

Анализ последних исследований и публикаций. Существуют упрощенные методики для оценки вырабатываемой механической (электрической) энергии. При этом отсутствуют методики для определения количества полезной тепловой энергии, которая вырабатывается в утилизационном контуре КГУ. В основу существующих методик положены результаты теплосбалансовых испытаний с последующим составлением внешнего теплового баланса двигателя, где определяются его тепловые потери. Такой подход к определению тепловой мощности является недостаточным, поскольку не дает детального расчета полезной тепловой энергии, вырабатываемой в утилизационном тепловом контуре и тепловых потерь, которые им сопутствуют [1]. Имеются в виду



потери во внешнюю среду в теплообменном оборудовании и дополнительные потери энергии, затрачиваемые на прокачку охлаждающей жидкости.

В теории двигателей внутреннего сгорания (ДВС) имеются обширное количество работ, где приведены сведения о тепловом балансе ДВС и его отдельных составляющих, которые определяются в основном экспериментальным путем [2, 3, 4].

Анализ энергетического баланса ДВС различных типов и данные о возможных температурных уровнях и величинах потоков сбросной теплоты для газопоршневых двигателей когенерационных установок приведены в [1]. Но как уже отмечалось выше [1], отсутствует обобщенная методика расчета КГУ на базе ДВС в целом.

В статье [5] изложена методика расчета КПД судового синхронного генератора (СГ) в диапазоне мощностей от холостого хода до номинального значения и выше с учетом коэффициента мощности. Методика позволяет определить оптимальное значение мощности нагрузки генератора при заданном коэффициенте мощности, соответствующее максимальному КПД. Основываясь на методике разработанной С. Е. Кузнецовым можно определить электрическую мощность судового синхронного генератора.

Цель работы. Целью работы является разработка методики тепловой и электрической мощности КГУ на базе судового ДВС с помощью теплосбалансовых расчетов последовательно начиная с цилиндров двигателя и заканчивая утилизационными теплообменными аппаратами (ТА).

Постановка задачи. Расчет тепловой мощности двигателя основывается на определении количества теплоты, которая теряется при сгорании топлива в цилиндре с последующим учетом числа цилиндров двигателя. При этом необходимо учитывать сложность процессов теплоотдачи как со стороны образовавшихся в процессе сгорания газов, так и со стороны охлаждающей жидкости. В первом приближении можно принять, что детали двигателя являются неподвижными, а сложный по своей природе нестационарный тепловой поток из камеры сгорания, от поршневых колец и тарелок клапанов к окружающим деталям можно заменить на эквивалентный ему квазистационарный тепловой поток.

Примем, что процессы теплоотдачи от газов к стенкам цилиндров для всех двигателей подобны, следовательно, подобными также будут соотношения между тепловыми потоками различных деталей ДВС и соответствующими режимными параметрами. В качестве расчетного принят номинальный режим двигателя, при котором деталями воспринимается наибольшее количество теплоты сгораемого топлива. Исходными данными для расчетов тепловой и электрической мощности будет техническая характеристика базового двигателя внутреннего сгорания.

Материалы исследований. Для расчета тепловой мощности КГУ на базе ДВС необходимо разделить установку на модули, условно очерченные граничной поверхностью. Далее необходимо определить составляющие подведенной теплоты в каждом из них на основе уравнений теплового баланса. КГУ на основе ДВС можно разделить на следующие модули: цилиндр двигателя (с учетом их количества), зарубашечное пространство двигателя, контур смазки двигателя, теплообменный аппарат охлаждения пресной воды внутреннего контура, теплообменный аппарат охлаждения масла системы смазки и устройство утилизационного контура (утилизационный паровой/водогрейный котел или утилизатор теплоты отработанных газов). В том случае, если двигатель комбинированный, то есть при наличии газотурбинного наддува и системы охлаждения наддувочного воздуха необходимо учитывать газовую турбину, компрессор и теплообменный аппарат охлаждения наддувочного воздуха.

Определяем распределение теплоты, выделяющейся при сгорании топлива, которое поступает в цилиндр ДВС путем составления внутреннего теплового баланса [4]. В качестве граничной поверхности принята поверхность стенок надпоршневой полости цилиндра.



Уравнение теплового баланса во внутреннем контуре надпоршневой полости представляющее собой равенство подведенных и отведенных потоков теплоты через граничную поверхность за 1 час работы двигателя имеет вид:

$$Q_{ch1} + Q_{ph1} + Q_{ph2} = Q_i + Q_l + Q_{ph3} \quad (1)$$

или

$$Q_{ch1} = Q_i + Q_l + (Q_{ph3} - Q_{ph1} - Q_{ph2}), \quad (2)$$

где $Q_{ch1} = B_u Q_{ii}^p$ – теплота сгорания топлива, подведенного в цилиндр двигателя за 1 час, кДж/ч; $Q_{ph1} = B_u c_1 t_1$ – физическая теплота топлива, кДж/ч; c_1 , t_1 – теплоемкость топлива и температура топлива на входе в надпоршневую полость ($c_1 \approx 2$ кДж/(кг·град); $t_1 = 40 - 60$ °С); $Q_{ph2} = G_2 c_2 t_2$ – теплота воздуха, поступившего в цилиндр за 1 час, кДж/ч; G_2 – часовой расход воздуха через цилиндр, кг/ч; c_2 – средняя удельная массовая теплоемкость воздуха при постоянном давлении, кДж/(кг·К); t_2 – температура воздуха на входе в надпоршневую полость, °С; $Q_i = 3600 N_i$ – индикаторная работа газов в одном цилиндре двигателя за 1 час, кДж/ч; $Q_l = L B_u Q_{ii}^p$ – потери теплоты от рабочего тела к стенкам надпоршневой полости за 1 час, кДж/ч; L – относительные потери теплоты от рабочего тела к стенкам надпоршневой полости (0,09 – 0,25); $Q_{ph3} = (G_2 + B_u) c_3 t_3$ – теплота отработанных газов, уходящих из надпоршневой полости за 1 час, кДж/ч; c_3 – средняя удельная массовая теплоемкость отработанных газов при постоянном давлении, кДж/(кг·К); t_3 – температура отработанных газов на выходе из надпоршневой полости, °С.

Базовым для расчета тепловых балансов является тепловой расчет рабочего процесса поршневого двигателя, который разработан В. И. Гриневецким [2]. Дальнейшее развитие расчетного метода В. И. Гриневецкого получено в трудах Н. Р. Брилинга, Е. К. Мазинга, Б. С. Стечкина. С целью упрощения реализации указанных методов, тепловой расчет для двигателей небольшой мощности с достаточно высокой точностью можно осуществить с помощью термодинамической программы ДВС «Diesel-RK» [6]. В результате расчетов определяются значения индикаторных и эффективных показателей, внутрицилиндровых параметров, параметров теплообмена цилиндра, впускного и выпускного коллектора и др.

Величину средних тепловых потоков в пределах граничной поверхности можно определить, основываясь на результаты исследований А. К. Костина [7] (для класса двигателей с $n = 125 \div 2100$ об/мин и $D = 0,085 \div 0,9$ м).

С помощью теплорасчетных расчетов определяем теплоту, которая передается через стенки надпоршневой полости цилиндра. Для таких расчетов необходимо знать, как распределяется суммарное количество теплоты Q_i , воспринятое средой, охлаждающей цилиндр, по отдельным поверхностям, которое определяется по формуле:

$$Q_i = Q_i' + Q_i'' \quad (3)$$

где Q_i' – количество теплоты, переданное газами в охлаждаемую среду за 1 час, кДж/ч; Q_i'' – количество теплоты, которое выделяется при трении поршневых колец и передается в систему охлаждения $Q_i'' = x_i 465 \cdot 3600 N_e (1 - \eta_{мех}) / i \eta_{мех}$ (x_i – доля суммарной теплоты, которая выделяется при трении и передается в систему охлаждения цилиндрических втулок, $x_i = 0,50 \div 0,55$), кДж/ч; N_e – эффективная мощность двигателя, кВт; $\eta_{мех}$ – механический КПД; i – количество цилиндров).



Количество теплоты Q'_l , которое передается в охлаждающую среду (охлаждающую воду и масло) через поверхность крышки цилиндра, днища поршня, цилиндрическую втулку и выпускной патрубков определяется выражением

$$Q'_l = B_{\text{ч}} (Q_{\Sigma\Gamma} + Q_{\Sigma\Pi} + Q'_{\Sigma\text{Ц}} + Q_{\text{ВП}}), \quad (4)$$

где $Q_{\Sigma\Gamma}$, $Q_{\Sigma\Pi}$, $Q'_{\Sigma\text{Ц}}$ и $Q_{\text{ВП}}$ – теплота, которая передается газами, соответственно поверхностям – крышке цилиндра, поршня, цилиндрической втулки и выпускного патрубка.

Перейдя к относительным величинам имеем:

$$1 = (Q_{\Sigma\Gamma} / Q'_l) + (Q_{\Sigma\Pi} / Q'_l) + (Q'_{\Sigma\text{Ц}} / Q'_l) + (Q_{\text{ВП}} / Q'_l) = \xi_{\Gamma} + \xi_{\Pi} + \xi_{\text{Ц}} + \xi_{\text{ВП}}, \quad (5)$$

где ξ_{Γ} , ξ_{Π} , $\xi_{\text{Ц}}$, $\xi_{\text{ВП}}$ – доли теплоты, которые передаются газами соответственно поверхностям крышки цилиндра, поршня, втулки цилиндра и выпускного патрубка ($\xi_{\text{ВП}} = 0,15 \div 0,2$, в ориентировочных расчетах принимается $\xi_{\text{Ц}} \approx 0$, $\xi_{\Gamma} \approx \xi_{\Pi} = (1 - \xi_{\text{ВП}}) / 2 = 0,40 \div 0,43$).

Таким образом, имеем:

$$Q_{\text{ВП}} \approx (0,15 \div 0,2) Q'_l, \quad (6)$$

$$Q_{\Sigma\Gamma} \approx Q_{\Sigma\Pi} \approx (0,40 \div 0,43) Q'_l. \quad (7)$$

Количество теплоты, отданное поверхности втулки цилиндра в общем случае состоит из теплоты $Q'_{\Sigma\text{Ц}}$, воспринятой втулкой цилиндра непосредственно от газов, и теплоты $Q''_{\Sigma\text{Ц}}$, равной сумме теплоты, прошедшей через поршень и воспринятой поршневыми кольцами и юбкой, а также теплоты, выделяющейся при трении поршневых колец и поршня:

$$Q_{\Sigma\text{Ц}} = Q'_{\Sigma\text{Ц}} + Q''_{\Sigma\text{Ц}} \approx Q''_{\Sigma\text{Ц}} = (1 - y_l) Q_{\Sigma\Pi} + Q'_l. \quad (8)$$

Для неохлаждаемого поршня $y_l = 0$, для охлаждаемого значение y_l зависит от конструкции системы охлаждения.

Количество теплоты, Q'_l , отданное газами к стенкам цилиндра за 1 час, определяется по формуле:

$$Q'_l = Q'_{l\text{ц}} 60nz, \quad (9)$$

где $Q'_{l\text{ц}}$ – количество тепла, воспринимаемое стенками цилиндра от газов за один рабочий цикл, кДж; n – частота вращения коленчатого вала, об/мин; z – коэффициент тактности ($z = 1$ для двухтактных и $z = 0,5$ для четырехтактных).

Величина $Q'_{l\text{ц}}$ определяется по формуле:

$$Q'_{l\text{ц}} = \alpha_{\Gamma} F_{\text{СТ}} (T_{\text{см}} - T_{\Gamma}) \tau_Q, \quad (10)$$

где α_{Γ} – коэффициент теплоотдачи от газов к стенке, кВт/(м²·К); $F_{\text{СТ}}$ – площадь тепловоспринимающей поверхности при наибольшей интенсивности теплообмена в надпоршневой полости, м²; $T_{\text{см}}$ – средняя условная температура стенок цилиндра, К; T_{Γ} – температура газов в цилиндре, К; τ_Q – время протекания процесса теплообмена.

Величина τ_Q определяется по формуле:

$$\tau_Q = \varphi_Q / (3600 \cdot 6n), \quad (11)$$



где φ_Q – угол поворота кривошипа соответствует интервалу времени, в течении которого стенки цилиндра воспринимают основное количество теплоты (практически это продолжительность сгорания топлива соответствующее углу поворота коленчатого вала $\varphi_Q \approx \varphi_Z$).

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке надпоршневой полости цилиндра определяют по полуэмпирическим формулам, в основе которых лежат степенные функция от средней скорости поршня, давления и температуры газов в цилиндре: $\alpha_T = ac_m^x p_T^y T_T^z$ (c_m – средняя скорость поршня м/с; p_T – давление газов в цилиндре, кПа; а, х, у, z – эмпирические коэффициенты; T_T – температура газов в цилиндре, К). Наиболее простой из подобных формул является формула Эйхельберга, кВт/(м² · К) [3]:

$$\alpha_T = 0,247 \cdot 10^{-3} \sqrt[3]{c_m} \sqrt{p_T T_T} . \quad (12)$$

Средняя скорость поршня равна $c_m = Sn/30$.

Следовательно имеем:

$$\alpha_T = 0,247 \cdot 10^{-3} \sqrt[3]{Sn/30} \sqrt{p_T T_T} . \quad (13)$$

В расчетах теплообмена между газом и стенками цилиндра коэффициент теплоотдачи от газов к стенке полагаем одинаковым для всех участков поверхности теплообмена.

Поверхность теплообмена представляет собой соприкасающиеся с газами поверхности крышки цилиндра, днища поршня и втулки цилиндра при наибольшей интенсивности теплообмена, когда поршень находится около верхней мертвой точки и ее площадь определяется выражением:

$$F_{CT} = \frac{\pi D^2}{2} + \pi D \left(\frac{S}{\varepsilon - 1} \right), \quad (14)$$

где D – диаметр цилиндра, м; S – ход поршня, м; ε – степень сжатия.

Средняя температура внутренних стенок цилиндра T_{cm1} представляет собой постоянную, осредненную по поверхности и времени температуру. Температура T_{cm1} выбирается из известных экспериментальных данных.

Количество теплоты Q_{I2} , которое передается через твердую стенку, образующую полость цилиндра двигателя, определяется по формуле:

$$Q_{I2} = \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} F_{CT} (T_{cm1} - T_{cm2}), \quad (15)$$

где T_{cm1} – температура стенки со стороны охлаждения, К; $T_{охл}$ – температура охлаждающей среды, К, $\delta_1, \delta_2, \dots, \delta_n$ – толщина слоев стенки (чугун, накипь, нагар и т. п.); $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n$ – теплопроводность материала слоев стенки.

Количество теплоты, отводимой от наружной поверхности стенки, образующей полость цилиндра к охлаждающей среде (пресной воде внутреннего контура), определяется по формуле:

$$Q'_{охл} = \alpha_{охл} F_{CT} (T_{cm2} - T_{охл}), \quad (16)$$



где $\alpha_{\text{охл}}$ – коэффициент теплоотдачи от стенок к охлаждающей жидкости, кВт/(м²·К); $F_{\text{СТ}}$ – площадь поверхности, которая омывается охлаждающей средой, м²; $T_{\text{ст2}}$ – температура стенки со стороны охлаждения, К; $T_{\text{охл}}$ – температура охлаждающей среды, К.

Коэффициент теплоотдачи от внешней стенки надпоршневой полости цилиндра к охлаждающей жидкости определяется с помощью выражения:

$$\alpha_{\text{охл}} = \frac{Nu_{\text{жс}} \cdot \lambda_{\text{жс}}}{d_{\text{экв}}}, \quad (17)$$

где $Nu_{\text{жс}}$ – число Нуссельта для охлаждающей жидкости; $\lambda_{\text{жс}}$ – коэффициент теплопроводности охлаждающей жидкости, кДж/м·ч·град; $d_{\text{экв}}$ – эквивалентный диаметр канала, м.

Количество теплоты $Q_{\text{охл}}$, которое передается от внешних стенок цилиндра к охлаждающей среде за 1 час определяется по формуле:

$$Q_{\text{охл}} = Q'_{\text{охл}} 60nz. \quad (18)$$

Для определения основных элементов циркуляционной системы смазки основной величиной служит количество масла, прокачиваемого через систему в единицу времени, или т. н. проток масла. В первом приближении эта величина может быть определена исходя из количества теплоты Q_M , которое отводится маслом от смазываемых деталей в охладитель, которая составляет 3,5-6 % от количества теплоты, которое выделяется в цилиндре при сгорании топлива [2].

Необходимая производительность насоса для прокачки охлаждающей среды рассчитывается исходя из количества теплоты, которое необходимо отвести от деталей двигателя и перепада температур охлаждающей среды $\Delta T = T_2 - T_1$.

$$G_{\text{охл.сп}} = \frac{Q_{\text{охл.сп}}}{c\Delta T} = \frac{Q_{\text{охл.сп}}}{c(T_2 - T_1)}, \quad (19)$$

где c – удельная теплоемкость охлаждающей среды, кДж/(кг·К); T_1 и T_2 – температура охлаждающей среды при входе и выходе из двигателя или теплообменного аппарата, К.

Мощность, потребляемая насосом для прокачки охлаждающей среды, определяется по формуле:

$$N_n = \frac{G_V \Delta p}{\eta_n}, \quad (20)$$

где G_V – объемный расход, м³/ч; Δp – гидравлический напор для прокачиваемого участка, Н/м²; η_n – КПД насоса (КПД центробежного водяного насоса находится в пределах 0,5 – 0,7; КПД масляного шестеренчатого насоса находится в пределах 0,7–0,9).

Для охлаждения пресной воды внутреннего контура, циркуляционного масла, наддувочного воздуха и утилизации отработанных газов применяются теплообменные аппараты, от эффективности которых зависит количество полезно используемой (утилизируемой) теплоты. Расчет, теплообменных аппаратов сводится в основном к определению необходимой площади поверхности теплообмена. В случае использования уже имеющихся теплообменных (штатных) аппаратов площадь теплообменной поверхности известна и определяется техническими характеристиками аппарата.

Исходя из уравнения теплового баланса, определяются также расход холодного теплоносителя и мощность, потребляемая насосом на его прокачку (20).



Уравнение теплового баланса для двух теплоносителей можно записать в виде равенства:

$$Q = G_1 c_{p1} (t'_1 - t''_1) \eta = G_2 c_{p2} (t'_2 - t''_2), \quad (21)$$

где G_1 и G_2 – соответственно, массовые расходы горячего и холодного теплоносителя; c_{p1} и c_{p2} – средние теплоемкости теплоносителей; $t'_1 - t''_1$ и $t'_2 - t''_2$ – изменение температур теплоносителей; η – коэффициент, учитывающий потери теплоты в окружающую среду.

Площадь теплообменной поверхности рассчитывается по формуле:

$$F_{пов} = \frac{Q}{K \cdot \Delta \bar{T}}, \quad (22)$$

где Q – количество тепла которое необходимо отвести охлаждающей средой (утилизировать), $кДж$; K – коэффициент теплопередачи $K = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} \right)$, $кВт / м \cdot К$; $\Delta \bar{T}$ – среднелогарифмический температурный напор между теплоносителем и охлаждающей средой $\Delta \bar{T} = \Delta T_\delta - \Delta T_M / \ln \frac{\Delta T_\delta}{\Delta T_M}$, $К$.

Исходя из выше изложенного, тепловая мощность КГУ на базе ДВС Q_m будет равна сумме теплоты, которая отводится в каждом из теплообменных аппаратов $Q_m = \sum_{i=1}^n Q_i$.

Расчет электрической мощности КГУ на базе ДВС выполняется на основе расчетов, приведенных в статье [5]. Фактическая активная электрическая мощность P_e определяется как разница подводимой от дизеля к генератору эффективной мощности N_e и суммарной мощности всех потерь P_Σ в синхронном генераторе, т. е. имеем:

$$P_\Sigma = P_{мех} + P_c + P_m + P_\epsilon, \quad (23)$$

В СГ выделяют следующие составляющие потерь [5]:

$$P_e = N_e - P_\Sigma. \quad (24)$$

где $P_{мех}$ – механические потери в генераторе на трение всех видов; P_c – потери в стали магнитопроводов; P_m – основные электрические потери в цепях обмоток (потери в меди); P_ϵ – потери на возбуждение.

$$P_{мех} = P_n + P_{вн} + P_{тщ}, \quad (25)$$

где P_n – потери на трение в подшипниках ($P_n = K_n f$, где K_n – постоянная; f – частота электрического тока); $P_{вн}$ – потери на вентиляцию и на трение вращающихся частей о воздух ($P_{вн} = 1,1 V u_B^2$, где V – количество охлаждающего воздуха, $м^3 / с$; u_B^2 – скорость на внешней окружности вентилятора, $м / с$; или $P_{вн} = K_{вн} f^3$, где $K_{вн}$ – постоянный коэффициент); $P_{тщ}$ – потери в скользящих щеточных контактах (в бесщеточных СГ отсутствуют) ($P_{тщ} = C_{щ} F_{щ} u_\kappa$, где $C_{щ}$ – коэффициент трения (по опытным данным в среднем для угольных щеток $C_{щ} \approx 2$); $F_{щ}$ – давление на щетки, $кгс / см^2$; u_κ – скорость на окружности проведенной через точки скользящего контакта, $м / с$; или $P_{тщ} = K_{тщ} f$, где $K_{тщ}$ – постоянный коэффициент, зависящий от $F_{щ}$ и $C_{щ}$).



Потери в стали рассчитываются по формуле:

$$P_c = \frac{P_{сн}}{U_n^2} U^2 = K_c U^2, \quad (26)$$

где $K_c = P_{сн} / U_n^2$ – постоянный коэффициент.

Расчет потерь в стали представляет большие трудности, поэтому они часто определяются приближенно как 0,5–2 % от номинальной мощности электрической машины.

Полные электрические потери в рабочих обмотках генератора вычисляются по формуле:

$$P_m = \frac{P_{мн}}{I_n^2} I^2 = K_m I^2, \quad (27)$$

где $K_m = P_{мн} / I_n^2$ – постоянный коэффициент.

Потери на возбуждение для электрических машин, возбуждаемых постоянным током, определяются следующим образом:

$$P_e = I_e^2 R_e = U_e I_e. \quad (28)$$

При известном КПД генератора (на номинальной мощности 0,9÷0,95) его электрическая мощность равна произведению КПД на эффективную мощность, подведенную от дизеля к генератору $P_e = \eta_{сг} N_e$.

На основе полученных значений тепловой и электрической мощности можно сделать выводы по величине энергоэффективности КГУ.

Главным показателем энергоэффективности когенерационных установок есть суммарный коэффициент полезного действия, который отображает эффективность использования топлива.

Суммарный КПД КГУ на базе ДВС определяется отношением производимой установкой механической или электрической и тепловой энергии к энергии затраченного топлива, что видно из следующих выражений:

1) при производстве механической и тепловой энергии

$$\eta_{\Sigma} = (N_e + Q_m) / B_{\text{ч}} Q_n^p, \quad (29)$$

где N_e – эффективная мощность, передаваемая от фланца коленчатого вала двигателя к потребителю механической энергии без учета мощности, затрачиваемой на привод различных навешанных на двигатель механизмов; Q_m – полезная тепловая мощность, которая передается пользователю за 1 час; $B_{\text{ч}} Q_n^p$ – количество теплоты, которое выделяется при сжигании топлива в когенерационной установке за 1 час.

2) при производстве электрической и тепловой энергии

$$\eta_{\Sigma} = (P_e + Q_m) / B_{\text{ч}} Q_n^p, \quad (30)$$

где P_e – фактическая активная электрическая мощность на клеммах синхронного генератора вырабатываемая за 1 час.

Еще одним показателем энергоэффективности когенерационной установки является коэффициент экономии топлива ε_m , который характеризует снижение затрат топлива на производство тепловой и электрической энергии при когенерации по отношению к потерям топлива при отдельном производстве тех же самых энергий.

$$\varepsilon_m = (Q_{omд} - Q_{ког}) / Q_{omд}, \quad (31)$$



где $Q_{ког}$ и $Q_{отд}$ – тепловая энергия затраченного топлива при производстве тепловой и электрической энергии за когенерационной схемой и при отдельном производстве тех же самых энергий, соответственно.

Важной также является оценка эффективности теплообменных поверхностей, используемых в КГУ, теплообменных аппаратов с энергетической точки зрения. Теплогидравлическая эффективность теплообменной поверхности ТА [8] определяется как отношение передаваемого количества теплоты Q через поверхность теплообмена к величине мощности насоса N_n (20), которая необходимая для прокачки охлаждающей среды через тракт теплообменника:

$$E = Q/N_n . \quad (32)$$

Таким образом, если учесть теплогидравлическую эффективность в формуле (29) получим:

$$\eta_{\Sigma} = \left(N_e - \sum_{i=1}^n N_n + \sum_{i=1}^n Q \right) / B_{\psi} Q_n^p . \quad (33)$$

Аналогичное выражение можно получить и для формулы (30).

В случае использования газотурбоагнетателя воздуха формула (33) примет следующий вид:

$$\eta_{\Sigma} = \left(N_e + N_{зми} - \sum_{i=1}^n N_n + \sum_{i=1}^n Q - Q_{зми} \right) / B_{\psi} Q_n^p , \quad (34)$$

где $N_{зми}$ – прирост мощности двигателя за счет газотурбинного наддува воздуха в ДВС; $Q_{зми}$ – количество теплоты затрачиваемое на привод газотурбоагнетателя.

Выводы. Разработанная методика определения тепловой и электрической мощности КГУ на базе ДВС позволяет производить оценку эффективности КГУ и дает возможность решения проблем, связанных с экономией и рациональным использованием первичных энергетических ресурсов.

Кроме того, получен суммарный КПД КГУ на базе ДВС с учетом теплогидравлической эффективности теплообменной поверхности ТА, который позволяет оценить энергоэффективность КГУ при различных схемах утилизации теплоты и разных конструкциях ТА.

Дальнейшие исследования в данном направлении будут связаны с определением оптимальной схемы утилизационного контура КГУ на базе ДВС и более эффективной эксергетической оценкой КГУ в целом.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Жовнір М. М. Тепловий баланс та температурні рівні скидної теплоти газопоршневих двигунів внутрішнього згорання / М. М. Жовнір // Промышленная теплотехника. – 2008. – Т. 30, №1. – С. 50-59.
2. Лебедев О. Н. Двигатели внутреннего сгорания речных судов : учеб. для вузов / О. Н. Лебедев, В. А. Сомов, С. А. Калашников. – М. : Транспорт, 1990. – 328 с.
3. Самсонов В. И. Двигатели внутреннего сгорания морских судов / В. И. Самсонов, Н. И. Худов. – М. : Транспорт, 1990 – 368 с.
4. Дьяченко В. Г. Теория двигателей внутреннего сгорания / В. Г. Дьяченко. – Харьков : ХНАДУ, 2009. – 500 с.
5. Кузнецов С. Е. Влияние нагрузки и коэффициента мощности на коэффициент полезного действия судового синхронного генератора / С. В. Кузнецов // Судостроение. – СПб., 2011. – № 5. – С. 29-32.



6. Программный комплекс ДИЗЕЛЬ РК [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://www.diesel-rk.bmstu.ru>
7. Стефановский Б. С. Теплонапряженность деталей быстроходных поршневых двигателей / Б. С. Стефановский. – М. : Машиностроение, 1978. – 128 с.
8. Горобець В. Г. Теплогідравлічна ефективність поверхонь з інтенсифікаторами теплообміну та оребренням / В. Г. Горобець // Науковий вісник НУБіП України. – 2010. – № 148. – С. 46-56.

Богдан Ю.О. РОЗРОБКА МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ ТЕПЛОВОЇ І ЕЛЕКТРИЧНОЇ ПОТУЖНОСТІ КОГЕНЕРАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ НА БАЗІ СУДНОВОГО ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Розробка методики розрахунку теплової та електричної потужності когенераційної установки на базі суднового двигуна внутрішнього згоряння за допомогою теплобалансових розрахунків послідовно, починаючи з циліндрів двигуна і закінчуючи утилізаційними теплообмінними апаратами.

При розрахунку теплової потужності, установка ділиться на модулі, і визначаються складові підведеної і відведеної теплоти до кожного з них на основі рівнянь теплового балансу. Електрична потужність установки визначається, як різниця ефективної потужності, що підводиться від дизеля до генератору і сумарної потужності всіх втрат в генераторі.

Приведена методика дозволяє здійснювати оцінку ефективності установки та дає можливість вирішення проблем, пов'язаних з економією та раціональним використанням первинних енергетичних ресурсів.

Отримані основні критерії ефективності (сумарний коефіцієнт корисної дії з урахуванням теплогідравлічної ефективності теплообмінної поверхні теплообмінних апаратів, коефіцієнт використання палива), що дозволяють оцінити енергоефективність когенераційної установки при різних схемах утилізації теплоти і різних конструкціях теплообмінних апаратів.

Ключові слова: теплова потужність, електрична потужність, когенераційна установка, двигун внутрішнього згоряння.

Bogdan Y. A. DEVELOPMENT OF METHOD OF CALCULATION OF THERMAL AND ELECTRIC POWER OF THE CO-GENERATION PLANT BASED ON SHIP INTERNAL COMBUSTION ENGINE

Development of method of calculation of thermal and electric power of the co-generation plant based on ship internal combustion engine by heat-balance calculations consistently, since the cylinders of engine concluding utilization in heat-exchangers.

At the calculation of thermal power, co-generation plant is divided on the modules, and the components of the brought and taken heat are determined to each of them on the basis of equations of thermal balance. Electric power of co-generation plant is determined, as a difference of effective power which is supply from a diesel to the generator and total power of all losses in a generator.

The resulted method allows to produce the estimation of efficiency of power-plant and enables decision of problems, related to the economy and rational use of primary power resources.

The basic criteria of efficiency (total output-input ratio taking into account heat-hydraulic efficiency of heat-exchange surface of the heat-exchangers, coefficient of the use of fuel) are got and these allow to estimate energy efficiency of the co-generation plant with the different schemes of utilization of heat and the different constructions of the heat-exchangers.

Keywords: thermal power, electric power, co-generation plant, internal combustion engine.

Статтю прийнято
до редакції 14.05.14.