

**ПАРОВЫЕ КОТЛЫ, ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ТОПЛИВО,
ГОРЕЛОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА
И ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ КОТЛОВ**

**РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОБОСНОВАНИЕ
ГЛУБОКОЙ РАЗГРУЗКИ КОТЛА Е-420-13.8-560ГМ**

© 2024 г. А. Н. Тугов^а, *, В. М. Супранов^б, Е. В. Сомова^а, В. А. Верещетин^а

^аВсероссийский теплотехнический институт, Автозаводская ул., д. 14, Москва, 115280 Россия

^бНациональный исследовательский университет “Московский энергетический институт”,
Красноказарменная ул., д. 14, Москва, 111250 Россия

*e-mail: ANTugov@vti.ru

Поступила в редакцию 17.05.2023 г.

После доработки 15.06.2023 г.

Принята к публикации 27.06.2023 г.

Одна из основных характеристик маневренности энергетического оборудования — уменьшение нагрузки до минимально допустимого уровня. Способность энергооборудования работать в переменном режиме (с разгрузками в ночное время) позволяет ему участвовать в регулировании частоты и мощности в энергосистеме. При этом важно отметить, что работа оборудования на малых нагрузках не должна снижать его эксплуатационные показатели. В частности, для барабанных котлов необходимо, чтобы во всем рабочем диапазоне нагрузок поддерживались требуемые параметры пара и обеспечивалась надежность циркуляции рабочей среды в испарительных экранах. В ходе расчетно-экспериментальных исследований было обосновано снижение минимально допустимой паровой нагрузки типового котла Е-420-13.8-560ГМ с 210 до 150 т/ч. Тепловые расчеты, проведенные с использованием программы Boiler Designer, показали, что при более низкой нагрузке обеспечить требуемую температуру перегрева пара (560°С) не представляется возможным. В результате натурных испытаний действующего котла было установлено, что при нагрузках менее 150 т/ч возникают сложности с регулированием расхода топлива и наблюдаются различные нарушения топочного процесса. Расчеты и экспериментальные замеры, выполненные с применением расходомерных трубок, установленных в топочных экранах, показали, что циркуляция среды в испарительных экранах устойчива даже при снижении нагрузки до 110 т/ч. Отмечается, что сейчас в эксплуатации находятся более 100 котлов Е-420-13.8-560ГМ, претерпевших конструктивные изменения в процессе длительной работы (более 40 лет). Следовательно, минимальная паровая нагрузка должна быть уточнена только после проведения дополнительных исследований для каждого котла этого типа.

Ключевые слова: котел, паропроизводительность, минимальная нагрузка, тепловые расчеты, циркуляция, теплотехнические испытания, пароперегреватель, расход топлива, коэффициент неравномерности тепловосприятости

DOI: 10.56304/S0040363624010089

Одна из основных характеристик маневренности энергетического оборудования — возможность уменьшать нагрузку до минимально допустимого уровня. Способность энергооборудования работать в переменном режиме (с разгрузками в ночное время) позволяет ему участвовать в регулировании частоты и мощности в энергосистеме. При этом важно отметить, что при работе оборудования на малых нагрузках не должны снижаться его эксплуатационные показатели. В частности, необходимо, чтобы во всем рабочем диапазоне нагрузок барабанных котлов поддерживались требуемые параметры пара и обеспечивалась устойчивая циркуляция рабочей среды в испарительных экранах.

Работу котлов с естественной циркуляцией при снижении паровой нагрузки ниже значений,

установленных заводом, оценивают, как правило, в три этапа. Сначала выполняют тепловые расчеты и определяют предельную минимально возможную паропроизводительность, при которой обеспечиваются заданные параметры пара. На основе этих данных на следующем этапе проводят расчеты циркуляции рабочей среды в котле для проверки ее надежности при работе котла на малых нагрузках.

Используя полученные в процессе исследований результаты, составляют программу натурных испытаний котла, которые осуществляют на заключительном, третьем этапе. Их цель — экспериментальное определение (подтверждение) минимальной нагрузки котла и выявление причин, ее ограничивающих. Такие исследования прово-

дят во всем возможном диапазоне паропроизводительности котла с использованием приборов штатного и экспериментального контроля. Для экспериментальной проверки надежности циркуляции среды внутри наименее обогреваемых труб (выявленных на этапе расчетов) применяют специальные измерительные средства. Во время испытаний контролируют также режим горения в топочной камере, особенно на низких нагрузках, в первую очередь равномерность заполнения факелом поперечного сечения топки и граничные условия отрыва факела от амбразур горелок. На основе полученных результатов устанавливают минимально допустимую паровую нагрузку, которая должна быть согласована с заводом-изготовителем.

Объектом исследований, результаты которых приводятся в данной статье, является котел Е-420-13.8-560ГМ (ТГМ-84Б), предназначенный для выработки перегретого пара на ТЭЦ с поперечными связями. По данным [1], за период с 1968 по 1983 г. Таганрогским котлостроительным заводом «Красный котельщик» было выпущено 106 таких котлов, два из которых были смонтированы в Румынии, 11 – в дружественных странах (Азербайджане, Узбекистане, Таджикистане, Сербии), 11 – в Белоруссии, 82 котла были установлены на энергетических объектах России.

Все эти котлы имеют практически одинаковую тепловую схему и отличаются один от другого главным образом конструктивными особенностями отдельных поверхностей нагрева, а также расположением и конструкцией горелочных устройств. Эти незначительные расхождения связаны, с одной стороны, со стремлением завода улучшить конструкцию ТГМ-84Б по мере его тиражирования, а с другой – с необходимостью заменять отдельные поверхности нагрева, модернизировать их, а иногда и реконструировать котел в целом, что неизбежно в связи с длительным периодом работы.

Следует отметить, что почти все эти котлы находятся в эксплуатации и для большинства из них требование по расширению рабочего диапазона паровой нагрузки – весьма актуальная задача.

ОПИСАНИЕ КОТЛА

Котел ТГМ-84Б (Е-420-13.8-560ГМ) с естественной циркуляцией, однобарабанный, вертикально-водотрубный, негазоплотный, с уравновешенной тягой, имеет П-образную компоновку и предназначен для выработки пара давлением 13.8 МПа и температурой 560°C (рис. 1). Рабочий диапазон паровой нагрузки котла, установленный заводом-изготовителем, составляет 420–210 т/ч.

Воздух подается в котел двумя дутьевыми вентиляторами ВДН-26-ПУ. Для предварительного

подогрева воздуха могут использоваться калориферы. Основной нагрев происходит в двух регенеративных воздухоподогревателях (РВП) (диаметр ротора составляет 5.4 м), размещенных вне здания котельной. Из РВП горячий воздух по двум симметричным воздухопроводам направляется к горелкам. В заводском исполнении ТГМ-84Б укомплектован шестью вихревыми газомазутными горелками ВТИ–ТКЗ, скомпонованными на фронтальной стене топки в два яруса: четыре горелки расположены в нижнем ярусе, две – в верхнем.

Топка котла открытого типа, призматическая, разделена двусветным экраном на две симметричные полутопки. Каждая полутопка имеет прямоугольное сечение размером в свету 6.136 × 7.100 м. Под топки образован скатами боковых экранов с углом наклона к горизонту 15°. Трубы пода покрыты огнеупорным кирпичом и хромитовой массой. В верхней части топки трубы заднего экрана образуют аэродинамический выступ глубиной примерно 1.4 м, предназначенный для улучшения омывания полурадияционных ширм газовым потоком. Фронтальная стена топки по всей высоте закрыта панелями настенного радиационного пароперегревателя (НРПП) из труб типоразмером 42 × 5 мм (сталь 12Х1МФ) с шагом 46 мм. Все остальные экраны топки, кроме потолка, испарительные и состоят из труб 60 × 6 мм (сталь 20), установленных с шагом 64 мм. Потолок топки, соединительного газохода и поворотной камеры экранирован трубами потолочного пароперегревателя 32 × 4 мм (сталь 12Х1МФ) с шагом 35 мм.

После топки по ходу газов расположены ширмы первого ряда, однорядный фестон из труб 133 × 10 мм (сталь 20), ширмы второго ряда и поворотная камера с проходящими через нее трубами типоразмером 76 × 6 мм (сталь 12Х1МФ) подвесной системы пароперегревателя. В опускном газоходе размещены ступени конвективного пароперегревателя – КПП1 и КПП2, а ниже – пакеты экономайзера. За котлом газы охлаждаются в РВП и с помощью двух дымососов ДН-24 × 2 через трубу выбрасываются в атмосферу.

Питательная вода подается сначала в подвесные трубы пароперегревателя, потом в установки собственного конденсата, а затем проходит через пакеты экономайзера. Трубы экономайзера с противоточным движением воды изготовлены из стали 20, имеют типоразмер 25 × 3.5 мм и расположены в шахматном порядке с продольным и поперечным шагом $S_1 = 80$ мм и $S_2 = 41.5$ мм соответственно. Далее вода поступает в барабан внутренним диаметром 1600 мм и толщиной стенки 115 мм, выполненный из стали 16ГНМА.

На котле реализована трехступенчатая схема испарения. Отсек первой ступени испарения (чистый) расположен в середине барабана, два отсека

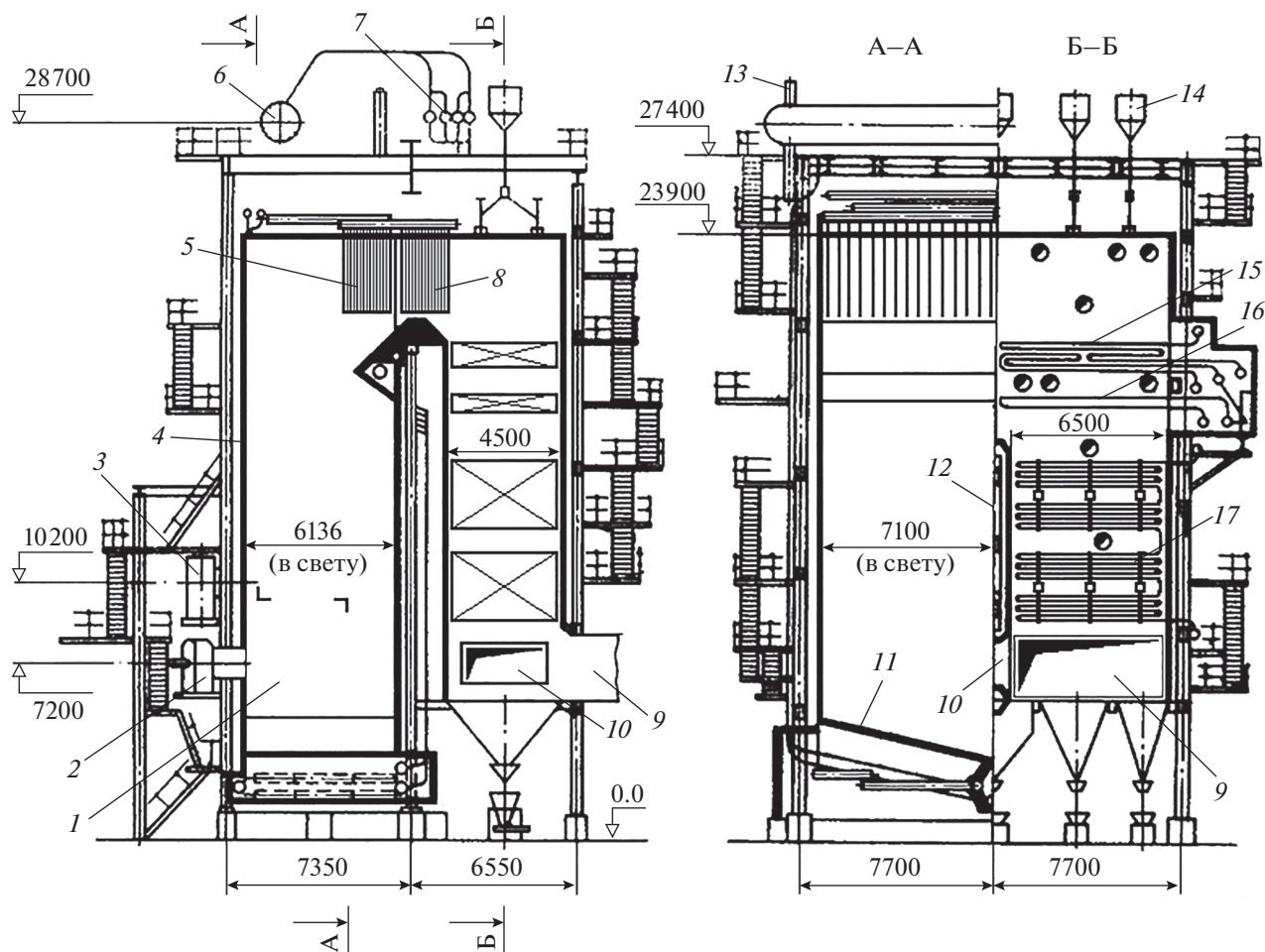


Рис. 1. Котел ТГМ-84Б.

1 – топка; 2, 3 – горелки первого и второго яруса; 4 – настенный радиационный пароперегреватель; 5 – ширмы первого ряда; 6 – барабан; 7 – установки собственного конденсата; 8 – ширмы второго ряда; 9 – выход дымовых газов к РВП; 10 – окно для выравнивания давления между смежными газоходами; 11 – под топки; 12 – двусветный экран; 13 – выносные циклоны; 14 – дробеуловители; 15, 16 – предвыходная (КПП1) и выходная (КПП2) ступени пароперегревателя; 17 – экономайзер

второй ступени (солевые) – по торцам. Третьей ступенью испарения являются выносные циклоны. Испарительные экраны топки разделены на панели, составляющие контуры циркуляции с индивидуальными опускными и пароводящими трубами для каждого контура. Из панелей заднего экрана пароводящая смесь отводится трубами фестоном.

Пароперегреватель котла выполнен двухпоточным. Из барабана пар направляется в панели двухходового НРПП: опускается вниз, перемещается в нижнем коллекторе и поднимается вверх, после чего прямоходом проходит через потолочный пароперегреватель. Затем обогреваемая среда каждого потока по паропроводу, в котором установлен первый впрыскивающий пароохладитель, перебрасывается на другую сторону газохода и попадает в крайние ширмы первого ряда, а из них – в край-

ние ширмы второго ряда. Движение пара во всех крайних ширмах прямоточное.

После этого происходит второй переброс пара каждого потока, совмещенный со вторым впрыском, на противоположную сторону газохода и пар прямоходом проходит средние ширмы первого и второго рядов. В каждом ряду располагаются по 30 ширм: 14 крайних и 16 средних. Все они выполнены из труб 32×4 мм (сталь 12Х1МФ), шаг между ширмами составляет $S_1 = 455$ мм, между трубами в ширме $S_2 = 42$ мм. После ширм пар поступает в предпоследнюю ступень пароперегревателя КПП1, затем осуществляется третий впрыск конденсата, пар проходит выходную ступень КПП2 и направляется в общий паровой коллектор ТЭЦ. Первая ступень КПП1 в основном прямоточная, а КПП2 – полностью прямоточная. Обе конвективные ступени пароперегревателя изготовлены из

труб типоразмером 38×6 мм (сталь 12Х1МФ). Компоновка трубного пучка шахматная ($S_1 = 120$ мм, $S_2 = 65$ мм).

Котел укомплектован средствами очистки поверхностей нагрева от загрязнений (дробеочистой), устройствами для отбора проб пара и воды, контрольно-измерительными приборами, а также средствами тепловой защиты и системой автоматического регулирования.

АДАПТИРОВАННАЯ РАСЧЕТНАЯ МОДЕЛЬ И ТЕПЛОВЫЕ РАСЧЕТЫ КОТЛА

Для проведения расчетных исследований была разработана адаптированная модель (АМ) котла ТГМ-84Б, при этом был учтен опыт, приобретенный авторами при создании моделей котлов, сжигающих газ и мазут [2, 3], и использованы программа Boiler Designer [4] и методика [5]. Основой для разработки моделей послужили опытные данные, полученные при сжигании природного газа в котле ТГМ-84Б. Конструктивные характеристики были приняты в соответствии с заводской технической документацией этого котла.

Обычно для настройки таких моделей применяют следующие коэффициенты: тепловой эффективности ψ , загрязнения ϵ и использования поверхностей нагрева ξ . Еще один параметр настройки – коэффициент M , учитывающий распределение температуры по высоте топки (зависит в основном от типа и расположения горелок). Для барабанных котлов с радиационными пароперегревателями и прямоточных котлов в качестве параметров настройки выбирают также коэффициенты, отвечающие за распределение лучистого тепловосприятия топки между участками поверхности стен. Для определенности их можно обозначить как η , потому что они сходны с коэффициентами неравномерности распределения тепловосприятия по высоте топки. Первоначально значения ψ , ϵ , ξ , M и η задают по рекомендациям [5], затем проводят расчеты, в ходе которых подбирают такие значения этих коэффициентов, которые обеспечивают максимально возможное совпадение расчетных и экспериментальных данных.

Для котла ТГМ-84Б начальные значения коэффициента η были приняты по данным заводского теплового расчета. При создании адаптированных моделей эти значения не изменялись вплоть до нагрузки 230 т/ч. Но начиная с этой отметки коэффициенты η пришлось скорректировать для настройки под результаты испытаний, и больше их уже не изменяли. В данном случае в силу физического смысла коэффициента η его необходимо использовать в качестве настроенного параметра, потому что в соответствии с режимной картой на пониженных нагрузках котел рабо-

тует с отключением двух горелок нижнего яруса. При этом значение M изменять не понадобилось.

В качестве других параметров настройки изменялись коэффициенты использования ширм, коэффициенты тепловой эффективности конвективных ступеней пароперегревателя и экономайзера, а также коэффициент использования РВП. Значения этих параметров были подобраны для номинальной нагрузки 420 т/ч, и при частичных нагрузках их не изменяли. Стоит отметить, что эти параметры были скорректированы относительно нормативных рекомендаций [5].

Сначала была создана АМ для номинальной нагрузки. В табл. 1 (варианты 1, 2) представлены значения некоторых параметров работы котла, полученные опытным путем и при использовании АМ. При сравнении видно, что в большинстве случаев имеется их хорошее совпадение. Максимальные различия наблюдаются по температурам воздуха за РВП и газов до РВП, причем с падением нагрузки расхождение возрастает. Подстраивать модель по этим параметрам не имело смысла по следующим причинам. Во-первых, коэффициент использования поверхностей нагрева для РВП в модели и так уже близок к единице и увеличивать его дальше некорректно. Во-вторых, в АМ получено хорошее совпадение по температуре газов за воздухоподогревателем, от которой зависит КПД котла. И, наконец, сомнительно, что при снижении нагрузки более чем в 2 раза температура горячего воздуха $t''_{\text{РВП}}$, согласно опытным данным, уменьшается всего на 14°C .

Совпадение температур пара до впрыскивающих пароохладителей и после них на всех нагрузках удовлетворительное. Причем там, где оценивались опытные данные по суммарному значению впрысков $D_{\text{впр } \Sigma}$, совпадение получалось хорошее. Важно отметить, что расчетные значения температуры пара за вторым ходом настенного радиационного пароперегревателя $t''_{\text{НРПП2}}$ на всех нагрузках очень близки к опытным данным. По этой причине значения $t''_{\text{НРПП2}}$ в табл. 1 не приводятся. Совпадение по $t''_{\text{НРПП2}}$ означает, что с помощью АМ удалось правильно спрогнозировать рост приращения энтальпии пара в НРПП $\Delta h_{\text{НРПП}}$ при снижении нагрузки. Без этого расхождение по температурам пара до и после впрысков, а значит, и по приращениям энтальпии пара в других ступенях пароперегревателя было бы больше. Следует подчеркнуть, что отдельные опытные значения температур пара вызывают сомнения. Так, для варианта 2 получается, что температура пара после третьего впрыска возрастает, а температура пара в выходной ступени КПП2 повышается всего на $3-5^\circ\text{C}$.

Таблица 1. Основные параметры работы котла ТГМ-84Б

Параметр	Варианты расчетов с разными паровыми нагрузками															
	1		2		3		4		5		6		7		8	
	Опыт	Расчет	Опыт	Расчет	Расчет	Расчет	Расчет	Расчет	Расчет	Расчет	Расчет	Расчет	Расчет	Расчет	Расчет	Расчет
Источник данных	100	100	45.30	45.30	35.70	35.70	35.70	35.70	30.95	30.95	30.95	30.95	30.95	30.95	26.19	26.19
Относительная нагрузка, %	16.57	16.57	16.94	13.89	13.61	13.61	14.42	14.42	13.50	13.50	14.30	14.30	14.30	13.40	14.20	14.20
Давление питательной воды $p_{п.в}$, МПа	219	219	208.8	208.8	208.8	208.8	230	230	208.8	208.8	230	230	230	208.8	230	230
Температура питательной воды $t_{п.в}$, °С	4.2	4.2	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.1	1.1	1.1
Расход воды на продувку $D_{прод}$, т/ч	16.57	14.81	13.52	13.52	13.38	13.38	14.19	14.19	13.33	13.33	14.13	14.13	14.13	13.28	14.08	14.08
Давление в барабане p_b , МПа	420	420	190.4	190.4	150	150	150	150	130	130	130	130	130	110	110	110
Паропроизводительность D , т/ч	13.14	13.14	12.93	12.93	12.93	12.93	13.73	13.73	12.93	12.93	13.73	13.73	13.73	12.93	13.73	13.73
Давление перегрева $p_{пе}$, МПа	550	550	553	553	553	553	560	560	553	553	560	560	560	553	553	553
Температура перегрева $t_{пе}$, °С	32297	31388	14630	14809	11905	11905	11660	11660	10516	10516	10359	10359	10359	9146	8992	8992
Расход природного газа B , м ³ /ч (при нормальных условиях)	94.130	94.926	—	93.200	91.400	91.400	90.240	90.240	89.700	89.700	88.100	88.100	88.100	87.300	85.300	85.300
КПД котла η_k , %																
Температура воздуха, °С:																
перед РВП $t'_{рвп}$	21.5	21.5	16.4	16.4	16.4	16.4	30.0	30.0	16.4	16.4	30.0	30.0	30.0	16.4	30.0	30.0
после РВП $t''_{рвп}$	279	253	265	213	208	208	229	229	207	207	229	229	229	207	228	228
Избыток воздуха:																
на выходе из топки α_T	—	1.05	—	1.23	1.42	1.42	1.73	1.73	1.61	1.61	2.04	2.04	2.04	1.92	2.50	2.50

Таблица 1. Окончание

Параметр	Варианты расчетов с разными паровыми нагрузками							
	1	2	3	4	5	6	7	8
в режимном сечении $\alpha_{\text{реж}}$	1.059	—	1.440	1.750	1.630	2.060	1.950	2.523
в уходящих газах $\alpha_{\text{ух}}$	1.189	—	1.660	1.970	1.870	2.300	2.200	2.773
Температура газов, °С:								
за топкой $\vartheta''_{\text{т}}$	—	—	900	871	830	840	803	786
перед РВП $\vartheta'_{\text{рвп}}$	320	288	245	272	247	277	253	282
после РВП $\vartheta''_{\text{рвп}}$	114	91.6	92	108	93	110	94	111
Температура пара, °С:								
перед первым впрыском $t'_{\text{впр1}}$	398	411	398	386	394	380	387	373
после первого впрыска $t''_{\text{впр1}}$	383	408	397	385	393	379	386	373
перед вторым впрыском $t'_{\text{впр2}}$	425	442	443	430	440	425	434	417
после второго впрыска $t''_{\text{впр2}}$	410	436	441	428	438	423	432	417
перед третьим впрыском $t'_{\text{впр3}}$	522	548	541	543	541	542	541	535
после третьего впрыска $t''_{\text{впр3}}$	515	550	541	543	541	542	541	535
Суммарный расход на впрыск $D_{\text{впр}\Sigma}$, т/ч	—	4.650	0.990	0.998	1.010	0.990	0.990	0

Учитывая соответствие опытных данных результатам расчетов по АМ, можно заключить, что модель удовлетворительно описывает работу реального котла и может быть использована также для расчетов котла на пониженных нагрузках (менее 190 т/ч).

Расчеты на пониженных нагрузках: 150, 130 и 110 т/ч – выполнялись для двух значений температур питательной воды и перегретого пара: $t_{п.в} = 208.8^\circ\text{C}$ и $t_{пе} = 553^\circ\text{C}$ (по опытным данным для $D = 190.4$ т/ч) и $t_{п.в} = 230^\circ\text{C}$ и $t_{пе} = 560^\circ\text{C}$ (параметры по ГОСТ, на которые проводился заводской расчет котла). Результаты этих расчетов представлены в табл. 1 (варианты 3–8).

В первом случае тепловая мощность котла Q_k получается больше. Значение Q_k МВт, рассчитывается по формуле

$$Q_k = D(h_{пе} - h_{п.в}) + D_{прод}(h'_s - h_{п.в}),$$

где $h_{пе}$, $h_{п.в}$ и h'_s – энтальпия перегретого пара, питательной воды и воды на линии насыщения при давлении в барабане, кДж/кг.

Повышение Q_k приводит к увеличению расхода топлива B , расхода дымовых газов в газоходах, а также к росту скоростей газов в ширмах и конвективных ступенях пароперегревателя. Это способствует интенсификации теплообмена, поэтому при $t_{п.в} = 208.8^\circ\text{C}$ поддерживать более низкое значение $t_{пе} = 553^\circ\text{C}$ проще.

Во втором случае тепловая мощность котла ниже, а расход газов и их скорости меньше. Поэтому для поддержания более высокой температуры перегрева $t_{пе} = 560^\circ\text{C}$ приходится увеличивать коэффициент избытка воздуха на выходе из топki α_t . Рост α_t , как и падение температурного напора на экономайзере в связи с более высоким значением $t_{п.в} = 230^\circ\text{C}$, приводит к существенному снижению КПД котла. Эти рассуждения полностью подтверждаются данными, представленными в табл. 1.

Таким образом, тепловые расчеты показали возможность глубокого снижения нагрузки до примерно 31% номинальной, что соответствует паропроизводительности 130 т/ч. Но при моделировании работы котла с $D = 110$ т/ч (варианты 7 и 8) оказалось, что при $t_{п.в} = 230^\circ\text{C}$ в принципе невозможно получить температуру перегрева больше 553°C . Причины этого показаны на рис. 2.

С одной стороны, при увеличении α_t возрастают расход газов по газоходам и коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенке в ширмах и конвективных ступенях пароперегревателя. С другой стороны, при росте α_t снижается температура на выходе из топki ϑ_t'' , причем это снижение имеет прогрессирующий характер. Вместе с ϑ_t'' уменьшаются и температуры газов в ширмах и

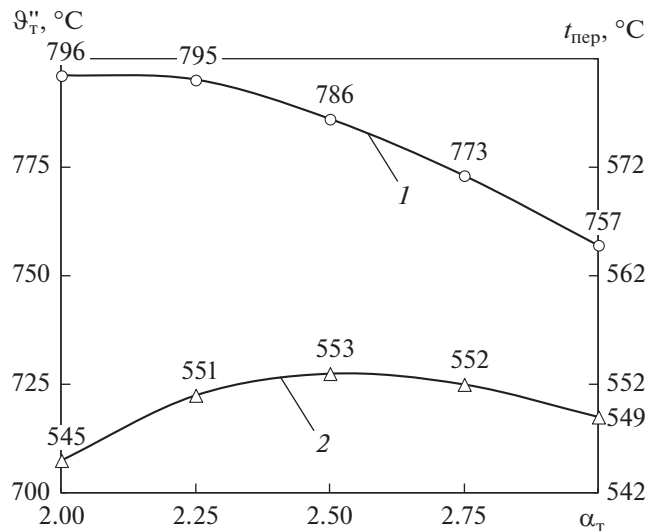


Рис. 2. Зависимость температуры на выходе из топki ϑ_t'' (1) и температуры перегретого пара $t_{пе}$ (2) от коэффициента избытка воздуха в топке α_t при нагрузке 110 т/ч

конвективных ступенях пароперегревателя, а значит, и температурный напор. В результате зависимость $t_{пе} = f(\alpha_t)$ имеет экстремальный характер, а максимальное значение $t_{пе}$ составляет 553°C .

Анализ результатов тепловых расчетов позволил спланировать проведение испытаний котла на пониженных нагрузках. Кроме того, на основе этих данных были выполнены расчеты циркуляции среды в испарительных контурах котла.

РАСЧЕТЫ ЦИРКУЛЯЦИИ И ПРОВЕРКА ЕЕ НАДЕЖНОСТИ ПРИ РАБОТЕ КОТЛА НА СНИЖЕННЫХ НАГРУЗКАХ

Задачей расчета естественной циркуляции является определение скорости воды, кратности циркуляции и полезных напоров в каждом элементе, запасов надежности по застою и опрокидыванию циркуляции, условий движения в опускных трубах, а также других показателей, связанных с конструктивными особенностями поверхностей нагрева [6].

Важная характеристика паровых котлов с естественной циркуляцией (типов Е и Еп) – скорость циркуляции среды w_0 , м/с:

$$w_0 = G / (3.6\gamma'F),$$

где G – расход рабочего тела в элементе (трубе), т/ч; γ' – плотность воды на линии насыщения при заданном давлении в барабане котла, кг/м³; F – сечение элемента (трубы), м².

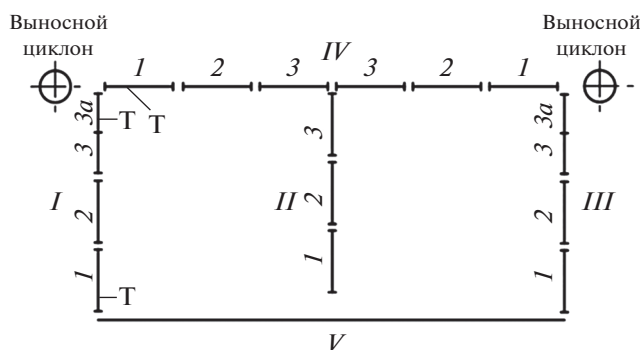


Рис. 3. Схема циркуляционных контуров котла ТГМ-84Б.

Экран: I – левый боковой; II – двухцветный; III – правый боковой; IV – задний; V – фронтальный.

1, 2, 3 – номера панелей на стенах топки; 3а – часть труб панели 3, присоединенных к выносному циклоны. Т – примерные места размещения измерительных трубок при проведении испытаний котла

Схема циркуляционных контуров представлена на рис. 3. В котле реализовано трехступенчатое испарение.

В первую ступень (чистый отсек) включены двухцветный, задний экраны и половина третьей от фронта панели боковых экранов, во вторую ступень (солевой отсек) – первая и вторая от фронта котла панели боковых экранов, в третью ступень (циклоны) – вторая половина задних панелей боковых экранов (3а, см. рис. 3).

Сепарация пароводяной смеси, поступающей из первой и второй ступеней, осуществляется в барабане, в 46 внутрибарабанных циклонах чистого отсека и в 6 внутрибарабанных циклонах солевого отсека, а для смеси, поступающей из третьей ступени испарения, – в двух вертикальных выносных циклонах 426×36 мм, размещенных по одному у боковых стен котла.

Расчеты циркуляционных характеристик экранных панелей котла и оценка надежности циркуляции на их основе выполнены для следующих частичных нагрузок котла: $D = 150$ т/ч и $p_6 = 13.38$ МПа, $D = 130$ т/ч и $p_6 = 13.33$ МПа, $D = 110$ т/ч и $p_6 = 13.28$ МПа.

Конструктивные характеристики элементов циркуляционных контуров принимали в соответ-

ствии с заводской документацией. Коэффициенты сопротивления трубных элементов котла для проведения расчетов циркуляции определяли по рекомендациям [6]. Сопротивление внутрибарабанных циклонов рассчитывали по размерам входного окна, а выносных циклонов – с учетом сужения выходной щели внутренних улиток циклонов.

Тепловосприятие радиационных поверхностей нагрева принимали по результатам тепловых расчетов котла пропорционально эффективным поверхностям нагрева. Максимальное и минимальное значения коэффициентов неравномерности тепловосприятия по ширине топки, согласно [6], для всех экранных поверхностей составили $\eta_{ш \max} = 1.1$ и $\eta_{ш \min} = 0.9$. Из-за фронтального расположения горелочных устройств коэффициент неравномерности тепловосприятия по стенам топки для заднего экрана был выбран $\eta_{ст} = 1.1$ в соответствии с [6].

Коэффициент неравномерности тепловосприятия экранов по высоте топки η_v принимался согласно [6] и изменялся в пределах от 1.2 до 0.7.

Тепловосприятие пароводящих труб (фесто-на) заднего экрана рассчитывали пропорционально количеству труб для каждой задней панели, исходя из их общего тепловосприятия. При расчете циркуляции экраны по высоте разбивали на участки. Тепловосприятие участков определяли с учетом удельных значений тепловосприятия, углов наклона труб и коэффициентов неравномерности тепловосприятия по высоте топки.

Согласно результатам вычислений, проведенных для режимов со сниженными нагрузками котла при паропроизводительности $D = 150, 130$ и 110 т/ч, скорости циркуляции выше минимально допустимой $w_0 = 0.3$ м/с и значения кратности циркуляции $K_{ц}$ (табл. 2) в его испарительных контурах во всех режимах соответствуют рекомендуемым нормам [6].

Коэффициенты запаса по застою K_3 в развернутых трубах существенно превышают минимально допустимые значения ($K_3 > 1.1$). Коэффициенты запаса по опрокидыванию $K_{опр}$ для рассчитанных нагрузок, имеющие меньшие значения в наименее обогреваемых панелях, также превышают мини-

Таблица 2. Результаты расчетов параметров циркуляции при пониженных нагрузках котла

Паропроизводительность, т/ч	Кратность циркуляции $K_{ц}$	Коэффициент запаса	
		по застою K_3	по опрокидыванию $K_{опр}$
150	15.1	6.5–4.3	2.8–2.0
130	18.7	6.4–4.2	2.6–1.8
110	23.3	6.0–3.7	2.4–1.6

мально допустимые показатели ($K_{\text{опр}} > 1.1$) (см. табл. 2).

Вероятность действительного нарушения циркуляции в развернутых слабообогреваемых трубах на сниженных нагрузках зависит от соотношения значений их фактического и расчетного тепловосприятости и может быть уточнена по результатам циркуляционных испытаний котла.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ МИНИМАЛЬНО ДОПУСИМОЙ НАГРУЗКИ КОТЛА

При планировании работ учитывались результаты проведенных ранее расчетных исследований. Тепловые расчеты котла, расчеты циркуляции и их анализ дали возможность составить общее представление о возможных режимах работы котла на пониженных нагрузках и, тем самым, оптимизировать график выполнения испытаний.

Испытания проводились при изменении паропроизводительности котла в диапазоне от 230 до 110 т/ч по показаниям штатного паромера. Все работы были организованы и осуществлялись в соответствии с методиками и рекомендациями по теплотехническим испытаниям котельных установок [7–10].

Основные параметры работы котла определяли по показаниям штатных приборов контроля щита управления и датчиков, размещенных в местах установки первичных средств измерений. По штатным приборам определяли паропроизводительность котла, давление в барабане, параметры

пара и питательной воды, давление и расход сжигаемого топлива, температуру и давление воздуха, разрежение в топке, температуру дымовых газов, степень открытия регулирующих направляющих аппаратов, токовую загрузку электродвигателей, температуру среды в тракте и змеевиках конвективных ступеней пароперегревателя, температуру металла перегревателей поверхностей нагрева. Для контроля за топочным режимом в конвективной шахте за пароперегревателем по обеим сторонам котла расположены два кислородомера на твердом электролите.

Кроме этого применяли дополнительные средства измерений. Содержание в дымовых газах кислорода, оксидов азота и продукта недожога топлива (монооксида углерода) устанавливали с помощью переносного газоанализатора Testo-340 с электрохимическими датчиками непрерывного действия. При исследовании надежности циркуляции использовали датчики разности давления Метран-22ДД-2440-МП1.

При проведении испытаний для оценки изменения скоростей циркуляции в экранных трубах применяли измерительные трубки (рис. 4). С их помощью определяется разность давлений Δp , возникающая в лобовой и тыльной частях трубок под действием набегающего потока. Измерительные трубки размещали на наименее обогреваемых панелях (угловых), включенных в чистый и солевой отсеки барабана, а также в выносной циклон (см. рис. 3), в месте выхода экранных труб из раздающего коллектора в необогреваемой зоне. Проверку надежности циркуляции в котле ТГМ-84Б осуществляли в угловых панелях боко-

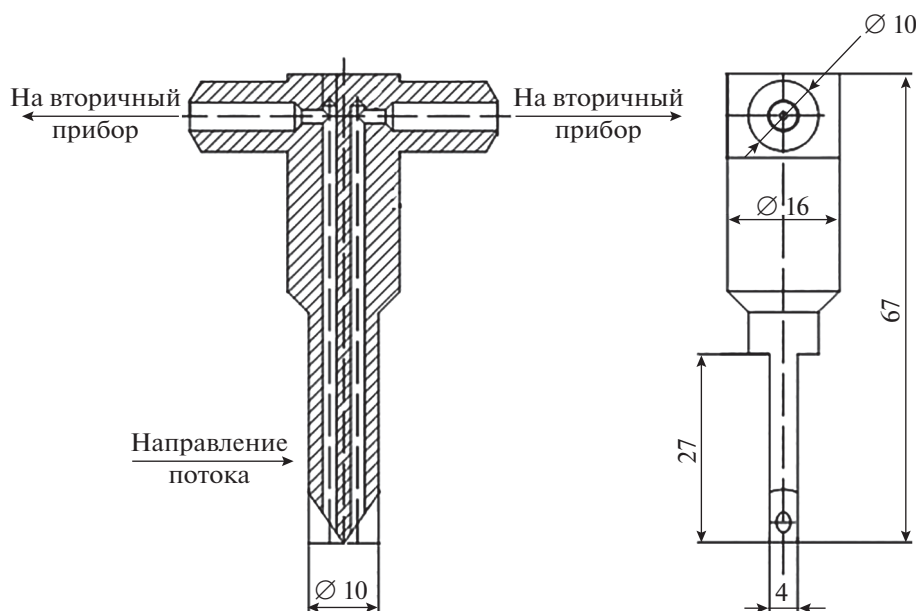


Рис. 4. Измерительная трубка для экранной трубы типоразмером 60×6 мм

Таблица 3. Результаты испытаний котла на пониженных нагрузках

Нагрузка котла, т/ч	Давление в барабане, МПа	Температура питательной воды, °С	Скорость циркуляции w_0 , м/с (испытание/расчет)		
			Боковой экран (солевой отсек)	Боковой экран (циклон)	Задний экран (чистый отсек)
234.3	14.10	208.2	1.49	1.27	1.51
196.3	13.75	208.3	1.45	1.25	1.49
228.4	13.96	222.5	1.37	1.30	—
193.5	13.85	222.7	1.29	1.26	1.16
179.4	13.50	222.4	1.19	1.20	1.10
148.8	13.40	221.6	1.13/0.94	1.20/1.00	1.07/0.94
129.3	13.53	222.1	1.07/0.90	1.19/0.96	1.04/0.91
112.6	13.46	221.8	1.03/0.84	1.19/0.91	1.02/0.86

вого экрана *1* и *3а* (см. рис. 3), а также в угловой панели *1* заднего экрана со стороны левой боковой стены. Точки замера располагались по полупериметру топки, размещение измерительных трубок в экранах показано на рисунке. На основе перепадов давления Δp по рекомендациям [10] были рассчитаны значения скорости циркуляции w_0 .

Скорости циркуляции среды в испарительных экранах, полученные в ходе испытаний на нагрузках близких к 150, 130 и 110 т/ч, сопоставимы с расчетными средними по панели скоростями, представленными в табл. 3. Расчетная оценка надежности циркуляции и проведенные испытания показали, что надежность циркуляции в экранах обеспечивается до паровой нагрузки 110 т/ч. Максимальное массовое паросодержание среды при пониженных нагрузках составляло 0.086–0.057. При указанных условиях в трубах испарительных экранов топочной камеры среда находится в стадии пузырькового кипения, что исключает возможность ухудшения теплообмена и возникновения температурного режима, недопустимого для металла экранных труб.

Для всестороннего обоснования нижнего предела длительной нагрузки, не нарушающего условий надежной работы котла ТГМ-84Б, нужно было также рассмотреть температурные режимы пароперегревательных поверхностей нагрева, прежде всего НРПП и ширм, а также конвективных ступеней пароперегревателей. На минимальной нагрузке, близкой к 110 т/ч, для панелей радиационного пароперегревателя и отдельных ширм по показаниям штатных термомпар, установленных на котле, определяли элементы с наибольшей температурой пара на выходе. Для них по методике [5] рассчитывали среднюю и максимальную температуры металла наружной стороны развернутой трубы на выходе из поверхности нагрева. Во всех случаях она не превышала предельно допустимую температуру металла по условиям длительной механической прочности и окисно-

образования. По данным штатного контроля, температурный режим конвективных ступеней КПП1 и КПП2 при всех нагрузках также оставался надежным.

Особенность функционирования котла на нагрузках меньше 240 т/ч заключается в том, что топливо должно сжигаться в четырех (из шести) работающих горелках (№ 2, 3, 5, 6) с отключением двух крайних горелок нижнего яруса и с преимущественной загрузкой горелок верхнего яруса. При этом во все горелки котла должна осуществляться полная подача воздуха при минимальной нагрузке дутьевых вентиляторов. Расход природного газа регулируется с помощью газового клапана котла и индивидуальных газовых задвижек горелок. При такой схеме сжигания обеспечивается более надежный режим горения на низких нагрузках из-за увеличения давления природного газа перед включенными горелками и удается поддерживать температуру перегретого пара близкой к номинальному значению. Это происходит благодаря уменьшению тепловосприятия в топке и увеличению объема дымовых газов при повышении коэффициента избытка воздуха.

Во время испытаний температура питательной воды поддерживалась на уровне 222°С. Испытания позволили выявить следующие особенности работы котла.

В диапазоне нагрузок от 230 до 180 т/ч газовые задвижки перед горелками верхнего яруса были открыты на 100%, перед горелками нижнего яруса — на 60%. Изменение расхода газа осуществлялось с помощью общего регулирующего клапана котла. Давление газа перед горелками верхнего яруса снизилось до 15 кПа, перед горелками нижнего яруса — до 9 кПа. Направляющие аппараты дутьевых вентиляторов были практически закрыты, и их положение не менялось. Коэффициент избытка воздуха в режимном сечении (за КПП2) $\alpha_{\text{реж}}$ увеличился от 1.22 до 1.40. Температура перегретого пара $t_{\text{те}}$ составляла 550–555°С, КПД брутто

котла, приведенный к нормативным условиям ($t'_{\text{РВП}} = 30^\circ\text{C}$, $t_{\text{п.в}} = 230^\circ\text{C}$), снизился с 93.75 до 92.92%.

На нагрузках менее 180 т/ч давление газа за регулирующим клапаном поддерживалось практически постоянным (около 15 кПа), расход газа регулировался прикрытием газовых задвижек горелок нижнего яруса, а на нагрузках ниже 150 т/ч – прикрытием газовых задвижек горелок верхнего яруса. На нагрузке котла близкой к 150 т/ч для поддержания номинальной температуры перегрева и повышения давления природного газа за регулирующим клапаном выше уставки предупредительного сигнала срабатывания защиты расход газа в горелки нижнего яруса сокращался. Газовые задвижки перед горелками нижнего яруса прикрывались до 45%, а давление газа перед горелками № 2, 3 было близко к значению уставки защиты за регулирующим клапаном котла и соответствовало 5–6 кПа. Подача газа на горелки верхнего яруса была полностью открыта, давление газа перед горелками составляло 15 кПа. Коэффициент избытка воздуха в режимном сечении был равен 1.61, температура перегретого пара – 550°C , КПД брутто котла – 91.76%.

Снижение нагрузок котла от 150 до 114 т/ч привело к необходимости уменьшить расход газа через горелки прикрытием не только общего регулирующего клапана до 15% и газовых задвижек перед горелками нижнего яруса до 45%, но и газовых задвижек горелок верхнего яруса до 45%. Давление газа перед горелками верхнего яруса составило 8 кПа, перед горелками нижнего яруса – 4 кПа. Количество воздуха, поступавшего в котел через горелки, не регулировалось (дутьевые вентиляторы работали в режиме минимального расхода воздуха). Коэффициенты избытка воздуха в режимном сечении на нагрузках 130 и 114 т/ч равнялись соответственно 1.69 и 1.82. На нагрузке 130 т/ч температура перегрева снизилась до 545°C , а на нагрузке 114 т/ч – до 540°C .

Режим горения в топочной камере на нагрузках менее 150 т/ч из-за низких расходов и давлений газа перед горелками и относительно высокого расхода воздуха привел к растягиванию факелов горелок, смещению их к задней стене топки и набросу на задний экран, а также к неравномерному заполнению факелом поперечного сечения топочной камеры. На нагрузке около 130 т/ч произошел отрыв факела от амбразуры у горелок нижнего яруса, а на нагрузке 114 т/ч начало этого отрыва наблюдалось и у горелок верхнего яруса. Работа отдельных горелок приближалась к критической по условию устойчивости и отрыва факела.

В результате обобщения данных расчетно-экспериментальных исследований установлено, что стабильное функционирование котлоагрегата с поддержанием номинальных параметров пара

возможно на нагрузке 150 т/ч. При дальнейшем снижении паропроизводительности котла возникают сложности с обеспечением номинальных значений температуры перегретого пара, поддержанием стабильности горения и регулированием расхода топлива.

В заключение стоит отметить, что результаты расчетов, представленные в табл. 1 (варианты 3, 5 и 7), в целом сопоставимы с данными, полученными в ходе испытаний. Некоторое отклонение параметров объясняется разницей в значениях температуры питательной воды $t_{\text{п.в}}$ на входе в котел и коэффициента избытка воздуха в режимном сечении $\alpha_{\text{реж}}$ при расчете и проведении эксперимента.

ВЫВОДЫ

1. Минимальная паровая нагрузка котла ТГМ-84Б, установленная заводом-изготовителем, составляет 210 т/ч. Расчетно-экспериментальными исследованиями обоснована возможность работы котла ТГМ-84Б с паропроизводительностью от 150 до 420 т/ч при сохранении номинальных параметров пара без снижения надежности циркуляции и стабильном протекании топочного процесса.

2. При меньших значениях паропроизводительности поддержание требуемой температуры перегрева пара без конструктивных изменений в котле не представляется возможным. Наблюдаются также различные нарушения топочного процесса и возникают сложности с регулированием расхода топлива.

3. В настоящее время в эксплуатации находятся более 100 котлов ТГМ-84Б, изготовленных за период с 1968 по 1983 г. В процессе длительной эксплуатации котлы модернизировались, отдельные поверхности нагрева заменялись и реконструировались. Поэтому минимально допустимая паровая нагрузка для каждого конкретного котла должна быть уточнена при проведении дополнительных расчетно-экспериментальных исследований.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Паровые** котлы большой мощности / под общ. ред. Н.В. Голованова, В.В. Лебедева, В.В. Митора, С.С. Назаренко, Н.В. Павлова, И.А. Сотникова, Л.М. Христинича. Л.: НПО ЦКТИ, 1982.
2. **Опыт** внедрения внутритопочных методов снижения NO_x на котлах Е-320-13.8-560ГМ: проблемы и пути их решения / А.Н. Тугов, В.М. Супранов, М.А. Изюмов, В.А. Верещетин, Ю.М. Усман, А.С. Натальин // Теплоэнергетика. 2017. № 12. С. 27–34. <https://doi.org/10.1134/S0040363617120098>
3. **Обоснование** возможности сжигания мазута в качестве резервного топлива на пылеугольном котле П-50Р Каширской ГРЭС / А.Н. Тугов, В.М. Су-

- пранов, М.А. Изюмов, Е.В. Сомова, В.А. Верещетин // Теплоэнергетика. 2020. № 11. С. 34–41. <https://doi.org/10.1134/S0040363620110107>
4. **Расчет** котельных агрегатов с использованием современных программных продуктов: учеб. пособие / Г.И. Доверман, Б.Л. Шельгин, А.В. Мошкарин, Ю.В. Мельников. Иваново: ИГЭУ, 2007.
 5. **Тепловой** расчет котельных агрегатов (нормативный метод) / под ред. Н.В. Кузнецова. М.: Энергия, 1973.
 6. **Гидравлический** расчет котельных агрегатов (нормативный метод) / под ред. В.А. Локшина, Д.Ф. Петерсона, А.Л. Шварца. М.: Энергия, 1978.
 7. **Трембовля В.И., Фингер Е.Д., Авдеева А.А.** Теплотехнические испытания котельных установок. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Энергоатомиздат, 1991.
 8. **СО 34.25.514-96 (РД 34.25.514-96).** Методические указания по составлению режимных карт котельных установок и оптимизации управления ими. М.: ОРГРЭС, 1998. <https://ohranatruda.ru/upload/iblock/3d7/4294817566.pdf>
 9. **РД 153-34.1-26.303-98.** Методические указания по проведению эксплуатационных испытаний котельных установок для оценки качества ремонта. Введен в действие 03.04.2000 / РАО “ЕЭС России”. М.: ОРГРЭС, 2000. <https://ohranatruda.ru/upload/iblock/46a/4294817319.pdf>
 10. **МУ 34-70-174-87 (СО 34.26.719).** Методические указания по испытаниям естественной циркуляции в энергетических котлах. М.: Союзтехэнерго, 1988. <https://ohranatruda.ru/upload/iblock/d43/4294812901.pdf>

Numerical-and-Experimental Substantiation of Deep Unloading of an E-420-13.8-560GM Boiler

A. N. Tugov^{a,*}, V. M. Supranov^b, E. V. Somova^a, and V. A. Vereshchetin^a

^a All-Russia Thermal Engineering Institute, Moscow, 115280 Russia

^b National Research University Moscow Power Engineering Institute, Moscow, 111250 Russia

*e-mail: ANTugov@vti.ru

Abstract—One of the main characteristics of the maneuverability of power equipment is whether the load may be reduced to the minimum allowable level. The ability of power equipment to operate in a variable regime (with unloading during night time) enables it to participate in the control of frequency and power in the power system. It is important to note that low-load operation of the equipment should not make its performance poorer. In particular, for drum boilers, the required steam conditions and reliable circulation of the working fluid in the evaporation waterwalls should be maintained in the entire operating load range. The numerical-and-experimental studies have substantiated the possibility to reduce the minimum allowable steam load of a typical E-420-13.8-560GM boiler from 210 to 150 t/h. According to the results of thermal design calculations by the Boiler-Designer code, the required steam superheat temperature (560°C) cannot be attained at lower loads. Field tests of an operating boiler have revealed that difficulties with fuel flow control and failures of the furnace’s combustion process arise at loads below 150 t/h. Calculations and experimental measurements performed using flow measuring tubes installed in the furnace waterwalls have demonstrated that the fluid circulation of a fluid in the evaporation water walls remains even on a load decrease to 110 t/h. It is pointed out that more than 100 E-420-13.8-560GM boilers, whose design was modified during long-term operation (for more than 40 years), are operating now. Therefore, the minimum steam load should be finalized only after additional studies for each boiler of this type.

Keywords: boiler, steam capacity, minimum load, circulation, thermal engineering tests, superheater, fuel flow, heat absorption nonuniformity factor