

Шифр: Енергозбереження

**ЕКСЕРГЕТИЧНИЙ МЕТОД АНАЛІЗУ
ЕФФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ПАРОТУРБІННИХ
УСТАНОВОК**

Галузь: Енергетика

Секція: Теплоенергетика

2018

АНОТАЦІЯ

Актуальність роботи . Енергозбереження - ключова проблема сучасності. Постійне зростання вартості енергоресурсів не тільки в Україні, але й в усьому світі вимагає розробляти нетрадиційні та найбільш ефективні методи аналізу термодинамічних процесів та циклів перетворення теплоти в роботу. Розробка таких методів дає можливість проаналізувати та знайти найбільш раціональні способи перетворення теплової енергії, що у свою чергу, показує нам шлях до скорочення питомих витрат палива та теплоти. Такими способами є ентропійний та ексергетичний методи аналізу теплових схем паротурбінних установок. Але ці методи не використовують на виробництві, через що відбувається перевитрата енергії. Наведені методи ґрунтуються на фундаментальних законах перетворення енергії, тому їх значення важко переоцінити. Незважаючи на те, що поняття ексергії широко використовується навіть для оцінки енергоресурсів країни, але тільки у теоретичній галузі. Тобто в інженерній практиці подібні методи не знайшли застосування. Також варто зазначити, що всі галузі невпинно розвиваються, обчислювальні процеси виконуються швидше, а результати обчислень стають все точнішими. Тому і методи аналізу теплових схем паротурбінних установок повинні ставати швидшими. Прискорення аналізу теплових схем може мати значний економічний ефект, тому вибраний у роботі напрямок є дуже актуальним на теперішній час.

Мета роботи. Використовуючи зафіксовані реальні параметри, які були отримані експериментально на компресорі К - 22 визначити для турбокомпресорів реальну потужність приводної турбіни, частину потужності, що витрачається на стиснення газів, а також питому витрату пару d , теплоти q та палива b .

Задача роботи. Застосовуючи сучасні методи оцінки якості перетворення енергії, показати можливі шляхи зниження витрат палива при виробництві стиснених газів.

Об'єкт дослідження Турбіна К – 22 ТЕЦ 1, яка слугує приводом компресора К – 5500, «ММК ім. Ілліча».

Результати дослідження Під час дослідження були визначені такі основні показники ефективності парової турбіни як питома витрата пару d , теплоти q та палива b , за допомогою яких був розрахований термічний ккд η_t турбіни з п'ятьма відбірами. Термічний ккд η_t був використаний для встановлення зв'язку між температурою t_{nl} полум'я при спалюванні палива у парогенераторі та ексергетичним ккд η_{ex} визначеного за різними значеннями температури навколишнього середовища t_{oc} з використанням розробленої автором програми.

Практична спрямованість Ймовірний економічний ефект тільки по МК «ім. Ілліча» складає **500:1**. Комбінат з цим погодився, підписавши звіт. Промислові випробування турбокомпресорів на МК «ім Ілліча» показали (звіт випробувань був підписаний комбінатом), що через недотримання оптимального режиму експлуатації 10 турбін потужністю 14–25 МВт перевитрата палива, тільки за рік, склала **74760** тис. тон (1360 вагонів вугілля). Слід пам'ятати, що турбіни для приводу компресорів, які подають повітря на доменні печі, ніколи не працюють в стаціонарному (розрахунковому) режимі. Цінність дослідження - при будь-якому режимі (а їх тисячі), в лічені хвилини можна отримати дійсні показники енергоефективності турбін і компресорів, аж до втрат енергії (у вигляді теплоти), що скидається в навколишнє середовище з повітропроводів діаметром до 1800 мм, довжиною ~ 800 мм.

ПЛАН

РОЗДІЛ 1. СТАН ПИТАННЯ.....	5
1.1 Загальні відомості про ексергію, основні поняття.....	5
1.2 Аналіз ступеню досконалості циклів та теплових схем з використанням ентропійного та ексергетичного методів.....	12
1.3 Характеристика турбіни К – 22.....	12
РОЗДІЛ 2. ДІЙСНИЙ ТЕХНІЧНИЙ СТАН ТУРБИНИ ТК№8 ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	13
2.1 Постановка та рішення технічного завдання.....	13
РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ТУБИНИ К – 22 З ВИКОРИСТАННЯМ ЕКСЕРГЕТИЧНОГО МЕТОДУ.....	18
РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА МОДЕЛІ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ.....	26
РОЗДІЛ 5. ВХІДНІ ДАННІ ТА АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	28
5.1 Перевірка адекватності прийнятої моделі та результатів розрахунків.....	28

РОЗДІЛ 1

СТАН ПИТАННЯ

1.1 Загальні відомості про ексергію, основні поняття.

Головна проблема більшості країн світу - забезпечення країни паливом і раціональне його використання.

Перший закон термодинаміки - закон, який встановлює енергетичний баланс при перетворенні теплоти в роботу і теплоти одного робочого тіла в теплоту іншого робочого тіла, і будь-який енергетичний баланс не може служити основою для правильної оцінки міри досконалості теплового процесу. Він не враховує якість передаваної теплоти. Наприклад, тепловий потік в 1 МВт при $t = 100^{\circ}\text{C}$ і $t = 1000^{\circ}\text{C}$ кількісно однакові, але якісно не рівноцінні, оскільки при більш високій температурі цінність потоку теплоти вища.

Цей недолік першого закону термодинаміки усуває другий закон термодинаміки, який враховує якість передаваної теплоти. Використання другого закону для аналізу процесів перетворення енергії - це крок у напрямі раціонального використання енергоресурсів будь-якої країни. Проте роботами видатних учених світу, передусім Ф.Ранта, Я.Шаргута, В.Фратшера, Д.П.Гохштейна, В.М.Бродянского і інших, показано, що можна ввести загальніший показник якості різних видів енергії. Як такий показник прийнята максимальна здатність до здійснення роботи.

Для того, щоб встановити нульовий рівень названого показника якості енергії, треба скористатися додатковою умовою, не залежною від другого закону термодинаміки, а витікаючим тільки з практичних умов, що визначають вплив довкілля на протікання промислових теплових процесів. Усі ці процеси відбуваються в довкіллі, яке виконує функції джерела дармового тепла і дармових речовин. Тому нульовий рівень загального показника якості різних видів енергії повинен визначатися умовами

термодинамічної рівноваги із загальними компонентами навколишнього середовища.

Таким чином, ми підходимо до поняття, яке було названо ексергією. Термін "ексергія", тобто зовнішня, здатна проявитися у роботі енергія, ввів Рант в 1956 році. Ексергія матерії є максимальною роботою, яку ця матерія може вчинити в оборотному процесі, з докільям в якості джерела дармових тепла і речовин, якщо у кінці цього процесу усі види матерії, що беруть участь в нім, приходять в стан термодинамічної рівноваги з усіма компонентами навколишнього середовища.

Енергія підкоряється закону збереження, але закону збереження ексергії не існує. Кожне безповоротне явище - причина безповоротної втрати ексергії. По Ранту у безповоротних явищах ексергія перетворюється на анергію, але трансформація ексергії в анергію неможлива.

Будь-який агент, що поступає через контрольну поверхню в цю систему, привносить ексергію, залежну від його хімічного складу і параметрів стану. Підведення до системи агента пов'язане із здійсненням над системою роботи проштовхування. Для спрощення розрахунків роботу проштовхування можна враховувати разом з ексергією. Подібний метод застосовується і в енергетичному балансі і дозволяє розрахувати енергію потоку агента за допомогою знатльпии. При складанні ексергетического балансу цей метод ще більше виправданий, оскільки ксергія є здатністю до здійснення роботи.

Клаузіус вказав, що для кожного кругового процесу застосовні рівняння

$$L = Q,$$
$$\oint \frac{dQ}{T} = -N,$$

де N є некомпенсованим перетворенням, що виникає впродовж кругового процесу (може бути тільки позитивною або рівною нулю) ; L - робота циклу, а $Q=Q_1+Q_0$ - сума підведеного і відведеного тепла в циклі.

Є Q_1 , яке повідомляється робочому тілу при змінній (у загальному випадку) температурі; відомий також теплоприемник з постійною температурою T_0 , якому робоче тіло віддає доки ще невідома кількість тепла Q_0 .

З урахуванням цього отримуємо

$$\oint \frac{dQ}{T} = \int_0^{Q_1} \frac{dQ}{T} + \frac{Q_0}{T_0} = -N,$$

$$Q_0 = -T_0 \int_0^{Q_1} \frac{dQ}{T} - T_0 N,$$

$$L = Q_1 - T_0 \int_0^{Q_1} \frac{dQ}{T} - T_0 N.$$

Якщо прийняти, що круговий процес може бути обернено, то, як відомо, $N=0$ і завдяки цьому отримуємо:

$$L_{\text{макс.}} = Q_1 - T_0 \int_0^{Q_1} \frac{dQ}{T}.$$

Отримане рівняння є рівнянням ексергії.

При незворотні процесах будь-якого виду корисна робота зменшується на твір збільшення ентропії, що сталося, що усіх, що беруть участь в процесі тіл на температуру навколишнього середовища

$$u = u'; p = p'; s = s' \text{ та при } \Delta_c s = 0$$

$$ex = Q_1 \frac{T_1 - T_0}{T_1}.$$

Введення поняття ексергії дозволило зв'язати обидва закони термодинаміки. Тільки складанням ексергетического балансу з урахуванням основного рівняння ексергії можна дати досить точну термодинамічну оцінку теплового процесу. З ексергетического балансу можна так само легко вивести визначення ексергетического к.к.д.

Для процесу комбінованого вироблення теплоти і електроенергії можна записати:

$$E_Q + E_Z = E_P + E_H + T_0 \Delta s_V,$$

де E_Q - ексергія, підведена до процесу; E_Z - додаткова ексергія, підведена до процесу (додаткова ексергія тепла, потужність насосів і так далі); $E_P = P$ - механічна або електрична корисна потужність; E_H - ексергія тепла опалювального навантаження; $T_0 \Delta s_V$ - втрати ексергії в усьому процесі, рівні твору температури навколишнього середовища на зростання ентропії. Вираження для ексергетического к.п.д. записується в наступному виді:

$$\eta_e = \frac{E_P + E_H}{E_Q + E_Z} = 1 - \frac{T_0 \Delta s_V}{E_Q + E_Z}.$$

Для дослідження залежностей к.п.д. простого кругового процесу доцільно ввести середні температури підведення і відведення тепла. Тоді термічний к.к.д. простого процесу запишеться таким чином:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_{m_{ab}}}{T_{m_{zu}}}.$$

Для процесу Джоуля з регенерацією аналогічне співвідношення має вигляд:

$$\eta_{thR} = 1 - \frac{T_{m_{abR}}}{T_{m_{zuR}}}.$$

Збільшення к.к.д. введенням регенерації в цьому випадку зводиться до збільшення різниці між середніми температурами відведення і підведення тепла. Багатоступінчасте стискування і розширення дозволяють підвищити ефект регенерації і, таким чином, досягти подальшого збільшення різниці між обома середніми температурами.

Разом з видами енергії, що перетворюються, існують також і що не перетворюються. До останніх відносяться тепло при температурі довкілля,

калорическая внутрішня енергія довкілля і частина таких інших видів енергії, що не перетворюється, як, наприклад, теплота при температурі вище за температуру навколишнього середовища і внутрішня енергія речовин, що не знаходяться в стані рівноваги з навколишнім середовищем.

Енергія, що не перетворюється, або "безексергетична", має велике значення в процесах, не пов'язаних з виробництвом енергії, наприклад в процесах нагріву. Ця частина енергії дістала назву анергія. Кожна енергія складається з ексергії і анергії, причому в деяких випадках одна з них може дорівнювати нулю. Вираження "існує ексергія і анергія" можна вважати формулюванням другого закону термодинаміки. Ексергія може перетворюватися на будь-які форми енергії, отже, і в анергію, але зворотний перехід анергії, отриманої з ексергії, в ексергію неможливий. Всяка безповоротність є наслідком перетворення ексергії в анергію.

Ексергію отримують безпосередньо з існуючих в природі джерел енергії : енергії води і паливних ресурсів, розщеплюваних речовин. В протилежність ексергії анергія існує всюди в необмежених кількостях у вигляді внутрішньої енергії довкілля.

Другий закон дає інженерові-теплотехнику важливі показники, які слід ретельно вивчити. Перетворення ексергії на анергію є одним із старих технічних процесів, а економія ексергії - нове мистецтво. У процесах, пов'язаних з нагріванням або охолодженням середовища, енергія у формі тепла від джерел енергії повинна відбиратися тільки при високих температурах. При нижчих температурах, що лежать в діапазоні між температурою довкілля і температурою процесу, енергію, необхідну для нагріву, треба запозичувати від регенеративного підігрівання, здійснюваного від теплоти покидька процесу.

Ексергія, віднесена до нульового стану, є за визначенням максимальною технічною роботою речовини, яка переводиться з початкового стану n в стан рівноваги з навколишнім середовищем 0 :

$$e_n = (h_n - h_0) - T_0(s_n - s_0).$$

1.2 Аналіз ступеню досконалості циклів та теплових схем з використанням ентропійного та ексергетичного методів.

Ентропійний метод

Цей метод доповнює метод балансів. Грунтований на використанні другого закону термодинаміки і враховує якість передаваної теплоти. Його недолік - складність визначення величини дисипації потоків енергії по зміні ентропії. Без спеціальної підготовки метод скрутно застосувати для встановлення джерел втрат працездатності потоків енергії.

Ексергетичний метод

Він ґрунтований на порівнянні параметрів реальних процесів з гранично можливими за цих атмосферних умов. Метод дає можливість встановити працездатність системи в граничних умовах - коли параметри на виході з гіпотетичного агрегату дорівнюють параметрам навколишнього середовища. В цьому випадку ексергію відносять до нульового стану. Метод використовує той очевидний факт, що запаси ексергії обмежені і завжди зменшуються, а запаси енергії постійні. При усіх перевагах методу він має і принциповий недолік - порівняння проводиться з процесами і циклами, не здійсненими в природі. Фахівці ТЕЦ і ГРЭС цей метод оцінки втрат ексергії у своїй практиці майже не застосовують.

1.3 Характеристика турбіни К – 22

Турбіна з компресором призначені для вироблення повітря, яке подається на доменні печі. Турбіна одноциліндрова, що складається з двохвінцевого ступеня швидкості і 15 ступенів тиску, з них 2-7 ступенів з парціальним підведенням пари, а 10 ступенів - з повним підведенням пари. Виготовлена в 1984г (ТК №6). За номінальної витраті і температурі

охолоджувальної води, чистих трубках конденсатора і достатньої щільності вакуумної системи турбіна повинна забезпечити потужність 20,5 МВт. У теж час по паспорту потужність турбіни на муфті N_e (ТК №8) може тривало забезпечуватися на рівні 22 МВт ($p = 9$ МПа_{абс}, $t = 535$ оС, $n = 3500$ об/хв). Витрата пари при економічному і максимальному режимах відповідно дорівнює 70-80 тонн/год. Число обертів $n = 2500 - 3420$ об/хв. Вакуум в конденсаторі $p_{\text{вак}} = 0,00581$ МПа, максимальна температура вихлопного патрубка $t = 60$ °С.

Конденсатор типу КП- 1930-2 двоходовий, має 2 роздільні потоки охолоджувальної води. Площа поверхні трубок $S = 1930$ м², діаметр трубок 19/17 мм. Витрата пари в конденсатор при включеній регенерації і максимальному режимі 50 тонн/год. Витрата води на конденсатор 4900, номінальна температура охолоджувальної води $t = 25$ °С

Конденсатний насос типу 8 КН-А (А2КОШ 80-250) продуктивністю 125 м³/год, створюваний натиск $h = 140$ м.в.ст, потужність електроприводу $N = 68,6-75$ кВт.

Підігрівач низького тиску типу ПН- 54-3 має площу поверхні трубок $S = 54,17$ м², діаметр трубок 19/17 мм, розрахунковий і робочий тиск до 0,7 МПа.

Циркуляційний насос 8ЦН- А (20НДН) продуктивністю $V = 3200$ м³ / год . Надмірний тиск, що розвивається насосом,, число оборотів $n = 980$ об / хв , потужність приводу $N = 320$ кВт .

Повітряний компресор До - 5500-42 -1,2 одноциліндровий, такий, що має чотири ступені стискування - дві двоступінчаті секції. Ротор має 5 робочих коліс. У першій секції 1-й ступінь має 2 паралельно працюючих однопоточних колеса, а 2-й ступінь - одно колесо двоступінчатого стискування. Рік виготовлення 1990. Потужність, споживана компресором на економічному і максимальному режимах рівна

відповідно до 15 і 17,2 МВт. Частота обертання 3300-3440 про/хв. Об'ємна продуктивність віднесена до умов всмоктування 4350-3780 $m^3 / хв$. Максимальна продуктивність, складає $m = 4388-5050$ кг/хв ($V_H = 3402 - 3915$ $m_n^3 / хв$). Тиск нагнітання $p = 0,3-0,31$ МПа_{изб.}

Є один проміжний охолоджувач, витрата води на який рівна $D_v = 750$ м³/год.

РОЗДІЛ 2

ДІЙСНИЙ ТЕХНІЧНИЙ СТАН ТУРБІНИ ТKN№8 ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ ДОСЛІДЖЕНЬ.

2.1 Постановка та рішення технічного завдання

Сформулюємо постановку завдання дослідження. Парова турбіна номінальною потужністю $N \approx 16$ МВт працює на парі наступних параметрів : початковий тиск $p_1 = 9$ МПа, температура $t_1 = 515^\circ\text{C}$, витрата пари на турбіну $D_1' = 59$ тонн/год. Тиск в конденсаторі $p_2 = 0,03$ МПа. Турбіна має три регенеративні відбори на підігрівач низького тиску (ПНТ). Перед ПНТ по ходу конденсату встановлений сальниковий підігрівач.

Визначити потужність турбіни N_{eT} і компресора N_{eK} на муфті. Знайти витрати пари на сальниковий підігрівач $D_{СП}$ у відбори D_d , $D_{отб3}$ $D_{отб2}$, відносно - внутрішній к.п.д η_{oi}^T турбіни, а також питома витрата пари d_v і теплоти q_v , палива b_v турбіни по виробленню повітря для виробництва доменного дуття.

З урахуванням поправок на фактичну температуру і тиск, дійсна витрата пари на турбіну буде рівна.

$$D_1 = k_1 k_2 D_1' = 1,007 \cdot 1,0 \cdot 59 = 59,4 \text{ т/год.}$$

В день енергоаудиту (07.12.17 р.) барометричний тиск складав 100,2 КПа або 752 мм рт. ст. Свідчення вакуумметра, встановленого на конденсаторі $p_{конд} = 524$ мм рт. ст. Тоді абсолютний тиск в конденсаторі

$$\text{(вакуум) дорівнював } p_{вак} = p_{конд} = p_2 = \frac{752 - 524}{750 \cdot 10} = 0,03 \text{ МПа.}$$

Турбіна ВКВ-22, ст. №6

За тиском і температурою перед турбіною p_1 , t_1 і після турбіни $p_2 = p_{конд}$, а також по зафіксованій температурі конденсату гріючої пари після підігрівачів П2, П3- $t_{18} = 120^\circ\text{C}$, $t_{17} = 148^\circ\text{C}$ - знаходимо тиски у відборах $p_6 = 0,45$ МПа, p_7

= 0,27МПа. У h_s –діаграмі водяної пари, будуюмо теоретичний і дійсний процес розширення в проточній частині турбіни і знаходимо ентальпії і ентропії в характерних точках процесу :

- перед турбіною :

$$p_1 = 9 \text{ МПа}_{абс}, t_1 = 515 \text{ }^\circ\text{C}, h_1 = 3430 \text{ кДж/кг};$$

$$s_1 = s_{2t} = 6,72 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)};$$

у 4-му відборі на лініях 1-2_t і 1-2:

$$p_5 = 0,65 \text{ МПа}, h_{5t} = 2750 \text{ кДж/кг}, h_5 = 2950 \text{ кДж/кг}, h'_5 = 683 \text{ кДж/кг},$$

$$t_5 = 250 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$s_5 = 7,18 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}, s_{5t} = 6,72 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)};$$

в 3-му відборі за температури конденсату $t_{17} = 148 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$p_6 = 0,45 \text{ МПа}, h_{6t} = 2685 \text{ кДж/кг}, h_6 = 2890 \text{ кДж/кг}, h'_6 = 623 \text{ кДж/кг}$$

$$s_6 = 7,2 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}, s_1 = s_{5t} = s_{6t} = s_{7t} = s_{2t} = 6,72 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)};$$

-в 2-му відборі за температури конденсату $t_{18} = 120 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$p_7 = 0,2 \text{ МПа}, h_{7t} = 2545 \text{ кДж/кг}, h_7 = 2765 \text{ кДж/кг}, h'_7 = 546 \text{ кДж/кг},$$

$$s_7 = 7,34 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)},$$

$$s_1 = s_{6t} = s_{5t} = s_{4t} = s_{3t} = s_{2t} = 6,72 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)};$$

В момент експеримента первый подогреватель (по ходу конденсата) был отключен.

По этим данным найдем относительно - внутренний к.п.д турбины, усредненный по трем отсекам

$$\eta_{oi}^T = \frac{\Delta h}{\Delta h_t} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2t}} = \frac{3430 - 2595}{3430 - 2270} = 0,72$$

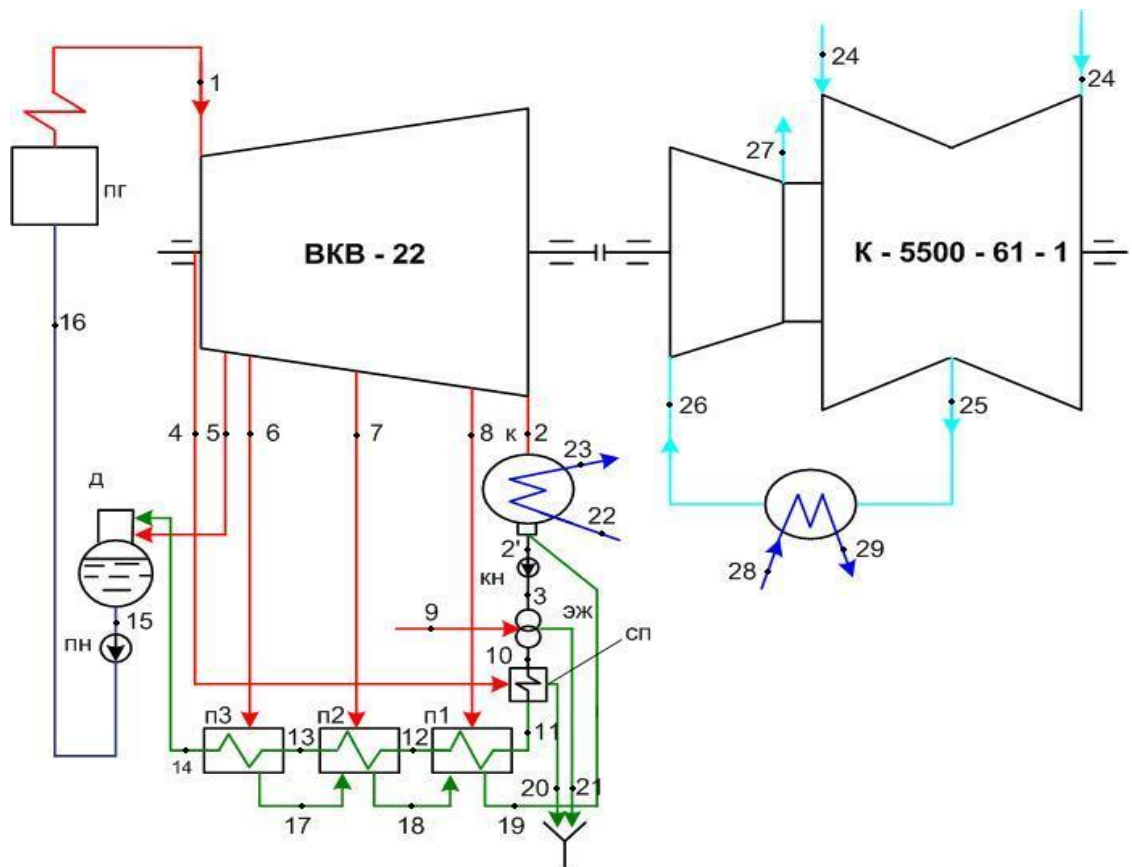


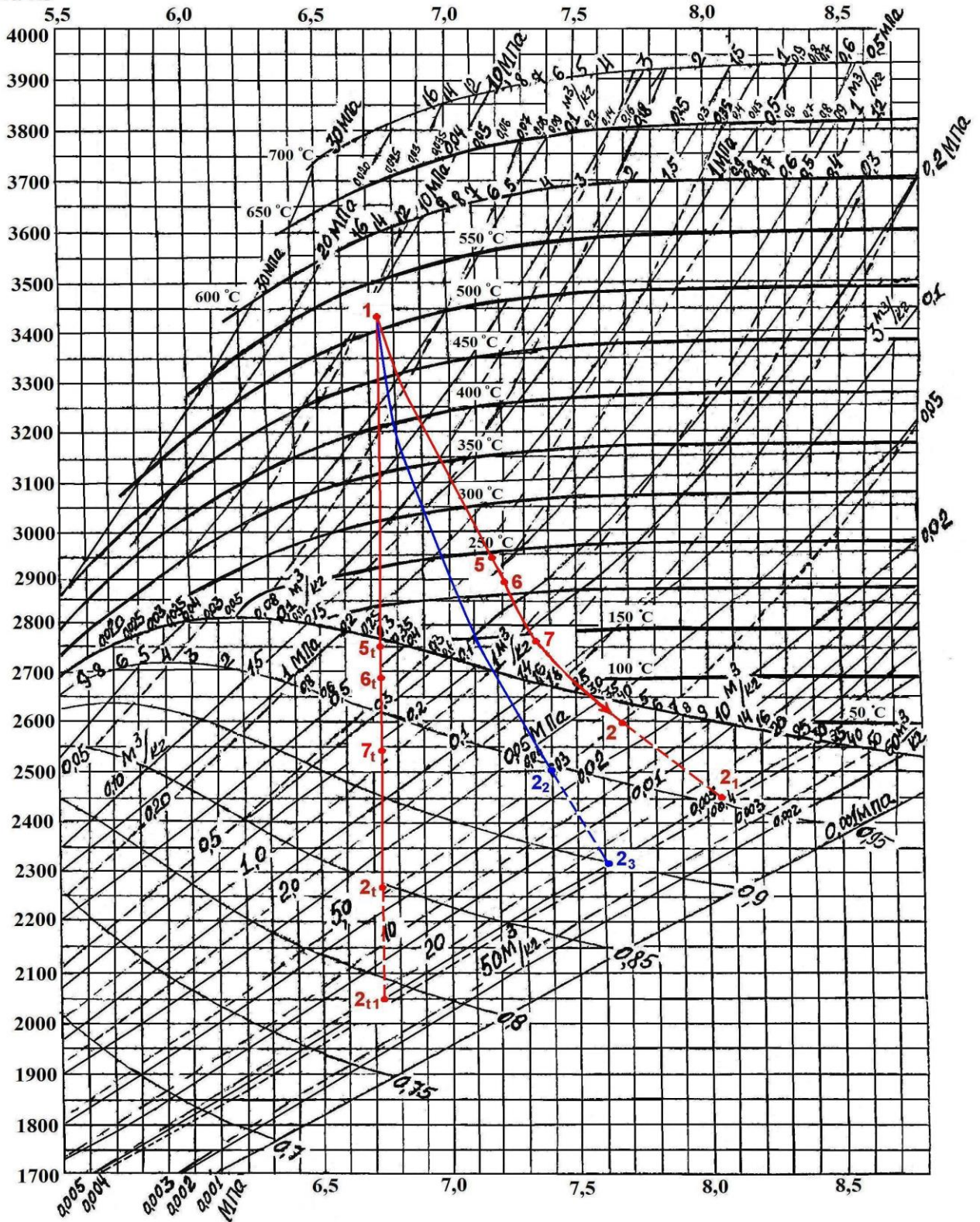
Рисунок 2.1 - Тепловая схема турбокомпрессора, ст. №8. Турбина К-22, компрессор К-5500

Таблица 1 - Параметры у характерних точках

Точки вимірювання	Точки														
	1	2	2'	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Параметры пари, повітря															
Витрата <i>т/год.</i>	<u>59,4</u>	52,5	58,7	58,7	0,378	0,284	3,55	2,77	-	-	58,7	58,7	58,7	58,7	58,7
Температура, °C	515	69	68	68	247	250	200	175	-	311	72	76	80	106	138
Тиск, МПа _{абс}	9	0,03	0,03	1,1	2,53	0,65	0,45	0,2	-	-	1,0	1,0	0,9	0,9	0,9
Ентальпія, кДж/кг	3430	2595	289	285	2948	2950	2890	2765	-	-	302	318	335	445	582

Точки вимірювання	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29
Параметри пари, повітря															
Витрата, <i>т/год.</i>	58,9	58,9	3,55	6,28	6,28	0,378	-	2195	2195	3270	3270	3270	<u>3270</u>	148	148
Температура, <i>°C</i>	140	140	148	120	130	98	87	25	38	8	85	65	126	25	33
Тиск, <i>МПа_{абс}</i>	15	14,8	0,45	0,2	0,2	-	-	-	-	0,1	-	-	0,33	-	-
Ентальпія, <i>кДж/кг</i>	599	598	624	504	546	411	$\frac{36}{5}$	105	159	281	358	338	400	105	138

$h, \text{кДж/кг}$



Энтропия $S, \text{кДж/(кг·К)}$

Рисунок.2. 2 - Процесс розширення у турбіні К-22

hs-діаграми для водяної пари (ст. № 8)

РОЗДІЛ 3.

РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ТУБІНИ К – 22 З ВИКОРИСТАННЯМ ЕКСЕРГЕТИЧНОГО МЕТОДУ

Пара розширюється в турбіні до тиску $p_2 = p_{2д}$ і при стані в точці $2_д$ входить в конденсатор, де й віддає свою теплоту конденсації, для чого використовується охолоджуюча вода. Цикл таким чином, замикається точкою $2'$. Відомі наступні параметри: $p''_1 = 9 \text{ МПа}$, $t''_1 = 515^\circ\text{C}$; $p'_1 = 8 \text{ МПа}$; $t'_1 = 505^\circ\text{C}$; $p_1 = 7,5 \text{ МПа}$; $p_2 = 0,03 \text{ МПа}$. Коефіцієнт корисної дії: відносний внутрішній турбіни $\eta_{oi}^m = 0,85$, насоса $\eta_{oi}^h = 0,78$ механічний $\eta_m = 0,96$, електрогенератора $\eta_m = 0,97$. Теплота згоряння палива $Q_p^p = 15000 \text{ кДж/кг}$. Коефіцієнт корисної дії парогенератора $\eta_{п.г.} = 0,9$.

Скласти для цієї установки баланс енергії і знайти к. к. д. установки на клеммах електрогенератора.

Складаємо таблицю параметрів стану в кожній характерній точці циклу.

Параметри в характерних точках

	$1''$	$1'$	1	2	$2_д$	$2'$	3	$3_д$
$P, \text{ МПа} \dots\dots$	9,0	8	7,5	0,005	0,005	0,005	14,8	14,8
$t, ^\circ\text{C} \dots\dots\dots$	515	505	496	33	33	33	35	36
$T, \text{ К} \dots\dots\dots$	788	778	769	306	306	306	308	309
$h, \text{ кДж/кг} \dots\dots$	3420	3370	3370	2040	2200	138	147	151
$s, \text{ кДж}/(\text{кг} \times \text{К}) \dots$	6,73	6,75	6,85	6,85	7,4	0,476	0,48	0,483
$x \dots\dots\dots$	-	-	-	0,78	0,95	0	-	-

Користуючись цією таблицею, складаємо енергетичний баланс, відносячи всі його складові до 1кг робочого тіла. Обчислення проводимо в наступній послідовності.

1. Знаходимо теплоту, підведену в паровому котлі:

$$q_1 = h''_1 - h_{n.e.} = h''_1 - h_{30} = 3420 - 151 = 3269 \text{ кДж / кг}$$

Враховуючи к. к. д. парогенератора, визначаємо теплоту, спочатку внесену в установку з паливом

$$I = \frac{D}{B} q_{внес.} = \frac{BQ_n^p}{D} = \frac{BQ_n^p}{I} = \frac{q_1}{\eta_{н.г.}} = \frac{3269}{0,9} = 3632 \text{ кДж / кг.}$$

Тут – випарна здатність палива, кг/кг; B - витрата палива кг/год, D - витрата води, кг/год.

Визначаємо значення I , яким буде зручно користуватися при подальших обчисленнях

$$I = \frac{Q_n^p \cdot \eta_{н.г.}}{q_1} = \frac{15000 \cdot 0,9}{3269} = 4,13 \text{ кг / кг.}$$

Втрата енергії при горінні палива

$$q_{пот.} = q_{внес.} - q_1 = \frac{Q_n^p (1 - \eta_{н.г.})}{I} = 3632 - 3269 = 363 \text{ кДж / кг}$$

2. Втрата теплоти трубопроводу на шляху від парогенератора до турбіни

$$q_{m.n.} = h''_1 - h_1 = 3420 - 3370 = 50 \text{ кДж / кг}$$

Теплота, віддана охолоджуючої води в конденсаторі,

$$q_2 = h_{20} - h'_2 = 2200 - 138 = 2062 \text{ кДж / кг}$$

3. Внутрішня робота турбіни

$$l_m = q_1 - q_{m.n.} - q_2 = 3269 - 50 - 2062 = 1157 \text{ кДж / кг}$$

4. Втрати енергії на тертя в підшипниках

$$q_m = l_m (1 - \eta_m) = 1157(1 - 0,96) = 46,3 \text{ кДж / кг}$$

5. Робота на муфті компресора (ефективна)

$$l_e = l_m - q_m = \eta_m l_m = 1157 - 46,3 = 1110,7 \text{ кДж / кг}$$

6. Втрата енергії в електрогенераторі

$$q_3 = l_e (1 - \eta_{г.}) = 1110,7(1 - 0,97) = 33,3 \text{ кДж / кг.}$$

Баланс енергії має вигляд

$$q_{\text{внес.}} = l_3 + q_{\text{ном.}}^{\text{мон.}} + q_{\text{м.п.}} + q_2 + q_m + q_3 = 1077,4 + 363 + 50 + 2062 + 46,3 + 33,3 = 3632 \text{ кДж / кг}$$

Підраховуємо к. к. д. установки (брутто) на клеммах електрогенератора

$$\eta_{\text{уст.}}^{\text{бp}} = \frac{III_3}{Q_n^p} 100 = \frac{4,13 \cdot 1077,4}{15000} 100 = 30\%$$

Складемо ексергетичний баланс для турбіни К-22, визначивши зміни ексергії в кожному з характерних вузлів. Підрахувати ексергетичні к. к. д. тих же вузлів установки в цілому.

В якості параметрів навколишнього середовища прийняти параметри води: $T_{\text{ос}} = 290 \text{ К}$ і $p_{\text{іс}} = 0,1 \text{ МПа}$. Скористатися таблицею параметрів.

У цьому випадку ексергетичний баланс має, так само як і енергетичний, зводиться до внесеної з паливом теплоті згоряння $Q_{\text{рн}}$ або в перерахунку на 1 кг робочого тіла – до величини $Q_{\text{р}}^p / I$ (И-випарна здатність палива).

Збільшення ексергії робочого тіла відбувається в насосі і в парогенераторі.

1. Приріст ексергії в насосі дорівнює приросту ексергії робочого тіла:

$$ex_{3\partial} - ex_2 = h_{3\partial} - h'_2 - T_0 (s_{3\partial} - s'_2) = 151 - 138 - 290(0,483 - 0,476) = 10,9 \text{ кДж / кг}$$

2. Приріст ексергії в парогенераторі являє собою спочатку внесену ексергію за вирахуванням втрат, які складаються : по-перше, втрат, що враховуються к. к. д. парового котла і рівних

$$II'_{\text{н.з.}} = \frac{Q_n^p}{I} (1 - \eta_{\text{н.з.}}) = \frac{15000}{4,13} (1 - 0,9) = 363,2 \text{ кДж / кг.}$$

По-друге – із втрат ексергії при окисленні палива $II''_{\text{пг}}$; по-третє – із втрат $II''_{\text{пк}}$, які виникають з причини зовнішньої незворотності процесу теплообміну між продуктами згоряння палива і робочим тілом.

Сумарні втрати $II''_{\text{пк}} + II'''_{\text{пк}}$ не залежать від середньої температури продуктів згоряння, а залежать тільки від середньої інтегральної температури $T_{\text{ср.подв}}$ робочого тіла в процесі підведення до нього теплоти

$$P'' + P''' = \frac{Q_n^p \eta_{n.z.}}{I} \left[\frac{T_0 (s''_1 - s_{3\partial})}{h''_1 - h_{3\partial}} \right].$$

Ця формула впливає із загального виразу для ексергії теплоти

$$ex_q = q \left(1 - \frac{T_0}{T_{cp.підв.}} \right) = q - q \frac{T_0}{T_{cp.підв.}}$$

де $1 - T_0/T_{cp.підв.}$ – к. к. д. циклу Карно, який може бути здійснений між температурами $T_{cp.підв.}$ і T_0 , а величина $qT_0/T_{cp.підв.}$ являє собою не превратимую в роботу частина теплоти q . Зрозуміло, що останній вираз відповідає $P''_{п.к.}$ $P'''_{п.к.}$, тому що $(h_1 - h_{3\partial}) / (s_1 - s_{3\partial}) = T_{cp.підв.}$

Так як $\frac{Q_n^p \eta_{n.z.}}{I} = h''_1 - h_{3\partial}$ формула для підрахунку $P''_{п.к.}$ $P'''_{п.к.}$ спрощується

$$P''_{п.к.} + P'''_{п.к.} = T_0 (s''_1 - s_{3\partial}).$$

Виконуємо підрахунок

$$P''_{п.к.} + P'''_{п.к.} = 290(6,73 - 0,483) = 1811,6 \text{ кДж / кг.}$$

Шукане збільшення ексергії в паровому котлі

$$\begin{aligned} \Delta(ex)_{n.z.} &= \frac{Q_n^p}{I} - P'_{n.z.} - (P''_{n.z.} + P'''_{n.z.}) = \frac{Q_n^p}{I} - \frac{Q_n^p}{I} (1 - \eta_{n.z.}) - T_0 (s''_1 - s_{3\partial}) = \frac{Q_n^p}{I} \eta_{n.z.} - T_0 (s''_1 - s_{3\partial}) = \\ &= h''_1 - h_{3\partial} - T_0 (s''_1 - s_{3\partial}) = 3420 - 151 - 290(6,73 - 0,483) = 1457,4 \text{ кДж / кг} \end{aligned}$$

або, інакше,

$$\Delta ex_{п.к.} = 1457,4 \text{ кДж / кг.}$$

Зменшення ексергії відбувається в трубопроводі на шляху від парового котла до турбіни в регулювальному клапані при дроселюванні пара, проточної частини турбіни, в конденсаторі, за рахунок тертя в підшипниках і, нарешті, при передачі перетворених в теплоту втрат в електрогенераторі в навколишнє середовище.

Зменшення ексергії в трубопроводі

$$ex_{1''} - ex_1 = h''_1 - h'_1 - T_0 (s''_1 - s'_1) = 3420 - 3370 - 290(6,73 - 6,75) = 55,8 \text{ кДж / кг.}$$

Те ж при дроселюванні

$$ex_{1'} - ex_1 = h'_1 - h_1 - T_0 (s'_1 - s_1) = 3370 - 3370 - 290(6,75 - 6,85) = 29 \text{ кДж / кг.}$$

Те ж у проточній частині турбіни

$$ex_1 - ex_{2\delta} = h_1 - h_{2\delta} - T_0(s_1 - s_{2\delta}) = 3370 - 2200 - 290(6,85 - 7,4) = 1329,5 \text{ кДж/кг.}$$

Те ж в конденсаторі

$$ex_{2\delta} - ex_{2'} = h_{2\delta} - h_{2'} - T_0(s_{2\delta} - s_{2'}) = 2200 - 138 - 290(7,4 - 0,476) = 54 \text{ кДж/кг.}$$

Тепер зводимо ексергетичний баланс для тих вузлів установки, в яких відбувається зміна стану робочого тіла.

Збільшення ексергії, кДж/кг	Зменшення ексергії, кДж/кг
В насосі 10,9	В трубопроводі 55,8
В парогенераторі 1457,4	В регулювальному клапані 29
	В проточній частині турбіни 1329,5
	В конденсаторі 54
Загальна: 1468,3 кДж/кг	Загальна: 1468,3 кДж/кг

Нев'язка балансу складає всього 0,06%.

Зменшуючи ексергії за рахунок тертя в підшипниках і передачі перетворених на тепло електричних втрат у навколишнє середовище не мають відношення до робочого тіла. Якщо допустити, що теплота тертя і теплота, еквівалентна втрат в електрогенераторі, повністю передається навколишньому середовищу, то втрати ексергії в цих вузлах виявляться рівними втрат ексергії, які були обчислені раніше:

$$\Delta ex_m = q_m = 46,3 \text{ кДж/кг;}$$

$$\Delta ex_g = q_g = 33,3 \text{ кДж/кг.}$$

Обчислюємо ексергетические к. п. д. вузлів.

Ексергетичний к. к. д. парового котла

$$\eta_{ex}^{n.g.} = \frac{(ex_1 - ex_{3\delta})}{Q_n^p} = \frac{1457,4 \cdot 4,13}{15000} = 0,4.$$

Те ж трубопроводу

$$\eta_{ex}^{m.n.} = \frac{ex_1}{ex_2} = \frac{h_1' - h_0 - T_0(s_1' - s_0)}{h_1'' - h_0 - T_0(s_1'' - s_0)} = \frac{3370 - 71 - 290(6,75 - 0,253)}{3420 - 71 - 290(6,73 - 0,253)} = 0,96.$$

Тут $h_0 = 71,3$ кДж/кг і $s_0 = 0,253$ кДж/(кг·К) – параметри води при 17°C і $0,1$ МПа.

Енергетичний к. п. д. регулювального клапана

$$\eta_{ex}^{\text{дросс.}} = \frac{ex_1}{ex_1'} = \frac{h_1 - h_0 - T_0(s_1 - s_0)}{h_1' - h_0 - T_0(s_1' - s_0)} = \frac{3370 - 71 - 290(6,85 - 0,253)}{3370 - 71 - 290(6,75 - 0,253)} = 0,98.$$

Те ж турбіни

$$\eta_{ex}^m = \frac{h_{2\partial} - h_1}{ex_{2\partial} - ex_1} = \frac{2200 - 3370}{-1329,5} = 0,88.$$

Те ж конденсатора

$$\eta_{kex} = 0.$$

Те ж живильного насоса

$$\eta_{ex}^n = \frac{ex_{3\partial} - ex_{2'}}{h_{3\partial} - h_{2'}} = \frac{10,9}{151 - 138} = 0,84.$$

Ексергетические к. п. д. процесів відводу в навколишнє середовище теплоти тертя і теплоти, що виділилася в генераторі, дорівнюють:

$$\eta_{ex}^M = \eta_{ex}^e = 0.$$

Нарешті, підраховуємо ексергетичний к. п. д. (брутто) всієї установки. Він збігається з електричним к. п. д. установки

$$\eta_{ex}^{ycm} = \frac{l}{Q_n^p} = 0,3.$$

Визначити ексергетические втрати в кожному з вузлів турбіни К-22. Знайти для цих вузлів і для всієї установки коефіцієнти ексергетичних втрат, а також ефективний к. п. д. установки.

Втрати ексергії в паровому котлі були підраховані раніше. У розрахунку на 1 кг робочого тіла вони рівні

$$\Pi_{n.k.} = \Pi'_{n.k.} + (\Pi''_{n.k.} + \Pi'''_{n.k.}) = 363,2 + 1811,6 = 2174,8 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Коефіцієнт ексергетичних втрат

$$\Omega_{н.к.} = \frac{П_{н.к.} \cdot I}{Q_n^p} = \frac{2174,8 \cdot 4,13}{15000} = 0,6.$$

Втрати ексергії в трубопроводі і відповідний коефіцієнт ексергетичних втрат

$$П_{m.n.} = ex_2 - ex_1 = 55,8 \text{ кДж} / \text{кг};$$

$$\Omega_{m.n.} = \frac{П_{m.n.} \cdot I}{Q_n^p} = \frac{55,8 \cdot 4,13}{15000} = 0,015.$$

Те ж в регулювальному клапані

$$П_{дросс.} = T_0(s_1 - s_1') = 290(6,85 - 6,75) = 29 \text{ кДж} / \text{кг};$$

$$\Omega_{дросс.} = \frac{П_{дросс.} \cdot I}{Q_n^p} = \frac{29 \cdot 4,13}{15000} = 0,008.$$

Те ж в турбіні

$$П_m = T_0(s_{2\partial} - s_1) = 290(7,4 - 6,85) = 159,5 \text{ кДж} / \text{кг};$$

$$\Omega_m = \frac{П_m \cdot I}{Q_n^p} = \frac{159,5 \cdot 4,13}{15000} = 0,04.$$

Те ж в конденсаторі

$$П_{конд.} = h_{2\partial} - h_2' - T_0(s_{2\partial} - s_2') = 2200 - 138 - 290(7,4 - 0,476) = 54 \text{ кДж} / \text{кг};$$

$$\Omega_{конд.} = \frac{П_{конд.} \cdot I}{Q_n^p} = \frac{54 \cdot 4,13}{15000} = 0,015.$$

Те ж в живильному насосі

$$П_n = T_0(s_{3\partial} - s_2') = 290(0,483 - 0,476) = 2,03 \text{ кДж} / \text{кг};$$

$$\Omega_n = \frac{П_n \cdot I}{Q_n^p} = \frac{2,03 \cdot 4,13}{15000} = 0,00056.$$

Эксергетические втрати в подшипниках

$$П_m = l_m - l_e = 1157 - 1110,7 = 46,3 \text{ кДж} / \text{кг};$$

$$\Omega_{м.} = \frac{P_{м.} I}{Q_n^p} = \frac{46,3 \cdot 4,13}{15000} = 0,013.$$

Втрати в електрогенераторі

$$P_э = l_e - l_э = 1110,7 - 1077,4 = 33,3 \text{ кДж / кг};$$

$$\Omega_{э.} = \frac{P_э I}{Q_n^p} = \frac{33,3 \cdot 4,13}{15000} = 0,0092.$$

Коефіцієнт ексергетичних втрат для всієї установки дорівнює сумі таких коефіцієнтів для окремих вузлів

$$\Omega_{уст.} = \sum_{i=1}^n \Omega_i = 0,7.$$

На закінчення визначимо ефективний к. к. д. всієї установки

$$\eta_{эфф} = 1 - \Omega_{уст.} = 0,3.$$

Як видно він виявився рівним електричному к. к. д. (брутто) для всієї установки.

РОЗДІЛ 4

РОЗРОБКА МОДЕЛІ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ

Для нескінченно малого кількості теплоти dQ при температурі T диференціал ексергії визначається через термічний к. п. д. циклу Карно

$$d(Ex) = dQ\left(1 - \frac{T_0}{T}\right)$$

тоді ексергія виявляється рівною:

$$Ex = \int \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) dQ = Q - T_0 \int_0^1 \frac{dQ}{T};$$

$$Ex = Q - T_0(S_1 - S_0).$$

Величина $T_0(S_1 - S_0) = Q_2$, тобто дорівнює кількості теплоти, яку треба передати середовищі в процесі перетворення теплоти в роботу. Зміна ентропії може бути обчислена так:

$$S_1 - S_0 = C \ln \frac{T_1}{T_0}, \quad C = \frac{Q}{T_1 - T_2},$$

де C – теплоємність даного джерела теплоти.

З урахуванням написаних співвідношень ексергія теплоти може бути обчислена за формулою

$$Ex = Q - T_0 \frac{Q}{T_1 - T_0} \ln \frac{T_1}{T_0},$$

або остаточно

$$Ex = Q \left(1 - \frac{T_0}{T_1 - T_0} \ln \frac{T_1}{T_0}\right).$$

$$\eta_{ex} = \frac{l}{ex}.$$

Ексергетичний к. п. д.

У чисельнику цієї формули – теоретична робота циклу, а в знаменнику – ексергія теплоти, отриманої при згорянні палива. Отримуємо

$$\eta_{ex} = \frac{l}{ex} = \frac{Q\eta_t}{Q - T_0 \frac{Q}{T_{nl.} - T_0} \ln \frac{T_{nl.}}{T_0}}.$$

Після скорочення Q остаточно одержуємо

$$\eta_{ex} = \frac{\eta_t}{-\frac{T_0}{T_{nl.} - T_0} \ln \frac{T_{nl.}}{T_0}}.$$

В якості прикладу наведемо формулу для розрахунку термічного к. п. д. турбіни з 4-я регенеративними відборами пари

$$\eta_t = \frac{l_T}{q_1} = \frac{1 - \alpha_{cn} (h_1 - h_{5t}) + (1 - \alpha_{cn} - \alpha_{\partial})(h_{5t} - h_{6t}) + 1 - \alpha_{cn} - \alpha_{\partial} - \alpha_{om\delta 3} h_{6t} - h_{7t}}{1 - \alpha_{cn} h_1 - h_{16}} + \frac{1 - \alpha_{cn} - \alpha_{\partial} - \alpha_{om\delta 3} - \alpha_{om\delta 2} h_{7t} - h_{2t}}{1 - \alpha_{cn} h_1 - h_{16}}.$$

Термічний к. к. д. турбіни без відборів

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2}{T_{1cp}}.$$

РОЗДІЛ 5.

ВХІДНІ ДАННІ ТА АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Вихідні дані визначені результатами, викладеними в табл.1.

Але якщо очистити трубки конденсатора, то в холодну пору року температура t_2 теоретично може знизитися до 15°C і к. к. д. збільшується з 0,45 до 0,54.

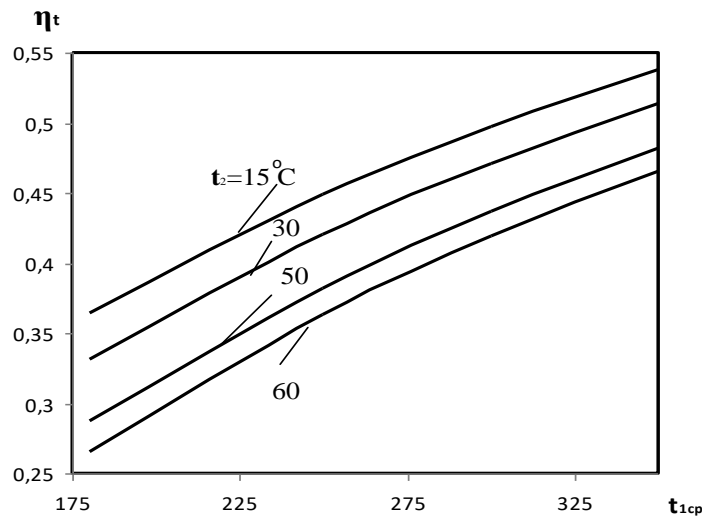


Рисунок. 5.1 - Залежність термічного к. п. д. η_t від середньої температури підведення теплоти в циклі t_{1cp} і температури t_2 після турбіни.

Як видно з мал.2, з підвищенням середньої температури підведення теплоти в циклі і зниженні температури навколишнього середовища при постійній температурі полум'я ексергетичний к. к. д. збільшується.

Наприклад, якщо підвищити середню температуру підведення теплоти з 250°C до 350°C при $t_{\text{пламени}} = 1600^\circ\text{C}$ і при зниженні температури навколишнього середовища з 30°C до -15°C , ми отримаємо наступні дані:

- при $t_{1cp} = 250^\circ\text{C}$ ексергетичний к. к. д. зміниться з 0,56 до 0,66
- при $t_{1cp} = 350^\circ\text{C}$ ексергетичний к. к. д. зміниться з 0,72 до 0,79.

Це кількісно пояснюється тим, що підвищенням температури навколишнього середовища термічний к. к. д. падає. І крім того, у формулі (4) температура навколишнього середовища i в чисельнику, i в знаменнику, а в знаменнику під знаком логарифма, i різниця 1 мінус менше – дає більше число. Якісно це пояснюється тим, що з підвищенням температури навколишнього середовища максимальна корисна робота або ексергія зменшується. Пояснюється це тим, що з підвищенням температури навколишнього середовища реальна корисна робота турбіни знижується швидше, ніж ексергія, як видно з формули:

$$\eta_{ex} = \frac{l}{e} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{oc} - T_{oc} \Delta s_{сум.}}$$

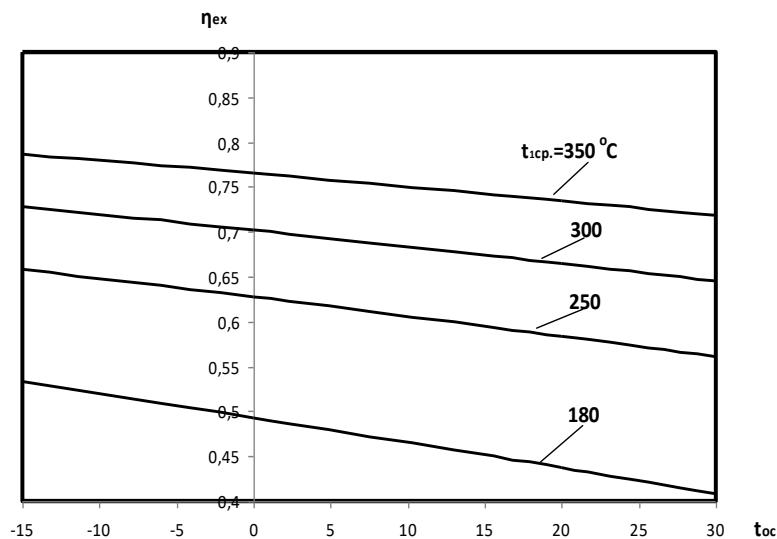


Рисунок 5.2 - Вплив середньої температури підведення теплоти в циклі $t_{ср}$ і температури навколишнього середовища $t_{о.с.}$ на ексергетичний к. к. д. η_{ex} теплоти при згорянні палива

Зниження збільшує різницю ентальпій, яка дорівнює роботі процесу. Тому ми отримуємо додаткову механічну енергію і збільшується ексергетичний к. к. д.

Рис.3. Ексергія системи зменшується в основному за рахунок явищ незворотності. Усі реальні процеси є необоротними. Тому, на відміну від енергії, яка у всіх процесах нікуди не зникає, а переходить в іншу форму, ексергія в реальних процесах знижується. І втрата ексергії тим вище, чим вище незворотність. Цей висновок підтверджують результати розрахунку представлені на малюнку 3, де ми не змінювали температуру пари перед регулювальними клапанами турбіни, яка становить 496°С, а температура факела збільшується з 1400°С до 1800°С. Незворотність $\Delta t_{необр}$ дорівнює різниці температури факела і температури пари:

$$\Delta t_{необр1} = 1400 - 96 = 904^\circ C$$

$$\Delta t_{необр2} = 1800 - 96 = 1304^\circ C$$

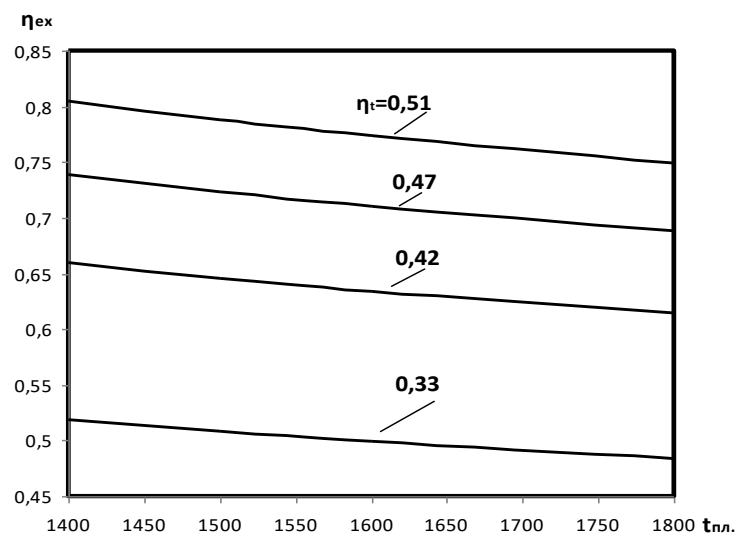


Рисунок 5.3 - Залежність ексергетичного к. к. д. $\eta_{ек}$ при згорянні палива від термічного к. к. д. циклу η_t і температури полум'я $t_{пл}$ в парогенераторі.

Тобто, якість енергії знижується і ексергетичний к. к. д. падає. Так, наприклад, при термічному к. к. д. $\eta_t = 0,33$ при підвищенні температури полум'я від 1400°С до 1800°С ексергетичний к. к. д. знижується з 0,52 до 0,48, а при термічному к. к. д. $\eta_t = 0,51$ - з 0,8 до 0,75.

Висновок: не можна підвищувати температуру горіння, не підвищуючи температуру робочого тіла і нагрівається виробу (зливок, сляб).

Результати, представлені на рис.4, підтверджують одне з найголовніших положень теоретичної теплотехніки – для підвищення ексергетичного к. п. д. установки по перетворенню теплоти Q_1 в роботу L насамперед необхідно підвищувати термічний к. п. д. η_t . Для паротурбінної установки методи підвищення η_t загальновідомі – їх ~ 10 .

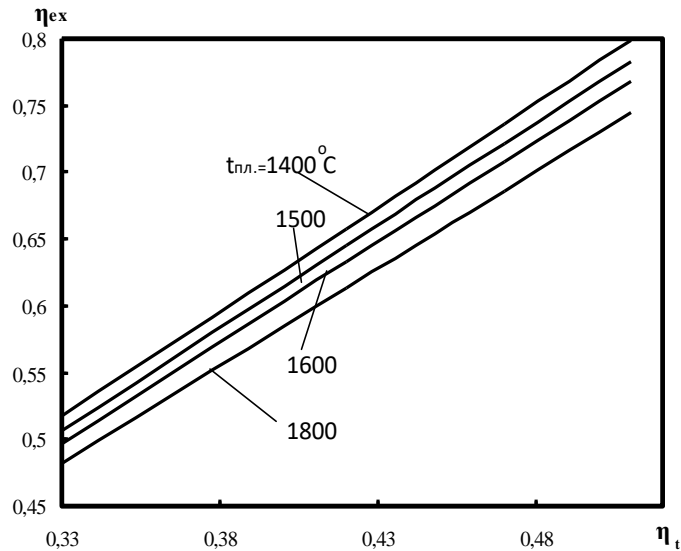


Рисунок 5.4 - Вплив термічного к. к. д. циклу η_t і температури полум'я $t_{пл.}$ в парогенераторі на ексергетичний к. к. д. η_{ex} при згорянні палива

На рис. 5-8 підтверджується загальновідомий принцип, визначений другим законом термодинаміки – чим нижче температура навколишнього середовища $t_{o.c.}$, тим ефективніше перетворення Q_1 у L . Наприклад, при $t_{o.c.} = -15^\circ\text{C}$ і термічному к. к. д. $\eta_t = 0,54$, температурі полум'я $t_{пл.} = 1400^\circ\text{C}$ ексергетичний к. к. д. досягає значення $\eta_{ex} = 0,819$, а при тій же температурі $t_{пл.} = 1400^\circ\text{C}$ і к. к. д. $\eta_t = 0,47$, але при більш високій температурі навколишнього середовища $t_{o.c.} = 30^\circ\text{C}$, ексергетичний к. к. д. знижується до $\eta_{ex} = 0,756$.

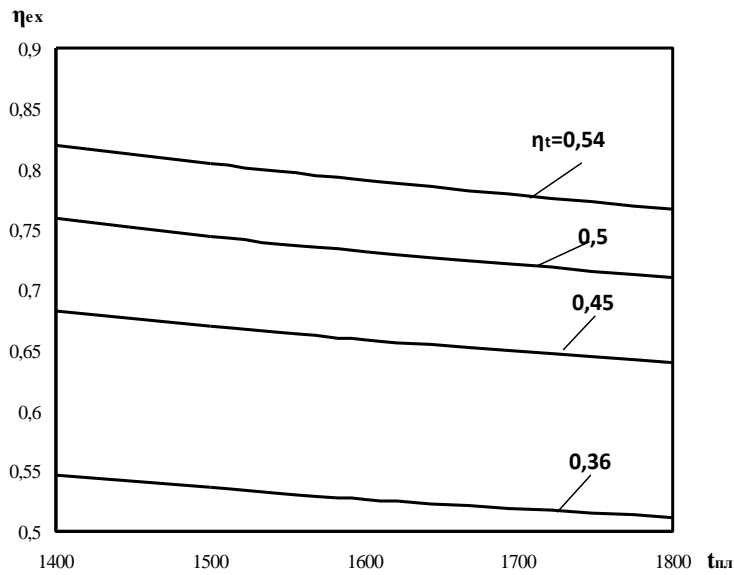


Рисунок 5.5 - Залежність ексергетичного к. к. д. η_{ex} при згорянні палива від термічного к. к. д. циклу η_t і температури полум'я $t_{пл}$. в парогенераторі при температурі навколишнього середовища $t_{o.c.}=-15$ °С

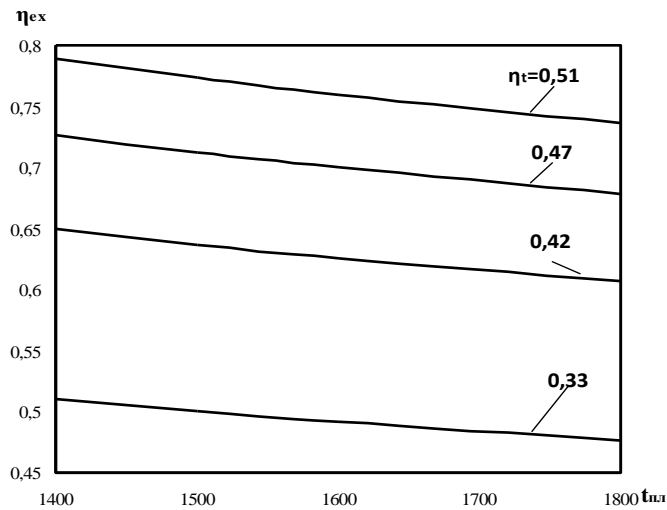


Рисунок 5.6 - Вплив термічного к. к. д. циклу η_t і температури полум'я $t_{пл}$. в парогенераторі на ексергетичний к.к. д. η_{ex} при згорянні палива і при температурі навколишнього середовища $t_{o.c.}=0$ °С

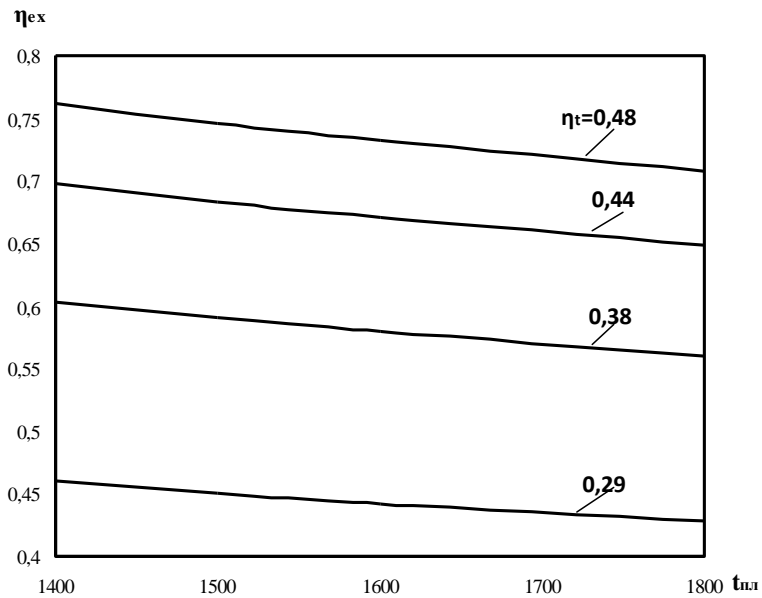


Рисунок 5.7 - Залежність ексергетичного к. к. д. η_{ex} при згорянні палива від термічного к. к. д. циклу η_t і температурі полум'я $t_{пл}$ в парогенераторі при температурі навколишнього середовища $t_{o.c.}=20\text{ }^\circ\text{C}$

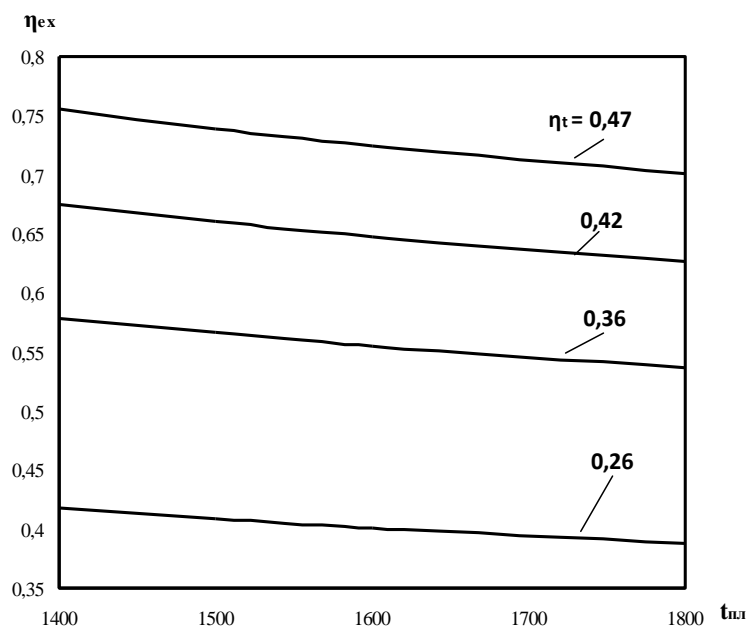


Рисунок 5.8 - Вплив термічного к. к. д. циклу η_t і температурі полум'я $t_{пл}$ в парогенераторі на ексергетичний к. к. д. η_{ex} при згорянні палива і при температурі навколишнього середовища $t_{o.c.}=30\text{ }^\circ\text{C}$

Таким чином, використовуючи ексергетичний метод аналізу процесу перетворення $Q_1 \rightarrow L$, можна більш глибоко дослідити фактори та фізичні впливи, які, в кінцевому рахунку, приводять до зниження витрати палива.

5.1 Перевірка адекватності прийнятої моделі

В даний час відсутня вимірювальна техніка за визначенням к. к. д., ентропії, енергії, ексергії і, з цієї причини, зафіксувати їх експериментально неможливо. Відсутні прилади для вимірювання $b, d, q, \eta_t, \eta_{ex}$. Тому виконати експеримент в умовах справжньої завдання і підтвердити правильність запропонованих рішень практично неможливо. Для доказу адекватності моделі використовуємо метод тестування. Так, якщо:

- температура після турбіни t_2 дорівнює температурі навколишнього середовища $t_{o.c.}$, то ексергетичний к. к. д. η_{ex} , розрахований за формулами () буде дорівнює 1, що не викликає сумнівів (рис.12);
- температура навколишнього середовища $T_{o.c.} \rightarrow 0 \text{ K}$, а середня температура підводу теплоти $T_{1cp.} = 573\text{K}$, тоді термічний к. к. д. $\eta_t \rightarrow 1$ (рис.13)
- в точці 2₁ ентропія s_2 буде дорівнює $s_1=s_{5t}=s_{6t}=s_{7t}=s_{2t}=s_5=s_6=s_7$, то величина енергії, розрахованої за формулою () $\Pi = 0$, а ексергетичний к. к. д. η_{ex} турбоустановки К-22

Тестовий аналіз показав, що отримані закономірності повністю відповідають фізичним уявленням.

Висновки і рекомендації:

1. Ексергетичний аналіз теплової схеми і процесу розширення пари в турбіні показав, що найбільшу знецінення енергії відбувається в проточній частині турбіни
2. Втрата працездатності (ексергії) паротурбінної установки в порядку зменшення розташований у наступній послідовності: в проточній частині

турбіни – 90,5% в трубопроводі – 3,8% в конденсаторі – 3,7% в регулювальному клапані – 2%.

Щоб підвищити ефективність турбокомпресора №6 необхідно:

1. Очистити трубки конденсатора.
2. Знизити температуру охолоджуючої води в градирні.
3. Більш повно завантажити турбокомпресор.
4. Замінити робоче колесо циркуляційного насоса, продуктивність якого становило $D_v = 2195 \text{ м}^3/\text{год}$ (паспортне значення $D_v = 3800 \text{ м}^3/\text{год}$

Література

1. Шаргут Я. Эксергия/Я. Шаргут, Р.Петела. – М: Энергия.- 1974.- 279с
2. Бродянский В. М. Эксергетический метод термодинамического анализа/В.М. Бродянский . – сб статей. - М: Мир. - 1967. – 248с
3. Степанов В. С. Хімічна енергія і ексергія речовин. – Новосибірськ: Наука. Сіб. отд-ня, 1990.
- 4.