УДК 621.311

М. М. Чепурний, к. т. н., доц.; Н. В. Резидент, к. т. н.; Т. М. Олексина

ТЕПЛОЕЛЕКТРОЦЕНТРАЛІ НА БАЗІ ПРОТИТИСКОВИХ ПАРОВИХ ТУРБІН І ТУРБІН З НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНИМ РОБОЧИМ ТІЛОМ

Визначено показники роботи комбінованих бінарних установок на базі протитискових турбін і турбін, які працюють із низькотемпературним робочим тілом.

Ключові слова: *протитискова турбіна, бінарний цикл, теплоелектроцентраль, низькотемпературне робоче тіло, конденсатор, умовне паливо.*

Вступ

Загальновідомим є факт, що понад 90 % теплоенергетичного устаткування на теплових електростанціях України вичерпали нормативний ресурс роботи, а близько 70 % його – подвійний. Згідно з перспективним планом розвитку енергетики до 2030 року виробництво електроенергії в країні має збільшитись у 2 – 2,5 рази порівняно з 2005 р. [1]. Нарощення електрогенерувальних потужностей за рахунок реконструкції старих або введення в дію нових енергоблоків потребує значних капіталовкладень, яких в Україні сьогодні немає. Зауважимо також, що через погіршення газопостачання з Росії опалення і гаряче водопостачання в окремих районах може здійснюватися від електрокотелень.

Одним із пріоритетних напрямків модернізації вітчизняної енергетики вважають комбіноване виробництво електроенергії та теплоти на базі наявного теплоенергетичного устаткування невеликої потужності. Саме тут існують реальні можливості застосування нових ефективних технологій за кошти вітчизняних, а не іноземних інвесторів. Серед таких технологій актуальним є застосування бінарних циклів, які працюють на низькотемпературних робочих тілах (НРТ) [2 – 4]. На теренах України працює багато промислових теплоелектроцентралей (ТЕЦ) невеликої потужності з протитисковими турбінами, які постачають водяну пару промисловим переробним підприємствам. Однак на сьогодні склалася ситуація, коли внаслідок скорочення виробництва або його переорієнтації скоротилось або повністю припинилось споживання пари заданого тиску. Насамперед, це стосується турбін з протитиском 1,5 – 1,8 МПа. Використання таких турбін для потреб теплофікації недоцільне через значні втрати теплоти в процесах дроселювання й охолодження пари.

Оскільки в літературі наведено лише окремі загальні принципи застосування бінарних циклів з НРТ, то на підставі вищевикладеного поставлено завдання визначення показників роботи бінарних установок, створених на базі протитискових турбін невеликої потужності та прибудованих паротурбінних установок (ПТУ), які працюють на НРТ.

Основні результати

За базові вибрано типові протитискові турбіни з протитиском 1,5 МПа. Методику розрахунків теплових схем паротурбінних установок викладено в [5]. Для розрахунків вибрано: температуру водяної пари перед турбінами t_o=435 ºС; початкову ентальпію пари h_o=3305 кДж/кг; температуру зворотного конденсату $t_{зк}$=103 ºС; температуру живильної води $t_{жв}$=104,8 ºС; коефіцієнт корисної дії (ККД) парових котлів – 0,92. Деякі показники роботи ПТУ наведено в табл. 1.

Таблиця 1

Деякі характеристики і показники роботи базових ПТУ

Показники	Тип турбіни / номер варіанта			
	Р-6-35/15	Р-4-35/15	Р-2,5-35/15	Р-1,5-35/15
	1	2	3	4
Потужність електрогенератора, МВт	6	4	2,5	1,5
Температура пари в протитиску, °С	335	338	342	345
Витрата пари на турбіну, т/год	123,5	85,4	56,3	35,5
Теплова потужність промислових споживачів, МВт	89,21	61,81	40,90	25,87
Електрична потужність власних потреб, кВт	652	473	378	226
Витрата умовного палива, т/год	13,272	9,178	6,052	3,815
Питома витрата умовного палива на виробництво електричної та теплової енергії, кг/ГДж	38,72	38,73	38,735	38,74

Принципова теплова схема бінарної установки на базі типової ПТУ і прибудованої ПТУ з низькотемпературним циклом показана на рис.1, де також наведено позначення параметрів теплоносіїв: P – тиск; t – температура; h – ентальпія пари; h' – ентальпія рідини; а також витрат D і G в характерних точках циклів. У якості НРТ вибрано бензол (C_6H_6), бо є фірма, яка проектує і виготовляє турбіни, що працюють на парі бензолу [6].

Паровий котел 1 генерує водяну пару з параметрами P_o, t_o, h_o і витратою D_o. Ця пара надходить в протитискову (базову) турбіну 2. Пара із протитиску турбіни може надходити як до промислових споживачів по лінії 4, так і в бензоловий котел 9, який генерує пару з параметрами $P_б$, $t_б$, $h_б$ і витратою $D_б$.

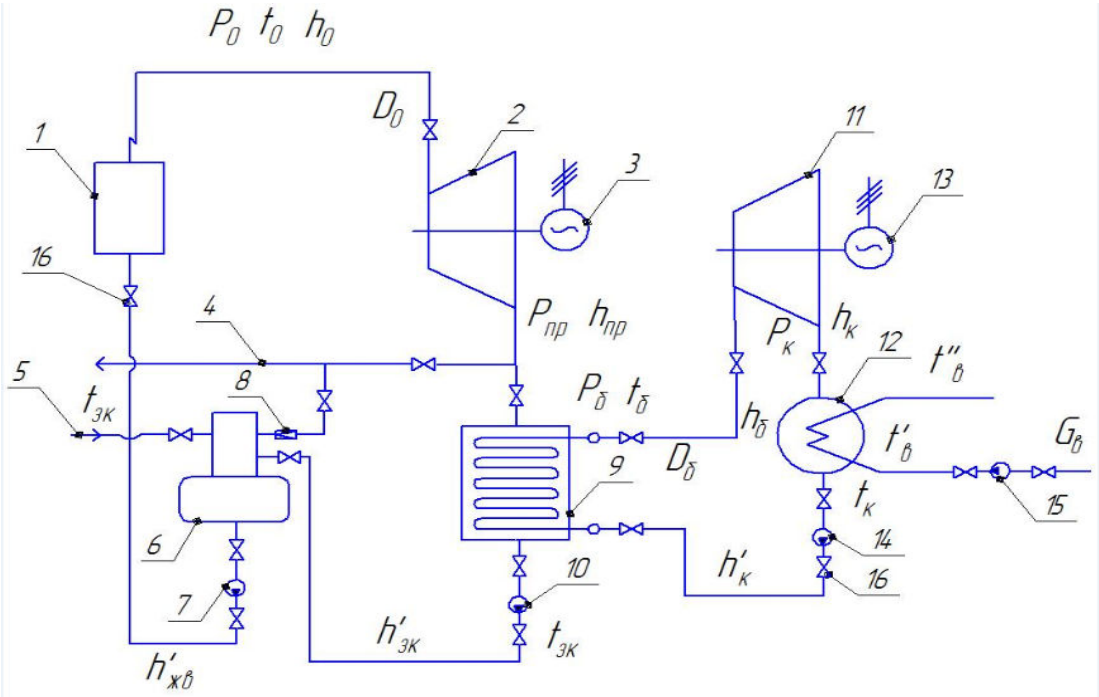

Рис. 1. Принципова теплова схема бінарної установки: 1 – паровий котел; 2 – протитискова турбіна; 3 – електрогенератор; 4 – лінія подачі пари промисловим споживачам; 5 – лінія зворотного конденсату; 6 – деаератор; 7 – живильний насос; 8 – редуктор; 9 – котел бензолової пари; 10 – насос зворотного конденсату; 11 – бензолова турбіна; 12 – конденсатор; 13 – електрогенератор; 14 – конденсатний насос; 15 – циркуляційний (мережний) насос; 16 – запірна арматура

Якщо позначити частку пари, що надходить до промислових споживачів через α, то ви-

трати водяної пари, які надходять до промислових споживачів і в бензоловий котел дорівнюватимуть відповідно:

$$D_{сп} = \alpha \cdot D_0 ;\ D_{бк} = (1-\alpha) \cdot D_0 . \quad (1)$$

Зворотний конденсат водяної пари з температурою $t_{зк}$ повертається по трубопроводу 5 і по напірній лінії насоса зворотного конденсату 10. Пара бензолу із котла 9 надходить у турбіну 11, а потім у конденсатор 12. Через конденсатор насосом 15 прокачується охолодна вода, яка підігрівається від температури $t'_в$ до температури $t''_в$. Конденсат бензолової пари з параметрами $t_к$ і $h'_к$ за допомогою насоса 14 повертається в котел 9. Якщо конденсацію бензолу здійснювати з тиском $P_к \geq 0{,}2$ МПа, то температура конденсації перевищує 100 ºС. У цьому разі конденсатор може працювати як джерело теплофікації, підігріваючи зворотну мережну воду. Така комбінована установка буде називатись установкою з теплофікаційним бінарним циклом. Отже, слід розрізняти два типи комбінованих установок: 1) із чисто конденсаційним бінарним циклом; 2) із теплофікаційним бінарним циклом.

Методика розрахунків бінарних циклів висвітлена в [7]. Розглянемо спочатку особливості роботи бінарних установок першого типу для випадку, коли бензолова ПТУ виробляє тільки електроенергію. Для цього вибрані такі параметри бензолової пари: $P_б = 0{,}6$ МПа; $t_б = 327$ ºС; $h_б = 656$ кДж/кг; $P_к = 0{,}0135$ МПа; $t_к = 25$ ºС; $h_к = 183$ кДж/кг [8]. Перепад температури води в конденсаторі складає 12 °С. Результати розрахунків роботи установок першого типу за умови α = 0 (уся пара з протитиску базової турбіни надходить у бензоловий котел) наведено в табл. 2, де нумерація варіантів відповідає нумерації варіантів турбін у табл. 1.

Таблиця 2

Показники роботи установок із чисто конденсаційним бінарним циклом (α =0)

Показники	Варіанти			
	1	2	3	4
Витрата бензолу, кг/с	98,83	68,47	45,31	28,86
Електрична потужність бензолової ПТУ, МВт	43,11	29,81	19,75	12,49
Електрична потужність власних потреб бензолової ПТУ, кВт	385	267	175	112
Електрична потужність власних потреб бінарної установки, кВт	1037,2	739,8	553	337,6
Загальна електрична потужність, вироблена бінарною установкою, МВт	49,1	33,8	22,25	13,995
Питома витрата умовного палива: кг/ГДж;	75,07	75,42	75,55	75,74
кг/(кВт·год)	0,2673	0,271	0,272	0,2725
Річна економія умовного палива на виробництво електроенергії порівняно з її виробництвом в енергосистемі, т/рік	31609	20996	11650	8954
Річне зменшення викидів, т/рік: окису вуглецю;	3,87	2,484	1,378	1,11
двоокису вуглецю;	6757	4378	2408	1915
оксидів азоту	7,652	4,948	2,725	2,169

Насамперед, привертає увагу восьмикратний приріст електричної потужності за рахунок здійснення бінарного циклу. Разом з тим, за відсутністю промислових споживачів водяної пари зростає питома витрата умовного палива на одиницю виробленої енергії, хоча додаткову електричну потужність і виробляють без додаткової витрати палива.

Але якби цю додаткову потужність виробляли на електростанціях енергосистеми з ККД 0,35, то питома витрата умовного палива складала б 97,6 кг/ГДж або 0,3154 кг/(кВт·год). У цьому разі річна економія умовного палива порівняно з виробництвом електроенергії в енер-

госистемі має складати, т/рік.

$$\Delta B = (0{,}3514 - b) \cdot N_б \cdot \tau_р , \qquad (2)$$

де b – питома витрата умовного палива на комбінованій бінарній установці, $N_б$ – потужність бензолової ПТУ, МВт; $\tau_р$ – річна кількість робочих годин.

Відповідно до цієї економії палива мали б зменшитися шкідливі викиди в атмосферу. За умови, що робочим паливом є природний газ із теплотою згорання на суху масу 33,4 МДж/м^3 і теоретичними об'ємами повітря V^o=9,52 м^3/м^3 і газів $V^o_г$=10,6 м^3/м^3, величини цих викидів обчислено за ГДК 34.02.305-2002 «Викиди забруднюючих речовин в атмосферу від енергетичних установок» і також наведено в табл. 2.

До недоліків роботи бінарних циклів за розглянутими варіантами за α = 0 належать дуже великі витрати НРТ, які зумовлюють невиправдану громіздкість устаткування бензолової ПТУ, збільшення витрат електроенергії на власні потреби, зменшення ефективності роботи порівняно з базовим циклом. Ці недоліки деякою мірою можна усунути в разі завантаження промислових споживачів пари із протитиску базової турбіни, тобто за умови роботи 0 < α < 1.

На рис. 2 для прикладу наведені закономірності зміни основних показників бінарної установки з базовою турбіною Р-4-35/15 (варіант 2 в табл. 1) залежно від значень α.

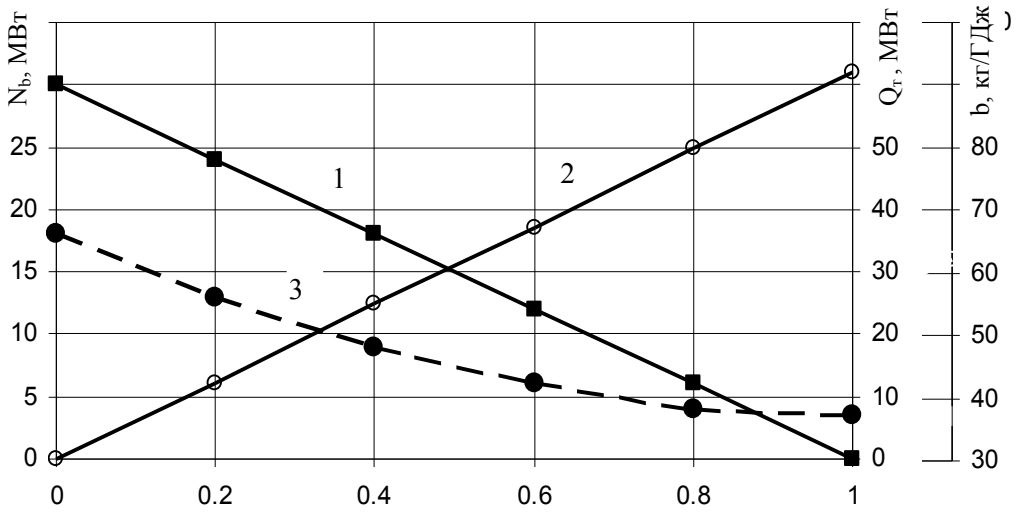

Рис. 2. Поточні значення: електричної потужності бензолової ПТУ – N_b (лінія 1); теплової потужності, відпущеної промисловим споживачам – Q_m (лінія 2); питомої витрати умовного палива – b (лінія 3)

Із рис. 2 наочно видно, що зі збільшенням частки пари, яка надходить до промислових споживачів, електрична потужність бензолової ПТУ лінійно зменшується, а теплова потужність бінарної установки лінійно зростає. При цьому темп зростання $Q_т$ випереджає темп зменшення $N_б$. Унаслідок цього збільшується сумарна (теплова + електрична) потужність, яку виробляють на ТЕЦ із бінарним циклом, а, отже, і ефективність її роботи. За умови α = 0 значення показників роботи бінарної установки відповідають значенням, наведеним у табл. 2, а за умови α = 1 – значенням, наведеним у табл. 1.

Аналогічні закономірності зміни показників роботи установок з бінарним конденсаційним типом спостерігаємо і для інших варіантів із базовими протитисковими турбінами, наведеними в табл. 1. Оптимальними режимами роботи бінарних установок слід вважати режими, коли α = 0,5 – 0,6. При цьому електрична потужність зростає у 2 – 2,35 рази і приблизно в стільки ж разів зменшується громіздкість і вартість устаткування бензолової ПТУ.

Ефективність роботи бінарної установки, яка характеризується питомою витратою умовного палива, зростає в 1,5 – 1,65 рази.

Розглянемо тепер особливості роботи бінарних установок із теплофікаційним циклом. Для цього випадку вибираємо такі параметри пари бензолу: $P_б$ = 1 МПа; $t_б$ = 327ºС; $h_б$ = 651,4 кДж/кг; $P_к$ = 0,215 МПа; $t_к$ = 117 ºС; $h_к$ = 365 кДж/кг [8]. Теплофікаційна потужність бензолової ПТУ дорівнюватиме потужності конденсатора з урахуванням його ККД. У конденсаторі зворотну мережну воду системи теплофікації з температурою 55 ºС підігрівають до температури 110 ºС і спрямовують до споживачів гарячої води. У табл. 3 наведені результати розрахунків основних показників роботи бінарних установок зазначеного типу за умови, що вся пара із протитиску надходить у бензоловий котел.

Дані, наведені в табл. 3, свідчать про те, що застосування теплофікаційного бінарного циклу підвищує ефективність роботи ТЕЦ унаслідок збільшення сумарної теплової та електричної потужності. Слід зазначити збільшення витрат НРТ і витрат електроенергії на власні потреби. При цьому ускладнюється проблема реалізації цього варіанта на практиці, тому, як і в першому випадку, розглянемо роботу комбінованої установки в діапазоні 0 < α < 1.

Таблиця 3

Показники роботи бінарної установки з теплофікаційним циклом (α=0)

Показники	Номер варіанта			
	1	2	3	4
Витрата бензолу, кг/с	117,38	81,32	53,81	34,04
Електрична потужність бензолової ПТУ, МВт	31,45	21,79	14,42	9,12
Теплофікаційна потужність, МВт	46,95	32,53	21,52	13,61
Електрична потужність власних потреб бензолової ПТУ, КВт	459	254	232	148
Електрична потужність власних потреб ТЕЦ, МВт	1,111	0,827	0,610	0,374
Сумарна потужність, вироблена бінарною установкою, МВт	84,402	58,326	38,440	24,237
Питома витрата умовного палива, кг/ГДж	43,68	43,70	43,73	43,74

На рис. 3, як і на рис. 2, для прикладу побудовано розрахункові залежності зміни основних показників роботи бінарної установки з теплофікаційним циклом на основі базової турбіни Р-4-35/15.

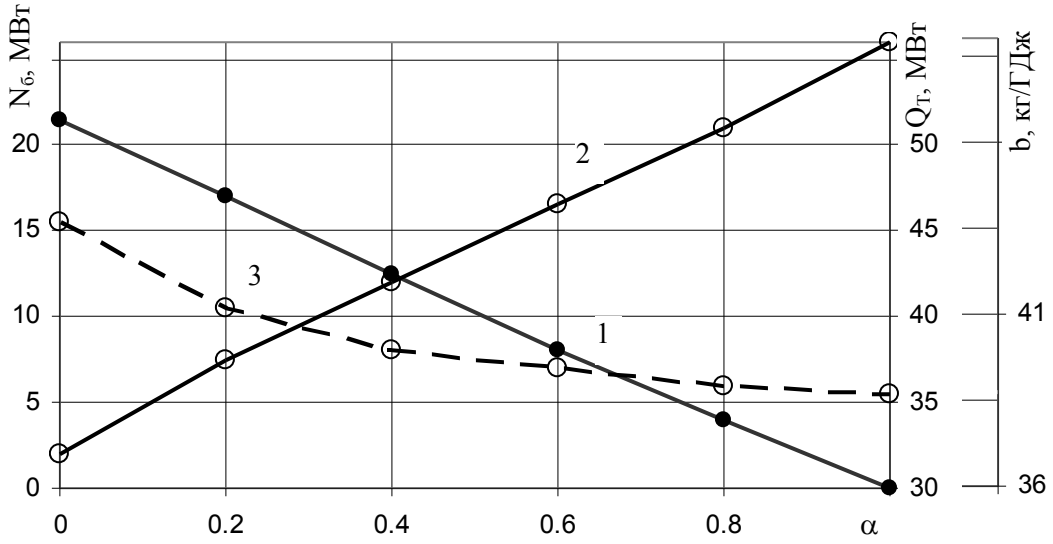

Рис. 3. Значення основних показників роботи бінарної установки з теплофікаційним циклом (позначення на рис. 2.)

Тут, як і раніше, граничним умовам α = 0 і α = 1 відповідають значення показників роботи, наведених у табл. 3 і табл. 1 відповідно.

Аналогічні співвідношення справедливі й для інших варіантів бінарних установок із базовими протитисковими турбінами. Ефективність роботи установок із теплофікаційним бінар-

ним циклом на 20 – 25 % більша за ефективність установок із конденсаційним циклом. Установкам із теплофікаційним бінарним циклом властиві недоліки, зазначені для установок із конденсаційним циклом. Оптимальними режимами роботи розглянутих установок можна вважати режими з $\alpha = 0,6$.

Зауважимо, що бінарні установки на базі протитискових турбін, які мають значні витрати водяної пари, не можуть бути реалізованими на практиці за умови, що вся пара витрачається на генерацію НРТ.

Зазначимо також, що бінарні цикли можна здійснити на базі протитискових турбін з більш низьким протитиском (0,3 – 0,7 МПа) і меншими витратами пари. Однак у цьому випадку виникає необхідність повного або часткового перегріву пари із протитиску до температур 340 – 350 ^{o}C. Такі варіанти потребують окремого розгляду.

Висновки

1. Застосування бінарних установок із НРТ дозволяє суттєво збільшити виробництво електроенергії без додаткового спалювання палива.
2. Застосування теплофікаційних бінарних циклів на 20 – 25% ефективніше, ніж конденсаційних.
3. Для розглянутих варіантів практична реалізація бінарних циклів за умови, що вся пара із протитиску базових турбін витрачається на генерацію пари НРТ, досить проблематична.
4. Найекономічнішими режимами роботи зазначених установок є режими з $\alpha = 0,6$.
5. Отримані результати – необхідна передумова для розв’язання питання доцільності застосування бінарних установок із НРТ на базі протитискових турбін зі значним тиском пари із протитиску.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Стратегія розвитку паливно-енергетичного комплексу України до 2030 року. – К. : Вид-во Мін-ва палива та енергетики України, 2006. – 123 с.
2. A power generation system by low-temperature heat recovery // CADDET energy efficiency. Caddet Centre. September, 2002. – 42 p.
3. Сапожников М. Б. Электрические станции на низкотемпературных рабочих телах / М. Б. Сапожников, М. Н. Тимошенко // Теплоенергетика. – 2005. – N 3. – С.73 – 77.
4. Чепурний М. М. Теплоелектроцентралі на базі газотурбінних установок і парових турбін з низькотемпературним робочим тілом / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2010. – N 4. – С. 21 – 25.
5. Чепурний М. М Розрахунки теплових схем ТЕЦ та ефективності при їх модернізації / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко. – Вінниця: ВДТУ, 1997. – 61 с.
6. ORMAT ENERGY CONVERTER. Technical bulletin. ORMAT INK, 1990. –11 p.
7. Чепурний М. М. Енергозбережні технології в теплоенергетиці / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко. – Вінниця: ВНТУ, 2009. – 114 с.
8. Варгафтик Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей / Н. Б. Варгафник. – М. : Наука, 1982. – 720 с.

Чепурний Марко Миколайович – к. т. н., доцент, професор кафедри теплоенергетики.

Резидент Наталія Володимирівна – к. т. н., доцент кафедри теплоенергетики.

Олексина Тетяна Михайлівна – студентка інституту будівництва, теплоенергетики та газопостачання.
Вінницький національний технічний університет.

M. Chepyrniy, Cand. Sc. (Eng.), Assist. Prof.; N. Rezydent, Cand. Sc. (Eng.), T. Oleksyna

THERMOELECTRIC PLANTS ON THE BASE OF BACK-PRESSURE STEAM TURBINES AND TURBINES WITH LOW TEMPERATURE WORKING MEDIUM

Operating indexes of combined binary units on the base of back-pressure steam turbines and turbines, functioning with low temperature working medium have been determined.

Key words: *back - pressure turbine, binary cycle, thermoelectric plant, low temperature working medium, capacitor, equivalent fuel.*

Introduction

It is a well known fact, that more than 90% of the equipment, installed at thermoelectric plants depleted normative operation recourses and approximately 70% - depleted double operation resource. In accordance with development strategy of energy sector for the period till 2030, the generation of electric energy in the country must increase 2-2.5 times as compared with 2005 [1]. Increase of energy generating capacities as a result of reconstruction of existing generation facilities or putting into operation new generation units will require considerable investment, not available in Ukraine now. It should also be mentioned that as a result of gas supply decrease from Russia, heating and hot water supply in certain regions could be provided from boiler facilities, operating on electricity.

One of the priority guidelines of modernization of energy sector is considered to be the combined generation of electric energy and heat on the base of available low power equipment. There exist real possibilities for application of new efficient technologies for money of Ukrainian and not foreign investors. Among the above-mentioned new technologies the technology of binary cycles application , operating on low-temperature working media (LTM) [2 – 4] is very actual. In Ukraine many industrial low-power thermoelectric plants with back-pressure turbines operate, supplying water steam to industrial enterprises. However, nowadays as a result of reduction of industrial production or its reorientation the consumption of the steam of the set pressure decreased or suspended. First of all this concerns back-pressure turbines of 1.5 -1.8 MPa. Usage of such turbines for power-heat supply is not expedient due to considerable heat losses in the processes of throttling and steam cooling. In literature only separate general principles of binary cycles with LTM application are described, then, proceeding from the above- mentioned the task to determine operation indices of binary installations, created on the base of low power back-pressure turbines and attached steam turbines units (STU), operating on LTM.

Main results

Typical 1.5 MPa back-pressure turbines are chosen as basic ones. The calculation technique of thermal circuits of steam turbine installations is presented in [5]. The following parameters are taken for calculation: temperature of water steam before the turbines t_o=435 ºC; initial enthalpy of the steam h_o=3305 kJ/kg; temperature of reverse condensate t_{rc}=103 ºC; temperature of feed water t_{fw}=104,8 ºC; efficiency of steam boilers – 0.92. Certain indices of STU are presented in Table 1.

Table1

Certain characteristics and indices of basic STU operation

Indices	Turbine type / number of the variant			
	P-6-35/15	P-4-35/15	P-2,5-35/15	P-1,5-35/15
	1	2	3	4
Power of electric generator, MW	6	4	2,5	1,5
Steam temperature in backpressure, °C	335	338	342	345
Turbine steam losses, t/hr	123,5	85,4	56,3	35,5
Thermal capacity of industrial consumers, MW	89,21	61,81	40,90	25,87
Electric power of auxiliaries, kW	652	473	378	226
Equivalent fuel consumption, t/hr	13,272	9,178	6,052	3,815
Specific consumption of equivalent fuel for generation of electric and thermal energy, kg/GJ	38,72	38,73	38,735	38,74

Flow thermal diagram of binary unit based on typical STU and attached STU with low temperature cycle is shown in Fig. 1, where symbols of heat-transfer agents parameters are given: P – pressure; t – temperature; h – steam enthalpy; h′ – liquid enthalpy and also consumption of D and G in characteristic points of cycles. Benzene (C_6H_6) has been chosen as low – temperature working medium (LWM) because of the company, that designs and manufactures turbines, operating on benzene vapour [6].

Steam boiler 1 generates water steam with parameters P_o, t_o, h_o and consumption D_o. This steam enters backpressure (basic) turbine 2. Steam from the backpressure of the turbine may be supplied both to industrial consumers by the line 4 and to benzene boiler 9, that generates steam with parameters P_b, t_b, h_b and consumption D_b .

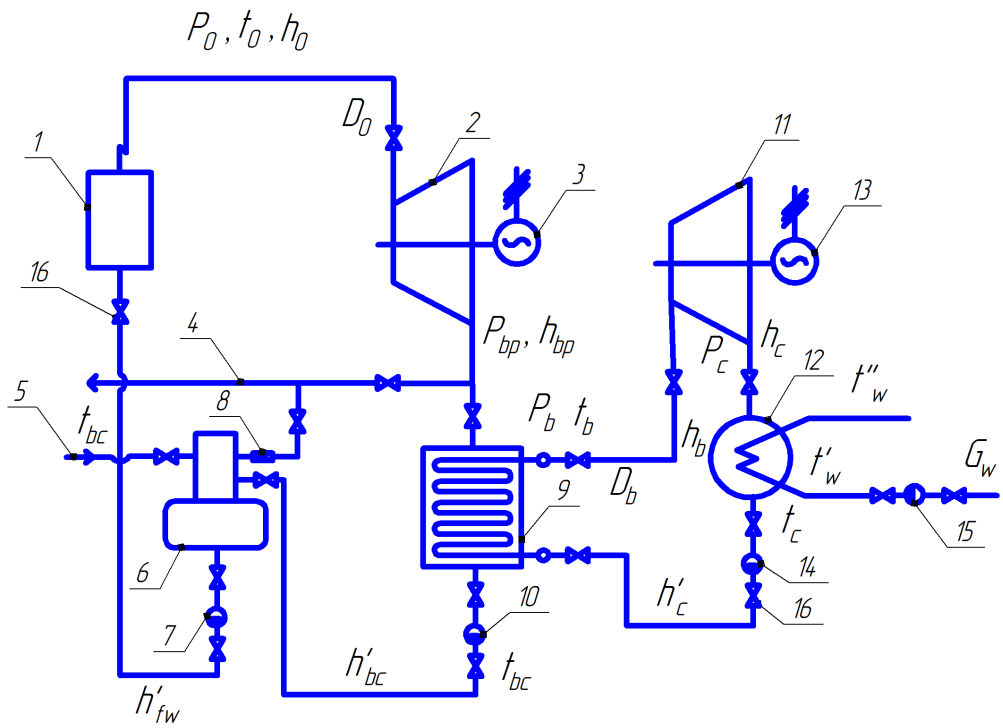

Fig. 1 – Flow thermal diagram of binary unit : 1 – steam boiler; 2 – backpressure turbine; 3 – electric generator; 4 – steam supply line to the consumers; 5 – condensate backflow line; 6 – deaerator; 7 – feed pump; 8 – pressure regulator; 9 – benzene vapour boiler; 10 –condensate backflow pump; 11 – benzene turbine; 12 – condenser; 13 –electric generator; 14 – condensate pump; 15 – circulating (networking) pump; 16 – shut-off valves.

If we denote by α the portion of steam, supplied to industrial consumers then the consumption of water steam, arrived to industrial consumers and in benzene boiler will equal correspondingly:

$$D_{cs} = \alpha \cdot D_0 ;\ D_{bb} = (1-\alpha) \cdot D_0 , \quad (1)$$

Back flow condensate of water steam with the temperature t_{bc} returns along the pipeline 5 and pressure line of backflow condensate pump 10. Benzene vapour from the boiler 9 arrives to the turbine 11 and then to condenser 12. Cooled water is pumped by means of pump 15 across the condenser, this water is heated from the temperature t_w to temperature t “$_w$. Condensate of benzene vapour with the parameters t_c and h_c by means of pump 14 returns to the boiler 9. If benzene condensation is performed under the pressure $P_c \geq 0.2$ MPa, then the condensation temperature exceeds 100 ºC. In this case, the condenser may operate as the source of power-and heat supply, heating return water. Such combined installation will be called installation with binary power and heat supply cycle. Thus, we should distinguish two types of combined installations: 1) with completely condensate binary cycle: 2) with power and heat supply cycle.

Technique of binary cycles calculation is given in [7]. First, we will consider the characteristic operation features of binary units of the first type for the case when benzene STU generates only electric energy. For this purpose such parameters of benzene vapour have been chosen: P_b = 0.6 MPa; t_b = 327 ºC; h_b = 656 kJ/kg; P_c = 0.0135 MPa; t_c = 25 ºC; h_c = 183 kJ/kg [8]. Temperature difference in condenser is 12 ^oC. The results of the calculations of the first type units operation on condition that α = 0 (all the steam from backpressure of the basic turbine arrives to benzene boiler) are given in Table 2, where variants enumeration corresponds to enumeration of turbines variants in Table 1.

Table 2

Operation indices of the units with completely condensate binary cycle (α =0)

Indices	Variants			
	1	2	3	4
Benzene consumption, kg/s	98,83	68,47	45,31	28,86
Electric power of benzene STU, MW	43,11	29,81	19,75	12,49
Electric power of in-house load of benzene STU, kW	385	267	175	112
Electric power of binary unit auxiliaries, kW	1037,2	739,8	553	337,6
Total electric power, generated by binary unit, MW	49,1	33,8	22,25	13,995
Specific equivalent fuel consumption: kg/GJ;	75,07	75,42	75,55	75,74
kg/(kW·h)	0,2673	0,271	0,272	0,2725
Annual saving of equivalent fuel for electric energy generation, as compared with its generation in energy system, t/yr	31609	20996	11650	8954
Annual reduction of pollutant emissions, t/yr: CO;	3,87	2,484	1,378	1,11
CO_2;	6757	4378	2408	1915
nitrogen oxide	7,652	4,948	2,725	2,169

First of all we should pay attention to eightfold increase of electric power at the expense of binary cycle realization. At the same time, in case of absence of industrial consumers of the steam, specific equivalent fuel consumption per unit of the generated energy increases, although additional electric power is generated without additional fuel consumption.

But, if this additional power was generated at the power plants of energy system with the efficiency of 0.35, then specific consumption of equivalent fuel would be 97.6 kg/GJ or

0.3154kg/(kW·h). In this case, annual economy of equivalent fuel, as compared with electric energy generation in energy system must be, t/yr.

$$\Delta B = (0{,}3514 - b) \cdot N_b \cdot \tau_a, \quad (2)$$

where b – specific consumption of equivalent fuel at the combined binary unit, N_b – power of benzene SPU, MW; τ_a – annual amount of working hours.

According to this fuel saving harmful emissions in the atmosphere must have been reduced. On condition that working fuel is natural gas, having heat of combustion on dry mass 33.4 MJ/m^3 and theoretical volumes: air V^o=9.52 m^3/m^3 and gases V^o_g=10.6 m^3/m^3, values of these emissions were calculated according to the norms 34.02.305-2002 "Emissions of pollutant substances in the atmosphere from power units", and are also given in Table 2.

Operation of binary cycles according to considered variants at α = 0 has the following drawbacks: large consumption of LTM, that stipulate cumbersome equipment of benzene STU, increase of energy consumption for in-house needs, decrease of operation efficiency as compared with the basic cycle.

These drawbacks can be eliminated to some extent, in case of loading industrial consumers of steam from the back pressure of basic turbine, i.e., on condition of 0 < α < 1 operation.

Fig. 2 contains the regularities of main parameters of binary unit with basic turbine P-4-35/15 (variant 2 in Table 1) change, depending on α values.

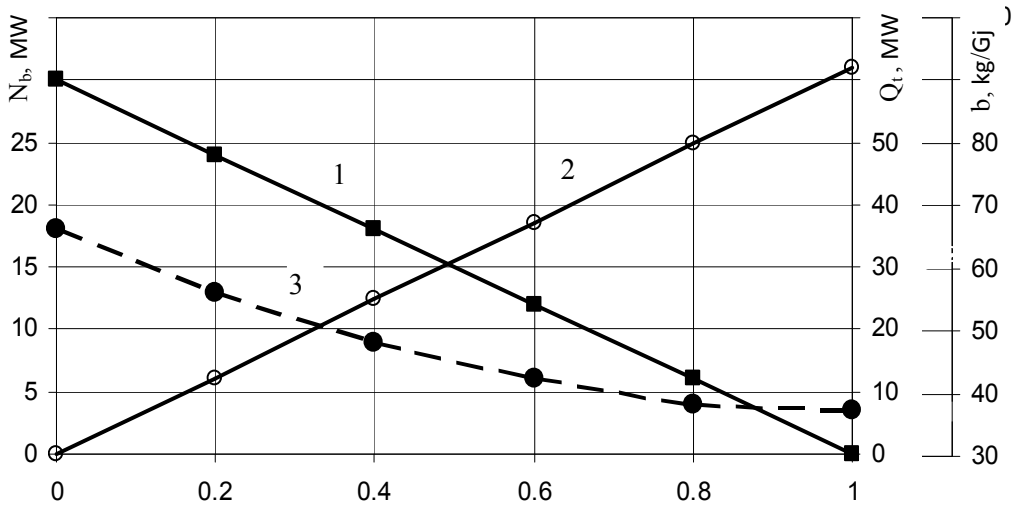

Fig. 2. Current values of: electric power of benzene STU - N_b (line 1); thermal capacity, supplied to industrial consumers – Q_t (line 2); specific consumption of equivalent fuel – b (line 3)

It is seen from Fig. 2, that with the increase of the share of steam, supplied to industrial consumers, electric power of benzene SPU linearly decreases and thermal capacity of binary unit linearly increases. Rate of Q_t increase leaves behind the rate of N_b decrease. As a result, total (thermal and electric) power, generated at thermal power plant with binary increase, thus, the efficiency of its operation increases too. On condition α = 0 values of binary unit operation indices correspond to the values, given in Table 2, and on condition α = 1 – to the values given in Table 1.

Analogous regularities of operation indices change of the units with binary condensate type are also observed for other variants with basic back-pressure turbines, given in the Table 1. Optimal operation modes of binary units is considered to be the mode, when α = 0.5 – 0.6. In this case electric power increases 2 – 2.35 times , the cost of equipment of benzene – operated SPU and dimensions decrease 2 - 2.35 times.

Binary units operation efficiency, characterized by specific consumption of equivalent fuel increases 1.5 – 1.65 times.

Now we will consider characteristic features of operation of binary units with heat recovery cycle. For this case we will choose such parameters of benzene vapour: P_b = 1 MPa; t_b = 327ºC; h_b = 651.4 kJ/kg; P_c = 0.215 MPa; t_c = 117 ºC; h_c = 365 kJ/kg [8]. Cogeneration power of benzene STU will equal the condenser capacity, taking into account its efficiency. In the condenser return heating water of cogeneration system with the temperature 55 ºC is heated to the temperature of 110 ºC and is directed to hot water consumers. Table 3 contains the results of calculation of basic indices of binary units of the given type on condition that all the steam from the back pressure enters the benzene boiler.

Data, given in Table3 affirms that the application of cogeneration binary cycle improves the efficiency of thermal power plant (TPP) operation as a result of the increase of total thermal and electric power. We should note the increase of low-temperature working medium consumption and auxiliary power consumption. In this case the realization of this variant in practice becomes rather complicated. That is why, as in the first case we will consider the operation of cogeneration unit in the range of $0 < \alpha < 1$.

Table 3

Indices of binary unit with cogeneration cycle (α=0) operation

Indices	Number of the variant			
	1	2	3	4
Benzene consumption, kg/s	117,38	81,32	53,81	34,04
Electric power of benzene-operated STU, MW	31,45	21,79	14,42	9,12
Cogeneration capacity, MW	46,95	32,53	21,52	13,61
Auxiliary power of benzene-operated STU, kW	459	254	232	148
Auxiliary power of TPP, MW	1,111	0,827	0,610	0,374
Total power, generated by binary unit, MW	84,402	58,326	38,440	24,237
Specific consumption of equivalent fuel, kg/GJ	43,68	43,70	43,73	43,74

Calculated dependences of basic operation indices change of binary unit with cogeneration cycle on the base of basic turbine P-4-35/15 are constructed as an example in Fig.3 as in Fig.2.

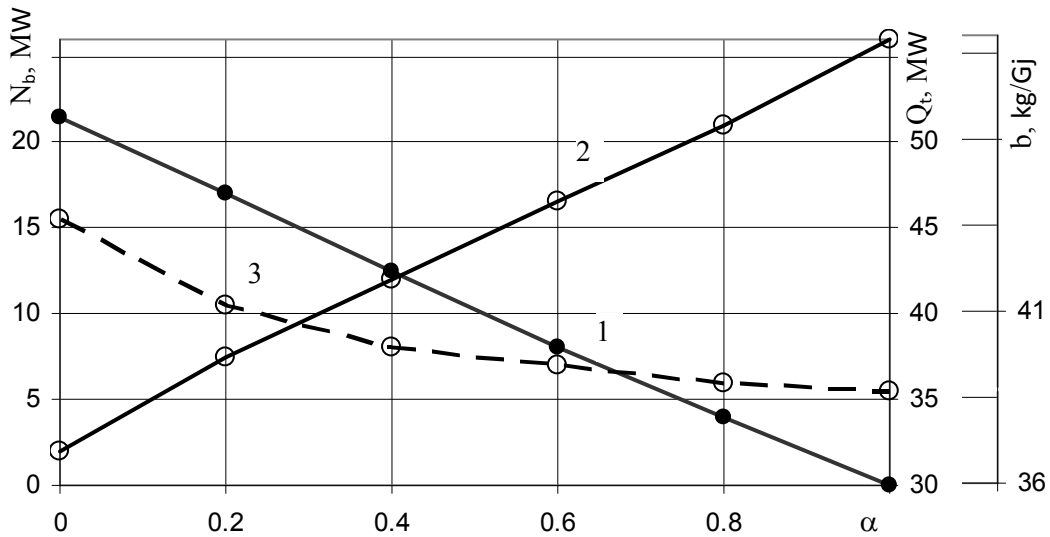

Fig.3. Values of basic operation indices of binary unit with cogeneration cycle (designations in Fig.2.)

Here, as before, values of operation indices, given in Table 3 and Table 1 correspond to limiting conditions of $\alpha = 0$ and $\alpha = 1$.

Analogous ratios are valid for other variants of binary units with basic back-pressure turbines. Operation efficiency of the units with cogeneration binary cycle is 20 – 25 % greater than the efficiency of the units with condensation cycle. Units with cogeneration binary cycle have disadvantages which were determined for the units with condensation cycle. Optimal operation modes of the studied units are considered to be modes with $\alpha = 0.6$.

It should be noted, that binary units, based on back-pressure turbines, having considerable consumption of water steam, cannot be realized in practice, on condition, that all the steam is spent for generation of low temperature working medium.

We would like to underline that binary cycles can be realized on the basis of back-pressure turbines with lower back-pressure (0.3 – 0.7 MPa) and less steam consumption. However, in this case there arises the need of the complete or partial superheat with back pressure up to temperatures 340 – 350 ^{o}C. These variants require separate study.

Conclusions

1. Application of binary units with LTM allows to increase considerably generation of electric energy without additional fuel burning.
2. Application of cogeneration binary cycles is 20 – 25 % more efficient than application of condensation cycles.
3. For the considered variants practical realization of binary cycles, on condition that all the steam from the backpressure of basic turbines, is spent for generation of LTM steam, is rather problematic.
4. The most efficient operation modes of the considered units are operation modes with α =0.6.
5. The results obtained are necessary precondition for the solution of the problem, dealing with the expediency of application of binary units with LTM on the base of back-pressure turbines with considerable steam pressure from the back-pressure.

REFERENCES

1. Стратегія розвитку паливно-енергетичного комплексу України до 2030 року. – К. : Вид-во Мін-ва палива та енергетики України, 2006. – 123 с.
2. A power generation system by low-temperature heat recovery // CADDET energy efficiency. Caddet Centre. September, 2002. – 42 p.
3. Сапожников М. Б. Электрические станции на низкотемпературных рабочих телах / М. Б. Сапожников, М. Н. Тимошенко // Теплоенергетика. – 2005. – N 3. – С.73 – 77.
4. Чепурний М. М. Теплоелектроцентралі на базі газотурбінних установок і парових турбін з низькотемпературним робочим тілом / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2010. – N 4. – С. 21 – 25.
5. Чепурний М. М Розрахунки теплових схем ТЕЦ та ефективності при їх модернізації / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко. – Вінниця: ВДТУ, 1997. – 61 с.
6. ORMAT ENERGY CONVERTER. Technical bulletin. ORMAT INK, 1990. –11 p.
7. Чепурний М. М. Енергозбережні технології в теплоенергетиці / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко. – Вінниця: ВНТУ, 2009. – 114 с.
8. Варгафтик Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей / Н. Б. Варгафник. – М. : Наука, 1982. – 720 с.

Chepurnyi Mark – Cand. Sc. (Eng.), Professor with the Department of Heat and Power Engineering.

Rezident Nataliia – Cand. Sc. (Eng.), Senior Lecturer with the Department for Heat and Power Engineering.

Oleksyna Tetiana– Student, Institute of Civil Engineering, Heat and Power Engineering and Gas Supply.

Vinnytsia National Technical University.