Efficiency of Using Built-In Bundles of Cogeneration Steam Turbine Condensers for Make-up Water Heating

Shempelev A.G., Suvorov D.M., Iglin P.V.

Vyatka State University
Kirov, Russian Federation

Abstract. The purpose of the study is to determine the conditions and efficiency of the use of built-in bundles of condensers of cogeneration steam turbines for make-up water heating during their work when the main bundles are disabled. The proposed method for estimating the heat flows entering the condenser when working with a closed sliding grid is used. The program of the thermal calculation program for steam turbine condensers and a computational mathematical model of a turbine plant type T-50-130 are applied. The heat fluxes entering the condenser were calculated in a wide range of influencing factors. An important result of the calculations is the identification of significant limitations of the applicability of this method of the make-up water heating according to the condition that the temperature of the make-up water at the exit from the built-in bundle is not exceeded. Calculation studies on the mathematical model of a condenser to determine the pressure in the condenser depending on the pressure in the lower heat extraction section with different levels of throughput of the closed sliding grid and different flow rates of the make-up water were carried out. Another result is a calculated estimate of the energy efficiency when using built-in bundles for heating the make-up water. It was found that heat saving in the considered modes always takes place, and when working on a heat mode, it is close to the heat load of the built-in bundles, and when working on an electric mode, it is several times lower.

***Keywords*:** cogeneration steam turbine, condenser, built-in bundle, make-up water heating, sliding grid, mathematical model, energy efficiency.

DOI: 10.5281/zenodo.2222335

Eficiența utilizării grinzilor integrate de condensare a turbinelor de cogenerare pentru încălzirea apei de adaos

Șempelev A. Gh., Suvorov D. M., Iglin P. V.
Universitatea de Stat din Vyatka
Kirov, Federația Rusă

Rezumat. Scopul lucrării este de a determina condițiile și eficiența utilizării grinzilor integrate a condensatoarelor turbinelor pentru încălzirea apei de adaos în timpul lucrului lor cu grinzile principale decuplate. În acest scop se utilizează metodologia propusă pentru estimarea fluxurilor de căldură, care intră în condensator, atunci când se lucrează cu o diafragmă de reglare închisă a unui PND cu ajutorul unui program pentru calculul termic al condensatoarelor cu turbină cu aburi și al modelului matematic computațional al turbinei tip T-50-130. Cantitatea de căldură care intră în condensator a fost calculată într-o gamă largă de consum a apei de adaos și pentru diferite temperaturi a apei la intrare, în funcție de presiunea în priza inferioară de cedare a căldură pentru mai multe paliere de transfer în caz că diafragma de reglare a circuitului de presiune joasă este închisă. Un alt rezultat semnificativ este estimarea calculată a eficienței energetice la utilizarea fasciculelor înglobate pentru încălzirea apei de adaos în condensator în regimul când grinzile principale sunt decuplate. Semnificația acestor studii constă în faptul că pentru prima dată s-a calculat dependența economiei de căldură a unei instalații cu turbină în funcție de diverși factori. S-a constatat că economisirea de căldură în regimurile luate în considerare are loc întotdeauna, iar atunci când se lucrează în corespundere cu curba de sarcină a energiei termice, valoarea acestei economii este apropiată de sarcina termică a grinzilor condensatoarelor încorporate, iar în caz că se lucrează după curba de sarcină a energiei electrice această economie se micșorează semnificativ.

Cuvinte-cheie: turbina cu abur, condensator, grinzi integrate, încălzirea apei de adaos, diafragma de reglare, modelul matematic, eficiența energetică.

Эффективность использования встроенных пучков конденсаторов теплофикационных турбин для подогрева подпиточной воды

Шемпелев А. Г., Суворов Д. М., Иглин П. В.
«Вятский государственный университет
Киров, Российская Федерация

***Аннотация*.** Целью работы является определение условий и эффективности использования встроенных пучков конденсаторов теплофикационных турбин для подогрева подпиточной воды при их работе с

© Шемпелев А. Г., Суворов Д. М.,
Иглин П. В., 2018

отключенными основными пучками. Для ее достижения использованы предложенная методика оценки величин тепловых потоков, поступающих в конденсатор, при работе с закрытой регулирующей диафрагмой ЧНД, разработанная авторами программа теплового расчета конденсаторов паровых турбин и расчетная математическая модель турбоустановки типа Т-50-130. Проведены расчеты количества теплоты, поступающей в конденсатор, в широком диапазоне расходов подпиточной воды и различных ее температурах на входе в зависимости от давления в нижнем теплофикационном отборе при нескольких уровнях пропускной способности закрытой регулирующей диафрагмы части низкого давления. Важным результатом расчетов является выявление существенных ограничений применимости данного способа подогрева подпиточной воды по условию непревышения температуры подпиточной воды на выходе из встроенного пучка. Проведены расчетные исследования на математической модели конденсатора по определению давления в конденсаторе в зависимости от давления в нижнем теплофикационном отборе при различных пропускных способностях регулирующей диафрагмы и различных расходах подпиточной воды. Еще одним существенным результатом является расчетная оценка энергетической эффективности при использовании встроенных пучков для подогрева подпиточной воды в конденсаторе при работе его с отключенными основными пучками в различных режимах работы. Значимость этих исследований состоит в том, что впервые рассчитана зависимость экономии теплоты турбоустановки от различных факторов. При этом установлено, что экономия теплоты в рассмотренных режимах всегда имеет место, причем при работе по тепловому графику она близка к величине тепловой нагрузки встроенных пучков конденсатора, а при работе по электрическому графику она в несколько раз ниже.
Ключевые слова: теплофикационная паровая турбина, конденсатор, встроенный пучок, подогрев подпиточной воды, регулирующая диафрагма, математическая модель, энергетическая эффективность.

ВВЕДЕНИЕ

Преимущество комбинированного способа производства электрической и тепловой энергии по сравнению с раздельным связано с возможностью снижения удельных затрат теплоты на выработку электроэнергии в результате уменьшения потерь теплоты в холодном источнике. Эффективность работы конденсационных систем паровых турбин, в том числе в режимах подогрева подпиточной воды в основных либо встроенных пучках конденсаторов, является постоянным предметом научных исследований как в России и странах ближнего зарубежья [1-3], так и за рубежом [4-9]. Большое внимание уделяется также разработкам более совершенных материалов и конструкций трубных систем конденсаторов как при проектировании, так и при модернизации [10, 11, 12], повышению эффективности работы воздухоотсасывающих устройств, особенно пароструйных эжекторов [4, 10, 12, 13, 14], исследованию надежности работы конденсационных устройств [10, 15]. Основным направлением повышения эффективности работы теплофикационных турбин является снижение потерь теплоты в конденсаторах и увеличении доли электроэнергии, вырабатываемой на тепловом потреблении. Указанная цель может быть достигнута двумя способами: или за счет полезного использования теплоты отработавшего пара и других сбросов теплоты в конденсатор в цикле ТЭЦ, или за счет уменьшения до предельно допустимого значения расхода пара в ЧНД при охлаждении последнего циркуляционной водой. Реализация этих способов не исключает их совместного использования.

Для реализации первого способа конденсаторы теплофикационных турбин российского производства оснащены встроенными пучками (ВП), предназначенными для подогрева подпиточной или сетевой воды [10]. При работе на режиме с конденсационной выработкой электроэнергии заводами-изготовителями турбоустановок предусматривается включение основных и встроенных пучков на охлаждение циркуляционной водой. При переходе на теплофикационный режим с ограниченным пропуском пара в конденсатор подача циркуляционной воды должна быть полностью закрыта, а встроенный пучок должен быть включен на подогрев подпиточной или сетевой воды. В 80-е годы прошлого века эффективность работы ТЭЦ с подогревом сетевой или подпиточной воды во встроенных пучках анализировалась в книгах Бененсона Е.И. и Иоффе Л.С. «Теплофикационные паровые турбины», Г.А. Шапиро «Повышение эффективности работы ТЭЦ», а в 21 веке эта тема исследовалась в работах Б.В. Яковлева [3], а также в совместных работах Вятского государственного университета (ВятГУ) и ВТИ [16, 17]. Математические модели,

предназначенные для расчета режимов работы турбинного оборудования и определения показателей его эффективности, представлены в работах [18-25], но для решения задач настоящего исследования они не подходят. Применение разработанных в ВятГУ адекватных математических моделей как конденсационной установки, так и турбоустановки в целом [26, 27], позволило нам по-новому подойти к исследованию данной проблемы.

При трехступенчатом подогреве обратной сетевой воды с использованием в качестве первой ступени ВП, давление в конденсаторе составляет 15-30 кПа, при этом мощность ЧНД отрицательна, а температура пара на выходе из ЧНД выше, чем на входе. Реализация данного способа снижения потерь теплоты требует применения специальных систем охлаждения выходной части [16]. Как показано в [17], подогрев сетевой воды в конденсаторах в реальных условиях эксплуатации не позволяет получить дополнительную выработку электроэнергии на тепловом потреблении и приводит к снижению располагаемой мощности турбоустановки.

При подогреве во встроенном пучке подпиточной воды, имеющей температуру на входе 5-15°С, в диапазоне расходов, заданных в инструкции по эксплуатации, сохранение нормального вакуума обеспечивается, и работа в указанных режимах допускается для всех типов теплофикационных турбин, конденсаторы которых оснащены встроенными пучками.

Недостатками данного способа является то, что, в зависимости от количества теплоты, величины пропуска пара через РД ЧНД и величины тепловых потоков, поступающих в конденсатор помимо проточной части, возможен нагрев подпиточной воды до температуры, превышающей допустимую перед химводоподготовкой. Кроме того, зачастую расход подпиточной воды относительно мал и весьма нестабилен, а переход конденсатора на охлаждение циркуляционной водой требует определенного времени, в течение которого вакуум в конденсаторе может быть потерян.

Реализация второго способа чаще всего осуществляется за счет уменьшения вентиляционного пропуска пара в конденсатор на теплофикационных режимах путем выполнения минимальных зазоров по уплотнительным пояскам между неподвижной и подвижной частями РД ЧНД и обеспечения полного перекрытия окон диафрагмы, находящейся в закрытом положении, с одновременной организацией эффективного охлаждения выходных патрубков турбоустановок.

К настоящему времени накоплен достаточно обширный опыт уплотнения РД теплофикационных турбоустановок различных типов. В таблице 1 показаны осредненные экспериментальные данные по расходу пара в один поток ЧНД через закрытую регулирующую диафрагму, полученные при испытаниях регулирующих диафрагм до и после их уплотнения. Расход пара в ЧНД прямо пропорционален давлению в нижнем отборе, поэтому данные в табл.1 приведены при характерной величине этого давления 100 кПа.

Выполненные с участием ВятГУ экспериментальные исследования с целью определения величин тепловых потоков, поступающих в конденсаторы паровых турбин различных типов [17], позволили установить следующее.

Основными составляющими суммарного теплового потока Q_f в конденсаторы, помимо ЧНД, являются: теплота конденсата рециркуляции (0.6-0.7 Q_f), теплота, поступающая с отсосами паровоздушной смеси из регенеративных и сетевых подогревателей (0.15-0.2 Q_f) и с дренажами из теплообменников, находящихся в контуре рециркуляции ($\approx 0.1\ Q_f$). Величины указанных потерь теплоты возрастают практически линейно с увеличением расхода пара на турбину и составляют, например, для турбин Т-50-130 от 12 до 16 МВт при закрытой неуплотненной РД ЧНД.

Таблица 1[1]

Расход пара в один поток ЧНД (G_{lps}) через закрытую РД ЧНД при давлении пара в нижнем отборе 100 кПа.

Турбина	**G_{lps}, кг/с**
До уплотнения РД ЧНД	
Т-180-130	10.1
ПТ-80-130	8.9
ПТ-135-130	6.4
Т-100-130, Т-50-130 (для 12 турбин)	2.8-5.6
После уплотнения РД ЧНД для 30 турбин	
Турбины различного типа мощностью 25-185 МВт	0.7-1.4

Appendix 1

На основе проведенных исследований можно заключить, что при проведении оценки эффективности способов полезного использования теплоты, поступающей в конденсатор в теплофикационном режиме, важно в каждом конкретном случае знать фактическую пропускную способность РД ЧНД и состояние системы концевых уплотнений цилиндров и системы дренажей, которое существенно изменяются в процессе более длительной эксплуатации.

МЕТОДИКА И МАТЕМАТИЧЕСКАЯ БАЗА ИССЛЕДОВАНИЯ

Целью данной работы является определение условий и эффективности использования встроенных пучков конденсаторов теплофикационных паровых турбин для подогрева подпиточной воды при их работе с отключенными основными пучками. Объектом исследования являются теплофикационные паротурбинные установки типа Т-50-130 производства Уральского турбинного завода (УТЗ), но полученные результаты могут быть использованы и для турбоустановок типа Т-110-130.

Для достижения поставленной цели в работе решаются следующие задачи. Во-первых, на основе методики, разработанной авторами, рассчитываются тепловые потоки в конденсатор при работе с закрытой РД ЧНД при различной ее пропускной способности, и их зависимость от давления в нижнем отопительном отборе. Во-вторых, определяются ограничения по возможности использования ВП конденсаторов для подогрева подпиточной воды с учетом ее расхода, начальной температуры и плотности РД ЧНД. В-третьих, путем использования защищенной патентом программы поверочного теплового расчета конденсаторов паровых турбин, оснащенных как основными, так и встроенными пучками, определяются давления в конденсаторе во всех возможных режимах и надежность работы оборудования в этих условиях. И, в-четвертых, расчетной математической модели турбоустановки типа Т-50-130 при определенных ранее тепловых нагрузках ВП и давлениях в конденсаторе определяются абсолютные, относительные и удельные показатели энергетической эффективности при подогреве подпиточной воды во ВП. Разработке такого рода программ и моделей уделяется значительное внимание в России и за рубежом [28-30].

Указанная выше авторская программа поверочного теплового расчета может быть применена для конденсаторов турбин любых типов. Она позволяет при заданных геометрических размерах конденсатора рассчитывать параметры конденсации с учетом присосов воздуха в вакуумную систему и влияния на эти параметры характеристик воздухоудаляющих устройств.

Конденсатор турбоустановки типа Т-50-130, являющийся объектом данного исследования, оснащен встроенным трубным пучком с поверхностью охлаждения 445 м^2, и состоит из латунных трубок наружным диаметром 24 мм и толщиной стенки 1 мм. Максимальный пропуск воды через встроенный пучок – 167 кг/с.

Энергетическая эффективность подогрева подпиточной воды в конденсаторе определена путем расчетов на детальной верифицированной математической модели турбоустановки Т-50-130 ТМЗ [26].

Тепловая нагрузка турбин ТЭЦ при работе по электрическому графику может быть снижена за счет уменьшения количества пара из теплофикационных отборов, идущего на подогрев подпиточной воды. А при работе по тепловому графику, как правило, неизменным остается расход пара на турбины, близкий к максимальному, и почти неизменной – выработка электроэнергии. В этом случае тепловая экономичность использования теплоты отработавшего пара может быть определена величиной экономии теплоты топлива при неизменном отпуске теплоты с ТЭЦ (включая пиковые водогрейные котлы – ПВК) внешним потребителям. При работе турбоустановки с подогревом подпиточной воды во встроенных пучках с отключением по охлаждающей воде основных пучков конденсатора возможно получение также дополнительного эффекта, связанного с экономией электроэнергии на собственные нужды, который в данной работе не оценивается.

Работа турбоустановок ТЭЦ, в том числе с подогревом подпиточной воды во ВП, может рассматриваться по тепловому графику, когда располагаемая тепловая нагрузка отборов турбин, работающих с закрытыми РД ЧНД, меньше нагрузки всей ТЭЦ, и для нагрева сетевой воды используются также и ПВК, и по электрическому графику, когда ПВК не

используются и ТЭЦ вырабатывает электроэнергию не только по теплофикационному, но и по конденсационному циклу. В данном исследовании рассматриваются оба эти варианта.

Энергетический эффект от подогрева подпиточной воды при любом графике работы ТЭЦ может быть определен двояко. Первый способ – по величине удельной экономии теплоты турбоустановки q_{ec}, которая определяется по формуле (1), вытекающей из формулы, приведенной в [27]:

$$q_{ec} = \frac{\Delta Q_0 - \Delta Q_{ot}}{-\Delta N_e}, \qquad (1)$$

где ΔQ_0 – изменение расхода теплоты на турбоустановку, МВт;

ΔQ_{ot} – изменение отпуска теплоты турбоустановки внешним потребителям, МВт, которое при работе по тепловому графику численно равно тепловой нагрузке на ВП;

ΔN_e – изменение электрической мощности при переходе от исходного варианта к варианту с подогревом подпиточной воды во ВП (величина отрицательная).

При работе по тепловому графику расчеты проведены при условии постоянного и близкого к номинальному расхода пара на турбину G_0, равного 70 кг/с, чему соответствуют и практически постоянные величины расхода теплоты на нее Q_0 и электрической мощности N_e (тем не менее, изменения этих параметров рассчитывались). Сравнивались режимы при наличии и при отсутствии подогрева подпиточной воды во ВП с постоянным расходом сетевой воды, идущей к тепловому потребителю, причем при отсутствии подогрева воды во ВП, как показали расчеты, давление пара в отопительных отборах было выше, так как часть тепловой нагрузки нижнего отопительного отбора расходовалась на дополнительный подогрев подпиточной воды, величина которого соответствовала нагрузке ВП в рассчитываемом режиме.

Величина максимальной абсолютной экономии теплоты турбоустановки может быть определена также по формуле (2):

$$Q_{ec} = \Delta Q_{ot} + q_{dop} \cdot \Delta N_e, \text{ МВт}, \qquad (2)$$

где q_{dop} – удельный расход теплоты турбоустановки на изменение выработки электроэнергии

Принятое граничное условие постоянства расхода пара на турбину, близкого к номинальному, соответствует работе данной турбины по тепловому графику с закрытой РД ЧНД без потери располагаемой мощности и является общепринятым [16, 27]. Другие турбоустановки ТЭЦ, где подогрев подпиточной воды во ВП не осуществляется, могут работать как по электрическому графику с определенным расходом теплоты на выработку дополнительной электрической мощности q_{dop} [26, 27], который для режимов работы теплофикационных паровых турбин без промежуточного перегрева при работе по электрическому графику (а также при работе турбин по конденсационному циклу) составляет, в среднем, q_{dop} =2.5-3.0, так и по тепловому графику (при вытеснении тепловой нагрузки ПВК при росте электрической мощности и тепловой нагрузки) q_{dop}=1.0-1.1 [27].

В данном исследовании расчет эффективности работы по электрическому графику был проведен при конкретных граничных условиях работы ТЭЦ с турбинами Т-50-130.

Было принято, что на ТЭЦ работают две турбины Т-50-130 с одинаковыми характеристиками, в том числе по величине плотности РД ЧНД, у которых есть некоторая суммарная электрическая мощность. Первая турбина, работающая с закрытой РД ЧНД при подогреве подпиточной воды во ВП с расходом пара, равным 70 кг/с, рассчитывалась для каждого заданного давления в нижнем теплофикационном отборе p_n, соответствующим определенной температуре прямой сетевой воды τ_1 (см. таблицу 2). Для второй турбины сравнивались два режима работы: при наличии подогрева подпиточной воды во ВП на первой турбине, для которого задавалась определенная степень открытия РД ЧНД, определяемая суммарной тепловой нагрузкой двух турбин, и при его отсутствии, причем суммарная электрическая мощность и тепловая нагрузка двух турбин, а также суммарный расход сетевой воды и ее температуры на входе и выходе при этом не изменялись. Расчеты были проведены при

различных расходах пара на вторую турбину G_0, равных 70 кг/с, 60 кг/с и 50 кг/с. Расход подпиточной воды и ее температура были приняты 167 кг/с и 5°С соответственно. Значения тепловых нагрузок на ВП (то есть на подогрев подпиточной воды) при расчетах по электрическому графику также показаны в таблице 2.

Таблица 2[1]

Зависимость температуры прямой сетевой воды и тепловых нагрузок встроенного пучка от давления в нижнем отборе первой турбины

p_n, кПа	τ_1, °С	Q_{ip}^{rp}, МВт	Q_{ip}^{ud}, МВт
20	72.5	4.831	3.807
40	87.3	6.214	4.189
60	97.1	7.563	4.5635
80	103.6	8.893	4.930
100	108.5	10.211	5.298
120	112.6	11.522	5.622
140	116.1	12.832	6.024

Примечание к таблице:

Q_{ip}^{rp} – нагрузка на ВП при расчетной плотности РД ЧНД;

Q_{ip}^{ud} – нагрузка на ВП при уплотненной РД ЧНД.

Удельная экономии теплоты турбоустановки дает возможность сопоставить работу турбин с подогревом подпиточной воды с показателями конкурирующих энергетических блоков по величине q_{dop}, но не позволяет определить величину энергетического эффекта.

Поэтому вторым способом определения эффективности подогрева подпиточной воды во ВП при работе как по тепловому, так и по электрическому графику является расчет показателя относительной экономии теплоты турбоустановки q_{otn}. При работе по тепловому графику для этого используется формула (2):

$$q_{otn} = \frac{Q_{ec}}{Q_{ip}} . \qquad (2)$$

При работе по электрическому графику при одинаковых суммарных электрических и тепловых нагрузках двух однотипных турбин показатель относительной удельной экономии теплоты q_{otn} определяется по формуле (3):

$$q_{otn} = \frac{\Delta Q_o}{Q_{ip}} . \qquad (3)$$

В формулах (2), (3):

Q_{ec} – экономия теплоты турбоустановки, МВт;

ΔQ_o – изменение расхода теплоты на две турбоустановки, МВт (она соответствует величине экономии теплоты Q_{ec} при работе в данных граничных условиях);

Q_{ip} – тепловая нагрузка на ВП конденсатора, МВт.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

Полученные в результате экспериментальных исследований значения тепловых потоков, поступающих с паром через проточную часть при различных состояниях РД ЧНД, представлены в таблице 3.

Таблица 3[1]

Тепловой поток через закрытую РД ЧНД турбоустановки Т-50-130 при давлении в нижнем теплофикационном отборе p_n = 100 кПа.

Состояние РД ЧНД	***Q*, MW**
диафрагма с расчетным вентиляционным пропуском пара	6.8
уплотненная диафрагма (на основе результатов испытаний)	1.6
диафрагма с повышенным пропуском пара (на основе результатов испытаний)	9.5

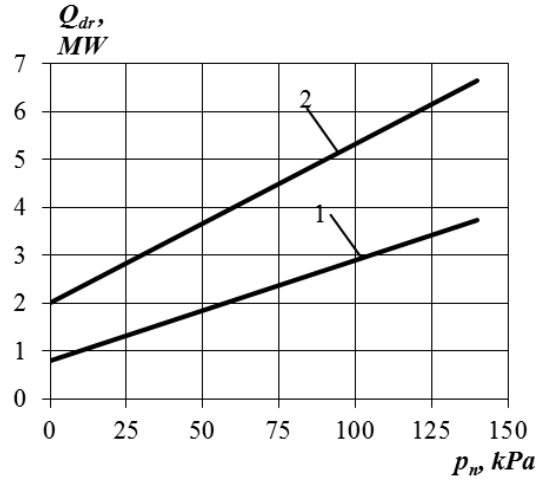
Как и расходы пара, эти тепловые потоки прямо пропорциональны давлению пара перед ЧНД, то есть в нижнем отборе.

На этой основе были определены и приняты три расчетных уровня плотности РД ЧНД: первый – по осредненным данным результатов испытаний после уплотнения РД, второй – соответствует данным завода-изготовителя, третий – по данным испытаний перед уплотнением РД.

На основе экспериментальных данных по зависимости теплового потока, поступающего в конденсатор с дренажами турбоустановки Т-50-130, от давления в ее

[1]Appendix 1

нижнем теплофикационном отборе, получены данные, представленные на рис.1.



1 – расчетная величина теплового потока; 2 – фактическая величина теплового потока по результатам измерений.

Рис. 1. Зависимость теплового потока, поступающего в конденсатор с дренажами турбоустановки Т-50-130, от давления в ее нижнем теплофикационном отборе.[1]

На рисунке 2 представлены суммарные величины тепловых потоков в конденсатор при различных пропускных способностях регулирующих диафрагм с учетом тепловых потоков, поступающих помимо проточной части. Кроме того, на рисунке 3 пунктирными линиями показано количество теплоты, необходимое для нагрева заданного расхода подпиточной воды до температуры, необходимой для проведения ее химводоочистки (30°С).

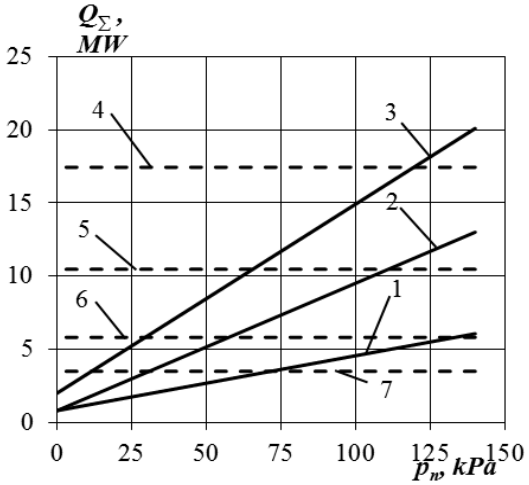
А именно:

4 и 5– количество теплоты, необходимое для подогрева 167 кг/с подпиточной воды с исходной температурой соответственно 5°С и 15°С до температуры 30°С;

6 и 7 – количество теплоты, необходимое для подогрева 55.6 кг/с подпиточной воды с исходной температурой соответственно 5°С и 15°С до температуры 30°С.

Сопоставление представленных на рисунках линий требуемой и располагаемой теплоты позволяет определить границы применимости рассматриваемого способа подогрева подпиточной воды в конденсаторе.

Более подробные данные по ограничениям нагрева воды приведены на рисунках 3 и 4 в виде зависимостей температуры воды на



1 – уплотненная диафрагма; 2– диафрагма с расчетным (заводским) пропуском пара; 3 – диафрагма с фактическим пропуском пара.

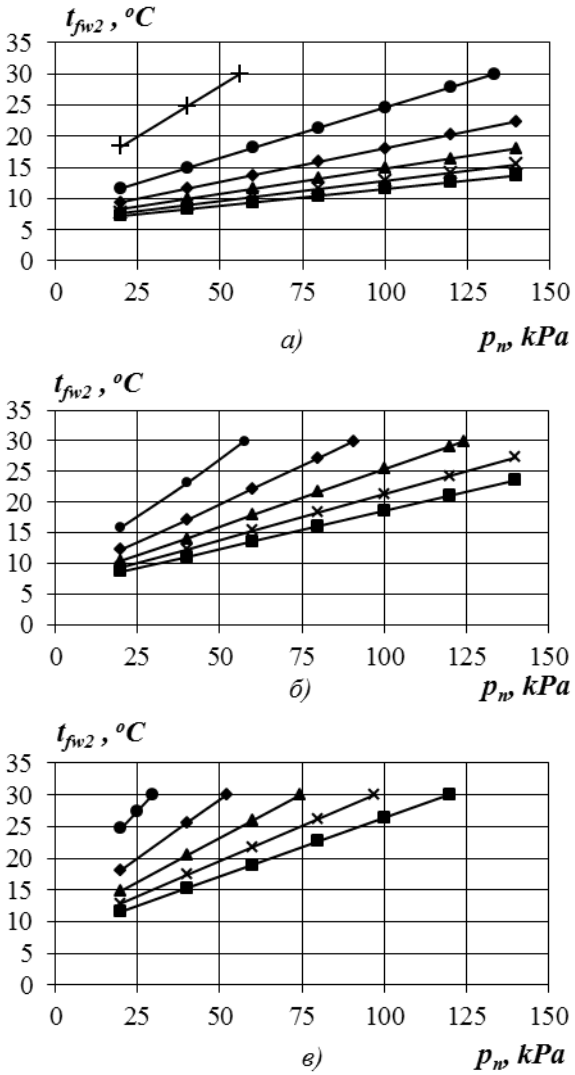
Рис. 2. Зависимость суммарного теплового потока в конденсатор турбоустановки Т-50-130 от давления в нижнем теплофикационном отборе.[1]

выходе из встроенного пучка от давления в нижнем теплофикационном отборе. Если в результате расчета значения температуры подпиточной воды на выходе из встроенного пучка оказывается ниже допустимой для химводоочистки, то ее дополнительный нагрев производится в специальном подогревателе, связанном с нижним отбором.

Результаты, представленные на рис. 3, 4, позволяют определить, при каких состоянии РД ЧНД и ее начальной температуре подогрев подпиточной воды во ВП конденсатора возможен, а при каких нет. Сами значения начальных температур воды 5°С и 15°С соответствуют средним ее значениям для отопительного и неотопительного периодов соответственно.

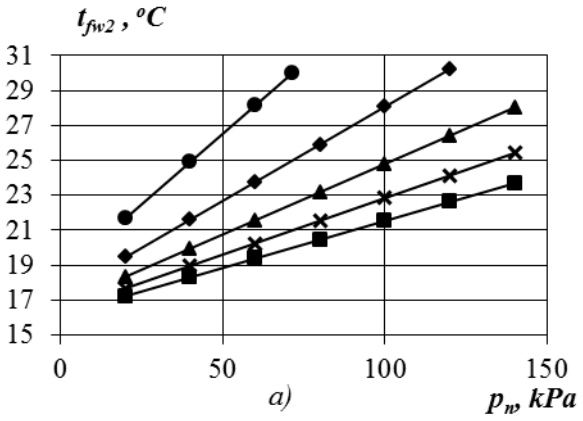
Например, данные, приведенные на рис. 5,а), позволяют определить, что при начальной температуре 15°С расход подпиточной воды может варьироваться от максимального уровня в 167 кг/с до минимального 55.6 кг/с, однако при расходах пара менее 111 кг/с имеет место ограничение по максимальному давлению в нижнем отборе, которое составляет 70 кПа при расходе подпиточной воды 55.6 кг/с. Данному ограничению соответствует максимальная температура прямой сетевой воды на выходе из турбоустановки, которая определяется по данным табл.2 и составляет в данном случае около 100°С.

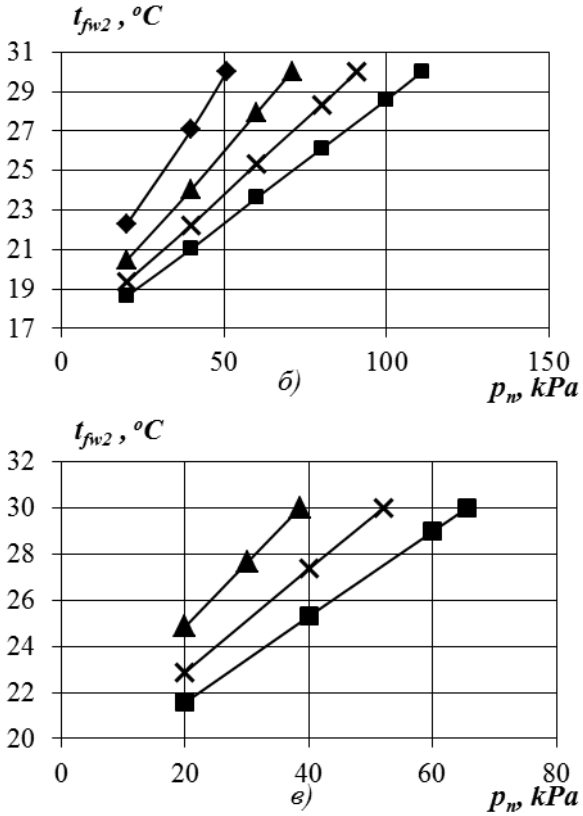
[1] Appendix 1



а – уплотненная диафрагма; *б*– диафрагма с расчетным (заводским) пропуском пара; *в* – диафрагма с фактическим пропуском пара:
+ – G_{fw} = 27.8 кг/с; ● – G_{fw} = 55.6 кг/с;
♦ – G_{fw} = 83.3 кг/с; ▲ – G_{fw} = 111 кг/с;
× – G_{fw} = 139 кг/с; ■ – G_{fw} = 167 кг/с.

Рис. 3. Зависимости температуры воды на выходе из встроенного пучка конденсатора турбоустановки Т-50-130 от давления в нижнем отборе при температуре воды на входе во встроенный пучок 5°С.[1]

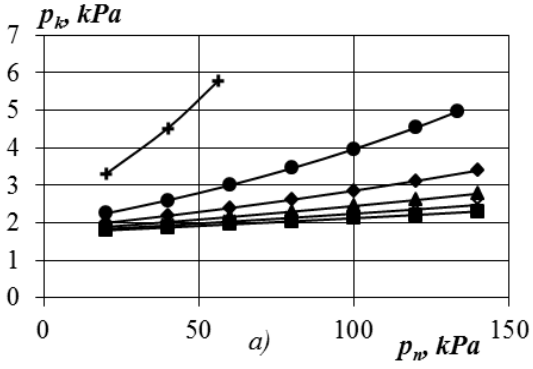




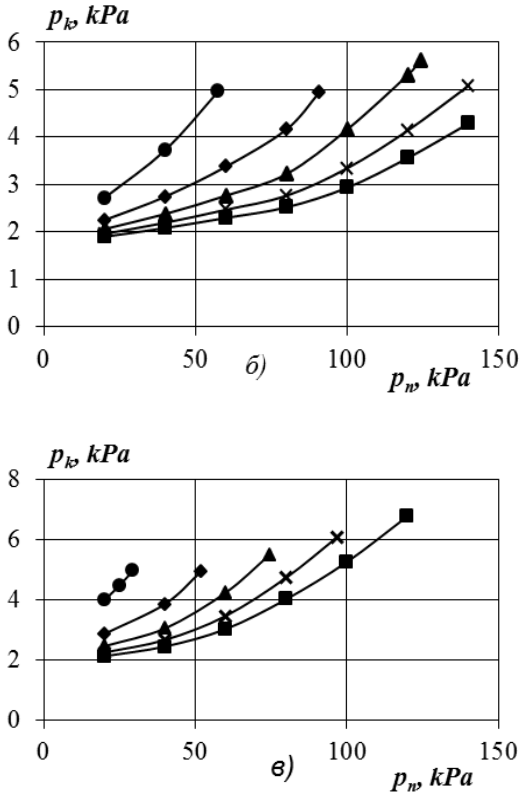
а – уплотненная диафрагма; *б*– диафрагма с расчетным (заводским) пропуском пара; *в* – диафрагма с фактическим пропуском пара:
+ – G_{fw} = 27.8 кг/с; ● – G_{fw} = 55.6 кг/с;
♦ – G_{fw} = 83.3 кг/с; ▲ – G_{fw} = 111 кг/с;
× – G_{fw} = 139 кг/с; ■ – G_{fw} = 167 кг/с.

Рис. 4. Зависимости температуры воды на выходе из встроенного пучка конденсатора турбоустановки Т-50-130 от давления в нижнем теплофикационном отборе при температуре воды на входе во встроенный пучок 15°С.[1]

Для оценки величин давлений в конденсаторе, соответствующих режимам работы, представленным на рисунках 3 и 4, нами проведены расчеты и полученным на математической модели конденсатора, результаты которых показаны на рисунках 5 и 6.



[1]Appendix 1

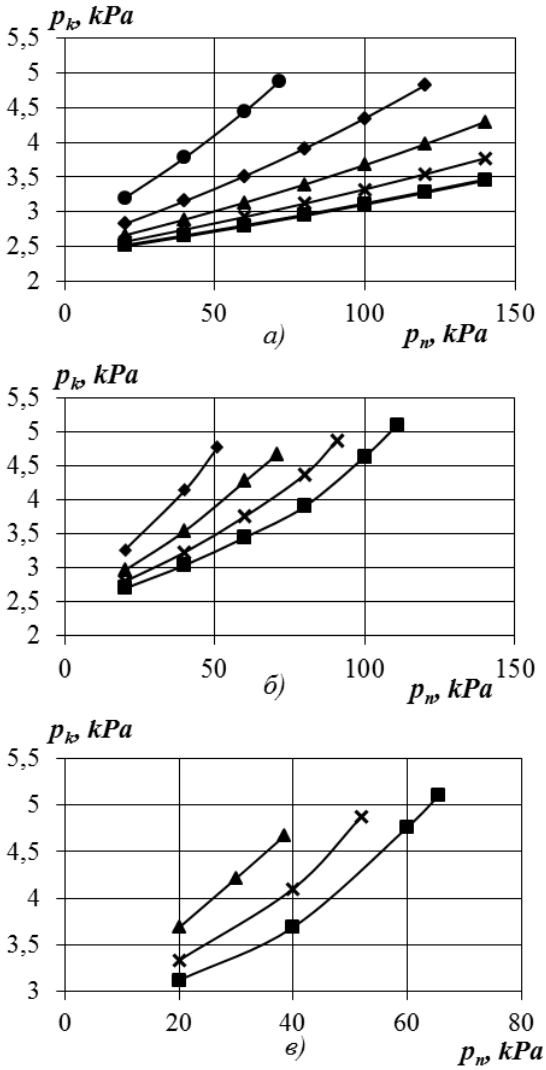


а – уплотненная диафрагма; *б* - диафрагма с расчетным (заводским) пропуском пара;
в – диафрагма с фактическим пропуском пара.
Температура воды на входе во встроенный пучок 5°С. Основные пучки отключены, РД закрыта:
+ – G_{fw} = 27.8 кг/с; ● – G_{fw} = 55.6 кг/с;
♦ – G_{fw} = 83.3 кг/с; ▲ – G_{fw} = 111 кг/с;
× – G_{fw} = 139 кг/с; ■ – G_{fw} = 167 кг/с.

Рис. 5. Зависимость давления в конденсаторе турбоустановки Т-50-130 от давления в нижнем теплофикационном отборе.[1]

Расчеты проводились при нормативных присосах воздуха в конденсатор, при степени загрязнения 0.7. Они показали, что во всех рассмотренных режимах величина давления в конденсаторе не превышает 7 кПа, что обеспечивает нормальное температурное состояние проточной части и допустимые вибрационные напряжения в рабочих лопатках последних ступеней.

Приведенные на рисунках 3-6 данные позволяют установить, что наиболее предпочтительным является вариант подогрева с уплотненной регулирующей диафрагмой ЧНД. В этом случае подогрев воды обеспечивается практически во всем рабочем диапазоне давлений в нижнем теплофикационном отборе, температур и расходов нагреваемой воды с полной утилизацией располагаемой теплоты.



а – уплотненная диафрагма; *б* - диафрагма с расчетным (заводским) пропуском пара;
в – диафрагма с фактическим пропуском пара.
Температура воды на входе во встроенный пучок 15°С. Основные пучки отключены, РД закрыта:
+ – G_{fw} = 27.8 кг/с; ● – G_{fw} = 55.6 кг/с;
♦ – G_{fw} = 83.3 кг/с; ▲ – G_{fw} = 111 кг/с;
× – G_{fw} = 139 кг/с; ■ – G_{fw} = 167 кг/с.

Рис. 6. Зависимость давления в конденсаторе турбоустановки Т-50-130 от давления в нижнем теплофикационном отборе.[1]

Наиболее сложным в реализации является вариант с подогревом подпиточной воды в конденсаторе при фактическом пропуске пара. В этом случае для получения заданной температуры подпиточной воды даже при низкой ее исходной температуре и расходе менее 167 кг/с существуют существенные ограничения по давлению в нижнем теплофикационном отборе. При расчетных пропусках пара через регулирующую диафрагму и температуре воды на входе во

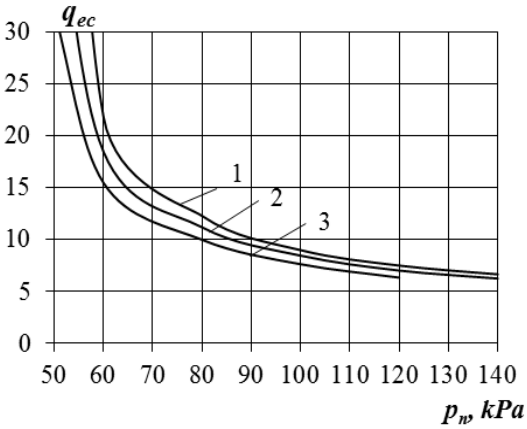
[1]Appendix 1

встроенный пучок 5°С ограничения по температуре на выходе также имеют место, но при ее расходах менее 111 кг/с.

Таким образом, как показывают результаты расчетов (рис. 3, 4) подогрев подпиточной воды на теплофикационных режимах при отключенных основных пучках имеет существенные ограничения по ее температуре на выходе, особенно при малых расходах ее и повышенной температуре на входе. Поэтому данный способ может быть рекомендован при гарантированно больших расходах подогреваемой воды и достаточно низких ее температурах, при этом он наиболее эффективен при использовании уплотненной регулирующей диафрагмы ЧНД.

Расчеты сравнительной энергетической эффективности были проведены при различных температурах обратной сетевой воды, от 40 °С до 60 °С, и их результаты оказались практически инвариантны по отношению к данному параметру в указанной области его изменения. Учитывая это обстоятельство, далее приведены результаты расчетов при температурах обратной сетевой воды 50 °С, что соответствует средним за отопительный период для большинства ТЭЦ России условиям эксплуатации. Основной причиной экономии теплоты при переходе на подогрев подпиточной воды во ВП при работе по тепловому графику является прирост внешней тепловой нагрузки отборов турбин, что приводит к уменьшению нагрузки пиковых водогрейных котлов (ПВК) на величину этого прироста. Расчеты были проведены при различных расходах подпиточной воды и различных ее исходных температурах и оказались практически инвариантны к изменению этих параметров. Уменьшение электрической мощности при работе по тепловому графику происходит в большинстве режимов преимущественно за счет того, что давления пара в отопительных отборах при подогреве подпиточной воды во ВП несколько выше, чем при подогреве ее паром из нижнего отопительного отбора, за счет роста внешней тепловой нагрузки турбоустановки, что приводит к снижению теплоперепада соответствующих отсеков проточной части и увеличению энтальпий пара в проточной части в 6 и 7 отборах (в верхнем и нижнем теплофикационных).

На рисунке 7 приведена зависимость показателя эффективности q_{ec}, определенного по формуле (1), от давления p_n в нижнем отборе турбины Т-50-130 (давление p_n для определенности дано для варианта с подогревом подпиточной воды во ВП) и от плотности РД ЧНД при работе по тепловому графику в указанных выше условиях, при расходе подпиточной воды в конденсатор 167 кг/с при ее начальной температуре 5°С.



1 – уплотненная диафрагма; 2 –диафрагма с расчетным (заводским) пропуском пара; 3 – диафрагма с фактическим пропуском пара.

Рис. 7. Зависимость удельной экономии теплоты турбоустановки q_{ec} от давления p_n в нижнем отопительном отборе турбины Т-50-130 при различной плотности РД ЧНД (температура обратной сетевой воды равна 50°С, расход подпиточной воды в конденсатор при ее начальной температуре 5°С равен 167 кг/с).[1]

Результаты расчетов показывают слабую зависимость величины q_{ec} от всех влияющих факторов, в том числе и плотности РД ЧНД, за исключением давления пара в нижнем отборе, и ее рост при уменьшении давления в отборе, причем даже при максимальном расчетном давлении p_n= 140 кПа величина q_{ec} равна или больше 6, а при давлениях в отборе 80 кПа и менее величина q_{ec} превышает 10. Сходные значения q_{ec} наблюдаются и при любых других граничных условиях.

Сравнивая полученные на рисунке 7 величины q_{ec} с указанными выше характерными значениями величины q_{dop} для данной турбины, делаем вывод, что удельная экономия теплоты при снижении выработки электроэнергии за счет подогрева подпиточной воды как минимум вдвое превышает удельный расход теплоты таких турбин даже при их работе по электрическому графику или по конденсационному циклу. Это свидетельствует о том, что такой подогрев

[1]Appendix 1

всегда энергетически выгоден на ТЭЦ, и его эффективность тем выше, чем меньше давление пара в нижнем теплофикационном отборе.

На рисунке 8 для тех же граничных условий, что и для рисунка 7, приведена зависимость относительной экономии теплоты турбоустановки q_{otn}, определенная по формуле (2), в зависимости от давления в нижнем отборе при различных величинах плотности РД ЧНД. Величина Q_{ec} при этом определена при минимально возможном теоретически и характерном именно для работы по тепловому графику значении q_{dop}= 1 (при этом отличием электромеханического КПД турбоустановки от 1 также пренебрегали) по формуле (4):

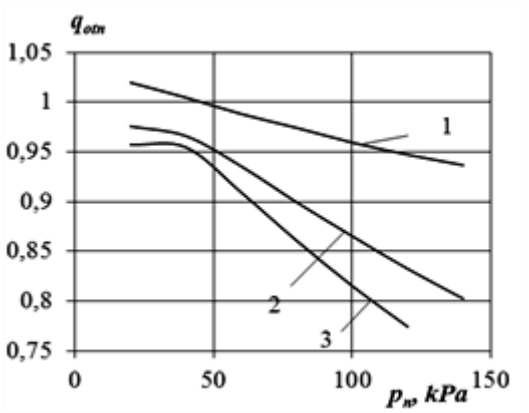
$$Q_{ec} = \Delta Q_{ot} + q_{dop} \cdot \Delta N_e, \text{ МВт}, \qquad (4)$$

где ΔN_e – изменение электрической мощности при переходе от исходного варианта к варианту с подогревом подпиточной воды во ВП (величина отрицательная).

При других значениях $q_{dop} > 1$ (работа по электрическому графику) величина удельной экономии теплоты будет несколько ниже, чем определенная по рисунку 7.

Из рисунка 8 следует, что при работе ТЭЦ по тепловому графику относительная экономия теплоты q_{otn}, связанная с подогревом подпиточной воды во ВП, составляет более 75 % от величины полезной тепловой нагрузки конденсатора Q_{ip}, связанной с этим подогревом, причем чем больше пропускная способность РД ЧНД, тем эта относительная экономия ближе к 1. При давлениях в нижнем отборе менее 40 кПа эта относительная экономия превышает 0.95, а при уплотненной РД ЧНД она даже выше 1.00.

Существенно отметить, что величина относительной экономии теплоты при работе турбины с подогревом подпиточной воды во ВП при параллельном пропуске пара через основные пучки, как показали ранее проведенные расчеты, результаты которых представлены в нашей (совместно в В.Ф. Гуторовым) статье «Возможности, условия и эффективность подогрева подпиточной воды во встроенных пучках при одновременном пропуске охлаждающей воды через основные пучки конденсатора», которая публикуется журналом «Теплоэнергетика», 2019, № 2, с. 1-10), практически такая же, как и представлена на рисунке 8, при сопоставимых граничных условиях.

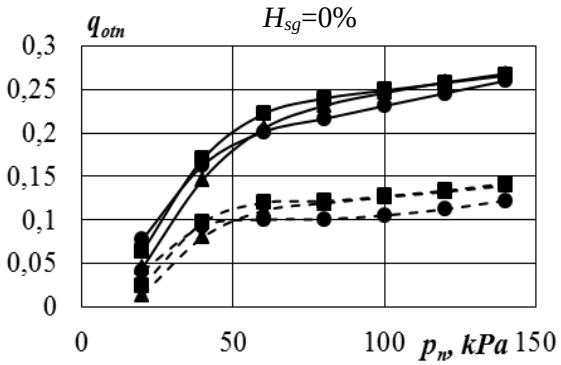


1 –уплотненная диафрагма; 2 –диафрагма с расчетным (заводским) пропуском пара; 3 – диафрагма с фактическим пропуском пара.

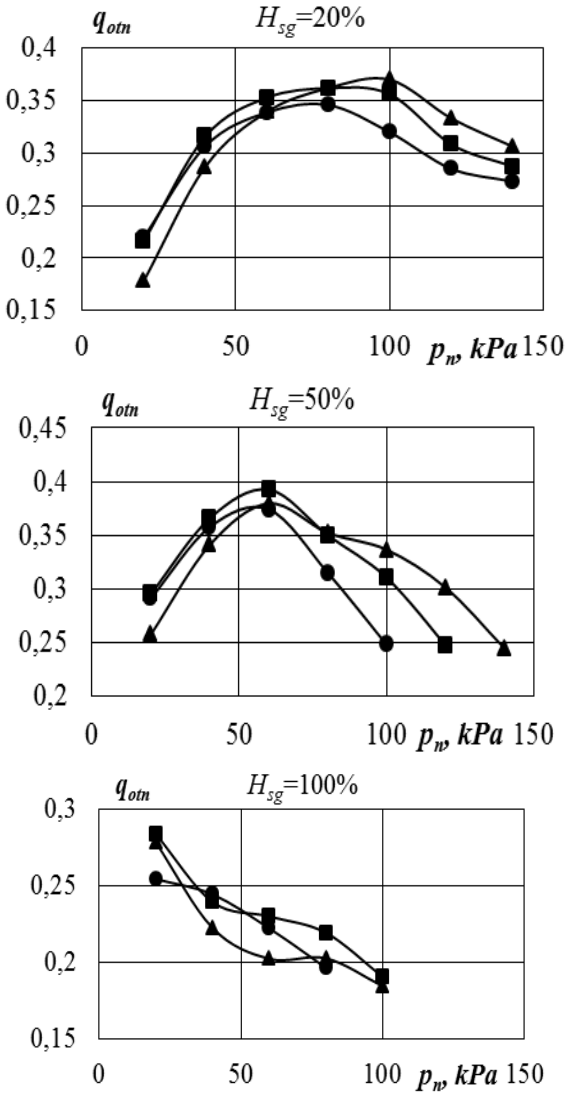
Рис. 8. Зависимость максимальной относительной экономии теплоты турбоустановки от давления в нижнем отборе при расходе подпиточной воды в конденсатор 167 кг/с и ее начальной температуре 5°С.[1]

Результаты расчетов экономии теплоты при работе двух турбин при работе по электрическому графику в условиях, указанных выше (см. раздел «Методика и математическая база исследования»), определены по формуле (3) и представлены на рисунке 9.

Эти расчеты проведены при работе первой турбины (она работает с закрытой РД ЧНД с подогревом подпиточной воды во ВП) с максимальной располагаемой электрической мощностью и тепловой нагрузкой при расходе пара на эту турбину 70 кг/с при двухступенчатом подогреве сетевой воды.



[1]Appendix 1



диафрагма с расчетной плотностью – сплошная линия; уплотненная диафрагма – пунктирная линия.
▲ – 70 кг/с; ■ – 60 кг/с; ● – 50 кг/с.

Рис. 9. Зависимость относительной экономии теплоты турбоустановок от давления в нижнем отборе первой турбины при различных расходах пара на вторую турбину и степенях открытия регулирующей диафрагмы (H_{sg}) на второй турбине при работе двух турбоустановок по электрическому графику.[1]

Температура прямой сетевой воды в этом случае однозначно зависит от давления в нижнем отборе этой турбины давления и определяется в соответствии с данными табл. 2.

Вторая турбина обеспечивает заданную электрическую мощность и тепловую нагрузку двух турбин ТЭЦ и также работает при двухступенчатом подогреве сетевой воды при той же температуре прямой сетевой воды, что и первая турбина.

При этом величина электрической мощности зависит от расхода пара на вторую турбину, который варьируется на трех уровнях, а тепловая нагрузка – от положения РД ЧНД для второй турбины H_{sg}, которая варьируется от полного ее закрытия (0%) до полного открытия (100%).

Расчеты при H_{sg}=0 % представлены для уплотненной РД ЧНД и при ее расчетной плотности, а для значений H_{sg}=20 %, 50 % и 100 % - только при расчетной плотности РД ЧНД, поскольку в этом случае относительная экономия теплоты практически перестает зависеть от плотности РД. Расчеты при H_{sg}=0 % при различной плотности РД ЧНД показывают, что энергетическая эффективность подогрева подпиточной воды во ВП при уплотненной диафрагме примерно вдвое менее эффективны, чем при неуплотненной (рис.9). При промежуточных значениях H_{sg}, изменяющихся от 10 % до 80%, на графиках зависимостей имеет место экстремум по величине относительной экономии теплоты (на рисунке 9 представлены данные для H_{sg}=20 % и H_{sg}=50 %), который смещается при росте степени открытия РД ЧНД на второй турбине в сторону более низких значений давления в нижнем отборе (и более низких значений температур прямой сетевой воды в соответствии с табл. 2). При H_{sg}=100 % такого экстремума уже не наблюдается (рис. 9), в связи с тем, что работа по электрическому графику второй турбины при отсутствии подогрева подпиточной воды во ВП на первой турбине реализуется путем прикрытия на второй турбине паровой задвижки на верхний сетевой подогреватель при полностью открытой РД ЧНД (при работе с подогревом подпиточной воды во ВП на второй турбине эта задвижка полностью открыта, как и режимах работы при частично открытой РД ЧНД на второй турбине).

В целом проведенные расчеты энергетической эффективности позволяют заключить, что при работе ТЭЦ по тепловому графику экономия теплоты турбоустановки за счет подогрева подпиточной воды всегда имеет место, и она близка к величине тепловой нагрузки ВП конденсатора (разница, как показано на рисунке 8, не превышает 15-20%),

При работе по электрическому графику, как показано на рис .9, экономия теплоты турбоустановок может составлять от 5 % до

[1]Appendix 1

40 % от тепловой нагрузки встроенных пучков конденсатора первой из них, что в несколько раз ниже, чем при работе по тепловому графику.

Экономия теплоты топлива может быть ориентировочно рассчитана на основе данных, представленных в табл.2, по величине относительной экономии теплоты турбоустановки, определяемой по рисункам 8 и 9, с учетом потерь при транспорте теплоты (обычно КПД транспорта теплоты составляет около 98%) и КПД котельного агрегата (как правило, от 90 до 95%, в зависимости от условий работы котлов конкретной ТЭЦ).

С учетом этих КПД, в среднем, экономия теплоты топлива во всем диапазоне возможных граничных условий будет примерно на 10% выше, чем экономия теплоты турбоустановки.

ВЫВОДЫ

1. Предложена и апробирована методика определения суммарных тепловых потоков в конденсаторы теплофикационных паровых турбин при их работе с закрытой регулирующей диафрагмой ЧНД.

2. Проведённые расчетные исследования конденсатора, включенного на подогрев подпиточной воды в его встроенных пучках при отключенных основных пучках, показали, что на теплофикационных режимах в зависимости от давления в нижнем теплофикационном отборе, плотности регулирующей диафрагмы, расхода и температуры охлаждающей воды в каждом конкретном случае возможно появление ограничений по превышению допустимой температуры воды на выходе из встроенного пучка.

Определены пределы этих ограничений по сочетанию вышеуказанных параметров; при этом установлено, что они тем существенней, чем больший пропуск пара имеет регулирующая диафрагма ЧНД.

3. На основе математической модели турбоустановки Т-50-130 проведены расчеты энергетической эффективности при использовании встроенных пучков для подогрева подпиточной воды в конденсаторе.

Показано, что экономия теплоты турбоустановки в рассмотренных режимах всегда имеет место, и при работе по тепловому графику она равна или незначительно меньше величины тепловой нагрузки встроенных пучков конденсатора.

4. При работе по электрическому графику на заданные тепловую и электрическую нагрузку двух турбоустановок ТЭЦ экономия теплоты турбоустановок может составлять от 5 до 40% от тепловой нагрузки встроенных пучков конденсатора первой из них.

5. Результаты расчетов, выполненных для турбоустановок типа Т-50-130, могут быть использованы для турбин иных типов, оснащенных встроенными пучками, причем для турбоустановок Т-110-130, имеющих по два конденсатора, практически идентичных исследованному, и идентичную с турбиной Т-50-130 проточную часть каждого из двух потоков ЧНД, энергетическая эффективность в относительном и удельном виде будет очень близкой к представленной на рисунках 7-9. Для турбин типов Т-185-130 и всех турбин типа ПТ с начальным давлением пара 12.7 МПа следует ожидать, что относительная и удельная экономия также будет близка к представленной на рис. 7-9, однако граничные условия возможности использования ВП конденсаторов этих турбин для подогрева подпиточной воды требуют проведения дополнительных исследований

APPENDIX 1 (ПРИЛОЖЕНИЕ 1)

Fig. 1. The dependence of the heat flux entering the condenser with the drains of the turbine plant T-50-130, from the pressure in its lower heat extraction section.
1 - the calculated value of the heat flux; 2 - the actual value of the heat flux measured.

Fig. 2. Dependence of the total heat flux into the condenser of the T-50-130 turbine plant on the pressure in the lower heat extraction section
1–the sealed sliding grid; 2 - sliding grid with the rated steam flow; 3 - sliding grid with the actual steam flow.

Fig. 3. Dependences of water temperature at the outlet from the built-in condenser bundles of the T-50-130 turbine plant on the pressure in the lower heat extraction section at the water temperature at the inlet to the built-in bundles 5 ° C

a - the sealed sliding grid; b - sliding grid with the rated steam flow; c - sliding grid with the actual steam flow;
+ – G_{fw} = 27.8 kg/s; ● – G_{fw} = 55.6 kg/s;
♦ – G_{fw} = 83.3 kg/s; ▲ – G_{fw} = 111 kg/s;
× – G_{fw} = 139 kg/s; ■ – G_{fw} = 167 kg/s.

Fig. 4. Dependences of water temperature at the outlet from the built-in condenser bundles of the T-50-130 turbine plant on the pressure in the lower heat extraction section at the water temperature at the inlet to the built-in bundles 15 ° C
a - the sealed sliding grid; b - sliding grid with the rated steam flow; c - sliding grid with the actual steam flow:
+ – G_{fw} = 27.8 kg/s; ● – G_{fw} = 55.6 kg/s;
♦ – G_{fw} = 83.3 kg/s; ▲ – G_{fw} = 111 kg/s;
× – G_{fw} = 139 kg/s; ■ – G_{fw} = 167 kg/s.

Fig. 5. Dependence of the pressure in the condenser of the turbine plant T-50-130 on the pressure in the lower heat extraction section.
a - the sealed sliding grid; b - sliding grid with the rated steam flow; c - sliding grid with the actual steam flow. The inlet water temperature of the built-in bundles is 5 ° C. The main bundles are disabled, sliding grid is closed:
+ – G_{fw} = 27.8 kg/s; ● – G_{fw} = 55.6 kg/s;
♦ – G_{fw} = 83.3 kg/s; ▲ – G_{fw} = 111 kg/s;
× – G_{fw} = 139 kg/s; ■ – G_{fw} = 167 kg/s.

Fig. 6. Dependence of the pressure in the condenser of the turbine plant T-50-130 on the pressure in the lower heat extraction section.
a - the sealed sliding grid; b - sliding grid with the rated steam flow; c - sliding grid with the actual steam flow. The inlet water temperature of the built-in bundles is 15 ° C. The main bundles are disabled, sliding grid is closed:
+ – G_{fw} = 27.8 kg/s; ● – G_{fw} = 55.6 kg/s;
♦ – G_{fw} = 83.3 kg/s; ▲ – G_{fw} = 111 kg/s;
× – G_{fw} = 139 kg/s;■ – G_{fw} = 167 kg/s.

Fig. 7. Dependence of the specific heat economy of the turbine plant q_{ec} on the pressure p_n in lower heat extraction section of the turbine T-50-130 at different levels of throughput of the sliding grid (the delivery water inlet temperature is 50 ° C, the flow rate of the make-up water to the condenser at its inlet temperature of 5 ° C is 167 kg /s).
1 - the sealed sliding grid; 2 - sliding grid with the rated steam flow; 3 - sliding grid with the actual steam flow.

Fig. 8. Dependence of the maximum relative economy of the heat of a turbine plant on the pressure in lower heat extraction section when the flow of make-up water to the condenser is 167 kg/s and its inlet temperature is 5° C
1 - the sealed sliding grid; 2 - sliding grid with the rated steam flow; 3 - sliding grid with the actual steam flow.

Fig. 9. Dependence of relative savings of heat of turbine plants on the pressure in the lower heat extraction section of the first turbine at different steam flow rates for the second turbine and sliding grid opening percentage on the second turbine (H_{sg}) during operation of two turbines according to the electric mode. Sliding grid with the rated steam flow - solid line; the sealed sliding grid - dotted line.
▲ - 70 kg / s; ■ - 60 kg / s; ● - 50 kg / s.

Table 1. Steam consumption in one flow of low-pressure section (G_{lps}) through a closed sliding grid at a pressure in the lower heat extraction section of 100 kPa.

Table 2. The dependence of the delivery water outlet temperature and heat loads of built-in bundles from the pressure in the lower heat extraction section of the first turbine.

Table 3. Heat flow through the closed sliding grid of turbine T-50-130 with a pressure in the lower heat extraction section p_n = 100 kPa.

Литература (References)

[1] Livshits M.Y., Sheludko L.P. Povysheniye moshchnosti i ekonomichnosti TETS s otkrytoy teplofikatsionnoy sistemoy [Increasing the power and economy of a combined heat and power plant with an open heating plant]. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Tekhnicheskiye nauki - Bulletin of the Samara State Technical University. Series:*

Engineering, 2015, no. 1, pp. 123-130. (In Russian).

[2] Sharapov V.I., Kuzmin A.V. Raschet energeticheskoy effektivnosti usovershenstvovannykh skhem podogreva iskhodnoy vody v sistemakh regeneratsii parovykh turbin TETS [Calculation of the energy efficiency of improved schemes for heating the source water in the steam turbine power plant regeneration systems]. *Trudy Akademenergo - Proceedings of Academenergo*, 2017, no. 3, pp. 53-65. (In Russian).

[3] Yakovlev B.V. *Povysheniye effektivnosti sistem teplofikatsii i teplosnabzheniya* [Improving the efficiency of district heating and heating systems]. Moscow, 2008. 448 p. (In Russian).

[4] Strušnik D., Avsec J., Marčič M., Hribernik A., Golob M., Živić M. Energy efficiency analysis of steam ejector and electric vacuum pump for a turbine condenser air extraction system based on supervised machine learning modeling. *Applied Energy*, 2016, vol. 173, pp. 386-405.

[5] Yang, Z., Shi, X. Research on vacuum control for condenser with double compensation loops. *2017 IEEE International Conference on Information and Automation, ICIA 2017*, 2017, pp. 338-343. DOI: 10.1109/ICInfA.2017.8078930.

[6] Condensers for steam power plants. General Electric. Available at: https://www.ge.com/power/steam/heat-exchange/condenser. (accessed 02.12.2018)

[7] Standards for steam surface condensers. 10-th edition. Cleveland, Ohio, Heat Exchange Institute, 2011. Available at: http://www.heatexchange.org/pubs/StandardsforSteam-SurfaceCondensers11thEd2012Contents.pdf. (accessed 02.12.2018)

[8] Laskowski R., Smyk A., Lewandowski J., Rusowicz A. Cooperation of a Steam Condenser with a Low-pressure Part of a Steam Turbine in Off-design Conditions. *American Journal of Energy Research*, 2015, vol. 3, no. 1, pp. 13-18.

[9] Chuang C.C., Sue D.C. Performance effects of combined cycle power plant with variable condenser pressure and loading. *Energy*, 2005, vol. 30, no. 10, pp. 1793-1801.

[10] Brodov Yu.M., Aronson K.E., Ryabchikov A.Yu., Nirenstein M.A. Current State and Trends in the Design and Operation of Water-Cooled Condensers of Steam Turbines for Thermal and Nuclear Power Stations (Review). *Thermal Engineering, 2019, Vol. 66, No. 1, pp. 16–26*. DOI:10.1134/10.1134/S0040601519010026.

[11] Kerret L., Voisin D., Gerard P., Schumerth D.J. A case study of the French nuclear power industry steam surface condenser tubes forty years later. *EPRI Condenser Symposium*. Chicago, Illinois, 2011. Available at: http://www.neotiss.com/images/publications/pdf/epri-condenser-symposium.pdf. (accessed 02.12.2018)

[12] Webb R.L. Enhanced condenser tubes in a nuclear power plant for heat rate improvement. *Heat Transfer Engineering*, 2011, vol. 32, no. 10, pp. 905–913.

[13] Ranga Nadig. Evacuation systems for steam surface condensers: vacuum pumps or steam jet air ejectors? *Proceedings of the ASME 2016 Power Conf. "POWER 2016"*. Charlotte, North Carolina, 2016. doi:10.1115/POWER2016-59067

[14] Aronson K.E., Ryabchikov A.Yu., Brodov Yu.M., Zhelonkin N.V., Murmanskii I.B. Functioning efficiency of intermediate coolers of multistage steam-jet ejectors of steam turbines. *Thermal Engineering*, 2017, vol. 64, no. 3. pp. 170-175. DOI: 10.1134/S0040601517030016.

[15] Murmansky B.E., Aronson K.E., Brodov Yu.M. Estimation of the residual life of condensers for vocational schools on the basis of statistical models. *Thermal Engineering*, 2015, no. 11, pp. 21–25. DOI: 10.1134/S0040363615110053.

[16] Simoi L.L., Efros E.I., Gutorov V.F., Lagun V.P. *Teplofikatsionnyye parovyye turbiny: povysheniye ekonomichnosti i nadezhnosti* [Heating steam turbines: increasing efficiency and reliability] St. Petersburg: Energotech, 2001. 208p. (In Russian).

[17] Gutorov V.F. Puti povysheniya ekonomichnosti paroturbinnykh ustanovok TETS [Ways to improve the profitability of steam turbines CHP]. *Teploenergetika - Power Engineering*, 2001, no. 6, pp. 32-37. (In Russian).

[18] Huzarek M., Duzinkiewicz K., Piotrowski R. Static model of steam/water cycle for thermal and economic analysis. *2015 20th International Conference on Methods and Models in Automation and Robotics (MMAR)*, 2015, pp. 65-86. DOI: 10.1109/MMAR.2015.7283885.

[19] Oom M., Feru E., Jager B., Ouwerkerk H., Lange R. Improving the Part-Load Performance of Turbines in Rankine Cycle Based Automotive Waste Heat Recovery Systems. *2018 Annual American Control Conference (ACC)*, 2018, pp. 4906-4911. DOI: 10.23919/ACC.2018.8431888.

[20] Guteša M. A contribution to predicting the performances of district heating steam turbines at off-design conditions. *2013 4th International Youth Conference on Energy (IYCE)*, 2013, pp. 1-6. DOI: 10.1109/IYCE.2013.6604201.

[21] Salamati S.A., Salamati S.M., Salmasi F.R. Experimental identification and verification for a comprehensive model of multi-shaft combined cycle power plant. *2018 IEEE/IAS 54th Industrial and Commercial Power Systems Technical Conference (I&CPS)*, 2018, pp. 1-8. DOI: 10.1109/ICPS.2018.8467714.

[22] Zhou F., Joshi S.N., Rhote-Vaney R., Dede E.M. A review and future application of Rankine cycle to passenger vehicles for waste heat recovery. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2016, vol. 75, pp. 1008-1021.

[23] Grković V.R., Živković D.S., Guteša M.M. A New Approach in Combined Heat and Power Steam Turbines Thermodynamic Cycles Computations. *In Proc. 2012 Thermal Science*, 2012, pp. 1-9.

[24] Geete A., Khandwawala A.I. Thermodynamic analysis of 120MW thermal power plant with combined effect of constant inlet pressure (124.61 bar) and different inlet temperatures. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2013, vol. 1, no. 1, pp. 17-25.

[25] Szapajko G., Rusinowski H., Milejski A. Mathematical model of the steam-water cycle for CHP unit with bleed-condensing turbine. *The Proceedings of 13th International Carpathian Control Conference ICCC 2012*, 2012, pp. 694-698.

[26] Tatarinova N.V., Suvorov D.M. Shempelev A.G. Approaches to Building Computational Mathematical Models Based on the Flow and Power Characteristics of Cogeneration Steam Turbine Stages and Compartments. *Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (ICIEAM), International Conference on. – IEEE*, 2017, pp. 1-6. DOI: 10.1109/ICIEAM.2017.8076463.

[27] Efros E.I., Tatarinova N.V. Effektivnost' polucheniya dopolnitel'noy kondensatsionnoy moshchnosti na teplofikatsionnykh turboustanovkakh [The Efficiency of Obtaining Additional Condensation Power at Thermal Power Turbine Installations]. *Elektricheskiye stantsii - Electrical Stations*, 2006, no. 10, pp. 26-32. (In Russian).

[28] Hu N.-S., He N.-N., Hu S. Fault diagnosis of the steam turbine condenser system based on SOM neural network. *Machine Learning and Cybernetics International Conference*, 2003, pp. 1222-1225. DOI: 10.1109/ICMLC.2003.1259673.

[29] Géczy G. Dynamic simulation of heater condenser and extraction condenser steam turbine. *Energy (IYCE), 2013 4th International Youth Conference*, 2013, pp. 1-5. DOI: 10.1109/IYCE.2013.6604195.

[30] Rusinowski H. Mathematical model of a steam turbine for the thermal diagnostics system. *2016 17th International Carpathian Control Conference (ICCC)*, 2016, pp. 630-634. DOI: 10.1109/CarpathianCC.2016.7501172.

Сведения об авторах.



Шемпелев Александр Георгиевич, д.т.н., доцент, профессор кафедры теплотехники и гидравлики ВятГУ. Область научных интересов - повышение эффективности работы ТЭЦ.
E-mail: agshem@mail.ru .



Иглин Павел Викторович, к.т.н., доцент кафедры теплотехники и гидравлики ВятГУ.
Область научных интересов - повышение эффективности работы паротурбинных установок.
E-mail: 89615663193@mail.ru



Суворов Дмитрий Михайлович, к.т.н., доцент, заведующий кафедрой теплотехники и гидравлики ВятГУ. Область научных интересов - повышение эффективности работы ТЭЦ.
E-mail: dmilar@mail.ru