

**ПАРОТУРБИННЫЕ, ГАЗОТУРБИННЫЕ,
ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ
И ИХ ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ**

**ТЕРМОНАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ КОЛЛЕКТОРОВ
И ПАРОПРОВОДОВ ПАРОВОГО ТРАКТА ПГУ
ПРИ ИХ ПРОГРЕВЕ СКОНДЕНСИРОВАВШИМСЯ ПАРОМ**

© 2021 г. Ю. А. Радин^а, *, Т. С. Конторович^а, **

^аПАО “Мосэнерго”, просп. Вернадского, д. 101, к. 3, Москва, 119526 Россия

*e-mail: vti-unit@yandex.ru

**e-mail: kontorovich_ts@mail.ru

Поступила в редакцию 05.02.2020 г.

После доработки 27.03.2020 г.

Принята к публикации 22.04.2020 г.

Одной из проблем, возникающих при пусковых режимах парогазовых энергоблоков, является предварительный прогрев паропроводов парового тракта высокого и среднего давления, длительность которого оказывает заметное влияние на общую продолжительность пусковых операций, в особенности при пусках из холодного состояния. При пусках парогазовых установок в процессе повышения давления пара высокого давления, когда начальная температура стенки прогреваемой детали оказывается ниже температуры насыщения или когда обогреваемая поверхность с высокой начальной температурой продолжительное время контактирует с паром на линии насыщения при его текущем давлении, на внутренней поверхности элементов при их прогреве происходит конденсация пара. В статье рассмотрено влияние теплообмена вследствие конденсации пара на прогреваемой стенке паропроводов (коллекторов) на их термонапряженное состояние. Показано, что при таком прогреве уровень возникающих в стенке паропровода температурных напряжений незначителен, так как практически весь перепад температур приходится на пленку конденсата, теплопроводность которой существенно меньше теплопроводности прогреваемой металлической стенки. Повреждения паропроводов, как правило, в виде трещин в дренажных и импульсных линиях вблизи мест их приварки к паропроводам связаны с взрывным характером кипения при колебаниях давления в паропроводах и попаданием капельной влаги на “сухую” поверхность паропровода. Прогрев паропровода при повышении давления и конденсации пара на его стенке не вызывает в ней сколько-нибудь значительных термических напряжений на всем этапе прогрева сконденсировавшимся паром. Лишь после достижения температуры насыщения, когда прекращается конденсация на поверхности стенки прогреваемого паропровода, возникают температурные напряжения, значения которых определяются разностью температур пара и внутренней поверхности паропровода и коэффициентами теплоотдачи при конвективном теплообмене, на порядок меньшими, нежели при прогреве благодаря конденсации пара.

Ключевые слова: турбина, конденсация, теплота парообразования, термические напряжения, паропровод, коллектор, насыщение, капельная конденсация, пленочная конденсация

DOI: 10.1134/S0040363621010161

При пусках парогазовых установок (ПГУ) с двухконтурными котлами-утилизаторами (КУ) из холодного состояния в условиях однобайпасной тепловой схемы продолжительность прогрева тракта высокого давления (ВД) от КУ до паровой турбины (длина паропроводов 120–140 м в зависимости от компоновки) составляет 45–60 мин, или около 25% общего времени пуска ПГУ из холодного состояния.

Вследствие увеличения установленной мощности газотурбинных установок (ГТУ) стал применяться промежуточный перегрев пара в КУ, что при известном повышении экономичности

цикла привело к необходимости предварительно прогревать паропроводы среднего давления после промежуточного перегрева пара перед подводом его в часть среднего давления паровой турбины. Поэтому при пусках таких ПГУ, кроме предварительного прогрева паропроводов свежего пара высокого давления, необходимо обеспечить предварительный прогрев “горячих” ниток паропроводов промежуточного перегрева (ГПП) перед подачей пара в цилиндр (часть) среднего давления турбины.

Большими возможностями для прогрева паропроводов ГПП в условиях однобайпасной тепловой схемы обладают пусковые схемы энергобло-

ков, снабженные пускосбросными устройствами собственных нужд с возможностью отвода свежего пара на прогрев горячих паропроводов промежуточного перегрева, и двухбайпасные тепловые схемы. Однако кардинальным решением этой проблемы является применение двухбайпасных схем, позволяющих одновременно прогревать паропроводы ВД и ГПП.

Во всех случаях прогрев паропроводов осуществляется посредством одного из двух физических механизмов: конденсатом греющего пара на внутренней поверхности паропровода или конвекцией. Из-за существенных коэффициентов теплоотдачи при прогреве конденсирующимся паром (конденсатом) [5000 Вт/(м² · К) и более] по отношению к коэффициентам теплоотдачи при конвективном прогреве [около 500 Вт/(м² · К)] и, соответственно, возникающих больших термических напряжений при прогреве конденсатом, считалось, что во всех случаях предпочтительнее конвективный прогрев [1, 2].

В [1] обоснована технология “совмещенного” конвективного прогрева паропроводов системы промежуточного перегрева с подачей пара в турбину через ЦВД и последующей выдержкой на промежуточной скорости вращения турбины 800–1300 мин⁻¹ при закрытых отсечных клапанах ЦСД. Такая технология применялась в условиях однобайпасных тепловых схем и позволяла осуществлять одновременный прогрев паропроводов тракта ВД свежим паром и горячих ниток паропроводов ГПП расходом пара из выхлопа ЦВД, нагретом в промежуточном пароперегревателе, который затем отводится в конденсатор турбины перед закрытыми отсечными клапанами среднего давления.

На начальных этапах пусков на внутренней поверхности элементов парового тракта высокого и среднего давления (ВД и СД) ПГУ конденсация происходит в процессе повышения давления пара, когда начальная температура внутренней поверхности стенки оказывается ниже температуры насыщения пара. Как правило, предварительный прогрев осуществляется при пленочной конденсации [3, 4]. При относительно малых толщинах пленки течение ее является ламинарным и тепло передается от границы раздела пар–жидкость к твердой поверхности теплопроводностью. При этом коэффициент теплопроводности пленки конденсата на порядок меньше [0,6 Вт/(м · К)], чем металлической стенки [36–35 Вт/(м · К)].

Интенсивность передачи тепла при пленочной конденсации зависит от расположения поверхности теплообмена (вертикально или горизонтально). Снижение коэффициента теплопередачи k от пара через пленку конденсата к стенке при увеличении разности температур насыщения и поверхности паропровода происходит из-за увеличения

толщины пленки конденсата. Формула для расчета этого коэффициента выглядит следующим образом:

$$k = \frac{q}{t_{\text{п}} - t_{\text{ст.н}}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha} + \frac{\delta_{\text{пл}}}{\lambda_{\text{пл}}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} \right)},$$

где q – плотность теплового потока, Вт/м²; $t_{\text{п}}$ и $t_{\text{ст.н}}$ – температура пара и наружной поверхности стенки, °С; α – коэффициент теплоотдачи от пара к пленке конденсата, Вт/(м² · К); $\delta_{\text{пл}}$ и $\delta_{\text{ст}}$ – толщина пленки конденсата и стенки, м; $\lambda_{\text{пл}}$ и $\lambda_{\text{ст}}$ – коэффициент теплопроводности пленки конденсата и стенки, Вт/(м · К).

Образующаяся при прогреве пленка конденсата создает дополнительное термическое сопротивление при передаче тепла от пара к твердой поверхности, не вызывая тем самым захлаживание металла.

На первых этапах пуска при предпусковой вентиляции газового тракта ПГУ захлаживание охватывает зону паропроводов вблизи котла-утилизатора. Некоторое количество конденсата может образовываться в пароперегревателе ВД КУ в процессе запуска ГТУ, когда температура выхлопных газов оказывается ниже температуры насыщения при текущем давлении пара в контуре ВД. Это возможно при пусках после коротких простоев, в особенности в сочетании с низкими (отрицательными) температурами наружного воздуха, когда оребренные теплообменные трубы поверхностей нагрева КУ интенсивно охлаждаются холодным воздухом, омывающим их снаружи еще до зажигания газа в камерах сгорания ГТУ.

При недостаточном предварительном прогреве главных паропроводов или сниженных стартовых температурах пара перед турбиной может произойти захлаживание металла паровпуска при подаче пара в турбину. Следствием этого может стать возникновение высоких переменных термических напряжений в стенке и роторе, которые приводят к развитию термоусталостных явлений в металле и риску возникновения микротрещин из-за циклического характера процесса прогрева [5].

Применение прогрева конденсирующимся паром (“насыщением”) связано с образованием значительного количества конденсата, что требует надежной работы дренажной системы. Дренажи же пароперегревателей ВД и СД КУ зачастую не позволяют удалять весь конденсат, образующийся при их прогреве, и не способны полностью защитить толстостенные выходные коллекторы пароперегревателей от циклически возникающих в их стенке термических напряжений, создающих угрозу термоусталостных повреждений, в особенности в местах концентрации напряжений [2].

При пусках с сохранившимся в КУ паром высокого давления клапаны дренажей не могут быть оставлены открытыми без риска снижения давления пара ВД и захлаживания паропроводов, а термодары в конденсатоотводчиках систем дренирования, предназначенные для диагностирования наличия в них конденсата, в этом случае бесполезны, так как конденсат и пар близки к состоянию насыщения.

При всех типах пусков ПГУ трубы пароперегревателя в период между зажиганием топлива в камере сгорания ГТУ и установлением начального расхода пара ВД из котла нагреваются до температуры, близкой к температуре выхлопных газов пускаемой ГТУ.

При пусках после коротких простоев конденсат, находящийся в коллекторах, при выпаривании охлаждает их нижнюю часть, создавая разность температур сверху и внизу коллектора, соответствующие напряжения в его стенке и деформацию [6–8]. Конденсат, не достигающий дренажа, скапливается в средней части коллектора и при нарастании потока пара увеличивает риск выноса его в паропроводы [9].

Исследование влияния прогрева вследствие конденсации пара при его течении внутри горизонтальных и вертикальных труб на термонапряженное состояние стенок паропровода проводилось с использованием программного комплекса ANSYS, позволяющего решать задачи теплообмена и механики сплошной среды методом конечных элементов. При этом рассматривались вопросы термонапряженного состояния стенок паропровода при пленочной конденсации, а также возникновения напряжений при колебаниях давления среды, когда этот процесс сопровождается вскипанием конденсата и коэффициенты теплоотдачи возрастают до 3000–5000 Вт/(м² · К). Расчеты проводились на объемных трехмерных и осесимметричных моделях, представляющих собой многослойную оболочку.

Процесс конденсации сопровождается выделением скрытой теплоты парообразования, передаваемой внутренней поверхности металлической стенки [3].

Коэффициент теплоотдачи от пара к поверхности стенки α может быть рассчитан по формуле [10]:

$$\alpha = \frac{1}{R_{пл} + R_{\phi} + R_{к} + R_{п.о}},$$

где $R_{пл}$ – термическое сопротивление пленки конденсата; R_{ϕ} – термическое сопротивление на границе раздела фаз пар–конденсат, обусловленное скачком температуры на границе паровой и жидкой фаз; $R_{к}$ – контактное термическое сопротивление на границе конденсат–нагреваемая по-

верхность; $R_{п.о}$ – термическое сопротивление, обусловленное наличием в паре неконденсирующихся газов, например воздуха; размерность термических сопротивлений метр квадратный-градус Кельвина на ватт (м² · К/Вт).

Анализ термонапряженного состояния металла стенки проводился при следующих допущениях:

конденсирующийся пар и поверхность конденсации являются чистыми, т.е. их тепловые сопротивления равны нулю: $R_{п.о} = 0$ и $R_{к} = 0$;

при конденсации чистого водяного пара с давлением $p > 10^4$ Па вполне приемлемым приближением считается, что температурный скачок на границе раздела фаз отсутствует, т.е. $R_{\phi} = 0$ [3].

Термическое сопротивление пленки $R_{пл}$ зависит от режима ее течения, характеризующегося числом Рейнольдса, скорости движения парового потока, ориентации поверхности конденсации в пространстве. Поперек ламинарно текущей пленки тепло передается теплопроводностью, а через турбулентную пленку – еще и конвекцией.

Переход от ламинарного течения пленки к турбулентному определяется критическим числом Рейнольдса, которое при конденсации практически неподвижного пара на вертикальной поверхности $Re_{кр} \geq 400$. Для свободно стекающих по вертикальной поверхности жидкостных пленок турбулентное течение обычно наступает при значениях числа $Re_{кр} \geq 1600$. Расчет коэффициента теплоотдачи проводился с учетом режима неполной конденсации пара из пароводяной смеси при течении в трубах по формулам и номограммам [3], учитывающим режим течения пленки конденсата, зависимость коэффициентов теплопроводности и вязкости от температуры.

Средний коэффициент теплоотдачи по всей длине трубы $\bar{\alpha}$ рассчитывался по соотношению [11]:

$$\frac{\bar{\alpha}}{\alpha_0} = 0.5 \left[\sqrt{\left(\frac{\rho'}{\rho_{см}}\right)_1} + \sqrt{\left(\frac{\rho'}{\rho_{см}}\right)_2} \right], \quad (1)$$

где α_0 – средний коэффициент теплоотдачи при турбулентном режиме течения в трубах; $\rho_{см}$ – средняя плотность парожидкостной смеси в данном сечении трубы; ρ' – плотность жидкости. Индексы 1, 2 в (1) относятся к входному и выходному сечениям трубы.

Значение коэффициента теплоотдачи α_0 можно вычислить по формуле для безразмерного среднего коэффициента теплоотдачи $\overline{Nu}_{d_{ж}}$:

$$\overline{Nu}_{d_{ж}} = \frac{\alpha_0 l}{\lambda} = 0.021 Re_{d_{ж}}^{0.8} Pr_{ж}^{0.43} (Pr_{ж}/Pr_{с})^{0.25} \epsilon_l, \quad (2)$$

где l – эквивалентный диаметр, для труб круглого сечения равный геометрическому диаметру d , м;

λ – коэффициент теплопроводности конденсата, Вт/(м · К); $Re_{d_{ж}} = wd/v$ – число Рейнольдса, рассчитанное по потоку конденсата при полном расходе G (формула для определения полного расхода будет приведена далее); w – скорость конденсата при полном расходе G , м/с; ν – кинематический коэффициент вязкости конденсата, м²/с; $Pr = \nu/a$ – число Прандтля (при расчете $Pr_{ж}$ за определяющую принята температура конденсата, а при расчете $Pr_{с}$ – температура стенки); a – коэффициент температуропроводности конденсата, м²/с; ϵ_l – коэффициент, учитывающий изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине трубы ($\epsilon_l = 1.0$, если отношение длины трубы к ее диаметру удовлетворяет условию $l/d > 50$). Следует отметить, что при расчете $\overline{Nu}_{d_{ж}}$ за определяющую принята средняя температура конденсата $\bar{t}_{ж}$.

Отношение $\rho'/\rho_{см}$ можно вычислить следующим образом:

$$\frac{\rho'}{\rho_{см}} = 1 + \frac{\rho' - \rho''}{\rho''} x,$$

где ρ'' – плотность пара, кг/м³; x – расходное массовое паросодержание, определяемое по формуле

$$x = G''/G. \quad (3)$$

Здесь $G = G'' + G'$ – полный расход пара и конденсата в трубопроводе, кг/с; G'' и G' – расход пара и конденсата, кг/с.

При моделировании процесса конденсации методом конечных элементов учитывались выделение теплоты фазового перехода на поверхности пленки конденсата в области контакта ее с паром и термическое сопротивление пленки.

Анализ влияния пленки конденсата на термонапряженное состояние проводился при конденсации пара с учетом термического сопротивления пленки на примере выходного коллектора пароперегревателя высокого давления типоразмером 426 × 34 мм двухконтурного барабанного котла-утилизатора ПГУ-450 и среднем значении коэффициента теплоотдачи по длине трубы, равном 5000 Вт/(м² · К). Для простоты анализа в первом приближении толщина пленки конденсата принималась постоянной по всей длине коллектора.

Расчетная трехмерная модель коллектора представляла собой двухслойную оболочку, внутренний слой которой имитирует пленку конденсата. Длина оболочки была выбрана таким образом, чтобы в соответствии с принципом Сен-Венана краевые эффекты на ее торцах не оказывали влияния на термонапряженное состояние средней части. Рассматривался пуск с начальной температурой металла коллектора, равной 170°C, началь-

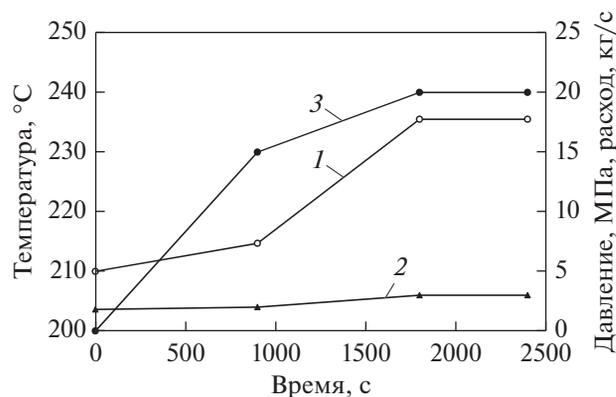


Рис. 1. Изменение параметров пара при пуске ПГУ. 1 – температура пара; 2 – давление пара; 3 – расход пара

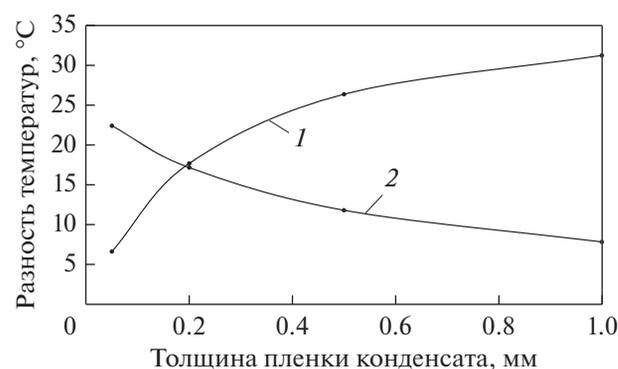


Рис. 2. Разности температур по толщине стенки коллектора (1) и пленки конденсата (2) при различной толщине этой пленки

ной температурой пара 210–250°C, приблизительно соответствующей температуре газов после ГТЭ-160 на холостом ходу и температуре насыщения пара при абсолютном давлении 1.91–3.98 МПа. Температура пара изменялась во времени, как показано на рис. 1. Расчеты проводились для пленки конденсата толщиной от 0.05 до 1.00 мм. Полученные результаты представлены на рис. 2 в виде зависимостей перепадов температур по толщине стенки коллектора и в пленке конденсата от толщины этой пленки.

Влияние различных подходов к расчету термонапряженного состояния коллектора при его прогреве конденсатом показано на рис. 3. Кривая 1 характеризует изменение во времени термических напряжений, возникающих в стенке коллектора типоразмером 426 × 34 мм, прогреваемого паром, параметры которого изменяются в соответствии с рис. 1. Кривая 2 – изменение напряжений, возникающих при конденсации пара с коэффициентом теплоотдачи $\alpha = 5000$ Вт/(м² · К), полученных без учета термического сопротивления пленки

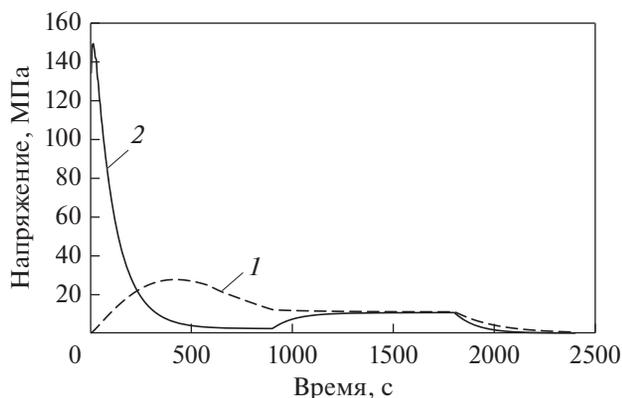


Рис. 3. Термонапряженное состояние металла коллектора типоразмером 426 × 34 мм. 1, 2 – режимы прогрева коллектора без учета конденсации и с ее учетом

конденсата. Как видно из этого рисунка, в первые 20 с после начала прогрева напряжения в коллекторе возрастают более чем в 5 раз.

Влияние термического сопротивления пленки конденсата толщиной 1 мм на температуру в стенке коллектора представлено на рис. 4. Практически весь перепад температур из-за большого термического сопротивления пленки конденсата, обладающей низкой, по сравнению с металлом, теплопроводностью [примерно 0.6 Вт/(м · К) конденсата и около 35 Вт/(м · К) стали], приходится на пленку конденсата, в то время как перепад

температур по толщине самой стенки не превышает 1 К и не вызывает в ней термических напряжений.

После проведения анализа полученных результатов возникла необходимость выполнения расчета предварительного прогрева паропроводов конденсатом путем повышения давления в них с большой скоростью. Для проверки предлагаемой методики прогрева были использованы та же модель многослойной стенки коллектора ВД 426 × 34 мм и ее прогрев при пуске из холодного состояния со скоростями повышения давления 0.3 МПа/мин и 1.0 МПа/мин (что характерно для КУ с давлением пара ВД до 12.7 МПа) и скачкообразным повышением давления пара. Результаты расчетов представлены на рис. 5, из которого видно, что даже при прогреве со скачкообразным повышением давления пара максимальные значения эквивалентных температурных напряжений на внутренней поверхности стенки коллектора не превышают 85 МПа, а при скорости повышения давления 1.0 МПа/мин – 45 МПа. Фактически напряжения будут меньше указанных, так как начальный прогрев осуществляется со скоростью 0.3 МПа/мин, и только после достижения давления 2.0–2.5 МПа допустимая скорость повышения давления возрастает до 1.0 МПа/мин.

Полученные результаты подтверждают выводы, сделанные в [12] о снижении температуры основного металла при обтекании его теплоносителем, при наличии на его поверхности пленки мате-

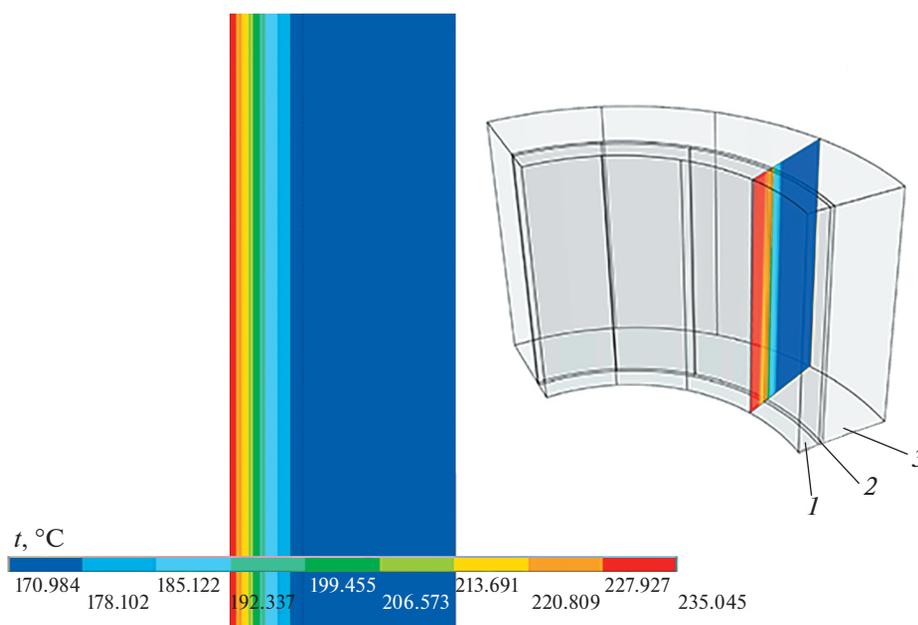


Рис. 4. Температурное поле стенки коллектора типоразмером 426 × 34 мм и покрывающей ее пленки конденсата толщиной 1 мм при расчете с учетом термического сопротивления пленки. 1 – пленка конденсата; 2 – пленка магнетита; 3 – металл стенки коллектора

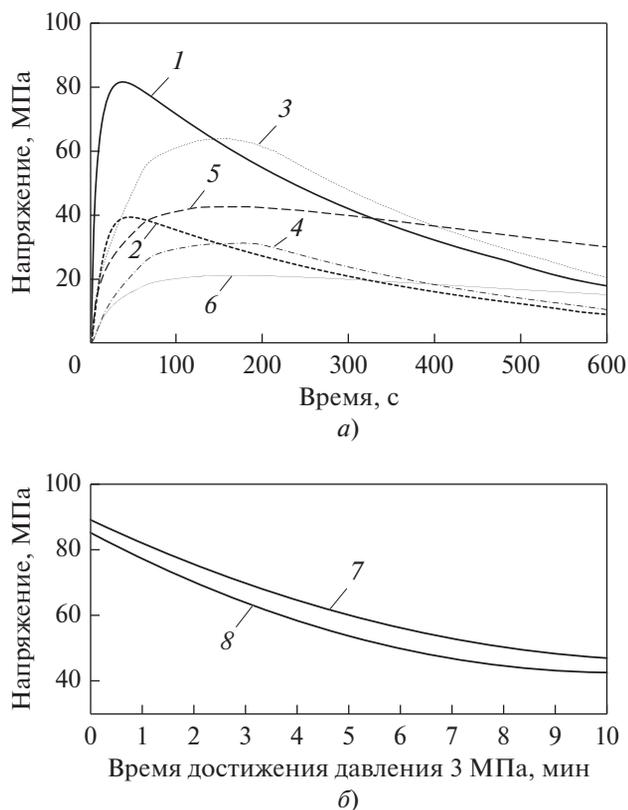


Рис. 5. Изменение эквивалентных температурных напряжений в стенке коллектора типоразмером 426×34 мм при его прогреве конденсатом со скачкообразным повышением давления пара.

а – зависимости напряжения от времени прогрева; *б* – максимальные значения эквивалентных напряжений в зависимости от времени достижения давления 3 МПа.

Напряжения на поверхности коллектора: 1, 3, 5 – внутренней; 2, 4, 6 – наружной.

Скорость повышения давления, МПа/мин: 1, 2 – мгновенное повышение давления до 3 МПа; 3, 4 – 1.0; 5, 6 – 0.3.

Напряжение на внутренней поверхности: 7 – оксидной пленки, 8 – металлической стенки

риала с более низкими, чем у основного металла, коэффициентами теплопроводности.

ВЫВОДЫ

1. Расчетный анализ влияния физического механизма конденсации пара на термонапряженное состояние стенки прогреваемого паропровода показал, что его прогрев при пленочной конденсации пара на стенке не вызывает возникновения в ней заметных термических напряжений. Таким образом, предварительный прогрев паропроводов при пусках ПГУ из холодного состояния можно производить с большой скоростью повышения давления пара, что позволит сократить его продолжительность более чем в 2 раза.

2. При пусках из горячего состояния, когда температура стенки оказывается больше, чем температура греющего пара, захлаживание паропроводов при их прогреве с конденсацией пара также не приводит к возникновению в их стенке значительных термических напряжений. Напряженное состояние паропровода определяется, главным образом, разностью температур его верхней и нижней образующих.

3. При анализе термонапряженного состояния паропроводов и коллекторов при их прогреве в процессе повышения давления необходимо учитывать физический механизм конденсации.

4. Сокращение продолжительности предварительного прогрева паропроводов достигается путем применения прогрева паром, сконденсировавшимся на внутренней поверхности паропроводов в процессе повышения давления пара, скорость нарастания которого определяется допустимыми условиями прогрева барабана ВД КУ.

5. Наибольшая эффективность прогрева конденсацией достигается при наличии в тепловой схеме эффективной системы дренажей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Исследование** условий пуска блока СКД без предварительного прогрева паропроводов промпрегрева / Е.Е. Говердовский, Ю.Л. Израилев, В.М. Кременчугский, Е.Р. Плоткин // Тр. ВТИ. 1978. Вып. 14. С. 53–62.
2. **Елизаров Д.П.** Паропроводы тепловых электростанций. М.: Энергия, 1980.
3. **Исаченко В.П.** Теплообмен при конденсации. М.: Энергия, 1977.
4. **Крейт Ф., Блэк У.** Основы теплопередачи. М.: Мир, 1983.
5. **РД 153-34.0-20.585-00.** Руководящие указания по анализу качества пуска (останова) основного теплоэнергетического оборудования ТЭС. М.: СПО ОРГРЭС, 2000.
6. **Moelling D., Jackson P., Anderson F.** HRSG tube failure diagnostic guide. 2nd ed. Tetra Engineering Group Inc., 2004.
7. **Pasha A., Allen R.** Design and modification of heat recovery steam generators for cycling operations. Vogt-NEM Inc., Louisville, Ky. <https://www.babcockpower.com/wp-content/uploads/2018/01/design-and-modification-of-heat-recovery-steam-generators-for-cycling-operations.pdf>
8. **Moelling D., Jackson P., Malloy J.** Protecting steam cycle components during low-load operation of combined cycle gas turbine plants Tetra Engineering Group // Power Magazine. 1 March 2015. <https://www.powermag.com/protecting-steam-cycle-components-during-low-load-operation-of-combined-cycle-gas-turbine-plants/>
9. **Анализ** процессов скопления влаги в трубопроводных системах и меры по защите энергетического оборудования от ее воздействия / Ю.А. Радин, В.И. Гомболевский, Ю.В. Нестеров, В.В. Краше-

- нинников // Совершенствование энергооборудования, энерготехнологий, тепловых схем и режимов работы энергоустановок: Сб. науч. тр. ОАО НПО ЦКТИ. СПб.: НПО ЦКТИ, 2002. С. 213–218.
10. РД 24.035.05-89. Методические указания. Тепловой и гидравлический расчет теплообменного оборудования АЭС. СПб.: НПО ЦКТИ, 1990.
11. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1977.
12. Радин Ю.А., Конторович Т.С. Анализ влияния защитных пленок на внутренних поверхностях коллекторов и паропроводов ПГУ на их термонапряженное состояние // Теплоэнергетика. 2018. № 10. С. 29–33.
<https://doi.org/10.1134/S0040363618100053>

Thermally Stressed State of Headers and Steam Pipelines in the Flowpath of Combined-Cycle Power Plants during Their Heating with Condensed Steam

Yu. A. Radin^{a,*} and T. S. Kontorovich^{a,**}

^aPAO Mosenergo, Moscow, 119526 Russia

*e-mail: vti-unit@yandex.ru

**e-mail: kontorovich_ts@mail.ru

Abstract—One of the problems arising in starting combined-cycle power units is the preheating of steam pipelines in the high- and intermediate-pressure steam path whose time has a considerable effect on the total start-up time, especially during cold start-ups. Steam condenses on the inner surface during startups of combined-cycle units in the process of increasing the pressure of high-pressure steam when the initial temperature of a heated part is below the saturation temperature or when a heated surface with a high initial temperature is exposed to the saturated steam at its current pressure for a long time. The paper considers the effect of heat transfer due to the steam condensation on the heated wall of steam pipelines (or headers) on their thermally stressed state. It has been demonstrated that the level of temperature stresses arising in the wall of the steam pipeline is insignificant with this heating since almost all the temperature difference occurs across the condensate film whose heat conductivity is much lower than that of the heated metal wall. Damages to steam pipelines, usually in the form of cracks in drainage or impulse lines near the points of their welding to the steam pipelines, are caused by the explosive nature of the boiling during pressure fluctuations in the steam pipelines and by the impact of liquid drops on the “dry” surface of the steam pipeline. The heating of the steam pipeline with increasing pressure and condensation of steam on its wall does not result in considerable thermal stresses in it during the entire stage of heating with condensed steam. Only after the saturation temperature is attained, when there is no more condensation on the wall surface of the heated steam pipeline, temperature stresses appear, whose values are determined by the temperature difference between the steam and the inner surface of the steam pipeline and convective heat-transfer coefficients which are an order of magnitude lower than those observed during heating by steam condensation.

Keywords: turbine, condensation, evaporation heat, thermal stresses, steam pipeline, header, saturation, drop condensation, film