

УДК 621.43.018.4

В.А. ВОЛОЩУК, канд. техн. наук; доц. Національного Університету Водного Господарства та Природокористування, м. Рівне

В.Ф. ОЧКОВ, д-р техн. наук; проф. Московського Енергетичного Інституту (Технічний Університет), м. Москва

К.О. ОРЛОВ, канд. техн. наук; доц. Московського Енергетичного Інституту (Технічний Університет), м. Москва

ТЕРМОДИНАМІЧНА ОПТИМІЗАЦІЯ ЗРАЗКОВОГО ЦИКЛУ БІНАРНОЇ ПГУ З КОТЛОМ-УТИЛІЗАТОРОМ ЗА ДОПОМОГОЮ СУЧАСНИХ ІНФОРМАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

На основе математического моделирования, с использованием современных информационных технологий, в статье представлены результаты исследования оптимизации образцового цикла бинарной ПГУ с котлом-утилизатором с целью получения максимального внутреннего КПД цикла.

On the base of mathematical modelling with the help of modern information technologies the article gives results of optimizing investigation of exemplary cycle of Gas-Steam Combined Cycle Plant with the purpose of increasing inner efficiency.

Перспективний напрям розвитку енергетики пов'язаний з газотурбінними (ГТУ) та парогазовими (ПГУ) енергетичними установками теплових електричних станцій [1]. Найбільш динамічно сьогодні розвиваються бінарні ПГУ з котлом-утилизатором (ПГУ КУ).

Загалом, шляхи підвищення ефективності ПГУ до кінця іще не дослідженні і представляють собою складну багатопараметричну проблему [2–4], яку в багатьох випадках можна вирішити за допомогою математичного моделювання.

Визначення, дослідження та аналіз зразкового циклу бінарної ПГУ з котлом-утилизатором (ПГУ КУ) наведено, зокрема, в роботах [1, 2]. Але разом з тим, на нашу думку, дане питання потребує подальшого дослідження та уточнення. Оскільки, наприклад в роботі [2], при дослідженні зразкового циклу ПГУ, зроблено ряд спрощень, зокрема багатоступеневий стиск повітря у компресорі та багатоступеневий підвід теплоти у ГТУ замінені ізотермічними процесами, які в дійсності не можуть бути реалізовані. Крім того, в роботі [2] не враховувалося охолодження газової турбіни (ГТ), що при сучасних температурах газів на вході у ГТ є обов'язковим. В роботі [1] в основному розглядаються випадки оптимізації параметрів паротурбінної установки (ПТУ) як складової частини ПГУ КУ. Разом з тим оптимізація параметрів ГТУ як складової ПГУ КУ в даній роботі практично не розглядається. Крім того, в роботі [1] досліджуються схеми ПГУ КУ на рівні сучасного розвитку та можливостей енергетичного машинобудування. Можливостям розвитку схем ПГУ КУ в майбутньому за рахунок ускладнення циклу таких установок в роботі [1], на нашу думку, приділено недостатньо уваги.

Завдяки широкому впровадженню потужних ПЕОМ та зручних для використання програмних пакетів (*Mathcad*, *Matlab*, *Mathematica*, *Maple* і ін.), моделювання складних процесів, що відбуваються при роботі теплоенергетичних установок, стає дедалі поширеним і можливим для широкого кола спеціалістів.

Авторитетне в області інформаційних технологій (ІТ) видання *PC World* (www.pcworld.com) опублікувало список 10 «ІТ-переворотів» – подій, які серйозно

змінять життя користувачів комп'ютерів протягом найближчого часу. На першому місці стоїть розвиток так званих «хмарних обчислень» («cloud computing») – надання видалених обчислювальних потужностей, дискового простору і каналів зв'язку замовнику. Під «хмарами» розуміються обчислювальні центри, які є на порядок потужнішими за серйозні інфраструктури досвідчених в ІТ організацій. Замість фізичних серверів замовникам виділяються віртуальні сервери, що будуть розгорнуті на розподіленій мережі комп'ютерів промислової потужності.

Фахівцями Московського енергетичного інституту за участю науковців інших організацій створений сервер, на який можна вийти за адресою www.vpu.ru/mas, що може бути корисним для тих, кому, зокрема, необхідні властивості робочих тіл і теплоносіїв енергетики, а також розрахунки і візуалізація процесів, що відбуваються на теплоенергетичних установках.

Результати досліджень та аналіз різних схем ПГУ КУ можна знайти у спеціалізованій літературі (монографії, дисертації, посібники, статті тощо), яка не завжди є доступною, і яка, враховуючи багатофакторний вплив різних параметрів на роботу таких установок, дає не завжди повну картину про залежність показників їх роботи від впливаючих факторів.

Отже, дана робота стосується дослідженню та аналізу зразкового циклу бінарної ПГУ з котлом-утилізатором в інтерактивному режимі за допомогою сайту http://twt.mpei.ru/ochkov/VPU_Book_New/mas/index.html з метою оптимізації цього циклу.

Для реальних теплоенергетичних установок, що виробляють електричну енергію найбільш повним показником, який враховує всі втрати енергії, є електричний ККД всієї установки, який рівний відношенню енергії, що віддається споживачеві, до підведеної ззовні теплоти. Виходячи з цього, цикл такої теплоенергетичної установки необхідно вибирати, виходячи із отримання максимального електричного ККД.

Можна показати, що термодинамічний цикл, який в заданих умовах його здійснення має найбільший внутрішній ККД η_i , забезпечує і найбільший електричний ККД установки. Це дозволяє головним показником термодинамічної ефективності реальних внутрішньонеоборотних циклів приймати величину η_i [3], яка визначається за формулою

$$\eta_i = \frac{l_i}{q_1}, \quad (1)$$

де l_i – питома внутрішня робота дійсного циклу;

q_1 – дійсна питома теплота, що підводиться ззовні до установки.

Зробимо деякі перетворення формули (1) згідно методики, що наведена у [3].

Внутрішня робота циклу ПГУ КУ, у свою чергу, визначається за формулою

$$l_i = (l_{t_gt} \cdot \eta_{0i_gt} + l_{t_st} \cdot m_{st} \cdot \eta_{0i_st}) - \left(\frac{l_{t_comp}}{\eta_{0i_comp}} + \frac{l_{t_fp} \cdot m_{st}}{\eta_{0i_fp}} \right), \quad (2)$$

де l_{t_gt} , l_{t_st} – питома робота ізоентропічного розширення відповідно у газовій та паровій турбіні відносно 1 кг робочого тіла відповідно у газовій та паровій турбінах;

l_{t_comp} , l_{t_fp} – питома робота ізоентропічного стиску відповідно у компресорі та живильному насосі відносно 1 кг робочого тіла відповідно у газовій та паровій турбінах;

m_{st} – питома витрата пари у паровій турбіні, віднесена до 1 кг газу у газовій турбіні (ГТ);

η_{0i_gt} , η_{0i_st} – відповідно відносний внутрішній ККД газової та парової турбін;

η_{0i_comp} , η_{0i_fp} – відповідно відносний внутрішній ККД компресора та живильного насоса.

Ввівши позначення

$$\eta_{exp} = \frac{(l_{t_gt} \cdot \eta_{0i_gt} + l_{t_st} \cdot m_{st} \cdot \eta_{0i_st})}{(l_{t_gt} + l_{t_st} \cdot m_{st})}, \quad (3)$$

де η_{exp} – приведений внутрішній ККД процесу розширення у газовій та паровій турбінах реального циклу ПГУ КУ,

$$\eta_{comp} = \frac{l_{t_comp} + l_{t_fp} \cdot m_{st}}{\left(\frac{l_{t_comp}}{\eta_{0i_comp}} + \frac{l_{t_fp} \cdot m_{st}}{\eta_{0i_fp}} \right)}, \quad (4)$$

де η_{comp} – приведений внутрішній ККД процесу стиску у компресорі та живильному насосі реального циклу ПГУ КУ,

та $q_1 = q_{t_1} \cdot \psi$, де q_{t_1} – кількість теплоти, що підведена ззовні у теоретичному оборотному циклі ПГУ КУ; ψ – коефіцієнт, що враховує зміну q_1 по відношенню до q_{t_1} формулу (1) можна записати як

$$\eta_i = \frac{(l_{t_gt} + l_{t_st} \cdot m_{st}) \cdot \eta_{exp} - \frac{l_{t_comp} + l_{t_fp} \cdot m_{st}}{\eta_{comp}}}{q_{t_1} \cdot \psi}. \quad (5)$$

Врахувавши, що відношення $\eta_t = [(l_{t_gt} + l_{t_st} \cdot m_{st}) - (l_{t_comp} + l_{t_fp} \cdot m_{st})] / q_{t_1}$ є термічний ККД циклу ПГУ КУ, після деяких перетворень формулу (5) можна записати як

$$\eta_i = \frac{\eta_{exp}}{\psi} \left[\eta_t - \varphi_{comp} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{exp} \cdot \eta_{comp}} - 1 \right) \right], \quad (6)$$

де $\varphi_{comp} = (l_{t_comp} + l_{t_fp} \cdot m_{st}) / q_{t_1}$ – відносна робота стиску.

Із формули (6) можна зробити такі важливі висновки:

– на внутрішній ККД η_i ПГУ КУ впливають, зокрема, термічний ККД η_t , та відносна робота стиску φ_{comp} ;

– кращим, з точки зору отримання максимуму внутрішнього ККД η_i ПГУ КУ, може бути не цикл з більшим термічним ККД η_t , а цикл, що має менший термічний ККД η_t , але і менше значення відносної роботи стиску φ_{comp} .

Термічний ККД η_t ПГУ КУ можна підвищити шляхом багатоступеневого підводу теплоти у газовому циклі, стисненням повітря у компресорі до максимальних тисків та використанням зверхкритичного початкового тиску пари.

Відносну роботу стиску φ_{comp} у ПГУ можна знизити шляхом зменшення теоретичної роботи стиску ($l_{t_comp} + l_{t_fp} \cdot m_{st}$) та збільшення підведеної ззовні до ПГУ теоретичної кількості теплоти q_{t_1} .

Виходячи з цього, як зразковий цикл ПГУ КУ, що може забезпечити збільшення внутрішнього ККД, можна прийняти цикл, що наведений на рис. 1.

Із рис. 1 бачимо, що цикл ПГУ КУ складається із циклу газової частини 1-2-3-4-5 та парової частини 5-6-1.

Збільшення довжини ділянки 1-2 (стиск повітря у компресорі) та наявність горизонтальної ділянки 3-4 (ізоермічний підвід теплоти до ПГУ КУ) наближають цикл ПГУ КУ до циклу Карно (збільшують термічний ККД).

З іншої сторони, чим менша довжина ділянки 1-2 та більша довжина ділянки 3-4 – тим менша відносна робота стиску φ_{comp} .

Крім того, відносну роботу стиску φ_{comp} можна зменшити шляхом збільшення ширини циклу у ліву сторону – це збільшує кількість підведеної теплоти та зменшує роботу стиску.

В останньому випадку виникає необхідність застосування у ПГУ КУ ізоермічного стиску (1-а) повітря у компресорі (рис. 2).

Ізоермічний стиск (1-а) повітря у компресорі та ізоермічний підвід (3-4) теплоти у дійсних умовах можна здійснити шляхом заміни цих процесів адиабатами та ізобарами (рис. 3).

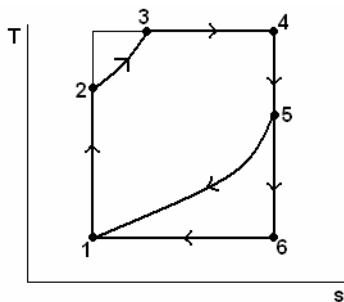


Рис. 1. Зразковий цикл ПГУ КУ, що може забезпечити збільшення його внутрішнього ККД

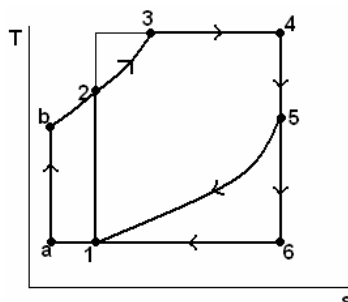


Рис. 2. Зразковий цикл ПГУ КУ, що може забезпечити збільшення його внутрішнього ККД шляхом ізоермічного стиску повітря у компресорі

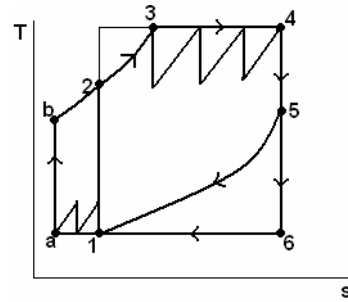


Рис. 3. Заміна ізоермічних процесів на адиабатно-ізобарні у зразковому циклі ПГУ КУ

Виходячи із викладених вище теоретичних підходів, для роботи ПГУ КУ за зразковим циклом була вибрана установка, яка наведена на рис. 4.

При складанні математичної моделі даної ПГУ використовували рекомендації, формули та рівняння, які наведені в [1]. Зокрема, критичний температурний напір у КУ становив 10 °С, температурний напір на вході газів у КУ становив 20 °С. Температура конденсату на вході у газовий підігрівник конденсату (ГПК) становила 60 °С. В схемі передбачено закрите парове охолодження ГТ, розрахунок якого був проведений за методикою [3]. Для визначення термодинамічних параметрів робочих тіл використовувалась сертифікована програма *WaterSteamPro* (www.wsp.ru), яка розроблена фахівцями Московського енергетичного інституту [4]. Разом з тим, на першому етапі досліджень були зроблені деякі спрощення. Зокрема, в ГТУ робочим тілом було прийняте повітря на всіх ділянках установки. Крім того, не враховувались

втрати тиску робочого тіла при транспортуванні. Також в схемі прийнятий одноконтурний КУ.

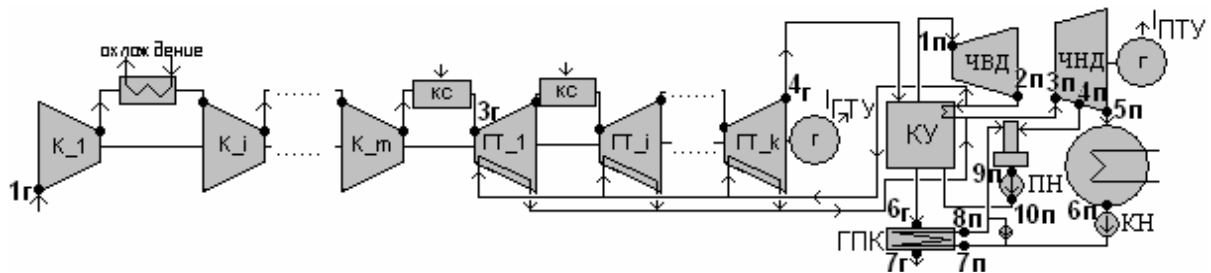


Рис. 4. Схема ПГУ КУ, яка може працювати за зразковим циклом

В даних розрахунках було дослідження чотири схеми ГТУ як складової ПГУ КУ: ГТУ простого циклу; ГТУ з одноступеневим стиском повітря та багатоступеневим розширенням газу; ГТУ з багатоступеневим стиском повітря та багатоступеневим розширенням газу; ГТУ з багатоступеневим стиском повітря та одноступеневим розширенням газу. Крім цього, в кожній із цих схем розглядалися два випадки температури газів на вході у першу по ходу газів ГТ: 1200 °С та 1500 °С. При температурі 1200 °С, у випадку багатоступеневого стиску повітря, передбачили три компресори: відповідно компресор низького, середнього та високого тисків (КНТ, КСТ, КВТ); а у випадку багатоступеневого розширення газу у ГТ також три ГТ: відповідно ГТ високого, середнього та низького тисків (ГТВТ, ГТСТ, ГТНТ). При температурі на вході у ГТ 1500 °С, у випадку багатоступеневого стиску повітря, передбачили КНТ та КВТ; а у випадку багатоступеневого розширення газу у ГТ – ГТВТ та ГТНТ. Більша кількість проміжних ступенів, на нашу думку, не є доцільною та технічно неможливою.

Приклад блоку вихідних даних, підготовлений за технологією *Mathcad Calculation Server* [4] (технологія, що дозволяє публікувати розрахунки в програмі *Mathcad* в мережі Internet з можливістю роботи за такими розрахунками в інтерактивному режимі), наведений на рис. 5. При цьому, в даних дослідженнях змінювалися тільки дані, які стосувалися ускладнення циклу ГТУ.

Отже, знаходячись на сайті http://twt.mpei.ru/ochkov/VPU_Book_New/mas/index.html, вибравши необхідний розрахунок, змінюючи в інтерактивному режимі вихідні дані, які знаходяться у спеціальних комірках (технологія *Mathcad Calculation Server*), і натискаючи «живу» кнопку *Recalculate*, можна виконати перерахунок установки у відповідності до своїх потреб.

Для початку, приведемо результати розрахунків з дослідження впливу ускладнення циклу ГТУ відкритого типу на його характеристики (див. рис. 6). При цьому, степінь стиску повітря у КНТ приймався рівним 1,2, а степінь розширення газу у ГТВТ приймався рівним 3. Такі значення прийняті після багатократних розрахунків циклу ГТУ як такі, що дають максимум внутрішнього ККД циклу.

Отже, із графіків на рис. 6а видно, що використання двоступеневого стиску повітря у компресорі та двоступеневого підводу теплоти дозволяє підвищити внутрішній ККД ГТУ в діапазоні загального ступеня стиску повітря $\pi_k = 40 \dots 100$ на 4...9 %.

Адрес: <http://twf.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/PTU/Vv-25.xmcd>

Пример из книги Александрова А.А., Волощука В.А., Орлова К.А. и Очкова В.Ф. "Термодинамические циклы: введение с Mathcad"

Параметры ГТУ блок даних, які змінювалися в даних розрахунках

Температура $t_{зг}, ^\circ\text{C}$	<input type="text" value="1500"/>	Общая степень повышения давления в компрессоре π_k	<input type="text" value="98"/>
Количество компрессоров m	<input type="text" value="1"/>	Количество газовых турбин k	<input type="text" value="2"/>
Степень повышения давления в промежуточных компрессорах $\pi_{к_i}$	<input type="text" value="1.2"/>		
Степень расширения газов в промежуточных газовых турбинах $\pi_{г_i}$	<input type="text" value="3"/>		

блок даних, які не змінювалися

Допустимая температура поверхности рабочих лопаток $t_{ст}, ^\circ\text{C}$	<input type="text" value="900"/>	Рабочее тело af	<input type="text" value="air"/>
Давление $p_{1г}, \text{MPa}$	<input type="text" value="0.1"/>	Внутренний относительный КПД компрессора $\eta_{oi_k}, \%$	<input type="text" value="85"/>
Температура $t_{1г}, ^\circ\text{C}$	<input type="text" value="15"/>	Внутренний относительный КПД ГТ $\eta_{oi_гт}, \%$	<input type="text" value="88.4"/>
Козф. интенсивности охлаждения $C, 1/10000 \text{ K}$	<input type="text" value="2"/>		

Параметры ПТУ

Давление пара на входе в ЧВД $p_{1п}, \text{MPa}$	<input type="text" value="24"/>	Давление пара в отборе на деаэрактор, $p_{4п}, \text{MPa}$	<input type="text" value="0.121"/>
Температура пара на входе в ЧВД $t_{1п}, ^\circ\text{C}$	<input type="text" value="560"/>	Давление пара на выходе из ПТ, $p_{5п}, \text{kPa}$	<input type="text" value="5"/>
Давление пара на выходе из ПП, $p_{2п}, \text{MPa}$		<input type="text" value="3.5"/>	
В случае отсутствия промпрегрева пара необходимо задать $p_{2п}$ равным $p_{1п}$			
Максимальная температура продуктов сгорания в ПГ (в случае автономной работе ПТУ) $t_{пг_max}, ^\circ\text{C}$	<input type="text" value="2000"/>		
внутр. отн. КПД пит насоса $\eta_{oi_пн}, \%$	<input type="text" value="87"/>	внутр. отн. КПД паровой турбины $\eta_{oi_пт}, \%$	<input type="text" value="88"/>

Параметры ПГУ (дополнительно)

Температура конденсата на входе в ГПК, $t_{7п}, ^\circ\text{C}$	<input type="text" value="60"/>
Мин. температ. напор между газом и водой в эконом. КУ, $\delta t_{min_э}, ^\circ\text{C}$	<input type="text" value="10"/>

Рис. 5. Блок вихідних даних, підготовлених за технологією Mathcad Calculation Server, для розрахунку ПГУ

Варто звернути увагу, що в даному випадку маємо збільшення внутрішнього ККД незважаючи на зменшення термічного ККД (віддалення від циклу Карно для заданого температурного інтервалу робочого тіла) (див рис. 6б). В даному випадку внутрішній ККД зростає завдяки зменшенню відносної роботи стиску (див. рис. 6в).

Саме таке технічне рішення, зокрема, використано у одній із моделі ГТУ фірми *General Electric* [5]. Для підвищення ККД даної установки у простому циклі до рекордних 45 % використана схема з двоступеневим стиском повітря у компресорі. Степінь підвищення тиску такої ГТУ $\pi_k = 40$.

Виконаємо дослідження з термодинамічної оптимізації зразкового циклу ПГУ КУ.

На рис. 7 наведені результати для схеми з температурою газу на вході у ГТВТ 1500 °С.

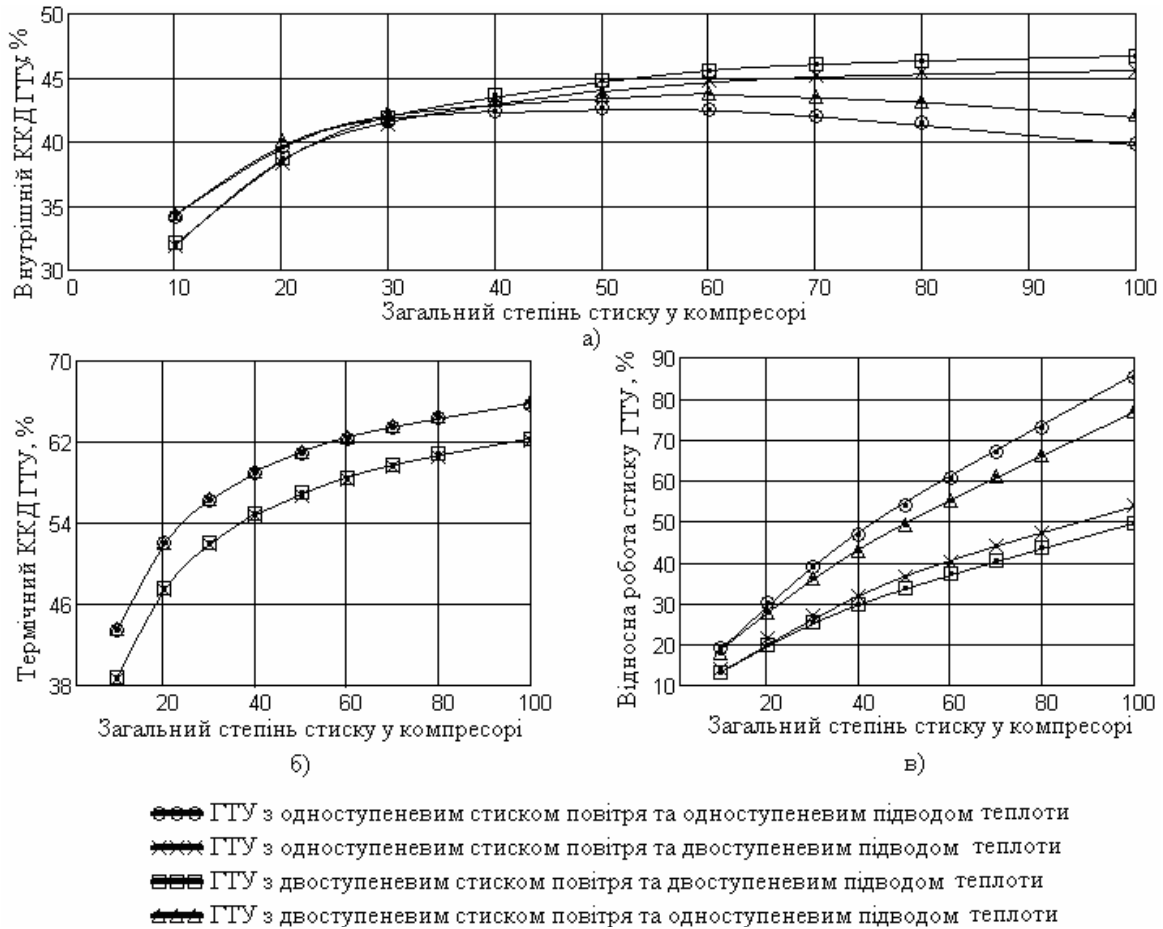


Рис. 6. Результати досліджень ускладнення циклу ГТУ відкритого типу на його параметри: температура газу на вході у ГТВДТ 1500 °С; ступінь стиску у КНТ = 1,2; ступінь розширення газу у ГТВДТ = 3

Бачимо, що загалом ускладнення циклу ГТУ як складової ПГУ КУ дозволяє підвищити внутрішній ККД установки в межах загального ступеня стиску $\pi_K = 45 \dots 55$ до 66 %. Разом з тим, при $\pi_K = 50$ має місце точка злому, яка пояснюється переходом мінімального температурного напору від холодного кінця економайзера КУ до гарячого. Таке розміщення графіків на рис. 7а можна пояснити наступним чином.

Після нескладних перетворень переписемо залежність (6) у вигляді

$$\eta_i = \frac{\eta_{0i_gt}}{\psi} \left[\eta_{t_Bc} - \varphi_{comp_Bc} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{0i_gt} \cdot \eta_{0i_comp}} - 1 \right) \right] + \left[(l_{t_st} \cdot m_{st} \cdot \eta_{0i_st}) - \left(\frac{l_{t_fp} \cdot m_{st}}{\eta_{0i_fp}} \right) \right] / q_1 = \eta_{i_Bc} + M_{Rc}, \quad (7)$$

де η_{i_Bc} – внутрішній ККД циклу Брайтона (цикл ГТУ);

M_{Rc} – показник, що рівний відношенню внутрішньої роботи реального циклу Ренкіна (цикл ПТУ) до дійсної теплоти, що підведена до ПГУ КУ.

Отже, при збільшенні загального ступеня стиску π_K повітря внутрішній ККД циклу ГТУ збільшується (див. рис. 6а). З іншої сторони, показник M_{Rc} зменшується

(див. рис. 7б), оскільки зменшується питома витрата пари у паровій турбіні m_{st} за рахунок зниження температури газів на вході у КУ та зростання температури газів на виході із КУ (див. рис. 7в, г). Хоча при цьому зменшується кількість теплоти, що підводиться до ПГУ КУ. Оскільки параметри ПТУ в даних розрахунках не змінювались (див. рис. 5), то величини $l_{t_st} \cdot \eta_{oi_st}$ та l_{t_fp} / η_{oi_fp} були постійними. В результаті збільшення внутрішнього ККД циклу ГТУ та зменшення величини M_{Rc} маємо спочатку збільшення, а потім зменшення внутрішнього ККД циклу ПГУ КУ.

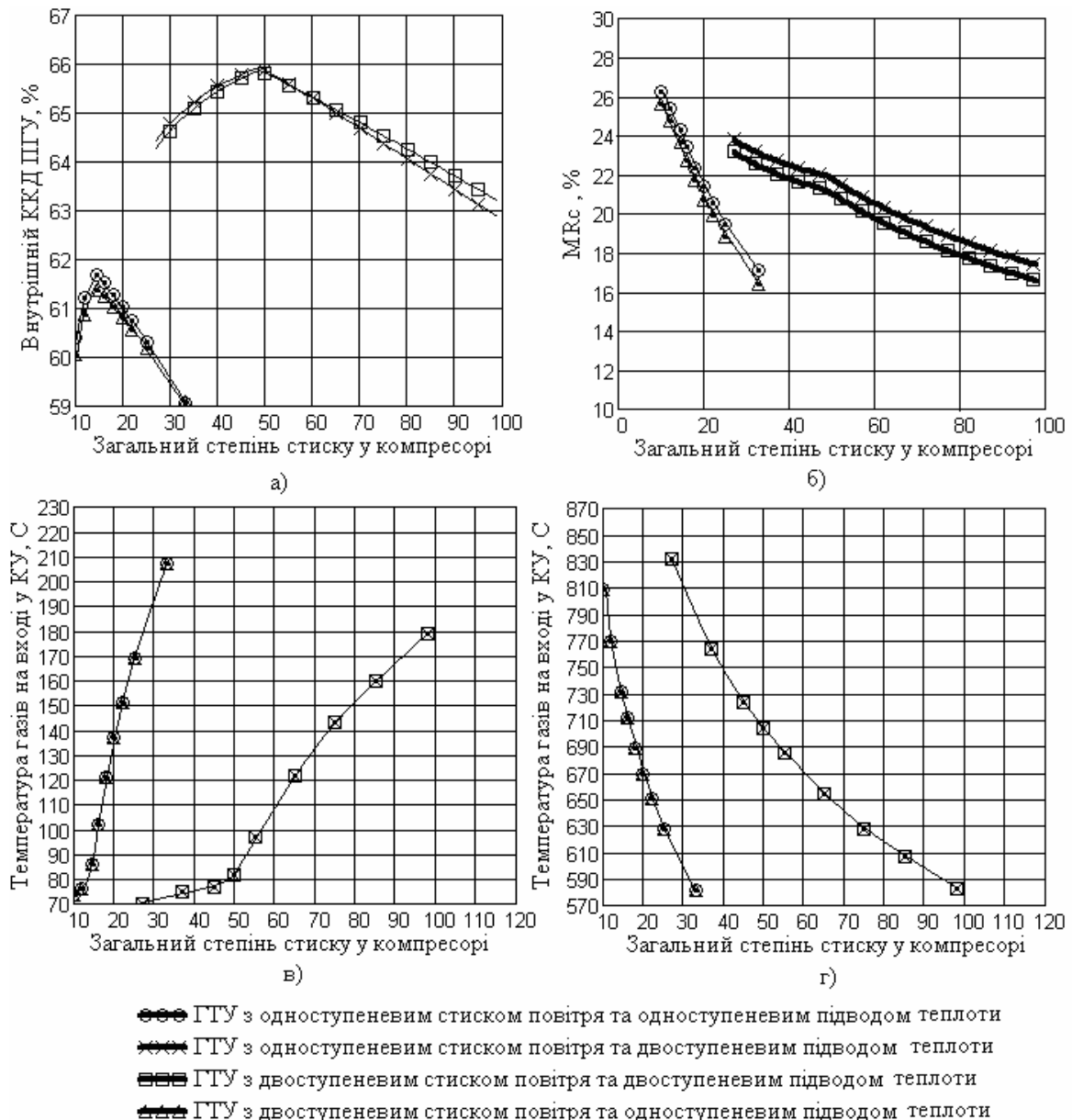


Рис. 7. Результати досліджень ускладнення циклу ПГУ на його параметри; температура газу на вході у ГТБТ 1500 °C; степінь стиску у КНТ = 1,2; степінь розширення газу у ГТБТ = 3

Дане твердження можна пояснити також на основі принципів математичного аналізу.

На рис. 8 наведені дані про зміну похідних $\frac{\partial \eta_{i_Bc}}{\partial \pi_K}$ та $\frac{\partial M_{Rc}}{\partial \pi_K}$ при зміні загального ступеня стиску π_K . Отже, бачимо, що у всьому діапазоні зміни π_K значення похідної $\frac{\partial \eta_{i_Bc}}{\partial \pi_K}$ є додатнім – тобто внутрішній ККД циклу ГТУ зростає (див. рис. 6а). Разом з тим похідна $\frac{\partial M_{Rc}}{\partial \pi_K}$ – від’ємна. Похідна внутрішнього ККД циклу ПГУ КУ рівна сумі похідних $\frac{\partial \eta_{i_Bc}}{\partial \pi_K}$ та $\frac{\partial M_{Rc}}{\partial \pi_K}$. В результаті в діапазоні зміни π_K від 30 до 50 похідна внутрішнього ККД циклу ПГУ КУ є додатня (ККД зростає), а при зміні π_K від 50 до 100 – від’ємна (ККД спадає). При $\pi_K = 50$, в точці злому, функція похідної має розрив. При $\pi_K = 30...50$ мінімальний температурний напір знаходиться на холодному кінці економайзера КУ, а при $\pi_K = 50...100$ – на гарячому. При $\pi_K = 50...100$ є можливість подальшого підвищення внутрішнього ККД циклу ПГУ КУ за рахунок додаткової утилізації теплоти газів у КУ шляхом застосування багатоконтурних КУ, оскільки температура газів на виході із одноконтурного КУ є достатньо високою (див. рис. 7в).

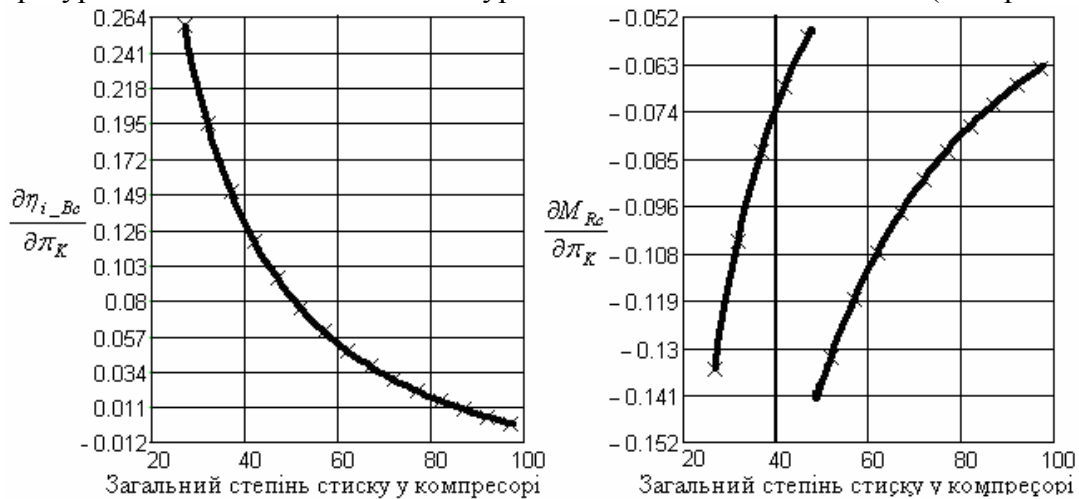


Рис. 8. Зміна похідних $\frac{\partial \eta_{i_Bc}}{\partial \pi_K}$ та $\frac{\partial M_{Rc}}{\partial \pi_K}$ для схеми ПГУ КУ з одноступеневим стиском повітря та двоступеневим підводом теплоти при максимальній температурі газів у ГТВт 1500 °С; ступінь розширення газу у ГТВт рівний 3

Із рис. 7а також видно, що застосування ступеневого підвищення тиску повітря при $\pi_K = 50...100$ не дає суттєвого підвищення внутрішнього ККД ПГУ КУ.

На рис 9. наведені результати дослідження впливу ступеня розширення газу у ГТВт (при максимальній температурі газів у ГТУ 1500 °С) та ступеня розширення газу у ГТВт і ГТСТ (при максимальній температурі газів у ГТУ 1200 °С) на внутрішній ККД ПГУ КУ при загальному ступені стиску повітря $\pi_K = 50$.

Бачимо, що при степенях розширення газу у ГТВТ та ГТСТ, який рівний 3, внутрішній ККД ПГУ КУ досягає максимального значення.

Для пояснення цього використаємо рис. 10, на якому наведені зміни величин η_{i_bc} та M_{Re} , а також внутрішнього ККД циклу ПГУ КУ від степеня розширення газу у ГТВТ та ГТСТ при максимальній температурі газів у ГТУ 1200 °С. Незважаючи на те, що при підвищенні степеня розширення газу у ГТВТ та ГТСТ, внутрішній ККД циклу ГТУ η_{i_bc} зменшується, внутрішній ККД циклу ПГУ КУ спочатку збільшується, а потім зменшується за рахунок постійного збільшення величини M_{Re} .

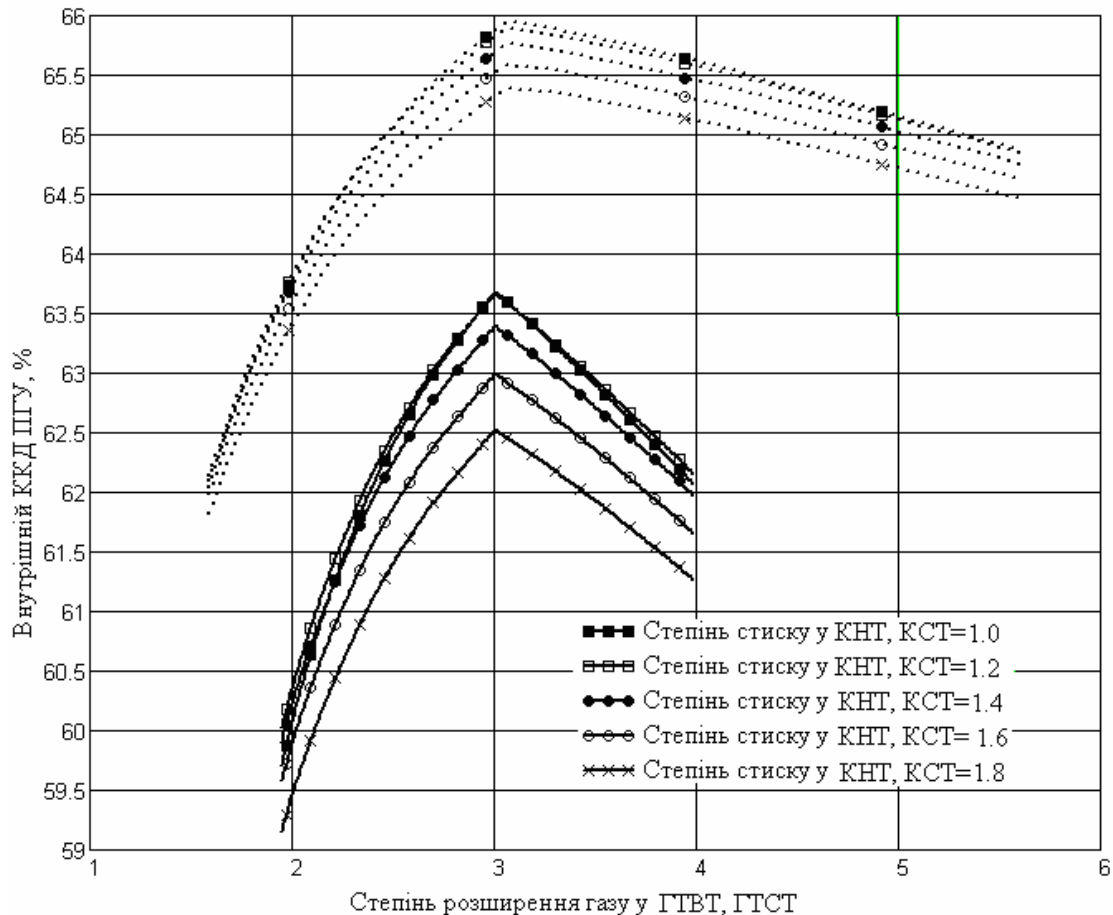


Рис. 9. Вплив степеня розширення газу у ГТВТ (при максимальній температурі газів у ГТУ 1500 °С) – штрихові лінії, та степеня розширення газу у ГТВТ та ГТСТ (при максимальній температурі газів у ГТУ 1200 °С) – суцільні лінії, на внутрішній ККД ПГУ КУ при загальному ступені стиску повітря $\pi_K = 50$

При степенях розширення газу у ГТВТ менших 3 є можливість застосування багатоконтурних КУ для додаткової утилізації теплоти газів (див. рис. 11).

Із рис. 9 знову ж таки видно, що застосування ступеневого підвищення тиску повітря не дає суттєвого підвищення внутрішнього ККД ПГУ КУ при $\pi_K = 50$.

Із сучасних ПГУ КУ, де застосовується двоступене розширення газу у ГТУ та дво- і триконтурні КУ, можна назвати установки з ГТУ типу GT24 та GT26 фірми ABB [1]. У цих ГТУ також має місце відносно високий загальний степінь стиску повітря, який становить 30.

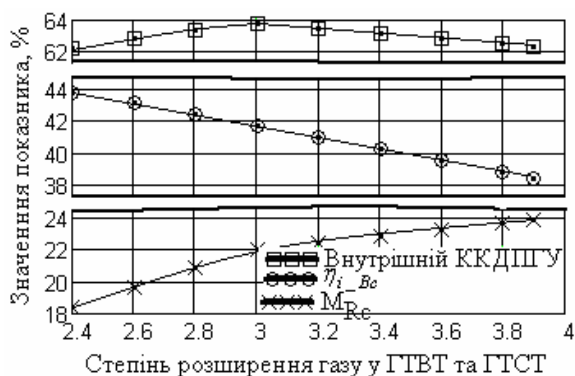


Рис. 10. Вплив степеня розширення газу у ГТВТ та ГТСТ (при максимальній температурі газів у ГТУ 1200 °С), на деякі характеристики ПГУ КУ при загальному ступені стиску повітря $\pi_K = 50$

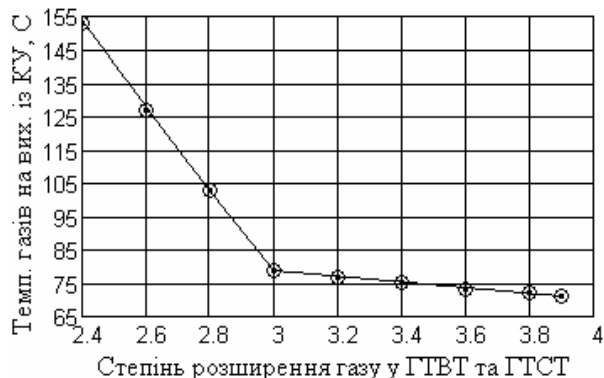


Рис. 11. Вплив степеня розширення газу у ГТВТ та ГТСТ (при максимальній температурі газів у ГТУ 1200 °С), на температуру газів на виході із КУ при загальному ступені стиску повітря $\pi_K = 50$

Виходячи з вищенаведеного можна зробити такі висновки:

1. В загальному випадку зразковим циклом ПГУ КУ є цикл, де передбачений багатоступеневий підвід теплоти (багатоступеневе розширення газу) у ГТУ, багатоступеневий стиск повітря, а також проміжний перегрів пари.

2. Разом з тим, в найближчому майбутньому, суттєве підвищення ККД ПГУ КУ дадуть схеми із підвищеною максимальною температурою газів у ГТУ та застосування дво- або триступеневого підводу теплоти до ГТУ. Багатоступеневий стиск повітря забезпечить суттєве підвищення ККД при загальних ступенях стиску більше 100, що поки є недосяжним для енергомашинобудування. Крім того, підвищення ККД ПГУ КУ забезпечують схеми із багатоконтурними КУ.

3. Наприклад, при максимальній температурі газів у ГТУ 1500 °С та застосуванні двоступеневого розширення газів у ГТ (двоступеневого підводу теплоти) внутрішній ККД циклу ПГУ КУ може досягати 66 %.

4. Дослідження зразкового циклу ПГУ КУ із використанням математичного пакету *Mathcad*, мережним публікатором якого є *Mathcad Calculation Server*, дозволило досить просто отримати цінні результати, не вдаючись до допомоги сторонніх програмістів.

5. Сайт http://twt.mpei.ru/ochkov/VPU_Book_New/mas/index.html поступово розширюється, розрахунки коректуються та створюються нові.

Список літератури: 1. Цанев С.В. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: учебное пособие для вузов / С.В. Цанев, В.Д. Буров, А.Н. Ремезов; под ред. С.В. Цанева. – 2-е изд., стереот. – М.: Издательский дом МЭИ, 2006. – 584 с.: ил. 2. Андрущенко А.И. О термодинамической эффективности сложных циклов ГТУ в парогазовых установках // Теплоэнергетика. – 1998. – №3. – С. 68-71. 3. Андрущенко А.И. Основы термодинамики циклов теплоэнергетических установок. – М.: Высшая школа, 1985. – 320 с. 4. Очков В.Ф. Сетевые расчеты процессов и циклов теплоэнергетических установок / В.Ф. Очков, А.А. Александров, К.А. Орлов, В.А. Волощук, А.В. Очков // Новое в российской электроэнергетике. – 2008. – №10. – С. 5-27. 5. Лебедев А.С. Тенденции повышения эффективности ГТУ / А.С. Лебедев, С.В. Костенников // Теплоэнергетика. – 2008. – № 6. – С. 11-18.

© Волощук В.А., Очков В.Ф., Орлов К.О., 2010
Надійшла до редколегії 15.02.10