

Висновки. 1. Розроблена експериментальна установка для перевірки системи захисту несучої стінки високотемпературного пароперегрівника від втрати міцності через можливе її перегрівання.

2. Розроблена експериментальна установка дає змогу імітувати процес зміни температури по висоті несучої стінки високотемпературного пароперегрівника і дати відповідь на питання достатності захисту реальної несучої стінки від надмірного перегріву методом її зволоження.

3. Незначна модифікація експериментальної установки порівняно з наведеною на рисунку дає змогу врахувати несиметричність температурних радіаційних полів навколо реального високотемпературного пароперегрівника, розташованого в топці котла.

4. Розроблена експериментальна установка повинна давати змогу перевірити наявність можливої стабілізації зволоження захисної плівки електродинамічними силами по висоті несучої стінки високотемпературного пароперегрівника при її значних розмірах.

1. Пат. №25795 А України, МКВ F22G 1/06. Пароперегрівник / Д.М. Грінченко, В.М. Вігак, Р.В.Шкрабій // Бюл. изобрет. 1998. № 5. 2. Пат. №18407 Україна, МКВ F 01 K 13/00. Енергетична установка. Д.М. Грінченко, М.П. Кулик // Бюл. изобрет. 1997. № 6. 3. Денисов А.А., Нагорный В.С. Электрогидро-и электрогазодинамические устройства автоматики. – Л. 1979. 4. Високотемпературные материалы для МГДЭС / Сб. научных трудов АН СССР. – М. 1983.

УДК 622.438

Дмитро Грінченко
 НУ "Львівська політехніка",
 кафедра теплотехніки і теплових електричних станцій

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ПЕРСПЕКТИВНИХ ЕНЕРГОУСТАНОВОК З НАДВИСОКИМИ ПАРАМЕТРАМИ

© Грінченко Дмитро, 2001

Shown influence of high elementary temperature of work body attached to permanent elementary pressure on fuel warmth transformation effectiveness into electric energy. Shown the possible constructive decisions of thermal scheme and power plant in them functioning conditions with high temperatures.

Теплоенергетика, вочевидь, зайшла у безвихідь за своїми експлуатаційними властивостями. Зростання ККД припинилось і навіть спостерігається деяке його зниження. Це відбувається як з причини відсутності металу бажаної термостійкості, так і через недостатність високоякісних палив для роботи прогресивніших парогазових установок. Сюди також необхідно додати ще й недостатню екологічну чистоту генерування електроенергії електростанціями України порівняно із зарубіжними ТЕС.

Проте згадані проблеми можуть, в принципі, бути розв'язані в недалекому майбутньому. Так, зростання ККД можливе при використанні пароперегрівника на надвисокі температури [1], виконаного із застосуванням високотемпературних теплових труб, на основі яких розроблено також ще спеціальний передтопок, в якому можна перегрівати як газоподібне робоче тіло, [2], так і високостиснену водяну пару.

У [2] застосовано принцип спалювання палива в атмосфері кисню, добутого в мембранному розділювачі повітря (МРП) 5, розташованому за компресором ГТУ 1 парогазової установки. До речі, МРП можна задіяти і в паротурбінному блоці, встановивши його, наприклад, за спеціальним повітрянагнітачем. Якщо ж спалюється паливо в атмосфері кисню, можуть бути ефективно використані будь-які низькоякісні тверді палива, кількість яких постійно зростає як в Україні, так і у світі. І саме в цьому випадку достатньо просто і ефективно може бути вирішене питання екологічної безпеки ТЕС, оскільки лише тут можливе практично майже без викиду в довкілля шкідливих компонентів з димовими газами генерування електроенергії з палив низької якості [3].

Для реалізації можливостей, які надає високотемпературний пароперегрівник, окрім нього, був ще розроблений, як згадувалось вище, спеціальний передтопок з високотемпературними тепловими трубами і повітряною сорочкою, в якій і відбувається високотемпературний нагрів повітря (азоту) чи пари. Деяке уявлення про конструкцію згаданого передтопка дає [4].

Для надійного функціонування окремого високотемпературного пароперегрівника, який може бути розташованим безпосередньо в топці, чи згаданого передтопка передбачена подача у відповідне місце цих пристроїв якогось охолоджуючого агента (повітря, насиченої пари, води), який змішується з основним робочим тілом. Але відомо, що впорскування холоднішого агента до пари, наприклад, перед паровою турбіною, знижує термічний ККД термодинамічного циклу. У цьому ж випадку такого зниження не може бути з тієї причини, що перегрів додаткового робочого тіла внаслідок наявності згаданого впорскування здійснюється не теплотою основного робочого тіла (повітря, азоту чи пари), а за допомогою теплоти самого палива, що додатково знімається з "холодних" (1200 – 1400 °С) кінців високотемпературних теплових труб. І це приводить лише до збільшення високотемпературного робочого тіла перед газовою чи паровою турбінами. З цього випливає, що наявність системи охолодження окремого високотемпературного пароперегрівника в передтопку з високотемпературними тепловими трубами може лише підвищувати ККД. До того ж, необхідно додати, що при застосуванні як тіла впорскування найчастіше насиченої пари або, навіть безпосередньо води, які не вимагають великої роботи стиснення для впорскування, ККД може змінитися незначно.

Аналіз показав, що як робоче тіло впорскування в системі охолодження найприйнятнішими є вода і водяна пара ще й з причини можливості повернення теплоти випаровування, затраченої на реалізацію впорскування як безпосередньо в цикл, так і для використання як теплоти опалення чи для гарячого водопостачання.

Питання ж місця розташування високотемпературного пароперегрівника – в основній топці котла чи у передтопку перед основним котлом паротурбінного блока розв'язується з врахуванням, насамперед, температурного рівня в топці. За наявності в комбінованій енергоустановці газової турбіни з перегрівом робочого тіла для неї в передтопку, то перегрів пари у паротурбінному блоці доцільніше здійснити в окремому пароперегрівнику, розташованому, як згадувалось, безпосередньо в топці основного котла.

Як показав наш цифровий аналіз, наявність значної кількості додаткової пари в парогазовій суміші перед газовою турбіною робить доцільнішим стиснення в компресорі ГТУ робочого тіла (повітря, азоту) "мокрим" способом [5].

Це пояснюється тим, що згаданий вище "мокрим" спосіб в цьому випадку дає можливість досягти вищих ступенів стиснення з меншими затратами роботи стиснення, що

позитивно впливає на ККД генерування енергії парогазовою турбіною при розширенні суміші зі значним вмістом пари в ній, тобто з вищими парціальними тисками пари в суміші, що надає при розширенні згаданої суміші і конденсації водяної пари в ній деяких додаткових позитивних властивостей для енергоустановки. Так, збільшення паровмісту суміші є позитивним ще й тому, що, крім збільшення питомої потужності установки, це призводить також до зростання питомого теплофікаційного навантаження і при значно вищих температурах конденсації. Звідси також і вибір початкових тисків у газовій частині ПГУ з високотемпературним перегрівом робочого тіла на рівні 10 – 12 МПа, а не звичних 1.0 – 1.5 МПа.

На рис. 1 і рис. 2 показані принципова схема і термодинамічний цикл газотурбінної частини ПГУ із високотемпературним перегрівом парогазової суміші як її робочого тіла у повітряній сорочці спеціального передтопка на високотемпературних теплових трубах. Як її паротурбінну частину взято блок 200 МВт. Але для того, щоб наголосити лише на основному – на сумісній роботі ГТУ і передтопка з системою охолодження з використанням водяної пари (води), зокрема про паротурбінну частину ПГУ в цій статті не говориться. Лише додамо – зв'язок між ГТУ і паротурбінним блоком здійснено через вихлоп димових газів з передтопка у топку основного котла.

Цикл ГТУ на парогазовій суміші являє собою один ступінь стиснення (1) і два розширення (2, 3) з двома регенераторами теплоти (P-1, P-2), а також з контактним теплообмінником (КТО) і відомим відсмоктуючим турбокомпресором (ВТК), P-3. Річ у тім, що парогазові суміші ефективніші як робочі тіла для ГТУ при більших ступенях розширення. І за наявності КТО, коли гази є вже осушеними, встановлення додатково за ним на згаданих газах ВТК сприяє ефективнішому перетворенню теплоти суміші у роботу в парогазовій турбіні.

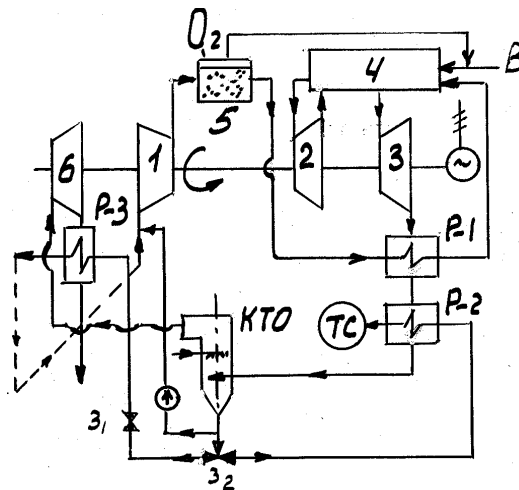


Рис. 1. Принципова схема комбінованої установки з високотемпературним передтопком (4):

1 – компресор ГТУ, 2 і 3 – турбіни високого і середнього тиску, 5 – МРП, 6 – відсмоктуючий турбокомпресор, КТО – контактний теплообмінник, P-1, P-2 і P-3 – регенератори, O_2 – кисень з МРП, ТС – тепловий споживач

Оскільки в схемі передбачений мембранний розділювач повітря (МРП), то в ідеальному випадку робочим тілом для енергоустановки служить не повітря, як це виходило б за наявності повітряної сорочки, а вже парозотна суміш. Але в цьому випадку, до речі, зменшу-

ються і проблеми з корозією газового тракту газотурбінної частини ПГУ. Звичайно, без МРП – це буде звичайна ГТУ на пароповітряній суміші, яка теж має певні переваги. Наприклад, можна використати процеси газифікації вугілля для отримання палива для ГТУ, але при цьому неможливо, поки що, забезпечити захист від ерозії проточної частини газової турбіни при її роботі на запилених продуктах горіння генераторного газу. Крім того, в цьому випадку не вирішуються екологічні проблеми, а також проблематичним стає ефективне спалювання низькоякісного твердого палива в камері горіння передтопка через відсутність кисню.

Особливо цінним у випадку із спеціальним передтопком є те, що ГТУ зовсім не генерує NO_x та SO_2 , оскільки відсутня КЗ ГТУ, а, згідно з принципами генерування електроенергії за маловикидним способом [3], чим вищий відсоток згаданих компонентів буде в димових газах за котлом паротурбінної частини ПГУ, тим ефективнішим буде очищення відхідних газів.

Як відомо, корозійна стійкість проточної частини ГТУ залежить від наявності окислів сірки в газах перед проточною частиною і солей лужних металів, яких якраз і немає в пароазотній суміші перед (умовно) газовою турбіною.

Нижче наведений термодинамічний підцикл газової частини ПГУ.

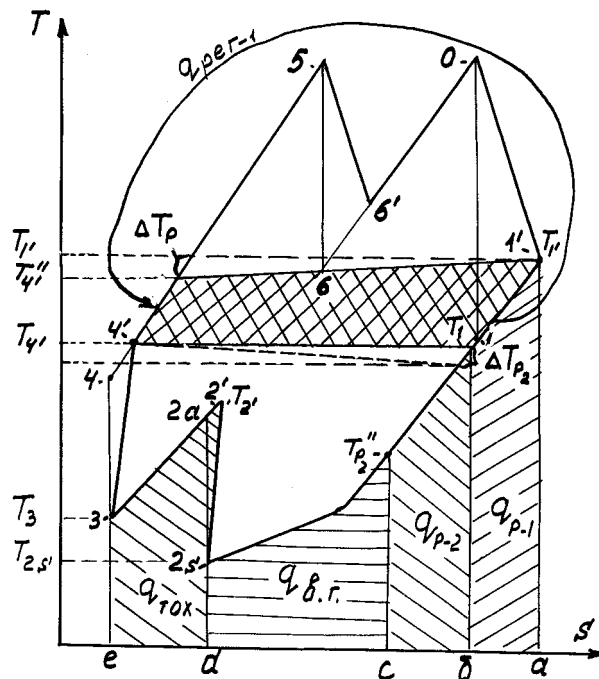


Рис. 2. Термодинамічний цикл комбінованої установки з високотемпературним передтопком і відсмоктуючим турбокомпресором:

q_{p-2} , q_{ox} , q_{ox} – відповідно, теплоти регенерації КТО та відхідних газів;
процес " T_{2s} - $T_{2'}$ " – у відсмоктуючому турбокомпресорі;
всі решта позначень і процесів – як у стандартних ГТУ

Аналізуючи якісно цей підцикл, бачимо можливість корисного використання майже всієї теплоти палива, включаючи теплоту конденсації водяної пари впорскування, що перетворює такі установки на теплофікаційні.

Електричний ККД газотурбінного підциклу на тепловому споживанні найпростіше записати у вигляді:

$$\eta_e = C \eta_t^T [q_T \eta_{MT} - q_K / \eta_{MK} - q_{TK} / \eta_{MTK}] / (q_T - q_K - q_{TK}),$$

де q_T , q_K , q_{TK} – відповідно, сумарна питома теплота, затрачена на отримання парогазу з температурою $T_0 = T_5 = 1473.15$ К перед обома турбінами; теплота, затрачена в компресорі при стисненні; теплота, затрачена в турбокомпресорі на процес відсмоктування; η_{MT} , η_{MK} , η_{MTK} , η_t^T – відповідно ККД: механічний газових турбін, механічний компресора і турбокомпресора, термічний циклу; $C = 0.932$ – додатково враховує ККД передтопка, електро-механічний генератора тощо.

Цифровий аналіз лише вищенаведеної газотурбінної частини установки із одним ступенем стиснення "мокрим" способом в компресорі, що дорівнює 105 при початковій температурі парогазової суміші перед обома ступенями розширення, що дорівнює 1200 °С та ступенем стиснення у відсмоктуючому турбокомпресорі – 4.854, з температурою відхідних газів на рівні 79 °С і початковою температурою доквілля в 17 °С – показав такі величини: електричний ККД – 42 %, теплофікаційний – 80 – 98 % (з урахуванням теплоти конденсації водяних парів доквілля), питома витрата умовного палива на теплофікаційному режимі в межах 0.18 – 0.14 кг у. п. /кВт-год, питома витрата умовного палива на виробництво електроенергії в межах 0.29 кг у. п. /кВт-год, питома витрата парогазової суміші – 2.1 – 2.8 кг с. азоту/кВт-год, і питомий виробіток електроенергії на тепловому споживанні – 1.2 – 1.6 кВт-год/Гкал. І хоч отримані показники є достатньо високими, нагадаємо – тут не враховувалася паротурбінна частина ПГУ. Тому наведені показники є умовними, і характеризують лише роботу ГТУ з передтопком.

З наведеного вище видно ефективність такої установки при $T_0 = T_5 = 1200$ °С навіть без врахування до того ж ще й можливості високоякісного спалювання низькоякісних твердих палив (в атмосфері кисню) і без вирішення екологічних проблем, що можливе тут; з можливістю експлуатації ПГУ без споживання природного газу для роботи ГТУ. Але все перелічене можливе у разі використання передтопка з повітряною сорочкою на високотемпературних теплових трубах і з МРП.

Аналіз доступних літературних джерел інформації про високотемпературні теплові труби показав, що літієнаповнені теплові труби можуть достатньо довго (10000 год і довше) працювати при робочих температурах до 1600 °С, що дасть змогу перед газовою і, що важливо, навіть паровою турбінами мати температури до 1300 – 1400 °С. А далека перспектива – пароперегрівники і передтопки на теплових трубах із срібляним наповненням з робочими температурами при цьому до 2300 – 2500 °С.

Такі можливі температури перед газовою та паровою турбінами, разом з МРП та "Принципами" [3] обіцяють перевести велику енергетику якісно зовсім на інший, вищий рівень навіть при використанні низькоякісних твердих палив.

Висновки. Розроблена в принципі енергетична установка на надвисокі температурні параметри як газотурбінної, так і паротурбінної її частин, яка з високими енергетичними показниками може ефективно працювати на низькоякісних твердих паливах із задовільними екологічними показниками і не потребує високоякісного палива для роботи ГТУ.

1. Пат. №25795 А Україна, МКВ F22G 1/06. Пароперегрівник / Д.М. Грінченко, В.М. Вігак, Р.В. Шкрабій. Бюл. 1998. № 5. 2. Пат. № 18407 Україна, МКВ F 01 K 13/00. Енергетична установка / Д.М. Грінченко, М.П. Кулик. Бюл. 1997. № 6. 3. Грінченко Д. Принципи генерування електроенергії безвідхідним способом // Вісн. НУ "Львівська політехніка". – Львів. 2000. № 404. С. 99-102. 4. Грінченко Д.М. Проблеми створення екологічно чистої парогазової установки на паливах погіршеної якості // Вісн. ДУ "Львівська політехніка". – Львів. 1994. С. 181–186. 5. Полетавкин П.Г. Парогазотурбинные установки. – М. 1980.