

## Analysis of the Energy Efficiency of Different Methods of Adding Make-up Feed Water in the Steam Turbine Cycle CHPP

Shempelev A.G.

Vyatka State University,  
Kirov, Russian Federation

**Abstract.** The article analyzes the energy efficiency of several methods of entering make-up feed water into the CHPP cycle. The purpose of the work is to assess the influence of the mass flow rates of the make-up feed water into the cycle of CHPP on its energy efficiency. This goal is achieved through the use of an adapted mathematical model of the turbine unit T-50-130, on which computational studies of variable operating modes were carried out and a comparative assessment of the energy efficiency of supplying make-up feed water to the condenser and the pipeline of main condensate. The value of the generated electric power and the specific heat consumption for electric power generation were taken as the main criteria determining the efficiency of the turbine unit. The most significant result of the research is the establishment of the fact that it is the condenser that is the best place to enter make-up feed water into the cycle of a cogeneration turbine according to the criterion of energy efficiency. The highest energy effect can be obtained by supplying make-up feed water to the condenser in the heating mode. The significance of the results obtained lies in the fact that their practical use will significantly increase the energy efficiency of steam turbine plants by supplying make-up feed water to their condensers. The results obtained differ from the known ones in that for the first time such studies were carried out on an extended mathematical model of a steam turbine unit.

**Keywords:** cogeneration steam turbine, make-up feed water, regenerative heating system, mathematical model, energy efficiency.

**DOI:** 10.5281/zenodo.4317048

**UDC:** 62-173

### Analiza eficienței energetice a diferitelor metode de adăugare a apei de alimentare suplimentare în ciclul unei turbine cu abur a CET

Şempelev A.G.

Universitatea de Stat din Vyatka,  
Kirov, Federația Rusă

**Rezumat.** Scopul lucrării este de a evalua influența valorilor (debitelor de masă) ale alimentării cu apă suplimentară în ciclul unei centrale electrice cu termoficare asupra eficienței energetice a acestora în regimuri variabile de funcționare a acestora cu diferite metode de alimentare cu apă suplimentară a ciclului. Acest obiectiv este atins prin utilizarea unui model matematic adaptat, în conformitate cu scopul lucrării, al unității de turbină T-50-130, pe baza căruia au fost efectuate studii de calcul ale condensării variabile și regimuri de funcționare a încălzirii și o evaluare comparativă a eficienței energetice a alimentării cu apă suplimentară a condensatorului și a conductei principale de condensare la diverse costuri.. Cel mai semnificativ rezultat al cercetării efectuate este stabilirea faptului că condensatorul este cel mai bun loc pentru adăugarea de apă suplimentară la ciclul unei turbine de cogenerare conform criteriului eficienței energetice. Semnificația rezultatelor obținute constă în faptul că utilizarea lor practică va crește semnificativ eficiența energetică a centralelor cu turbine cu abur prin furnizarea de apă suplimentară condensatoarelor lor. Rezultatele obținute diferă de cele cunoscute prin faptul că, pentru prima dată, astfel de studii au fost efectuate pe un model matematic extins al unei centrale cu turbină cu abur, bazat pe utilizarea caracteristicilor energetice rafinate sub formă de dependențe generalizate ale parametrilor principali ai etapelor și compartimentelor turbinei și având în compoziția sa un model matematic al condensatorului turbinei combinat cu acesta, care a permis să crească semnificativ credibilitatea rezultatelor obținute.

**Cuvinte-cheie:** turbină cu abur de cogenerare, apă suplimentară de alimentare, sistem de încălzire regenerativă, model matematic, eficiență energetică.

### Анализ энергетической эффективности различных способов ввода добавочной питательной воды в цикл паротурбинной ТЭЦ

Шемпелев А.Г.

Вятский государственный университет, Киров, Российская Федерация

**Аннотация.** В статье выполнен анализ энергетической эффективности нескольких способов ввода добавочной питательной в цикл ТЭЦ. Цель работы состоит в оценке влияния величин (массовых расходов) подачи добавочной воды в цикл теплофикационной установки на ее энергетическую

эффективность в переменных режимах ее работы при различных способах подачи добавочной воды в цикл. Поставленная цель достигается за счет использования адаптированной, в соответствии с целью работы, математической модели турбоустановки Т-50-130, на которой проведены расчетные исследования переменных конденсационных и теплофикационных режимов работы и проведена сравнительная оценка энергетической эффективности подачи добавочной воды в конденсатор и в трубопровод основного конденсата при различных ее расходах. В качестве основных критериев, определяющих эффективность турбоустановки, были приняты величина вырабатываемой электрической мощности и удельный расход теплоты на выработку электроэнергии. Наиболее существенным результатом проведенных исследований является установление того обстоятельства, что именно конденсатор является наилучшим местом ввода добавочной воды в цикл теплофикационной турбины по критерию энергетической эффективности. Наибольший энергетический эффект может быть получен при подаче добавочной воды в конденсатор на теплофикационных режимах, при этом ее подача не должна превышать величины расхода рециркуляции основного конденсата в конденсатор. Значимость полученных результатов заключается в том, что их практическое использование позволит существенно повысить энергетическую эффективность паротурбинных установок путем подачи добавочной воды в их конденсаторы. Полученные результаты отличаются от известных тем, что впервые подобные исследования проведены на расширенной математической модели паротурбинной установки, основанной на использовании уточненных энергетических характеристик в виде обобщенных зависимостей основных параметров турбинных ступеней и отсеков, и имеющей в своем составе объединенную с ней математическую модель конденсатора турбины, что позволило существенно повысить достоверность полученных результатов.

**Ключевые слова:** теплофикационная паровая турбина, добавочная питательная вода, система регенеративного подогрева, математическая модель, энергетическая эффективность.

## ВВЕДЕНИЕ

Известно, что необходимым условием эксплуатации ТЭС является постоянное восполнение внутренних и внешних потерь пара и конденсата в цикле. Такое восполнение является неотъемлемой частью процесса выработки тепловой и электрической энергии. Любое изменение количества восполняемых потерь, а также мест ввода таких восполнений в процессе эксплуатации сопровождается непосредственным изменением электрической мощности вырабатываемой турбоустановкой и изменением количества отпускаемого тепла, а, следовательно, и изменением энергетической эффективности турбоустановки. Анализ энергетической эффективности таких изменений представляет собой весьма актуальную задачу.

Объем потерь пара и конденсата в цикле зависит от характеристик оборудования, качества изготовления и монтажа, уровня обслуживания и эксплуатации; при этом, как известно, различают внутренние и внешние потери рабочего тела.

Основная часть внутренних потерь – потери с продувочной водой паровых котлов, обеспечивающая необходимую чистоту пара. На отечественных паротурбинных ТЭС доля таких потерь, в соответствии с ПТЭ (Правила технической эксплуатации тепловых электрических станций и сетей Российской

Федерации: офиц. текст: утв. Приказом Минэнерго России № 229 от 19.06.03), составляет 1,5 – 1,8 % от расхода питательной воды, так же, как и на зарубежных ТЭС с барабанными котлоагрегатами [1].

Внешние потери в цикле являются следствием отпуска пара из производственных отборов турбин или непосредственно из парогенераторов в случае частичного или полного невозврата его конденсата или его возврата с ненадлежащим качеством. Доля таких потерь может существенно превосходить внутренние потери [2].

В качестве добавочной питательной (в дальнейшем по тексту добавочная вода) воды используется химически обессоленная вода, имеющая температуру после химводоочистки 30-35°C. Она фактически представляет собой дополнительный холодный источник, позволяющий утилизировать низкопотенциальную теплоту [3, 4]. Такая вода перед подачей ее в цикл паротурбинной установки должна быть надежно деаэрирована [5-7].

Ввод добавочной питательной воды в цикл на современных паротурбинных установках осуществляется следующими основными способами:

- в паровое пространство конденсатора непосредственно после химводоочистки с предварительным подогревом до температуры, превышающей температуру

насыщения при давлении в конденсаторе на 8°C [8, 9]. В этом случае добавочная вода подается в конденсаторы через коллекторы с отверстиями, расположенные над центральным паровым проходом, или через форсунки, установленные в нижней части выходного патрубка.

- в трубопровод основного конденсата между ПНД-2 и ПНД-3 после вакуумного или атмосферного деаэрата, или конденсатора испарительной установки [1, 2];

- непосредственно в деаэратор повышенного давления турбоустановки или после вакуумного деаэрата, или после атмосферного деаэрата, или после конденсатора испарительной установки [1, 2].

Оценка влияния условий ввода добавочной воды и изменений ее расхода на технико-экономические показатели теплофикационной паротурбинной турбоустановки (ПТУ) представляет собой достаточно сложную задачу, поскольку изменение этих условий оказывает влияние на весь комплекс параметров, характеризующих эффективность работы как системы регенеративного подогрева, так и проточной части турбины и ее конденсатора.

Опыт проведенных ранее исследований показывает, что решение подобных задач может быть успешным только при условии использования математических моделей ПТУ. К настоящему времени для решения оптимизационных расчетов режимов работы оборудования во всем мире используются компьютерные модели, позволяющие получать искомый результат с высокой скоростью и заданной степенью точности [10-14]. В работах [15,16] содержится описание расчетных математических моделей теплофикационных турбоустановок моделей, из которых следует, что в них использованы только нормативные или близкие к ним энергетические характеристики, в работе [17] представлены характеристики ЧНД, но только для вентиляционных режимов.

Адекватные модели ПТУ для решения задач, связанных с работой ЧНД и конденсаторов, согласно выполненным в течение многих лет исследованиям автора, должны содержать в своем составе математические модели конденсаторов, учитывающие по меньшей мере следующие факторы:

- раздельное влияние количества воздуха, присасываемого в вакуумную

систему и загрязнения трубной системы, на величину давления в конденсаторе [19],

- тепловые потоки, поступающие в конденсатор помимо проточной части с дренажами и конденсатом рециркуляции основного конденсата [20].

Проведенный автором анализ ранее проведенных исследований показал отсутствие результатов, по сравнительной оценке, энергетической эффективности различных способов подачи добавочной воды в цикл теплофикационной ПТУ на переменных режимах ее работы.

### ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ

Целью работы является оценка влияния величин (массовых расходов) подачи добавочной воды в цикл теплофикационной установки на эффективность ее эксплуатации в переменных режимах ее работы при различных способах подачи добавочной воды в цикл. Для достижения поставленной цели поставлены следующие задачи:

- проведение адаптации математической модели турбоустановки Т-50-130 для использования к условиям задачи;

- выполнение расчетов переменных режимов работы турбоустановки Т-50-130 на данной модели на теплофикационных и конденсационных режимах;

- сравнительная оценка энергетической эффективности двух способов подачи добавочной воды (в конденсатор и в трубопровод основного конденсата) при различных ее расходах

### МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Решение указанных выше задач возможно только на основе соответствующих математических моделей объектов исследований. Для конденсатора существует несколько математических моделей, разработанных зарубежными исследовательскими коллективами [21-24].

Все эти модели основаны на методике позонного расчета подогревателей для каждой зоны теплообмена методом дифференцированного определения интенсивности теплоотдачи с водяной и паровой сторон аппарата с учетом зависимостей для определения коэффициентов теплоотдачи для трубного и межтрубного теплоносителей, которые

общеизвестны и одинаковы как в отечественной, так и в зарубежной практике. Примененная автором модель расчета конденсатора соответствует имеющемуся отечественному и зарубежному опыту и наиболее полно представлена автором в работах [20; А.Г. Шемпелев, В.М. Сущих, П.В. Иглин, *Energetik*, 10 pp. 60-64 (2015); «On Mathematical Model of Condenser Equipped with Water-Jet Ejector». Shempelev A. G., Iglin P. V. 2018 International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (ICIEAM), 15-18 May, 2018, pp. 1-5.].

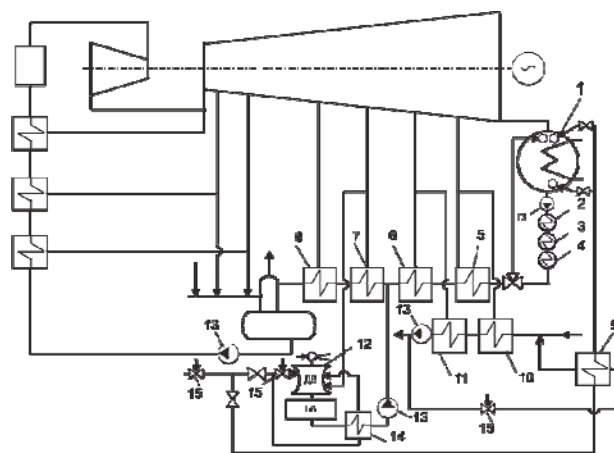
В качестве расчетной модели в данной работе предложена расширенная и адаптированная математическая модель турбоустановки Т-50-130. Исходная математическая модель данной турбоустановки, созданная на кафедре теплотехники и гидравлики ВятГУ, подробно описана в [19, 25, 26]. Расширенная адаптированная модель основана на использовании уточненных энергетических характеристики в виде обобщенных зависимостей основных параметров турбинных ступеней и отсеков, а также она имеет в своем составе объединенную с ней математическую модель конденсатора турбины.

Адаптированная модель позволяет в широких пределах изменять температуру и расход добавочной воды, подаваемой как в конденсатор, так и в трубопровод основного конденсата между ПНД-2 и ПНД-3.

Расчетная схема, представленная на рисунке 1, предусматривает реализацию двух способов подачи добавочной воды.

Первый способ – недеаэрированная вода после химводоочистки подается в конденсатор через подогреватель 9, с использованием в качестве греющей среды прямой сетевой воды. В этом случае конденсатор выполняет роль деаэратора первой ступени. При работе турбоустановки по тепловому графику с целью повышения регенерации конденсата под трубным пучком в схеме предусмотрена подача конденсата рециркуляции под трубный пучок.

Второй способ – химически обессоленная вода подается в вакуумный деаэратор 12, питающийся паром из отбора на регенеративный подогреватель. После деаэратора в трубопровод основного конденсата между регенеративными подогревателями ПНД-2 и ПНД-3.



1 – конденсатор; 2 – охладитель основного эжектора; 3 – охладитель пара уплотнений; 4 – сальниковый подогреватель; 5 – подогреватель низкого давления 1 (ПНД-1); 6 – ПНД-2; 7 – ПНД-3; 8 – ПНД-4; 9 – подогреватель добавочной воды; 10 – подогреватель сетевой горизонтальный 1 (ПСГ-1); 11 – подогреватель сетевой горизонтальный 2 (ПСГ-2); 12 – вакуумный деаэратор; 13 – насосы; 14 – подогреватель химически обессоленной воды; 15 – регулирующие клапаны

**Рис. 1. Расчетная схема подачи добавочной воды в цикл теплофикационной паротурбинной установки<sup>1</sup>**

Предварительные расчеты показали, что реализация третьего способа, когда добавочная вода подается в деаэратор повышенного давления турбоустановки, приводит близким и несколько худшим результатам, чем второй способ и, поэтому в данной работе он не рассматривался.

В качестве основных критериев при оценке энергетической эффективности подачи добавочной воды в цикл была принята величина электрической мощности, вырабатываемая турбоустановкой,  $N_{э}$ , и удельный расход теплоты на выработку электроэнергии  $q_{э}$ . [19, 25, 26] В одном из сопоставляемых вариантов имеет место экономия условного топлива, связанная или с изменением выработки электроэнергии (при работе в теплофикационных режимах), или с изменением величины  $q_{э}$  (при работе в конденсационных режимах). Методика расчета энергетического эффекта в данной работе полностью соответствует методике, подробно представленной в работах [19, 20, 25, 26].

Расчеты проводились для теплофикационного и конденсационного режимов в достаточно широком диапазоне

<sup>1</sup>Appendix 1

тепловых и электрических нагрузок, при этом (см. рис.1) температура добавочной воды, подаваемой в вакуумный деаэратор 12 и подогреватель 9 воды, принята постоянной и равной 30°C, и на выходе из них 50 °С, а ее расходы изменялись в диапазоне от 0 до 65 т/ч, что в максимальной степени соответствует реальным условиям при их эксплуатации на ТЭЦ.

При проведении расчетов теплофикационных режимов в качестве основной переменной была принята теплофикационная нагрузка на турбоустановку ( $Q_T$ ), которая изменялась от 50 МВт до 90 МВт и была неизменной в сравниваемых между собой режимах. Расчеты на конденсационном режиме работы турбоустановки проводились при расходах пара на турбину, составляющих от 30 до 70 кг/с, причем в сравниваемых между собой режимах эти расходы пара были одинаковые. Как в теплофикационных, так и в конденсационных режимах сравнивались между собой варианты подачи добавочной в конденсатор и в трубопровод основного конденсата между ПНД-2 и ПНД-3. При этом подогрев химически обессоленной воды в теплообменнике 9 осуществляется прямой сетевой водой, подаваемой во внешнюю тепловую сеть.

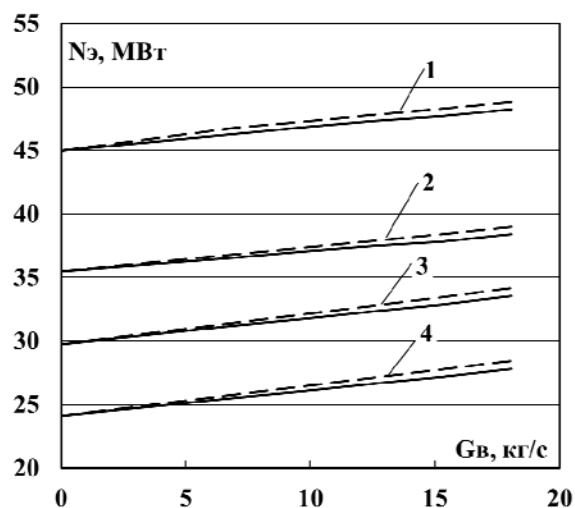
### РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

На рисунке 2 показаны зависимости электрической мощности, вырабатываемой турбоустановкой, от величины подачи добавочной воды в цикл при теплофикационном режиме работы турбоустановки.

В рассматриваемых условиях при подаче добавочной воды в конденсатор, увеличение ее расхода от 0 до 18 кг/с (65 т/ч) приводит к увеличению электрической мощности на величину  $\Delta N_{\text{э}}=3,282$  МВт при тепловой нагрузке  $Q_T=90$  МВт и на величину 3,671 МВт и при тепловой нагрузке  $Q_T=50$  МВт. При подаче добавочной воды в трубопровод основного конденсата между ПНД-2 и ПНД-3 указанные приращения мощности соответственно составляют 3,871 МВт и 4,303 МВт. Указанные приращения мощности возникают вследствие необходимости увеличения расхода пара на дополнительный подогрев воды в системе регенерации.

На рисунке 3 представлены расчетные зависимости удельных расходов теплоты на выработку электроэнергии от расхода воды, подаваемой в цикл (Гв).

Данные, представленные на рисунке 3, позволяют установить количественные соотношения между удельными расходами теплоты на выработку электроэнергии в рассматриваемых способах подачи добавочной воды. Из данных видно, что подача добавочной воды в конденсатор позволяет существенно повысить эффективность вырабатываемой мощности. В рассматриваемом случае увеличение подачи добавочной воды от 0 до 18 кг/с (65 т/ч) на теплофикационных режимах приводит к снижению удельных расходов теплоты на выработку электроэнергии  $\Delta q_{\text{э}}=0,0531$  при  $Q_T=90$  МВт и  $\Delta q_{\text{э}}=0,089$  при  $Q_T=50$  МВт.



Расход сетевой воды  $W_{\text{св}}=2160$  т/ч, температура обратной сетевой воды 54 °С. Регулирующая диафрагма ЧНД закрыта.

— — — — — добавочная вода подается в конденсатор;

— — — — — добавочная вода подается в линию основного конденсата между ПНД-2 и ПНД-3

1 —  $Q_T=90$  МВт; 2 —  $Q_T=70$  МВт; 3 —  $Q_T=60$  МВт; 4 —  $Q_T=50$  МВт.

**Рис. 2. Зависимость электрической мощности турбоустановки Т-50-130 от подачи добавочной воды в цикл при различных ее тепловых нагрузках<sup>2</sup>**

При подаче добавочной воды в трубопровод основного конденсата между ПНД-2 и ПНД-3 указанные снижения составляют  $\Delta q_{\text{э}}=0,0106$  при  $Q_T=90$  МВт и  $\Delta q_{\text{э}}=0,0331$  при  $Q_T=50$  МВт. Указанные снижения удельных расходов теплоты

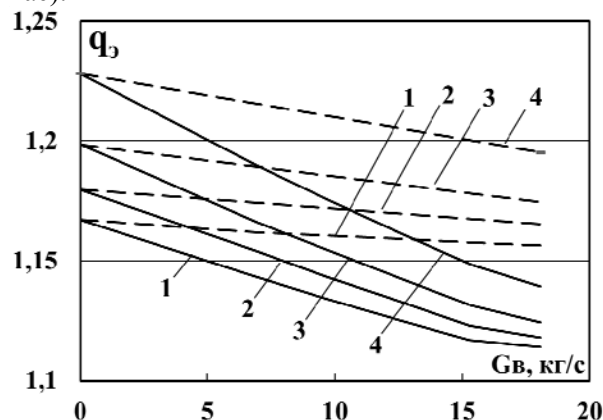
<sup>2</sup>Appendix 1

достигаются за счет выработки электрической мощности на тепловом потреблении, то есть без увеличения потерь теплоты в конденсаторе. При подаче добавочной воды в конденсатор дополнительный эффект достигается ее замещением конденсата рециркуляции и более полным использованием тракта регенеративного подогрева для более эффективной выработки дополнительной мощности.

Наличие перелома в линейной зависимости при подаче добавочной воды 15,3 кг/с (55 т/ч) в конденсатор объясняется полным замещением конденсата рециркуляции основного конденсата в конденсатор, и дальнейшее увеличение расхода добавочной воды становится менее эффективным.

На рисунке 4, показаны зависимости экономии условного топлива при переводе добавочной воды из трубопровода основного конденсата в конденсатор от ее расхода.

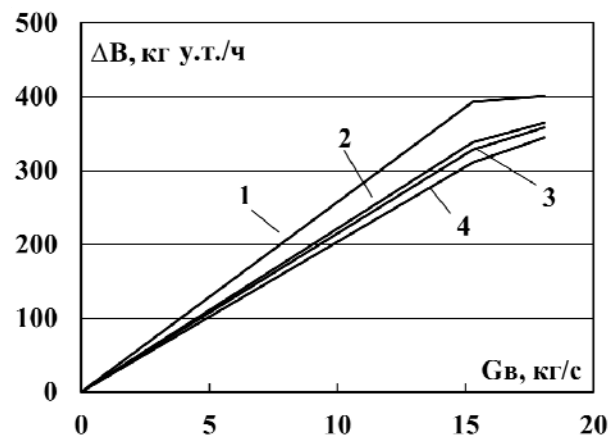
Результаты расчетов, представленных на рисунке 4, показали, что перевод добавочной из трубопровода основного конденсата в конденсатор турбоустановки на теплофикационных режимах позволяет получить существенную экономию топлива (до 400 килограммов условного топлива в час).



Расход сетевой воды  $W_{св}=2160$  т/ч, температура обратной сетевой воды  $54^{\circ}\text{C}$ . Регулирующая диафрагма ЧНД закрыта  
 ———— — добавочная вода подается в конденсатор;  
 - - - - - — добавочная вода подается в линию основного конденсата между ПНД-2 и ПНД-3  
 1 -  $Q_T=90$  МВт; 2 -  $Q_T=70$  МВт; 3 -  $Q_T=60$  МВт;  
 4 -  $Q_T=50$  МВт.

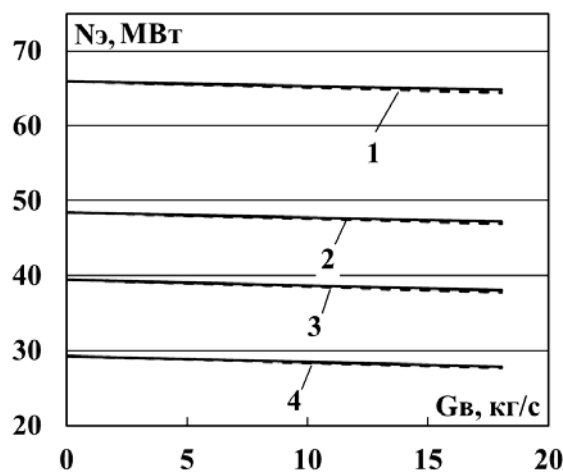
**Рис. 3. Зависимость удельных расходов теплоты на выработку электроэнергии турбоустановку Т-50-130 от подачи добавочной воды при различных тепловых нагрузках<sup>3</sup>.**

На рисунках 5, 6 и 7 представлены аналогичные теплофикационным режимам зависимости, полученные для конденсационных режимов работы турбоустановки.



1 -  $Q_T=90$  МВт; 2 -  $Q_T=70$  МВт; 3 -  $Q_T=60$  МВт;  
 4 -  $Q_T=50$  МВт.

**Рис. 4. Зависимость экономии условного топлива при переводе добавочной воды из трубопровода основного конденсата в конденсатор от ее расхода в теплофикационных режимах<sup>4</sup>**



——— — добавочная вода подается в конденсатор;  
 - - - - - — добавочная вода подается в линию основного конденсата между ПНД-2 и ПНД-3.  
 1 -  $G_0=70$  кг/с; 2 -  $G_0=50$  кг/с; 3 -  $G_0=40$  кг/с;  
 4 -  $G_0=30$  кг/с.

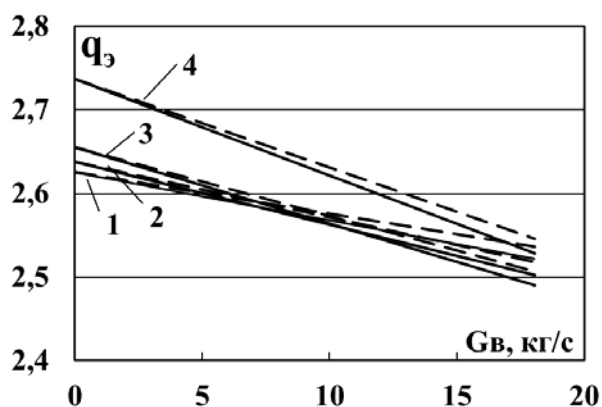
**Рис.5. Зависимость электрической мощности турбоустановки Т-50-130 от подачи добавочной воды в цикл при различных расходах пара на турбоустановку на конденсационном режиме ее работы<sup>5</sup>**

Проведенные расчеты показали, что на конденсационных режимах изменение места ввода и расхода добавочной воды оказывают

<sup>3,4,5</sup>Appendix 1

существенное меньшее влияние на выработку мощности турбоустановкой и на ее технико-экономические показатели, чем на теплофикационных режимах.

При этом, снижение удельных расходов на выработку электроэнергии при подаче воды в конденсатор составляет  $\Delta q_3=0,1038$  при  $G_0=70$  кг/с и  $\Delta q_3=0,2083$  при  $G_0=50$  кг/с, при подаче воды в трубопровод основного конденсата между ПНД-2 и ПНД-3 эти величины составляют  $\Delta q_3=0,0895$  при  $G_0=70$  кг/с и  $\Delta q_3=0,1906$  при  $G_0=50$  кг/с.



— — — — — добавочная вода подается в конденсатор;  
 - - - - - добавочная вода подается в линию основного конденсата между ПНД-2 и ПНД-3.  
 1 -  $G_0=70$  кг/с; 2 -  $G_0=50$  кг/с; 3 -  $G_0=40$  кг/с;  
 4 -  $G_0=30$  кг/с.

**Рис. 6. Зависимость удельных расходов теплоты на выработку электроэнергии от подачи добавочной воды на конденсационных режимах работы при различных расходах пара на турбоустановку Т-50-130<sup>6</sup>**

Результаты расчетов, представленных на рисунке 7, показали, что перевод добавочной воды из трубопровода основного конденсата в конденсатор турбоустановки на конденсационных режимах позволяет получить экономию топлива до 26 килограммов условного топлива в час.

Расчеты экономии топлива производились на основе полученных из расчетов по математической модели установки значений электрической мощности  $N_э$  и удельного расхода теплоты на выработку электроэнергии  $q_э$ . Экономия топлива на теплофикационном режиме при заданных значениях теплофикационных нагрузок и на конденсационных режимах при заданных значениях расхода пара на турбину определялась по формуле (1):

$$\Delta B = (\beta_{э1} \cdot N_{э1} - \beta_{э} \cdot N_{э}) \cdot 1000, \text{ кг у.т. / час} \quad (1)$$

где:  $\beta_э$  – удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии при отсутствии подачи добавочной воды в цикл, кг. у.т./ (кВт·ч);

$\beta_{э1}$  – удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии при фиксированных значениях подачи добавочной воды в цикл, кг у.т./ (кВт·ч);

$N_э$  – электрическая мощность, вырабатываемая турбоустановкой при отсутствии подачи добавочной воды в цикл, МВт;

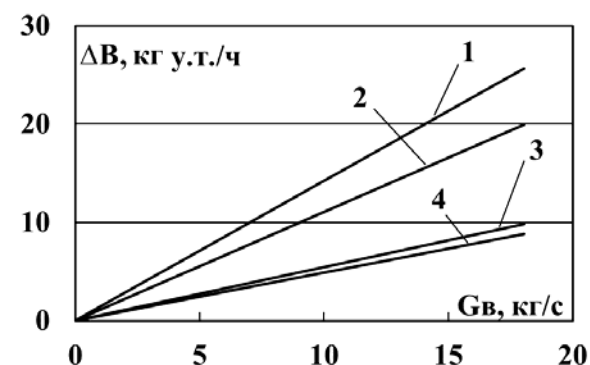
$N_{э1}$  – электрическая мощность, вырабатываемая турбоустановкой при фиксированных значениях подачи добавочной воды в цикл, МВт;

Величины и  $\beta_{э1}$  определялись по известной зависимости (2)

$$\beta_э (\beta_{э1}) = (0.123 q_э) / (\eta_k \cdot \eta_{mp}), \text{ кг у.т. / (кВт·ч)} \quad (2)$$

где  $\eta_k$  – коэффициент полезного действия котельного агрегата, определяется по его нормативным характеристикам (в среднем, он равен 0,92);

$\eta_{тр}$  – коэффициент транспорта теплоты, в данном случае он принят равным 0,985.



1 -  $G_0=70$  кг/с; 2 -  $G_0=50$  кг/с; 3 -  $G_0=40$  кг/с;  
 4 -  $G_0=30$  кг/с.

**Рис. 7. Зависимость экономии условного топлива при переводе добавочной воды из трубопровода основного конденсата в конденсатор от ее расхода в конденсационном режиме<sup>7</sup>**

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенное расчетное исследование позволило получить следующие основные результаты.

1. Показано, что подача добавочной воды в цикл позволяет существенно повысить энергетическую эффективность эксплуатации теплофикационной турбоустановки.

2. Установлено что наиболее целесообразным с энергетической точки зрения по величине экономии топлива для теплофикационных паротурбинных

турбоустановок является ввод добавочной воды их конденсаторы.

3. Наибольший энергетический эффект может быть получен при подаче добавочной воды в конденсатор на теплофикационных режимах; при этом если величина ее подачи превышает величину расхода конденсата рециркуляции основного конденсата в конденсатор, то прирост экономии топлива на единицу увеличения расхода добавочной воды несколько снижается.

#### APPENDIX 1 (ПРИЛОЖЕНИЕ 1)

<sup>1</sup>Fig. 1. Design scheme for supplying make-up feed water to the cycle of a cogeneration steam turbine unit. (in fig. 1: 1 - condenser; 2 - cooler of the main ejector; 3 - cooler for steam seals; 4 - stuffing box heater; 5 - low pressure heater 1 (PND-1); 6 - PND-2; 7 - PND-3; 8 - PND-4; 9 - make-up feedwater heater; 10 - horizontal network heater 1 (PSG-1); 11 - horizontal network heater 2 (PSG-2); 12 - vacuum deaerator; 13 - pumps; 14 - heater for chemically demineralized water; 15 - control valves)

<sup>2</sup>Fig. 2. Dependence of the electrical power of the T-50-130 turbine unit on the supply of make-up feed water into the cycle at various heat loads (in fig. 2: Supply water return temperature of 54 ° C. The sliding drid of the LPS is closed; — — - make-up feed water supplied to the condenser; — — - make-up feed water supplied to the main condensate line between PND-2 and PND-3; 1 -  $Q_T=90$  MW; 2 -  $Q_T=70$  MW; 3 -  $Q_T=60$  MW; 4 -  $Q_T=50$  MW).

<sup>3</sup>Fig. 3. Dependence of the specific heat consumption for power generation of the T-50-130 turbine unit on the supply of make-up feed water at various heat loads. (in fig. 3: Supply water return temperature of 54 ° C. The sliding drid of the LPS is closed; — — - make-up feed water supplied to the condenser; — — - make-up feed water is supplied to the main condensate line between PND-2 and PND-3; 1 -  $Q_T=90$  MW; 2 -  $Q_T=70$  MW; 3 -  $Q_T=60$  MW; 4 -  $Q_T=50$  MW).

<sup>4</sup>Fig. 4. Dependence of the equivalent fuel economy when transferring of make-up feed water from the main condensate pipeline to the condenser on its consumption in cogeneration operating modes (in fig.4: 1 -  $Q_T=90$  MW; 2 -  $Q_T=70$  MW; 3 -  $Q_T=60$  MW; 4 -  $Q_T=50$  MW).

<sup>5</sup>Fig. 5. Dependence of the electrical power of the T-50-130 turbine unit on the supply of make-up feed water into the cycle at various steam flow rates for the turbine unit in the condensing mode of its operation (in fig.5: — — - make-up feed water supplied to the condenser; — — - make-up feed water supplied to the main condensate line between PND-2 and PND-3; 1 -  $Go=70$  kg/s; 2 -  $Go=50$  kg/s; 3 -  $Go=40$  kg/s; 4 -  $Go=30$  kg/s).

<sup>6</sup>Fig. 6. Dependence of the specific heat consumption for electricity generation on the supply of make-up feed water in condensing modes of operation at various steam consumption for the T-50-130 turbine unit operation (in fig.6: — — - make-up feed water supplied to the condenser; — — - make-up feed water supplied to the main condensate line between PND-2 and PND-3; 1 -  $Go=70$  kg/s; 2 -  $Go=50$  kg/s; 3 -  $Go=40$  kg/s; 4 -  $Go=30$  kg/s)..

<sup>7</sup>Fig. 7. Dependence of the equivalent fuel economy when transferring make-up feed water from the main condensate pipeline to the condenser on its consumption in the condensing mode operation (in fig.7: — — - make-up feed water supplied to the condenser; — — - make-up feed water supplied to the main condensate line between PND-2 and PND-3; 1 -  $Go=70$  kg/s; 2 -  $Go=50$  kg/s; 3 -  $Go=40$  kg/s; 4 -  $Go=30$  kg/s).

#### Литература (References)

- [1] Loraine Huchler. Boiler Water Systems / Lo-raine Huchler. – Wiley-Scrivener, 2016. – 450 p.
- [2] Sharapov V.I. Preparation of make-up water for heat supply systems using vacuum deaerators. / M.: Ergoatomizdat, 1996.176 p.
- [3] Sharapov, V.I., Pazushkina, O.V. Kudryavtseva (Mingaraeva) E.V. On the possibility of increasing the energy efficiency of CHPPs by improving technologies for deaeration of the make-up water of the heating network *Energy saving and water preparation* - 2014. - №. 4. - P. 3-5.
- [4] Athey, R.E. Combined cycle cogeneration power plants benefit from colddeaerated HRSG feedwater / R.E. Athey, E. Spencer // The American Society of Mechanical Engineers. – 1991. – P. 1-8.
- [5] Athey, R.E. Condensate oxygen control in a combined cycle system without a conventional deaerator – test results / R.E. Athey, B.J. Martin, E. Spencer, // Electric Power Research Institute Condenser Technology Conference. – 1990. – P. 1-8.
- [6] Athey, R.E. Deaerating condenser boosts combined-cycle plant efficiency /R.E. Athey, E. Spencer // *Power Engineering*. – July, 1992. – P. 1-5.
- [7] Cotton, I.J. Optimize oxygen control in your boiler-feed system / I.J. Cotton // *Power*. 1980. № 4.
- [8] Kingsbury A.W., Pfilips E.L. Vakuum Deaerator Design// Transaction of ASME, series A. 1961/ Vol. 83, № 4.
- [9] Steam turbine for heating T-120 / 130-8MO. Technical conditions TU 3111-58064-15052907-222009. Ural Turbine Works. 2009. 79 p.
- [10] Stepanova E.L, Maximov A.S. The optimization problems of CHP operation. *Journal of Physics Conference Series*, 2017, 891(1):012215. doi: 10.1088/1742-6596/891/1/012215
- [11] Wolfrum Ph., Kautz M., Schäfer J. Smart Operation of CHP Units. IFAC Proceedings Volumes, 2012, vol. 45, iss. 21, pp. 61-66. doi: 10.3182/20120902-4-FR-2032.00013



- [12] Choa H., Lucka R., Eksioglu S.D., Chamraa L.M. Cost-optimized real-time operation of CHP systems. *Energy and Buildings*, 2009, vol. 41, iss. 4, pp. 445-451. doi: 10.1016/j.enbuild.2008.11.011
- [13] H. Rusinowski and M. Plis, "Mathematical model of a steam turbine for the thermal diagnostics system," in 2016 17th International Carpathian Control Conference (ICCC), pp. 630-634, 2017. doi:10.1109/CarpathianCC.2016.7501172.
- [14] S. Lu "Dynamic modelling and simulation of power plant systems," Proc. of the Institution of Mechanical Engineers: Part A: *Journal of Power and Energy*, vol. 213, no. 1, pp. 7-22, 1999.
- [15] Carcascia C., Cosib L., Ferrarob R., Pacificic B. Effect of a real steam turbine on thermoeconomic analysis of combined cycle power plants. *Energy*, 2017, vol. 138, pp.32-47. doi:10.1016/j.energy.2017.07.048
- [16] Sheng K., Jiang X., Wei L. Research on parameter identification of turbine governing system based on power response characteristics. *Power System Protection and Control*, 2016, no. 44(12), pp. 100-107.
- [17] Neumin V.M. Methods of evaluating power losses for ventilation in stages of steam turbines of TES. *Thermal Engineering*, 2014, vol. 61, no. 10, pp. 765-770.
- [18] Géczy G. "Dynamic simulation of heater condenser and extraction condenser steam turbine," in 4th International Youth Conference Energy (IYCE), pp. 1-5, 2013. doi: 10.1109/IYCE.2013.6604195. oi: 10.1134/S0040601514100085
- [19] Tatarinova N.V., Suvorov D.M. [Ventilation modes of operation and their representation at the power characteristics of turbine stages and compartments]. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, 643 (2019), 012130. doi: 10.1088/1757-899X/643/1/012130
- [20] Shempelev A. G., Suvorov, D. M., Gutorov, V. F., Iglin, P. V. Make-up Water Heating Capability, Conditions, and Efficiency in Built in Bundles when Cooling Water Is Concurrently Piped through the Main Condenser Bundles // *Thermal Engineering*. – 2019. – Т. 66. – №. 2. – pp. 108-115.
- [21] G. Géczy Energy (IYCE), 2013 4th International Youth Conference, pp. 1-5 (2013). DOI: 10.1109/IYCE.2013.6604195.
- [22] Hu N.-S., He N.-N., Hu S. Machine Learning and Cybernetics International Conference, pp. 1222-1225 (2003). DOI: 10.1109/ICMLC.2003.1259673.
- [23] Yang, Z., Shi, X. ICIA 2017, pp. 338-343(2017). DOI: 10.1109/ICInfA.2017.8078930.
- [24] Webb R.L. *Heat Transfer Engineering*, vol. 32, no. 10, pp. 905–913 (2011).
- [25] N. V. Tatarinova and D. M. Suvorov, "Development of adequate computational mathematical models of cogeneration steam turbines for solving problems of optimization of operating modes of CHP plants," 2016 2nd International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (ICIEAM), Chelyabinsk, 2016, pp. 1-6, doi: 10.1109/ICIEAM.2016.7911578.
- [26] Tatarinova N.V., Suvorov D.M. (2020) Comparative and Optimizing Calculations of Energy Efficiency Indicators for Operation of CHP Plants Using the Normative Characteristics and Mathematical Models. In: Radionov A., Karandaev A. (eds) *Advances in Automation. RusAutoCon 2019. Lecture Notes in Electrical Engineering*, vol 641. Springer, Cham. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-39225-3\\_70](https://doi.org/10.1007/978-3-030-39225-3_70).

**Сведения об авторе.**



**Шемпелев Александр Георгиевич**, д.т.н., доцент, профессор кафедры теплотехники и гидравлики ВятГУ. E-mail: [agshem@mail.ru](mailto:agshem@mail.ru)  
Область научных интересов – теплообменные аппараты, повышение эффективности работы ТЭЦ