

УДК 621.311

**Басок Б.И.<sup>1</sup>, Коломейко Д.А.<sup>2</sup>, Кужель Л.М.<sup>1</sup>**<sup>1</sup> *Институт технической теплофизики НАН Украины*<sup>2</sup> *ООО НПП «Мадек»*

## ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ И ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ КОГЕНЕРАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ МОЩНОСТЬЮ 1,0 МВт И ТЕПЛОВОЙ МОЩНОСТЬЮ 1,2 МВт

Наведено експлуатаційні показники теплових та екологічних випробувань газопоршневої когенераційної установки електричною потужністю 1 МВт, а також результати випробувань котла-утилізатора тепловою потужністю 1,034 Гкал/год.

Приведены эксплуатационные показатели тепловых и экологических испытаний газопоршневой когенерационной установки электрической мощностью 1,0 МВт, а также результаты испытаний котла-утилизатора тепловой мощностью 1,034 Гкал/ч.

Operational indicators of thermal and ecological tests cogeneration piston engine by electric capacity 1,0 MW, and also results of tests of a copper-utilizator by thermal capacity are resulted 1,034 Gcal/h.

Оценки экологов показывают, что в настоящее время электростанции Украины ответственны за 60...70% суммарных национальных выбросов двуокиси серы, 25% выбросов окислов азота и трети выбросов двуокиси углерода – основного парникового газа. Эти эмиссии усугубляют экологические проблемы, включая глобальное изменение климата, кислотные дожди, смог, загрязнение водных ресурсов, а также создают многочисленные проблемы со здоровьем населения. Таким образом, производство энергии является одним из главных источников загрязнения окружающей среды. Когенерационные энергетические технологии [1-4], используя первичное топливо в два-три раза эффективней традиционной энергетики, существенно снижают выбросы загрязняющих веществ (оксидов азота, двуокиси серы и летучих органических соединений).

В данной работе приводятся результаты эколого-теплотехнических испытаний когенерационной установки электрической мощностью 1,0 МВт, проводимых с целью установления оптимальных эколого-экономических режимов ее

эксплуатации. В задачи испытаний входило определение: тепловых потерь и КПД «брутто» установки; определение удельных расходов топлива; оптимального соотношения газ - воздух (проверка эффективности микропроцессорной системы управления, позволяющей непрерывно поддерживать необходимое соотношение воздуха и топлива, с компенсацией изменений окружающей температуры воздуха, его относительной влажности и нагрузки установки, а также качества топлива); валовых и удельных выбросов оксидов азота и углерода; зависимости выбросов оксидов азота и углерода от избытка воздуха и нагрузки установки, а также разработка мероприятий по повышению надежности, экономичности работы установки и снижению выбросов загрязняющих веществ в атмосферу.

В качестве исследуемой установки выбрана когенерационная газопоршневая установка (ГПУ) «FG WILSON PG1250B», состоящая из газового двигателя внутреннего сгорания типа Perkins 4016-E61TRS, генератора FG Wilson LL8124P, теплового модуля, котла-утилизатора, радиатора аварийного охлаждения, системы выброса выхлопных газов с шумоглушителем. Газовый двигатель снабжался

турбокомпрессором с промежуточным охлаждением газовой смеси перед последней ступенью компрессора. Воздух и топливный газ попадали в карбюратор-смеситель, откуда компрессором нагнетались в цилиндры двигателя, где происходило сжигание топливно-воздушной смеси. Продукты сгорания под остаточным давлением направлялись в пассивный утилизационный теплообменник и через выхлопную систему выбрасывались в атмосферу. Производство электроэнергии осуществлялось двухподшипниковым синхронным бесщеточным генератором переменного тока, находящимся на одном валу с двигателем. Регулирование частоты вращения генератора осуществлялось регулятором частоты, управляющим частотой вращения двигателя.

Для обеспечения надлежащей работоспособности двигателя необходимо отводить теплоту от некоторых его нагретых узлов. В частности, детали цилиндров охлаждаются для поддержания стабильных характеристик двигателя. В общем случае 20...40% затраченной энергии отводится системой охлаждения. В двигателе имеется три контура отвода теплоты: контур охлаждения надувочного воздуха; контур охлаждения масла двигателя; водяная рубашка охлаждения тела двигателя. Схема обвязки ГПУ представлена на рис. 1.

Масляный охладитель охлаждается водой из контура рубашки охлаждения. Нормальная температура воды на входе в двигатель 86 °С, на выходе из двигателя 95 °С.

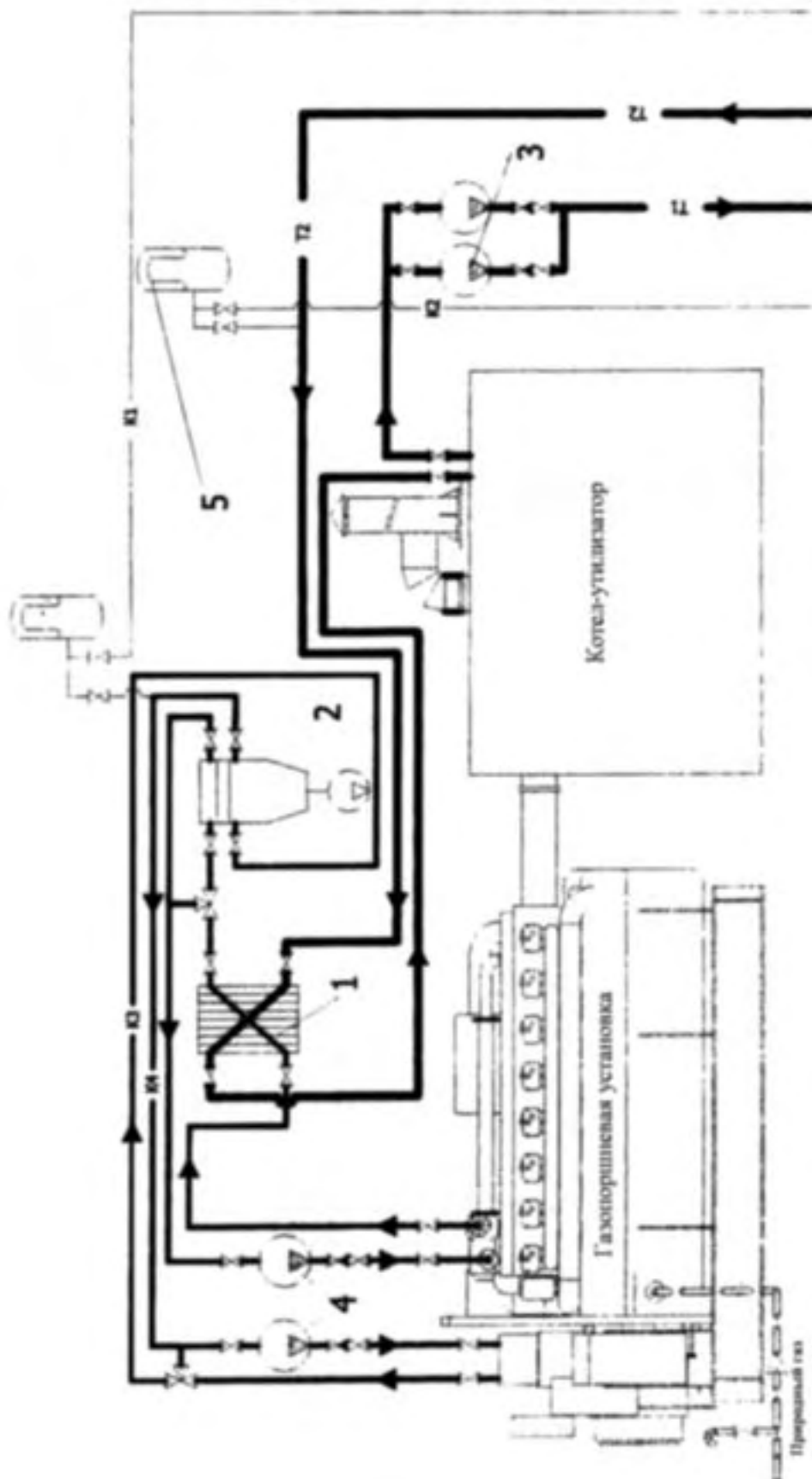
Утилизация теплоты охлаждающей жидкости осуществляется в тепловом модуле (первый выносной утилизационный скоростной теплообменник ГПУ) за счет подогрева обратной сетевой воды системы отопления. В случае отсутствия снятия тепловой нагрузки охлаждающая жидкость из рубашечного пространства отдает теплоту в специальных выносных радиаторах аварийного охлаждения. Обратная сетевая вода системы отопления после теплового модуля направляется в котел-утилизатор теплоты выхлопных газов (второй выносной теплообменник ГПУ), откуда направляется в подающий трубопровод системы отопления.

Контур охлаждения газовой смеси служит для ее охлаждения перед последней ступенью компрессора. Охлаждение смеси, нагретой в процессе сжатия, необходимо для предотвращения ее детонации в двигателе и для увеличения плотности смеси, и, таким образом, для увеличения массового расхода. Охлаждающая жидкость имеет на входе температуру 32 °С, на выходе 35 °С. Температура охлаждающей жидкости понижается в общих выносных радиаторах.

Выхлопная система предназначена для сбора отработавших газов от цилиндров двигателя и быстрого бесшумного выпуска наружу. Основной целью выхлопной системы является обеспечение минимального значения противодавления, так как затрудненный выпуск отработавших газов вызывает потерю мощности двигателя и увеличение температуры отработавших газов.

Для снижения уровня шума от выхлопных газов в выхлопной системе предусматривается шумоглушитель, который вместе с котлом-утилизатором обеспечивает звуковое давление в пределах санитарных норм. На случай вывода из работы поверхностей нагрева котла-утилизатора предусмотрена байпасная линия, расположенная внутри котла. Выброс продуктов сгорания предусматривается через индивидуальные дымовые трубы высотой 15 м.

Номинальная электрическая мощность установки 1,0 МВт, теплопроизводительность по горячей воде 1,034 Гкал/ч. Установка предназначена для выработки электроэнергии и теплоснабжения помещений. Паспортные технические характеристики [5], представленные в соответствии с ISO3046, а условия эксплуатации в соответствии с ISO3046/1, и основанные на использовании природного газа с теплотворной способностью 34,71 МДж/м<sup>3</sup>, приведены в таблице.



*Рис. 1. Принципиальная схема когенерационной установки:  
 1 – теплообменник контура охлаждения двигателя; 2 – выносной воздушный радиатор; 3 – сетевой насос;  
 4 – насос контура охлаждения двигателя; 5 – расширительные баки; K1, K2 – подпиточная вода;  
 K3, K4 – жидкость охлаждения турбонаддува; T1 T2 – прямая и обратная сетевая вода.*

Таблица. Характеристики установки

№	Параметр	Размерность	Значение
1	Мощность номинальная на клеммах генератора	кВт	1000
2	КПД „электрический” (номинальный)	%	39,0
3	Номинальное напряжение	В	400
4	Номинальная частота вращения	об/мин	1500
5	Частота	Гц	50
6	Номинальная тепловая мощность по воде	Гкал/ч	1,034
7	Температура выхлопных газов за двигателем, перед котлом-утилизатором	°С	496
8	Давление природного газа на входе	кПа	50-100
9	Номинальный расход природного газа при $Q_{н^p}=8300$ ккал/м <sup>3</sup>	нм <sup>3</sup> /ч	265
10	Система охлаждения	тип	двухконтур.
11	Давление обратной сетевой воды	МПа	0,55
12	Давление прямой сетевой воды	МПа	0,47
13	Расход сетевой воды	м <sup>3</sup> /ч	100
14	Температура обратной сетевой воды	°С	70
15	Температура прямой сетевой воды	°С	80
16	Температура охлаждающей жидкости двигателя на входе (макс.)	°С	84
17	Температура охлаждающей жидкости двигателя на выходе (макс.)	°С	98
18	Расход жидкости, охлаждающей двигатель	м <sup>3</sup> /ч	54
19	Мощность электродвигателя системы охлаждения двигателя	кВт	11
20	Мощность электродвигателя системы охлаждения газозвоздушной смеси	кВт	4
21	Температура уходящих дымовых газов после котла-утилизатора	°С	120
22	Концентрация вредных веществ в уходящих газах (5% O <sub>2</sub> ), не более NO <sub>x</sub> CO	мг/м <sup>3</sup> мг/м <sup>3</sup>	500 650
23	Габаритные размеры двигателя (дл.×шир.×выс.)	м	3,8×2,0×1,9
24	Масса	кг	5500

Обработка результатов и расчет энергетических показателей производились по выражениям:

- коэффициент полезного действия ГПУ “брут-

$$\text{то”} - \eta_B = \frac{Q_{эм}}{Q_{нод}} 100\%,$$

где  $Q_{эм}$  – общий расход теплоты на выработку электроэнергии и теплоты;  $Q_{нод}$  – теплота сгорания топлива, подведенная к ГПУ;

## ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

– коэффициент полезного действия ГПУ «нетто» –

$$\eta_N = \frac{Q_{эм}^H}{Q_{под}} 100\%,$$

где  $Q_{эм}^H$  – общий расход теплоты на выработку электроэнергии и теплоты без учета собственных нужд, ккал/ч;  
коэффициент полезного действия “термический”

$$\eta_T = \frac{Q_c}{Q_{под}} 100\%,$$

где  $Q_c$  – теплота, отданная сетевой воде;  
коэффициент полезного действия “электрический”

$$\eta_E = \eta_B - \eta_T;$$

подведенная к ГПУ теплота сгорания топлива

$$Q_{под} = B_{г} Q_n^p \frac{t_{г} + 273}{273},$$

где  $B_{г}$  – расход природного газа, м<sup>3</sup>/ч;  $Q_n^p$  – низшая теплота сгорания газа, ккал/м<sup>3</sup>;  $t_{г}$  – температура газа, °С.

Во время проведения измерений в когенерационную установку подавался природный газ с низшей теплотой сгорания 8175 ккал/м<sup>3</sup> при  $t=20$  °С и  $P=0,1013$  МПа и плотностью 0,765 кг/м<sup>3</sup>. Число Воббе ниже составило 10562 ккал/м<sup>3</sup>. Природный газ имел следующий элементный состав в процентах: метан – 93,4, этан – 3,2, пропан – 0,8, бутан – 0,1, изобутан – 0,2, азот – 1,2, диоксид углерода – 1,3, сероводород – 0. Погрешности измерений первичных характеристик ГПУ составили: концентрации трехатомных газов и кислорода – 0,2%; концентрации СО и NO<sub>2</sub> – 5 мг/м<sup>3</sup>; температуры отходящих дымовых газов, холодного воздуха и сетевой воды – 0,1 °С; скорости отходящих дымовых газов – 0,1 м/с; расхода сетевой воды – 1,5%.

Опыты проводились в рабочем диапазоне электрической нагрузки 400...1000 кВт, теплопроизводительности 0,45...1,04 Гкал/час. Изменение нагрузок и соответственно расходов газа и воздуха регулировалось с помощью автоматических систем.

Анализ технико-экономических характеристик показал, что увеличение нагрузки ГПУ с 400 до 1000 кВт приводил к изменению значений параметров в пределах:

– расход газа, м <sup>3</sup> /ч	121...276
– КПД ГПУ брутто, %	81,39...83,90
– КПД ГПУ нетто, %	78,34...82,70
– КПД ГПУ электрический, %	37,88...40,70
– КПД ГПУ термический, %	43,51...43,20
– удельный расход условного топлива на отпущенный электрический кВт·ч, г у.т./кВт·ч	216,4...215,0
– удельный расход условного топлива на отпущенную Гкал теплоты, кг у.т./Гкал	113,95...106,23
– потеря теплоты с уходящими газами, %	9,35...11,63
– потеря теплоты с химическим недожогом, %	0,082...0,13
– потеря теплоты в окружающую среду, %	9,19...1,74
– суммарные потери, %	18,61...13,50
– температура уходящих газов, °С	156,4...179,0
– коэффициент избытка воздуха в выхлопных газах за установкой	1,73...1,82
– концентрация СО в выхлопных газах при O <sub>2</sub> =5%, мг/м <sup>3</sup>	321...482
– концентрация NO <sub>x</sub> в выхлопных газах при O <sub>2</sub> =5%, мг/м <sup>3</sup>	302...476
– содержание кислорода в выхлопных газах, %	9,2...9,9
– содержание трехатомных газов RO <sub>2</sub> в выхлопных газах, %	6,7...6,1
– скорость выхлопных газов перед дымовой трубой, м/с	13,4...21,5
– температура охлаждающей жидкости до двигателя (на выходе из теплового модуля), °С	73...82
– температура охлаждающей жидкости после двигателя (на входе в тепловой модуль), °С	79...91
– температура сетевой воды на входе в котел-утилизатор, °С	58...54
– температура сетевой воды на выходе из котла-утилизатора, °С	70...76

– теплопроизводительность ГПУ, Гкал/ч  
0,432-1,01

Обращает на себя внимание монотонное увеличение КПД брутто с увеличением нагрузки с 81,39 до 83,9%, КПД электрического с 37,88 до 40,7%, что, несомненно, показывает целесообразность эксплуатации ГПУ на высоких диапазонах нагрузок (800...1000 кВт). КПД термический возрастал от значения 43,5% при электрической мощности 400 кВт до 45,0% при 700 кВт, а затем уменьшался до значения 43,2% при 1000 кВт. Относительно одинаковые величины вредных выбросов в атмосферу, во всем диапазоне нагрузок (при одинаково заданном соотношении газ - воздух), свидетельствуют о точной работе системы регулирования подачи газа и воздуха, т.е. об эффективной системе топливоподготовки.

Оптимальные значения технико-экономических и экологических показателей достигались при соотношении газ-воздух 1:10, при этом коэффициент избытка воздуха изменялся с 1,73 (400 кВт) до 1,82 (600...1000 кВт). Наиболее высокий КПД ГПУ реализуется при нагрузке 1 МВт (83,9%). Удельный расход условного топлива на отпущенный электрический кВт·ч при электрических нагрузках 400...1000 кВт изменялся с 216,4 г у.т./кВт·ч до 215,03 г у.т./кВт·ч. Удельный расход условного топлива на отпущенную Гкал теплоты при нагрузках электрических 400-1000 кВт составил от 106,23 кг у.т./Гкал до 113,95 кг у.т./Гкал.

Концентрация вредных веществ в выхлопных газах монотонно изменялась (при  $O_2 = 5\%$ ): CO – от 321 мг/м<sup>3</sup> (400 кВт) до 482 мг/м<sup>3</sup> (1000 кВт); NO<sub>x</sub> – от 302 мг/м<sup>3</sup> (400 кВт) до 476 мг/м<sup>3</sup> (1000 кВт). Это означает, что эксплуатация установки производилась в пределах паспортных данных, т.к. проектные значения вредных выбросов при  $O_2=5\%$  составляют соответственно: CO – не более 650 мг/м<sup>3</sup>; NO<sub>x</sub> – не более 500 мг/м<sup>3</sup>,

Обращает внимание тот факт, что при проведении измерений был задан низкий расход сетевой воды через тепловой модуль и котел-утилизатор (т.е. расход воды системы отопления при давлении на выходе из котла-утилизатора 0,34 МПа), равный 36 м<sup>3</sup>/ч, хотя проектный рас-

ход соответствует 100 м<sup>3</sup>/ч. Это в свою очередь привело к повышению температуры уходящих дымовых газов до 156,4...179,0 °С (проектная 120 °С), что соответственно снизило эффективность работы ГПУ.

Расчет валовых выбросов загрязняющих веществ, содержащихся в продуктах сгорания топлива когенерационной ГПУ, проводился с помощью методики [6,7] на основании первичных измерений состава природного газа и измеренных теплотехнических показателей установки.

Согласно [7] показатель эмиссии оксидов азота ( $K_{NO_x}$ )<sub>0</sub> без учета первичных мероприятий равняется 150 г/ГДж. Общий коэффициент эмиссии оксидов азота определяется как

$$K_{NO_x} = (K_{NO_x})_0 f_n (1 - \eta_1)(1 - \eta_2 \beta), \text{ г/ГДж},$$

где  $f_n$  – степень уменьшения выбросов NO<sub>x</sub> во время работы на низкой нагрузке,  $f_n = (Q_\phi / Q_n)^z$ ,  $\eta_1$  – эффективность первичных (режимно-технологических) способов уменьшения выбросов,  $\eta_2$  – эффективность вторичных способов – азотоочистной установки,  $\beta$  – коэффициент работы азотоочистной установки,  $Q_\phi$ ,  $Q_n$  – фактическая и номинальная тепловая мощность ГПУ. Эмпирический коэффициент  $z$  для ГПУ при использовании природного газа составляет 1,25. Эффективность первичных средств уменьшения выбросов оксидов азота  $\eta_1$  для ГПУ составляет 0,3. Азотоочистная установка отсутствует, поэтому коэффициент работы  $\beta=0$ .

Валовой выброс оксидов азота  $E_{NO_x}$ :

$$E_{NO_x} = 10^{-6} K_{NO_x} Q_1^r B, \text{ т},$$

где  $Q_1^r$  – низшая рабочая теплота сгорания газа, МДж/кг;  $B$  – расход природного газа, м<sup>3</sup>/ч.

По данным [8] показатель эмиссии оксида углерода  $K_{CO}$  составляет 230 г/ГДж. Валовой выброс оксида углерода

$$E_{CO} = 10^{-6} K_{CO} Q_1^r B, \text{ т}.$$

Показатель эмиссии диоксида углерода определяется по выражению:

$$K_{CO_2} = \frac{44}{12} \frac{C^r}{100} \frac{10^6}{Q_1^r} E_C = 3,67 K_C E_C, \text{ г/ГДж},$$

## ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

где  $C^r$  - массовое содержание углерода в топливе на его рабочую массу, %,  $K_c$  - показатель эмиссии углерода топлива, г/ГДж, а степень окисления  $E_c$  при сжигании природного газа в энергетической установке составляет 0,995.

Валовой выброс диоксида углерода определяется по формуле:

$$E_{CO_2} = 10^{-6} \times K_{CO_2} \times Q_1^r \times B, \text{ т.}$$

Валовой выброс оксида диазота  $N_2O$  при сжигании природного газа рассчитывался:

$$E_{N_2O} = 10^{-6} K_{N_2O} Q_1^r B, \text{ т.}$$

Валовой выброс метана  $CH_4$  при сжигании природного газа рассчитывался с помощью данных [6] по формуле:

$$E_{CH_4} = 10^{-6} K_{CH_4} Q_1^r B, \text{ т.}$$

Валовой выброс ртути при сжигания в ГПУ природного газа рассчитывался и по формуле:

$$E_{Hg} = 10^{-6} K_{Hg} Q_1^r B, \text{ т.}$$

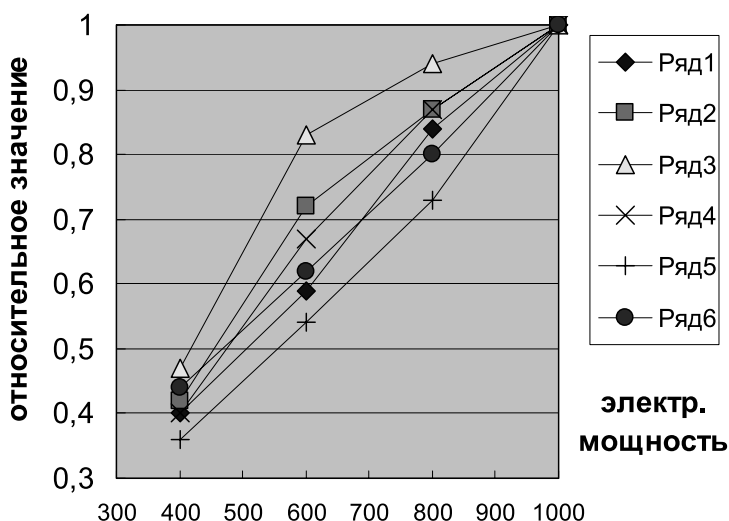
Заметим, что значения выбросов ртути составили  $4,3 \cdot 10^{-7}$  при 400 кВт и возросли до  $8,6 \cdot 10^{-6}$  кг/ч при увеличении мощности до 1000 кВт.

Результаты валовых выбросов основных загрязняющих веществ (кроме серы, которая в исходном природном газе отсутствовала) представлены на рис. 2. Все показатели на рис. 2 монотонно возрастают с увеличением мощности ГПУ от начального значения 0,4 до 1,0, т.е. практически пропорционально росту мощности. Удельный выброс  $CO$  с ростом электрической мощности вначале возрастал от значения 2,30 г на отпущенный 1 кВт<sub>эл</sub>·ч при 400 кВт до максимального значения 2,33 г/(кВт<sub>эл</sub>·ч) при 650 кВт, а затем уменьшался до 2,25 г/(кВт<sub>эл</sub>·ч) при 1000 кВт. Подобным образом изменялся и удельный выброс  $NO_x$  – вначале возрастал от значения 2,20 грамма на 1 кВт<sub>эл</sub>·ч при 400 кВт до максимального значения 2,27 г/(кВт<sub>эл</sub>·ч) при 800 кВт, а затем уменьшался до 2,25 г/(кВт<sub>эл</sub>·ч) при 1000 кВт. Удельные выбросы  $CO$  и  $NO_x$  на одну Гкал монотонно возрастали с увеличением электрической мощности соответственно от значения 2,1

кг/Гкал до 2,35 кг/Гкал и от значения 2,0 кг/Гкал до 2,3 кг/Гкал.

В заключение можно сделать вывод о том, что использование газопоршневых когенерационных установок позволяет создать надежную автономную систему электротеплоснабжения предприятия. При этом, как показывают экономические расчеты, стоимость электроэнергии в 1,5 раза ниже, чем при покупке ее у энергокомпаний.

В результате проведенных измерений также установлено, что надежная работа системы регулирования соотношения газ - воздух позволяет эксплуатировать ГПУ с практически одинаковым удельными энергетическими показателями в широком диапазоне нагрузок. При этом концентрации вредных и парниковых веществ в выхлопных газах не превышают проектных значений.



**Рис. 2. Зависимость расхода условного топлива от мощности (за один час) относительных (нормированных на максимальное значение при электрической мощности 1000 кВт) выбросов вредных и парниковых веществ при использовании природного газа в когенерационной ГПУ:  $\blacklozenge$  - выброс  $NO_x$ , макс. значение 2,2 кг/ч;  $\blacksquare$  -  $CO$ , макс. 2,25 кг/ч;  $\blacktriangle$  -  $CO_2$ , макс. 560,9 кг/ч;  $\times$  -  $N_2O$ , макс. 0,025 кг/ч;  $*$  -  $CH_4$ , макс. 0,01 кг/ч;  $\bullet$  - расход условного топлива, макс. значение 322,32 кг у.т./ч.**

## ЛИТЕРАТУРА

1. www.cogeneration.ru
2. Клименко В.Н., Мазур А.И., Сабашук П.П. Когенерационные системы с тепловыми двигателями (Справочное пособие). Ч. – К.: 2008. – 560 с.
3. Клименко В.Н. Проблемы когенерационных технологий в Украине // Промышленная теплотехника. – 2001. – Т.23. – № 4-5. – С. 106–110.
4. Коломейко Д. А., Корнеев И. Ю. Анализ энергетической эффективности когенерационной установки фирмы «WILSON» типа PG1250B // Промышленная теплотехника. – 2005. – Т.27, №3. – С. 46–9.
5. www.perkins.com
6. Выбросы загрязняющих веществ в атмосферу от энергетических установок. Методика определения. ГКЛ 34.02.305-2002. Минтопэнерго Украины. Киев. – 2002.
7. Комунальна теплоенергетика України: стан, проблеми, шляхи модернізації (Долінський А.А., Басок Б.І., Базєєв Е.Т., Пироженко І.А., колективна монографія). – К.: Т. 1-2. – 2007. – 828 с.
8. Сборник показателей эмиссии (удельных выбросов) загрязняющих веществ в атмосферный воздух различными производствами. Донецк: УкрНТИ, т. 1. - 2004. – 184 с.

Получено 15.01.2009 г.

УДК 621.391

**Драганов Б.Х.**

*Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины*

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК НА ОСНОВЕ БУЛЕВЫХ МОДЕЛЕЙ И ТЕОРИИ СРЕДНЕГО ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ

Викладено метод оцінки надійності технічних установок на основі булевих моделей. Показано, що даний метод особливо зручний для визначення надійності енергетичних систем.

Изложен метод оценки надежности технических установок на основе булевых моделей. Показано, что данный метод особо удобен для определения надежности энергетических систем.

The method of estimation of reliability of technical options is expounded on the basis of boole models. It is determined that the expounded method is especially comfortable for determination of reliable energy power systems.

$p(t)$  – вероятность функционирования системы;  
 $R$  – вероятность безотказной работы системы;  
 $S(y)$  – функция работоспособности;  
 $T$  – проработка системы;  
 $t$  – время;  
 $y$  – булева переменная

**Индексы:**  
 $i$  – номер ребра;  
 $j$  – номер узла (вершины);  
 $s$  – параметр системы.

При оценке эффективности функционирования технических систем важную роль играют мно-