СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ, СИСТЕМЫ И УСТРОЙСТВА

DOI: 10.21821/2309-5180-2022-14-5-759-774

ANALYSIS OF THERMOHYDRAULIC CHARACTERISTICS OF STEAM GENERATOR CASSETTES OF THE RITM-200 REACTOR PLANTS OF THE UNIVERSAL NUCLEAR ICEBREAKERS

V. I. Korolev

Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping,
St. Petersburg, Russian Federation

Currently, a new icebreaking fleet including universal nuclear icebreakers of the new generation of project 22220 is being intensively built in Russia. The nuclear icebreakers of this project such as "Arctic" and "Siberia" are already in operation. The "Ural" "nuclear icebreaker is almost ready for commissioning. "Yakutia" and "Chukotka" icebreakers as well as the icebreaker-leader of project 10510 are under construction. The integrated layout of the main equipment of the reactor plant had been used for the first time on the nuclear icebreakers of the new generation of these projects. The application of the new principle of equipment layout required switching to a fundamentally new method of forming the heat exchange surface of steam generators. As a result, straight-tube modular structures assembled into cassettes of steam generators were used. The approach to providing feed water supply and steam removal from steam generators has also changed, which significantly affects the thermohydraulic processes in the cassettes and leads to a decrease in the temperature of steam at the outlet of steam generators. In addition, the heat exchange surface of the modules in the longitudinal section forms annular channels with two-way heating by a coolant, which also affects the steam generators characteristics formation. In particular, the coefficients of heat transfer and heat transfer over the phase sections of heat exchange, the average logarithmic heat heads and the distribution of the heat exchange surfaces of the sections have changed compared to the previously used coil steam generators. At the same time, the hydraulic resistance of the flows through the working fluid and the coolant has decreased which reduces energy costs for pumping media and creates favorable conditions for improving natural circulation. In this paper, the task is to analyze the features of the thermohydraulic characteristics of steam generator cassettes, to compare them with similar characteristics of coil steam generators in operation.

Keywords: integrated layout, steam generating element, module, cassette, section, two-stage heating, heat transfer coefficients, annular slits, heat exchange surface, heat exchange crisis, hydraulic resistance.

For citation:
Korolev, Vladimir I. "Analysis of thermohydraulic characteristics of steam generator cassettes of the RITM-200 reactor plants of the universal nuclear icebreakers." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 14.5 (2022): 759–774. DOI: 10.21821/2309-5180-2022-14-5-759-774.

УДК 629.12–8: 621.039

АНАЛИЗ ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КАССЕТ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ РЕАКТОРНЫХ УСТАНОВОК «РИТМ-200» УНИВЕРСАЛЬНЫХ АТОМНЫХ ЛЕДОКОЛОВ

В. И. Королёв

ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова»,
Санкт-Петербург, Российская Федерация

В настоящее время в России интенсивно строится новый ледокольный флот, включающий универсальные атомные ледоколы нового поколения пр. 22220. В эксплуатации уже находятся атомные ледоколы данного проекта: «Арктика», «Сибирь». Практически готов вступить в строй «Урал». В состоянии строительства

находятся «Якутия», «Чукотка» и ледокол-лидер пр. 10510. На атомных ледоколах нового поколения указанных проектов впервые используется интегральная компоновка основного оборудования реакторной установки. Отмечается, что применение нового принципа компоновки оборудования требует перехода к принципиально новому способу формирования теплообменной поверхности парогенераторов. В результате были применены прямотрубные модульные конструкции, скомпонованные в кассеты парогенераторов. Темой исследования являются теплогидравлические характеристики кассет парогенераторов реакторных установок «РИТМ-200». При этом рассмотрены конструктивные решения, приводящие к изменениям данных характеристик. Особое внимание уделяется организации подвода питательной воды и отвода пара из парогенераторов, поскольку это оказало существенное влияние на теплогидравлические процессы в кассетах. Выполнены необходимые теплогидравлические расчеты для сопоставления новых решений с уже имеющимися. При этом отмечается снижение температуры пара на выходе из парогенераторов. Кроме того, теплообменная поверхность модулей в продольном сечении образует кольцевые каналы с двухсторонним обогревом теплоносителем, что также содержит дополнительные факторы, влияющие на формирование характеристик парогенераторов. Приведены сопоставления коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи по фазовым участкам теплообмена, а также среднелогарифмические тепловые напоры. Отмечается различный характер распределения теплообменных поверхностей участков по сравнению с ранее применяемыми змеевиковыми парогенераторами. Особое внимание уделяется вопросу снижения гидравлических сопротивлений потоков по рабочему телу и теплоносителю, что уменьшает затраты энергии на прокачку сред и создает благоприятные условия для улучшение естественной циркуляции теплоносителя. В данной статье проанализированы особенности теплогидравлических характеристик кассет парогенераторов и выполнено их сопоставление с аналогичными характеристиками находящихся в эксплуатации змеевиковых парогенераторов.

Ключевые слова: интегральная компоновка, парогенерирующий элемент, модуль, кассета, секция, двухсторонний обогрев, коэффициенты теплопередачи, кольцевые щели, теплообменная поверхность, кризис теплообмена, гидравлическое сопротивление.

Для цитирования:
Королёв В. И. Анализ теплогидравлических характеристик кассет парогенераторов реакторных установок «РИТМ-200» универсальных атомных ледоколов / В. И. Королёв // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2022. — Т. 14. — № 5. — С. 759–774. DOI: 10.21821/2309-5180-2022-14-5-759-774.

Введение (Introduction)

В настоящее время существует необходимость увеличения парка атомных ледоколов, обусловленная ростом грузопотока по Северному морскому пути. Для обеспечения ледокольной проводки грузовых судов планируется использовать как действующие, так и новые универсальные атомные ледоколы, для которых разработана новая реакторная установка «РИТМ-200» с улучшенными характеристиками. Новая реакторная установка разработана для ледоколов типа «Лидер» и в перспективе может быть использована в составе других судов, а также атомных станций малой мощности [1].

В работе [2] приведены технические характеристики мощностного ряда реакторных установок, разработанных АО «ОКБМ Африкантов». Показано эволюционное улучшение технических качеств, позволяющих обеспечить коммерческую привлекательность объектов с применением современных судовых реакторных установок и прежде всего установок для универсальных атомных ледоколов. На основе анализа развития судовой ядерной энергетики, технических требований к реакторным и паротурбинным установкам в публикации [3] разработаны предложения по облику ЯЭУ перспективных ледоколов, арктических судов и ПЭБ с учетом их стоимостных показателей. Внедрение новых проектов оптимизированных энергоблоков с улучшенными потребительскими качествами необходимо одновременно сочетать с использованием инновационных способов эксплуатации РУ при проводке судов в Арктике [4].

При блочной компоновке РУ трубная система (поверхность теплообмена) выполнялась в виде многозаходных змеевиков и поверхность теплообмена изготавливалась из трубок круглого сечения, омываемых теплоносителем снаружи (односторонний обогрев) [5]. В РУ с моноблочной (интегральной) компоновкой наиболее приемлемой является формирование трубной системы в виде прямых трубок — набора парогенерирующих элементов (ПГЭ), сгруппированных в модули с парал-

лельным коллекторным соединением по питательной воде и пару [6]. Модули при ремонте являются минимальной отключаемой поверхностью. При этом каждый модуль имеет собственный подвод питательной воды и отвод генерируемого пара, а также к ним обеспечен доступ для отглушения отдельных модулей. Для удобства сборки модули объединяются в кассеты, размещенные между корпусом реактора и внутрикорпусной шахтой. ПГЭ состоят из двух трубок разного диаметра, между которыми образуется кольцевой канал, в который поступает рабочее тело (РТ). В результате осуществляется двухсторонний обогрев РТ теплоносителем, проходящим снаружи внешней трубки и во внутренней трубке. На рис. 1 показана схема парогенерирующей кассеты парогенератора РУ «РИТМ-200». В таблице приведены основные конструктивные и энергетические характеристики парогенераторов для блочной (ПГ-28) и моноблочной РУ (секция) [6]. Теплообменные поверхности и паропроизводительности секций примерно равны аналогичным характеристикам парогенераторов при блочной компоновке РУ.

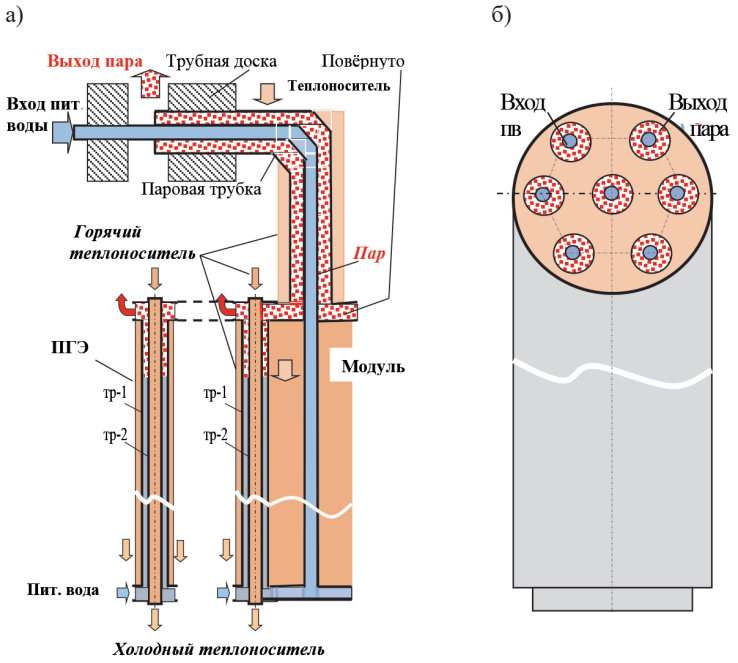


Рис. 1. Схема парогенерирующей кассеты парогенератора РУ «РИТМ-200»:
а — схема направлений движения потоков рабочего тела и теплоносителя;
б — вид на кассету со стороны входа питательной воды и выхода пара

Основные конструктивные характеристики парогенераторов

Наименование величины	Моноблочная		Блочная
	кассета	секция	ПГ-28
Поперечный размер теплообменных труб, мм	13 × 1,5; 8 × 1,5		22 × 2,5
Количество кассет в секции	3	–	–
Количество ПГМ	7	21	–
Количество теплообменных трубок в ПГМ/секции	118		5
Количество теплообменных трубок	826	2478	100
Материал теплообменной трубки	Сплав ПТ-7М		Сплав ПТ-7М
Теплообменная поверхность, м^2	93,4	280	275
Тепловая мощность, МВт	14,5	43,7	42,7
Паропроизводительность, кг/с	5,74	17,22	16,7

При этом теплогидравлический расчет модульных парогенераторов отличается от расчета змеевиковых парогенераторов. Данное отличие связано с двухсторонним обогревом рабочего тела

в кольцевом канале теплоносителем. Значительные изменения также обусловлены особенностью компоновки поверхности в корпусе ПГБ и дробления общей теплообменной поверхности для обеспечения ремонта трубной системы в процессе эксплуатации.

Методы и материалы (Methods and Materials)

Для определения температур теплоносителя и РТ на характерных участках теплообмена в модулях и кассете оцениваются зональные коэффициенты теплоотдачи, теплопередачи и тепловые мощности участков. Рассматриваются участки подвода питательной воды в модули и вывода пара из модуля, а также экономайзерный, испарительный и пароперегревательный участки в модуле.

Коэффициенты теплопередачи в общем виде определяется по формуле [7]:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_2 d_2} + \frac{1}{2\lambda_{ст}} \cdot \ln\frac{d_н}{d_{вн}} + \frac{1}{\alpha_1 d_1}}, \quad (1)$$

где α_1 — коэффициент теплоотдачи при продольном обтекании теплоносителем теплообменных труб;

α_2 — коэффициент теплоотдачи при течении РТ (среды второго контура) по кольцевым зазорам между теплообменными трубами ПГЭ;

$\lambda_{ст}$ — коэффициент теплопроводности материала теплообменной трубы;

d_1 — диаметр теплообменных труб ПГЭ, омываемых теплоносителем;

d_2 — диаметр теплообменных труб, омываемых РТ;

$d_н, d_{вн}$ — соответственно наружный и внутренний диаметры теплообменных труб.

Коэффициенты теплоотдачи при течении однофазной среды определяются по формуле

$$\alpha = \mathrm{Nu}\frac{\lambda}{d_г}, \quad (2)$$

где Nu – критерий Нуссельта;

λ — коэффициент теплопроводности среды;

$d_г$ — гидравлический диаметр.

При продольном обтекании теплоносителем (однофазная среда) теплообменных труб число Нуссельта определяется из выражений, приведенных в [8]:

$$\mathrm{Nu} = 0{,}0225 \cdot \mathrm{Re}^{0{,}8} \cdot \mathrm{Pr}^{0{,}4}\left(1 - \frac{6 \cdot 10^5}{\mathrm{Re}^{1{,}8}}\right)\left(\frac{\mathrm{Pr}}{\mathrm{Pr}_w}\right)^{0{,}25} \text{ при } 3400 < \mathrm{Re} < 7 \cdot 10^3; \quad (3)$$

$$\mathrm{Nu} = 0{,}021 \cdot \mathrm{Re}^{0.8} \cdot \mathrm{Pr}^{0.43}\left(\frac{\mathrm{Pr}}{\mathrm{Pr}_w}\right)^{0{,}25} \text{ при } \mathrm{Re} > 7 \cdot 10^3. \quad (4)$$

Рабочее тело проходит через концентрический кольцевой канал с двухсторонним обогревом теплоносителем. При этом формируются однофазные потоки (экономайзерный и пароперегревательный участки) и двухфазный поток (испарительный участок). Число Нуссельта при турбулентном течении РТ в кольцевом канале при двухстороннем подводе теплоты, в соответствии с [9], [10], оценивается по формуле

$$\mathrm{Nu} = 0{,}023\mathrm{Re}^{0{,}8}\mathrm{Pr}^{0{,}4}. \quad (5)$$

В данном случае гидравлический диаметр равен ширине кольцевого канала (разность между внутренним диаметром внешней трубки и наружным диаметром внутренней трубки).

Число Рейнольдса для РТ в кольцевом канале определяется из выражения

$$\mathrm{Re} = \frac{w\left(d^{вн}_{тр\text{-}1} - d^{н}_{тр\text{-}2}\right)}{\bar{\nu}}. \quad (6)$$

Средняя скорость рабочего тела (вода, пар), м/с:

$$\overline{w} = \frac{G_{\text{кас}}\overline{v}}{f_{\text{яч}}^{\text{рт}} N_{\text{кас}}^{\text{ПГЭ}}}. \tag{7}$$

Площадь ячейки по РТ, м^2:

$$f_{\text{яч}}^{\text{рт}} = \frac{\pi}{4}\left[\left(d_{\text{тр-1}}^{\text{вн}}\right)^2 - \left(d_{\text{тр-2}}^{\text{н}}\right)^2\right], \tag{8}$$

где $d_{\text{тр-1}}^{\text{вн}}$, $d_{\text{тр-2}}^{\text{н}}$ — диаметры, соответственно, внутренний (первой трубки) и наружный (второй трубки);

$N_{\text{кас}}^{\text{ПГЭ}}$ — количество ПГЭ в кассете.

Теплоотдача при развитом кипении в кольцевых щелях оценивается по формуле

$$\alpha_{\text{р.к}} = \left\{\alpha_{\text{к}}^2 + 0{,}5\alpha_0^2\left[1 + 7\cdot 10^{-9}\left(\frac{r\omega_{\text{см}}\rho^{/}}{q}\right)^{3/2}\right]\right\}^{0,5}, \tag{9}$$

где $\alpha_{\text{к}}$ — коэффициент теплоотдачи при течении однофазного потока в канале, определяемый по скорости циркуляции ω_0;

α_0 — коэффициент теплоотдачи при кипении воды в большом объеме;

$\omega_{\text{см}}$ — средняя скорость пароводяной смеси.

Средняя скорость пароводяной смеси определяется по формуле

$$\omega_{\text{см}} = \frac{\rho w(1-x)}{\rho'} + \frac{\rho w x}{\rho''}. \tag{10}$$

В соответствии с рекомендациями [8] для кольцевых каналов с двухсторонним обогревом (рабочее тело) при $q_1 = q_2$ число Нуссельта рассчитывается по формуле

$$\text{Nu}_1'' = \text{Nu}_2'' \approx 0{,}95\text{Nu}_0. \tag{11}$$

Число Nu_0 рассчитывается по гидравлическому диаметру кольцевого канала по формуле (5).

Коэффициент теплоотдачи к пароводяной смеси на испарительном участке (кипение в большом объеме) определяется по формуле, полученной в результате обобщения данных различных источников [8]:

$$\alpha_2 = 2{,}9075\left(\frac{p}{0{,}0981}\right)^{0,2}\left(\frac{q}{1{,}163}\right)^{0,7}, \tag{12}$$

где p — среднее давление пароводяной смеси на участке, МПа;

q — плотность теплового потока на участке, Вт/м^2.

В трубках парогенератора может возникнуть кризис теплообмена второго рода, который наступает из-за высыхания пристенного жидкого слоя и дисперсно-кольцевом режиме течения двухфазного потока. При этом рассматривается граничное паросодержание $x_{\text{гр}}$ — паросодержание, соответствующее данному значению критической плотности теплового потока.

Граничное паросодержание в концентрических кольцевых каналах может определяться по формулам, приведенным в [9], [10]:

$$x_{\text{гр}}^0 = \left[6{,}6\cdot 10^{-6}\left(\frac{8}{d}\right)^{0,3}\left(\frac{8}{d_{\text{э}}}\right)^{0,3}\left(\rho w\frac{\nu'}{\sigma}\right)^{-1}\left(\frac{\rho'}{\rho''}\right)^{-0,5}\right]^{0,5}, \tag{13}$$

где d — диаметр внутренней поверхности кольцевого зазора;

$d_{\text{э}}$ — эквивалентный диаметр (ширина кольцевого зазора);

ν' — коэффициент кинематической вязкости кипящей жидкости, м^2/с;

σ — коэффициент поверхностного натяжения, Н/м.

При параметрах, характерных для исследуемых условий ($d = 8 \cdot 10^{-3}$ м; $d_э = 2 \cdot 10^{-3}$ м; $\sigma = 25$; $\nu' = 104 \cdot 10^{-6} \cdot 1{,}26 \cdot 10^{-3} = 0{,}13 \cdot 10^{-6}$; $\rho' = 1 / 0{,}00126$; $\rho'' = 1 / 0{,}046$), формула (13) примет вид

$$x_{гр}^{0} = \frac{43{,}6\left(\upsilon' / \upsilon''\right)^{0{,}25}}{\left(\rho w\right)^{0{,}5}} > 1. \qquad (14)$$

Массовая скорость РТ для принятых размеров кольцевого канала в ПГЭ и параметров рабочего тела значительно ниже значения, при котором граничное паросодержание меньше единицы. Следовательно, можно считать, что зона интенсивного теплообмена распространяется на весь испарительный участок.

Гидравлические сопротивления расчетных участков определяется по формуле, МПа:

$$\Delta p = \left(\sum \xi_м + \lambda_{тр} \frac{1}{d_г}\right) \cdot \frac{w^2}{2\upsilon} \cdot 10^{-6}, \qquad (15)$$

где $\xi_м$ — коэффициент местного сопротивления;

$\lambda_{тр}$ — коэффициент трения;

l — длина участка, м;

$d_г$ — гидравлический диаметр кольцевого зазора ПГЭ, м;

w — скорость теплоносителя на участке, м/с;

υ — удельный объем, м^3/кг.

На испарительном участке гидравлические потери определяются с учетом ускорения потока [11]:

$$\Delta p = \left[l \frac{\lambda_{тр}}{d_г} \frac{w_0^2}{2} \cdot \rho' \left(1 + x \cdot \psi \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right)\right) + \left(w_0 \cdot \rho'\right)^2 \cdot \left(\frac{1}{\rho''} - \frac{1}{\rho'}\right)\right] \cdot 10^{-6}, \qquad (16)$$

где x — среднее массовое паросодержание на участке;

w_0 — скорость циркуляции, м/с;

ρ', ρ'' — соответственно плотность воды и пара на линии насыщения, кг/м^3;

l — длина участка, м.

Коэффициенты трения и местных сопротивлений на участках входа и выхода из трубной системы определяются по рекомендациям [12]. Гидравлическое сопротивление дросселя ПГЭ определяется по зависимости, полученной в результате обработки экспериментальных данных типового дросселя для двухтрубных ПГЭ:

$$\xi = \frac{1{,}9 \cdot 10^3}{\mathrm{Re}^{0{,}3}}. \qquad (17)$$

Исследование гидродинамических характеристик ПГ рассматриваемого типа показало, что применяемая конструкция дросселя ПГЭ обеспечивает гидродинамическую устойчивость РТ в рабочем диапазоне эксплуатации парогенератора РУ «РИТМ-200» [8].

Результаты (Results)

Практический интерес представляют следующие теплогидравлические характеристики кассеты:

– распределение гидравлических сопротивлений вдоль тракта движения теплоносителя и рабочего тела;

– изменение гидравлических сопротивлений на переменных режимах РУ;

– распределение температур РТ и теплоносителя по фазовым участкам теплообмена и на выходе кассет при номинальном режиме работы РУ;

– распределение температур рабочего тела и теплоносителя по фазовым участкам теплообмена и на выходе кассет на минимальной мощности РУ;

– распределение температур рабочего тела и теплоносителя по фазовым участкам теплообмена и на выходе кассет при допустимой и минимальной мощности РУ и различных комбинациях действующих секций и ЦНПК на БЧВ.

Распределение гидравлических сопротивлений в кассете вдоль тракта движения рабочего тела и теплоносителя. Питательная вода после входа в кассету парогенератора проходит ряд разнородных гидравлических сопротивлений. Основные из них обеспечиваются трением, слияниями и разделениями потоков, резкими поворотами, сужениями и расширениями сечения и оцениваются по [8]. На рис. 2 показаны основные гидравлические сопротивления вдоль движения РТ в пределах кассеты при номинальном расходе питательной воды. При этом укрупненно можно выделить ряд характерных участков: подвод РТ к модулю, движение в ПГЭ модулей и отвод пара от модулей и кассеты в целом. Более детальное разбиение гидравлических сопротивлений вдоль движения РТ позволяет выделить 15 участков, включающих: *1* — питательный коллектор кассеты ПГ — 0,241 МПа; *2* — сверления в корпусе питательно-парового коллектора — 0,0361 МПа; *3* — дроссель модуля (представляет собой прямую трубу) — 0,551 МПа; *4* — питательные трубы — 0,101 МПа; *5* — дроссель ПГЭ — 0,26 МПа. После поступления питательной воды в кольцевые каналы ПГЭ она проходит экономайзерный участок с малым гидравлическим сопротивлением *6,* испарительный *7* и пароперегревательный *8* участки. При этом средняя скорость среды на испарительном и пароперегревательном участках в моноблочной РУ составляет 2,1–2,8 м/с, а в блочной — 40–50 м/с, поэтому гидравлические сопротивления данных участков в модулях относительно невелики. Длины фазовых участков при этом составляют: экономайзерный — 0,43 м, испарительный — 0,95 м и пароперегревательный — 0,65 м. Гидравлические сопротивления экономайзерного участка — $3{,}62 \cdot 10^{-4}$ МПа; испарительного — 0,0306 МПа; пароперегревательного — 0,022 МПа.

Полученный в модулях пар поступает в паровые концы ПГЭ *9*, затем в паровые коллекторы модулей *10*, оттуда в паровые трубы модулей кассеты ПГ *11* и затем в паровые трубы модулей на входе в паровую полость кассеты ПГ *12*. Через паровые проточки в корпусе (крышке) пароводяного коллектора *13* и паровой патрубок кассеты *14* пар выходит в паровой патрубок секции *15*. Гидравлические сопротивления паровых концов ПГЭ — 0,017 МПа, парового коллектора модуля — 0,027 МПа, паровой трубы модулей кассеты ПГ — 0,058 МПа, парового патрубка модуля — 0,0118 МПа, паровых сверлений в корпусе пароводяного коллектора — 0,027 МПа, парового патрубка кассеты — 0,029 МПа, парового патрубка секции — 0,031 МПа.

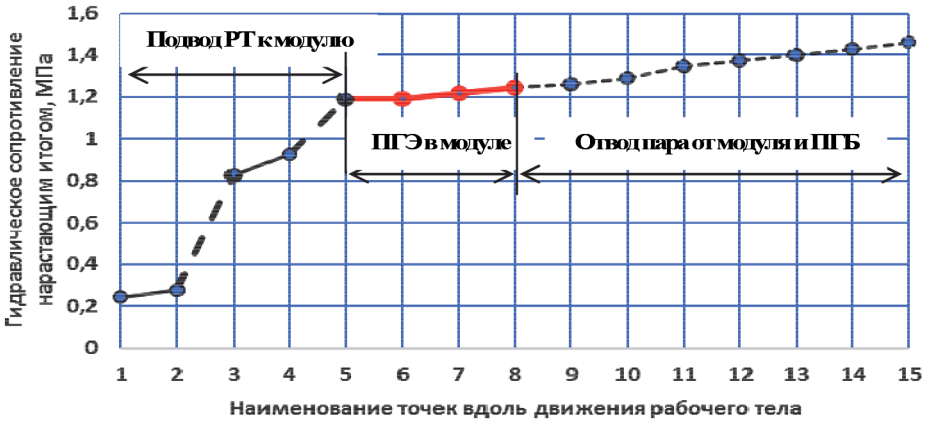


Рис. 2. Основные гидравлические сопротивления вдоль движения РТ в пределах кассеты парогенератора при номинальной подаче питательной воды

Таким образом, суммарное гидравлическое сопротивление модуля кассеты ПГ по РТ составляет 1,076 МПа, давление пара на выходе из секции ПГ при этом — 3,85 МПа. Теплоноситель после входа в кассету также проходит ряд гидравлических сопротивлений, которые можно разбить на несколько укрупненных участков: вход в кассету, полость ПГЭ, выход из кассеты (рис. 3).

Сначала более детально теплоноситель обтекает паровые коллекторы модулей (обтекание паровых коллекторов) *1*, затем входит в активную часть ПГ (вход в пучок теплообменных труб) *2*, далее поступает в полость ПГЭ *3* на наружную и внутреннюю полости ПГЭ (наружную трубку ТР-1 и внутреннюю трубку ТР-2). При этом теплоноситель проходит активную часть ПГЭ *4* и выходит из полостей ПГЭ *5*, затем выходит из активной части (выход из пучка теплообменных труб) *6*, проходит питательные коллекторы модулей *7* и выходит через отверстия из кассет в коллектор на прием ЦНПК.

Гидравлические сопротивления по движению теплоносителя в пределах кассеты ПГБ: паровые коллекторы модулей — 2,6 кПа; вход в активную часть ПГ — 0,41; 3 — вход в полости ПГЭ — 0,007/1,9, кПа; активная часть — 50,5/42,6 кПа; участки на выходе из полостей ПГЭ — 0,3/5,82 кПа; выход из активной части — 0,42 кПа; питательные коллекторы модулей — 4,93 кПа.

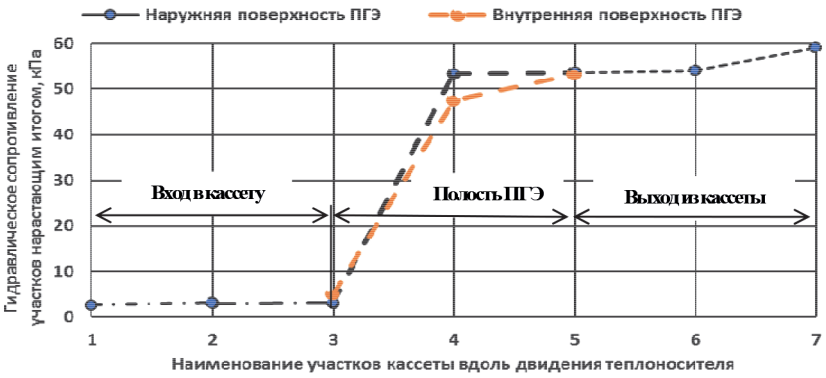


Рис. 3. Основные гидравлические сопротивления по движению теплоносителя в пределах кассеты ПГБ при работе четырех ЦНПК на БЧВ

Изменение гидравлических сопротивлений на переменных режимах РУ. На рис. 4 показаны изменения гидравлических сопротивления по РТ и теплоносителю при различной относительной производительности парогенераторов. Данные гидравлические сопротивления сравниваются на аналогичных режимах с парогенераторами, установленными на блочных РУ — ПГ-28. Так, гидравлическое сопротивление кассеты по РТ существенно снижается на сопоставимых режимах, при этом обеспечивается гидродинамическая устойчивость в установленном диапазоне изменения паропроизводительности (по оценке ОКБМ «Африкантов») — рис. 4, *а*.

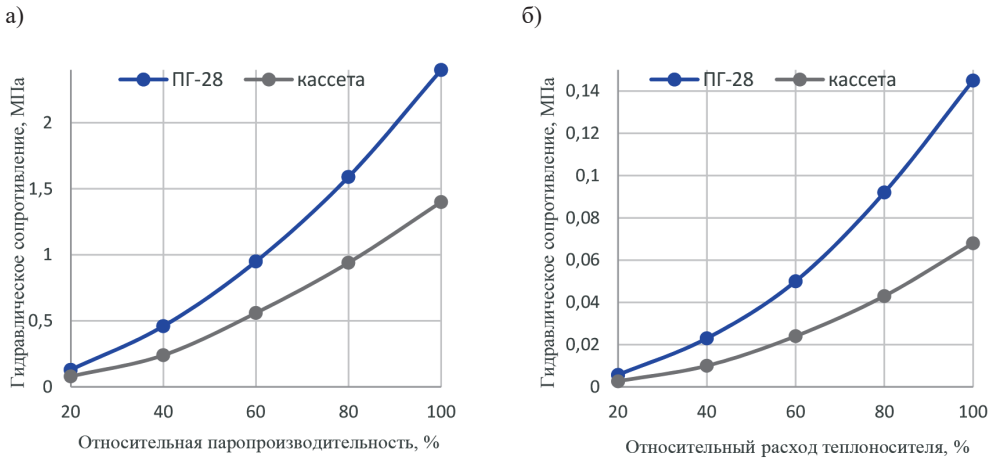


Рис. 4. Изменение гидравлического сопротивления парогенераторов (в работе 4 ПГ и 4 ЦНПК на БЧВ):
а — по рабочему телу в зависимости от относительной паропроизводительности;
б — по теплоносителю в зависимости от относительного расхода теплоносителя

При этом одновременно выполняются следующие условия:

– обеспечивается отсутствие апериодической неустойчивости по РТ на минимальной нагрузке;

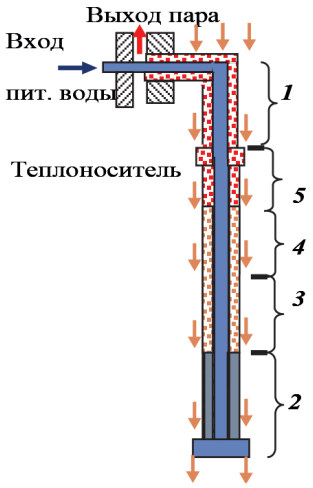
– величина межэлементных пульсаций расхода РТ в системе параллельных теплообменных труб в допустимом эксплуатационном диапазоне нагрузок;

– в условиях пульсаций расхода РТ обеспечивается циклическая прочность трубной системы в течение всего ресурса ПГ.

В соответствии с рассмотренным ранее подходом для обоснования гидродинамической устойчивости ПГ выполняются тепловой и гидравлический расчеты ПГ при минимальной паропроизводительности и выбирается гидравлическое сопротивление дросселя модуля, обеспечивающее соблюдение принятых критериев. Гидравлические сопротивления по теплоносителю также существенно снижены на аналогичных режимах для кассеты по сравнению с ПГ-28 — рис. 4, *б*. При этом ЦНПК может работать на двух режимах скорости (БЧВ и МЧВ) или при частотном регулировании с плавным изменением частоты вращения.

Распределение температур рабочего тела и теплоносителя по фазовым участкам теплообмена и на выходе кассет на номинальном режиме работы РУ. Принятые конструктивные решения по размещению входных трубок по питательной воде внутри выходных труб по пару привели к образованию «псевдорекуперативного» участка, где температура пара снижается за счет захолаживания входящей питательной водой (см. рис. 1). На рис. 5, *а* показана схема подвода питательной воды и отвода пара из модуля. Выделяются следующие участки: *1* — участок охлаждения пара в центральном подводе (вход питательной воды – выход пара) — «псевдорекуперативный» участок; *2* — экономайзерный участок вдоль внутренней поверхности I контура ПГЭ; *3* — испарительный участок ниже переливных отверстий кассеты; *4* — испарительный участок выше переливных отверстий кассеты; *5* — пароперегревательный участок со стороны I контура внутренней полости ПГЭ.

а)



б)

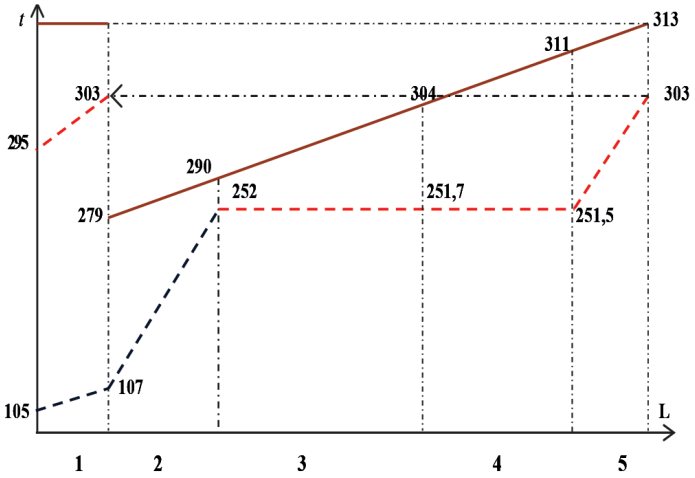


Рис. 5. Схема подвода питательной воды и отвода пара из модуля (*а*), расчетные значения температур теплоносителя и РТ вдоль тракта перемещения сред в кассете для номинального расхода питательной воды при работе четырех секций и четырех ЦНПК на БЧВ (*б*)

Условные обозначения:

1 — участок охлаждения пара в центральном подводе (вход питательной воды – выход пара) — «псевдорекуперативный» участок;

2 — экономайзерный участок вдоль внутренней поверхности I контура ПГЭ;

3 — испарительный участок, расположенный ниже переливных отверстий кассеты;

4 — испарительный участок, расположенный выше переливных отверстий кассеты;

5 — пароперегревательный участок со стороны I контура внутренней полости ПГЭ

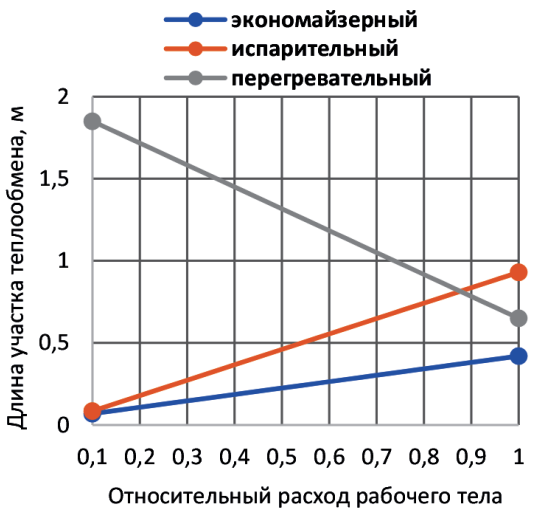
На рис. 5, *б* представлены расчетные значения температур теплоносителя и РТ вдоль тракта перемещения сред в кассете для номинального расхода питательной воды при работе четырех секций и четырех ЦНПК на БЧВ. На выходе из пароперегревательного участка температура пара составляет 303 °С. Однако после прохождения «псевдорекуперативного» участка температура пара снижается до 295 °С — *участок 1*. При этом в процессе теплообмена участвует омывающий паровую трубу теплоноситель, выходящий из трубы пар, и входящая в кассету питательная вода.

Распределение температур рабочего тела и теплоносителя по фазовым участкам теплообмена и на выходе кассет на минимальной мощности РУ. При уменьшении расхода питательной воды через кассету мощность РУ снижается, что отражается на длине фазовых участков теплообмена в ПГЭ и недогреве пара до температуры теплоносителя. Недогрев пара до температуры теплоносителя в конце пароперегревательного участка уменьшается по мере снижения расхода питательной воды в секции ПГБ, так как увеличивается длина пароперегревательного участка.

При малых расходах недогрев стремится к нулю. Данная закономерность свойственна для прямоточных парогенераторов. На рис. 6, *а* показано изменение длин фазовых участков теплообмена на переменных режимах работы кассеты ПГБ. С уменьшением расхода РТ в кассете уменьшается длина экономайзерного и испарительного участков и ровно на столько же возрастает длина пароперегревательного участка. На рис. 6, *б* показано, что недогрев пара до температуры теплоносителя при минимальном относительном расходе питательной воды стремится к нулю, т. е. к температуре горячего теплоносителя. Следует отметить, что такая закономерность по температуре пара характерна для парогенераторов блочной РУ.

В моноблочной РУ, как отмечалось ранее, реализуется захолаживание пара на выходе из модулей на «псевдорекуперативном» участке, и величина захолаживания нарастает с уменьшением относительной мощности кассеты (паропроизводительности), так как расход среды (пара) уменьшается быстрее, чем тепловой поток на данном участке теплообмена (см. рис. 6, *б*). В целом влияние захолаживания превалирует над уменьшением недогрева, и общая температура пара существенно снижается на выходе из кассеты. Таким образом, температура пара при минимальной мощности будет меньше температуры горячего теплоносителя примерно на величину захолаживания (см. рис. 6, *б*).

а)



б)

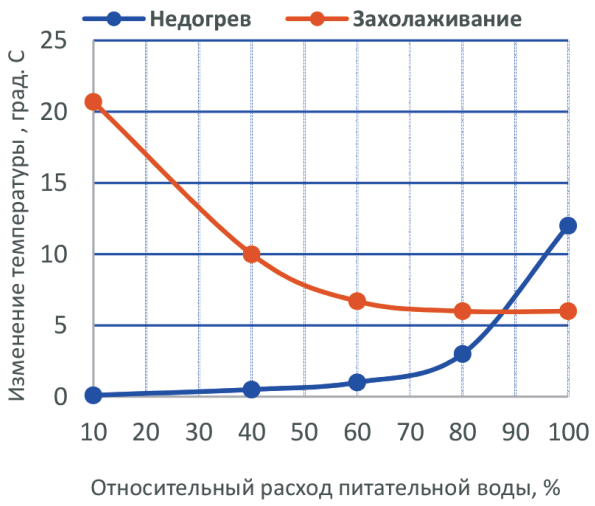


Рис. 6. Изменение условий теплообмена на переменных режимах работы кассеты ПГБ:
а — длины фазовых участков теплообмена;
б — недогрева пара до температуры теплоносителя на пароперегревательном участке и захолаживания пара на выходе из кассеты

Допустим, расход питательной воды составляет 10 % от номинального. При этом длина экономайзерного участка уменьшается с 0,44 м до 0,069 м; испарительного участка — с 0,9 м до 0,085 м и пароперегревательного участка увеличивается с 0,617 м до 1,86 м. При этом недогрев пара до температуры теплоносителя изменится от 10 °С до 0,1 °С, а общее снижение температуры пара на выходе из кассеты за счет охлаждения питательной водой увеличится с 8 °С до 20,7 °С. Таким образом, совмещенный выход пара и вход питательной воды в кассете более существенно проявляются при малых расходах питательной воды (при малых мощностях РУ). Кроме того, при снижении мощности РУ до 10 % номинальной температура греющего теплоносителя также уменьшается при штатной ПИМ (с 313 °С до 297 °С), что в целом приводит к существенному снижению температуры пара на выходе из кассеты с 295 °С до 276 °С, т. е. на 19 °С. Одним из технических решений, обеспечивающих увеличение температуры пара на аналогичных переменных режимах, может быть переход на альтернативную ПИМ (частотное регулирование ЦНПК) [5], что позволит увеличить температуру пара при расходе питательной воды, равном 10 % номинального с 276 °С до 296 °С.

На рис. 7 показаны две программы изменения мощности (ПИМ) в судовых РУ: при блочной и моноблочной компоновке основного оборудования. Для блочной и моноблочной РУ штатная ПИМ представлена на рис. 7, *а*. В блочной РУ при малых относительных мощностях температура пара практически незначительно отличается от температуры теплоносителя, поскольку увеличивается длина (теплообменная поверхность) пароперегревательного участка.

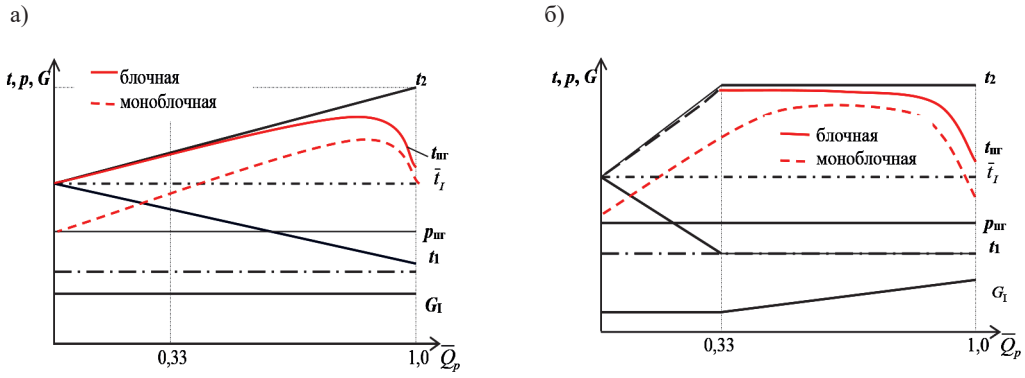


Рис. 7. Программы изменения мощности судовых РУ:
а — с постоянной скоростью вращения ротора ЦНПК (штатная) для блочной и моноблочной РУ;
б — с переменно-постоянной скоростью вращения ротора ЦНПК (альтернативная комбинированная) для блочной и моноблочной РУ

В моноблочной РУ температура пара на выходе из кассеты при малых относительных мощностях значительно снижается по отношению к блочной РУ. Применение альтернативной комбинированной ПИМ позволяет несколько сгладить отрицательный эффект от наличия «псевдорекуперативного» участка.

Распределение температур рабочего тела и теплоносителя по фазовым участкам теплообмена и на выходе кассет при допустимой и минимальной мощности РУ и различных комбинациях действующих секций и ЦНПК на БЧВ. В блочных РУ вводятся ограничения мощности реактора при изменении количества действующих циркуляционных петель. Это необходимо для недопущения увеличения температуры теплоносителя на выходе из активной зоны выше номинального значения. При этом ограничение мощности связано с количеством работающих ЦНПК и частотой их вращения.

Алгоритм автоматического управления выполнен так, что при изменении режима работы ЦНПК подается сигнал на отсечение соответствующего смежного парогенератора по питательной воде (закрытие отсечного клапана смежного парогенератора) и выключение парогенератора

из работы. Такой алгоритм работы предполагает всего три варианта введения разрешенной мощности при четырех ЦНПК (БЧВ) — 100 %; трех ЦНПК (БЧВ) — 75 %; двух ЦНПК (БЧВ) — 50 % [5].

В моноблочной РУ нет непосредственной автоматической связи между количеством работающих ЦНПК и действующих секций парогенераторов, поэтому для недопущения превышения номинального значения температуры теплоносителя на выходе из активной зоны необходимо вводить ограничения мощности при различных комбинациях действующих ЦНПК и секций парогенератора. На рис. 8 показаны вводимые ограничения мощности (разрешенной мощности) при комбинации действующих секций и ЦНПК на БЧВ.

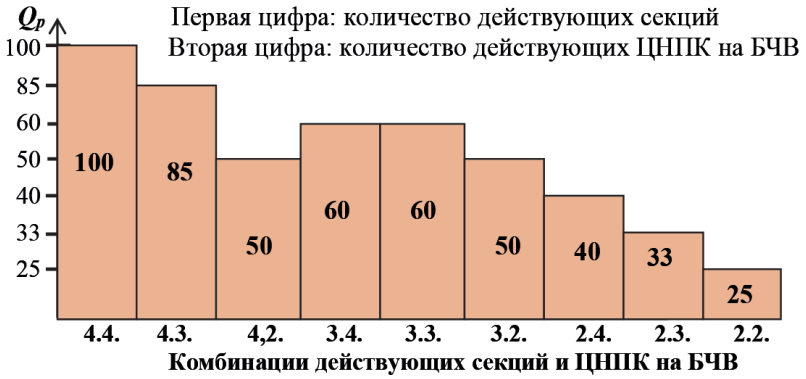


Рис. 8. Вводимые ограничения мощности при комбинации действующих секций и ЦНПК на БЧВ

На рис. 9 показаны результаты расчета изменения температур РТ и теплоносителя по протяженности перемещения рабочих сред при допустимой и минимальной мощности РУ и различных комбинациях действующих секций и ЦНПК на БЧВ. При работе четырех ЦНПК на БЧВ и отключении части секций (парогенераторов) теплоноситель после активной зоны поступает во все секции и при этом во включенных секциях его температура снижается ввиду отбора теплоты, а в отсеченных секциях теплоноситель практически не охлаждается. Потоки смешиваются в кольцевом приемном коллекторе и при более высокой средней температуре поступают на всасывание ЦНПК. Массовый расход теплоносителя при этом несколько снижается. Поскольку общий расход питательной воды через реактор (активную зону) снизился, пропорционально снижается мощность реактора (три секции — 60 % и две секции — 40 %). Температура пара на выходе из включенных секций несколько уменьшается (рис. 9).

При остановке части ЦНПК уменьшается расход теплоносителя через активную зону, и для сохранения необходимого температурного режима теплоносителя (температура за активной зоной не более номинальной) следует снизить мощность реактора до допустимой. При одновременном уменьшении количества включенных секций также корректируется допустимая мощность реактора. При этом температура за кассетой снижается тем больше, чем меньше действующих секций в ПГБ (см. рис. 9). При вводе ограничений мощности РУ «РИТМ-200» (см. рис. 8) проявляются значительные колебания температуры пара на выходе из установки. На рис. 10 показаны тренды температур пара при различных комбинациях действующих секций и ЦНПК на БЧВ.

Колебание температуры пара при допустимой мощности находится в диапазоне 304–283 °С. При этом температура пара снижается по мере уменьшения количества действующих секций и в меньшей мере при уменьшении количества работающих ЦНПК. Температура пара при минимальной мощности РУ, наоборот, растет по мере уменьшения количества действующих секций и ЦНПК и находится в диапазоне 278–284 °С. При этом с уменьшением количества действующих секций и ЦНПК температуры пара при допустимых значениях мощности и минимальной мощности РУ сближаются и практически исчезает разность между ними.

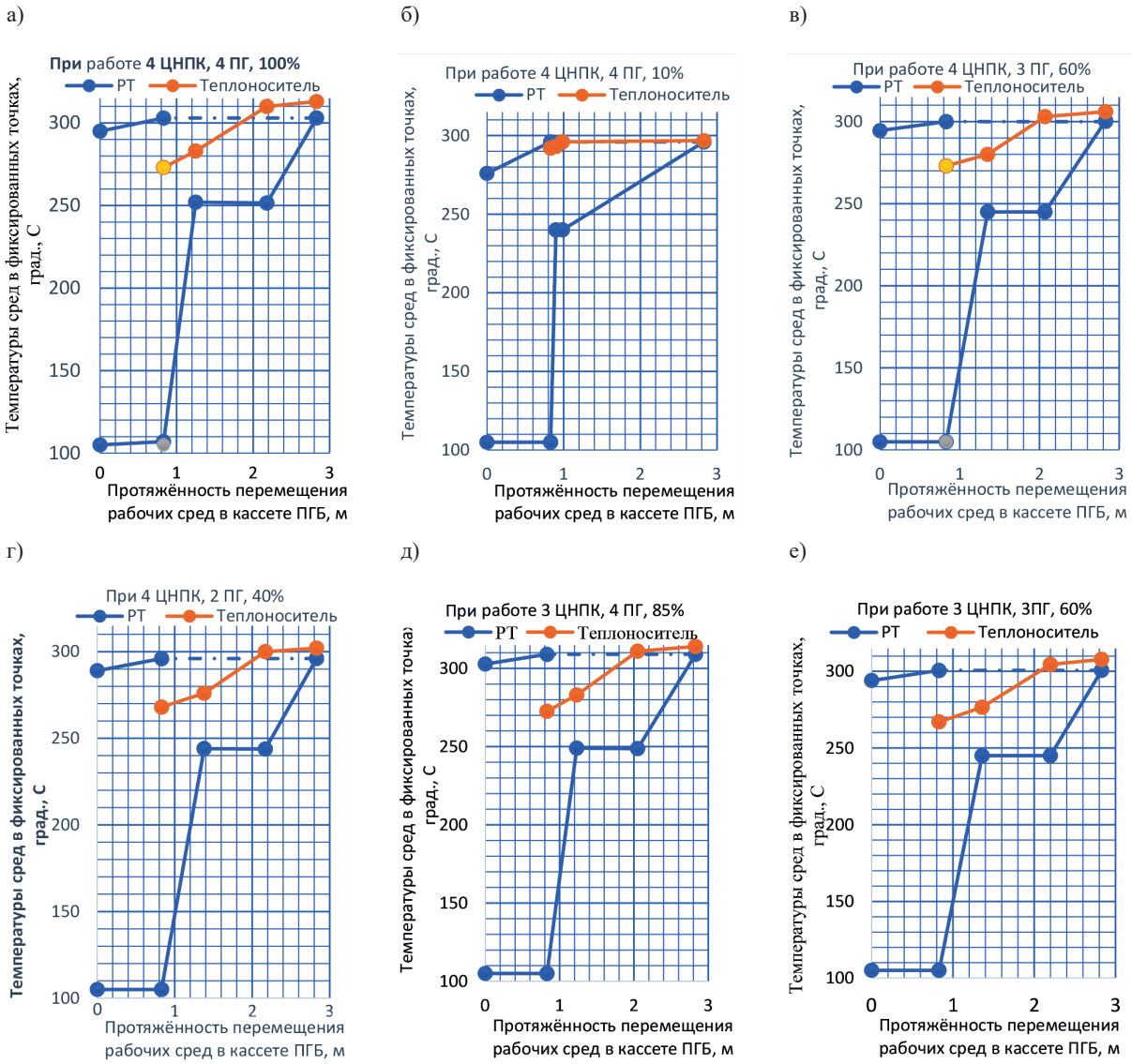


Рис. 9. Расчетные изменения температур РТ и теплоносителя по протяженности перемещения рабочих сред в кассете при допустимой и минимальной мощности РУ и различных комбинациях действующих секций и ЦНПК на БЧВ: *а* — четыре ЦНПК, четыре секции (100 %); *б* — четыре ЦНПК, четыре секции (10 %); *в* — четыре ЦНПК, три секции (60 %); *г* — четыре ЦНПК, две секции (40 %); *д* — три ЦНПК, четыре секции (85 %); *е* — три ЦНПК, три секции (60 %)

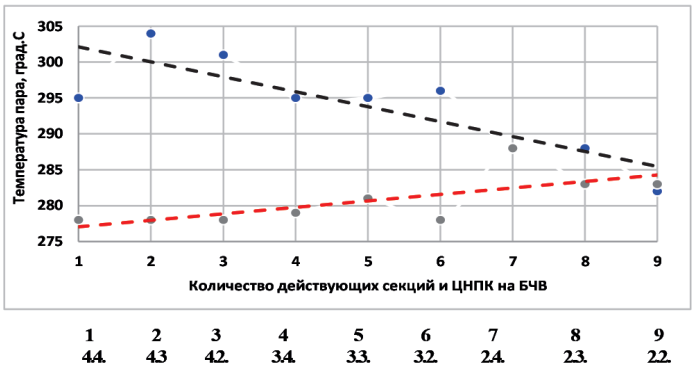


Рис. 10. Тренды температуры пара на выходе из кассеты: при допустимых мощностях (– –) и минимальной мощностях РУ (– –) — 10 % при различных комбинациях действующих секций и ЦНПК на БЧВ

Обсуждение (Discussion)

Конструктивные решения по кассетам парогенераторов РУ «РИТМ-200» привели к снижению гидравлических сопротивлений движению теплообменных сред по трактам РТ и теплоносителя по сравнению с змеевиковыми парогенераторами, установленными на блочных РУ. Данный результат при прочих равных условиях приводит к снижению мощности циркуляционных насосов I контура и электропитательных насосов по второму контуру. Кроме того, создаются благоприятные условия для естественной циркуляции теплоносителя и возможности увеличения допустимой мощности реактора, при которой могут не использоваться принудительные средства циркуляция, т. е. ЦНПК, ЦНР. Данный результат важен с точки зрения повышения ядерной и радиационной безопасности, в частности при аварийной потере источников электропитания. Кроме того, снижаются эксплуатационные потери и повышаются технико-экономические показатели эксплуатации ядерной энергетической установки.

При решении вопроса ремонтопригодности кассет потребовалось организовать дополнительный участок подвода питательной воды и отвода пара для обеспечения возможности отглушения негерметичных модулей в процессе эксплуатации. При этом был объединен вход питательной воды (температура 105 °C) с выходом пара из кассеты (температура порядка 300 °C) и обеспечен между ними теплообмен. В результате образовался своеобразный теплообменник («псевдорекуперативный» участок), где температура выходящего из модуля пара снижается тем больше, чем меньше мощность реактора. В результате эффект снижения недогрева на пароперегревательном участке на номинальном и переменных режимах дезавуируется захолаживанием на «псевдорекуперативном» участке. Снижение температуры пара на выходе кассет приводит к ухудшению технико-экономических показателей ЯЭУ. Одним из возможных решений по повышению температуры выходящего из кассеты пара может быть применение альтернативной ПИМ с частотным регулированием ЦНПК, тем более, что на новых атомных ледоколах пр. 22220 предусмотрены частотные регуляторы, питающие ЦНПК.

Интегральная компоновка основного оборудования РУ «РИТМ-200» привела к разделению связи количества действующих секций и количества работающих ЦНПК в отличие от блочной компоновки со змеевиковыми парогенераторами. В результате нет необходимости устанавливать на входе питательной воды в секции отсечных клапанов, которые при изменении режима работы ЦНПК прекращают подачу питательной воды в смежные парогенераторы (блочная РУ). Однако в результате применения новых технических решений в РУ «РИТМ-200» появилось множество комбинаций действующих секций и ЦНПК на БЧВ и МЧВ, которые вызывают недопустимое повышение температуры теплоносителя на выходе из активной зоны. Это привело к возникновению большого числа ограничений мощности РУ в зависимости от комбинации действующих секций и ЦНПК — 24 вместо восьми при блочной компоновке РУ. Данное обстоятельство создает повышенные сложности для эксплуатационного персонала атомного ледокола. Кроме того, большое количество введенных допустимых мощностей РУ увеличивает разброс температур пара на выходе кассет, что также усложняет обслуживание РУ.

Заключение (Conclusion)

Анализ теплогидравлических характеристик кассет парогенераторов «РИТМ-200» показывает, что достигнут определенный прогресс по снижению гидравлических сопротивлений рабочих сред в пределах кассеты и всей РУ. Это повышает ядерную и радиационную безопасность нового проекта. При этом следует отметить некоторое снижение эксплуатационных показателей ЯЭУ из-за появления в кассете «псевдорекуперативного» участка. Кроме того, усложнилась эксплуатация РУ из-за увеличения количества допустимых мощностей РУ при изменении комбинации действующих секций и ЦНПК на БЧВ и МЧВ. Также дополнительные сложности могут возникнуть при наличии некоторого количества оглушенных модулей в кассете.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Зверев Д. Л.* Реакторные установки для атомных ледоколов. Опыт создания и современное состояние / Д. Л. Зверев, Ю. П. Фадеев, А. Н. Пахомов, В. Ю. Галицких, В. И. Полуничев, К. Б. Вешняков, С. В. Кабин, А. Ю. Турусов // Атомная энергия. — 2020. — Т. 129. — № 1. — С. 29–37.

2. *Зверев Д. Л.* Опыт создания и перспективы развития ядерных энергетических установок для ледокольного флота и энергообеспечения / Д. Л. Зверев, Ю. П. Фадеев, А. Н. Пахомов, В. И. Полуничев // Атомная энергия. — 2018. — Т. 125. — № 6. — С. 318–322.

3. *Кудинович И. В.* Ядерные энергетические установки перспективных объектов морской техники гражданского назначения / И. В. Кудинович, А. Ж. Сутеева, В. Г. Хорошев // Труды Крыловского государственного научного центра. — 2018. — № 4 (386). — С. 95–106.DOI: 10.24937/2542-2324-2018-4-386-95-106.

4. *Королёв В. И.* Повышение экономических показателей эксплуатации атомных ледоколов при проводке судов в Арктике / В. И. Королёв // Арктика: экология и экономика. — 2021. — Т. 11. — № 2. — С. 244–253. DOI: 10.25283/2223-4594-2021-2-244-253.

5. *Королев В. И.* Основы эксплуатации и ремонта реакторных установок плавучих объектов с ядерной энергетической установкой: в 2 ч. / В. И. Королев. — СПб.: Изд-во ГУМРФ им. адм. С. О. Макарова, 2019. — Ч. 2. — 312 с.

6. ЦПКУ.501421.037РЭ Кассета парогенератора: руководство по эксплуатации. — «ОКБМ Африкантов», 2013.

7. *Михеев М. А.* Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. — М.: Энергия, 1973. — 320 с.

8. ЦПКУ.501421.037РР Кассета парогенератора. Расчет тепловой и гидравлический. — «ОКБМ Африкантов», 2009.

9. РД 24.035.05–89. Тепловой и гидравлический расчет теплообменного оборудования АЭС: метод. указания. — Л.: Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И. И. Ползунова (НПО ЦКТИ), 1991. — 211 с.

10. *Кириллов П. Л.* Справочник по теплогидравлическим расчетам / П. Л. Кириллов, Ю. С. Юрьев, В. П. Бобков. — М.: Энергоатомиздат, 1984. — 296 с.

11. Гидравлический расчет котельных агрегатов (Нормативный метод) / В. А. Локшин, Д. Ф. Петерсон, А. Л. Шварц и др. [под ред. В. А. Лошкина]. — М.: Энергия, 1978. — 256 с.

12. *Идельчик И. Е.* Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И. Е. Идельчик. — М: Машиностроение, 1975. — 559 с.

REFERENCES

1. Zverev, D. L., Y. P. Fadeev, A. N. Pakhomov, V. Y. Galitskikh, V. I. Polunichev, K. B. Veshnyakov, S. V. Kabin, and A. Y. Turusov. “Reactor installations for nuclear icebreakers: origination experience and current status.” *Atomic Energy* 129.1 (2020): 18–26. DOI: 10.1007/s10512-021-00706-x.

2. Zverev, D. L., Y. P. Fadeev, A. N. Pakhomov, and V. I. Polunichev. “Nuclear power plants for the icebreaker fleet and power generation in the arctic region: development experience and future prospects.” *Atomic Energy* 125.6 (2019): 359–364. DOI: 10.1007/s10512-019-00494-5.

3. Kudinovich, Igor V., Adelina Zh. Suteeva, and Vitaly G. Khoroshev. “Nuclear power plants for advanced civil marine technology.” *Transactions of the Krylov State Research Centre* 4(386) (2018): 95–106. DOI: 10.24937/2542-2324-2018-4-386-95-106.

4. Korolev, Vladimir I. “Improving the economic performance of nuclear icebreakers when navigating ships in the Arctic.” *Arctic: ecology and economy* 11.2 (2021): 244-253. DOI: 10.25283/2223-4594-2021-2-244-253.

5. Korolev, V. I. *Osnovy ekspluatatsii i remonta reaktornykh ustanovok plavuchikh ob”ektov s yadernoi energeticheskoi ustanovkoi*. SPb.: Izd-vo GUMRF im. adm. S. O. Makarova, 2019.

6. TsPKU.501421.037RE Kasseta parogeneratora. Rukovodstvo po ekspluatatsii. OKBM Afrikantov, 2013.

7. Mikheev, M.A., and I. M. Mikheeva. *Osnovy teploperedachi*. M.: Energiya, 1973.

8. TsPKU.501421.037RR. Kasseta parogeneratora. Raschet teplovoi i gidravlicheskii. «OKBM Afrikantov», 2009.

9. RD 24.035.05–89. Teplovoi i gidravlicheskii raschet teploobmennogo oborudovaniya AES: metod. ukazaniya. L.: Nauchno-proizvodstvennoe ob”edinenie po issledovaniyu i proektirovaniyu energeticheskogo oborudovaniya im. I. I. Polzunova (NPO TsKTI), 1991.

10. Kirillov, P. L., Yu. S. Yur'ev, and V. P. Bobkov. *Spravochnik po teplogidravlicheskim raschetam*. M.: Energoatomizdat, 1984.

11. Lokshin, V. A., D. F. Peterson, and A. L. Shvarts. *Gidravlicheskii raschet kotel'nykh agregatov. Normativnyi metod*. M.: Energiya, 1978.

12. Idel'chik, I. E. *Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam*. M: Mashinostroenie, 1975.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Королёв Владимир Ильич —
кандидат технических наук, профессор
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова»
198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург, ул. Двинская, 5/7
e-mail: *vlikor2007@yandex.ru*, *kaf_snef@gumrf.ru*

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Korolev, Vladimir I. —
PhD, professor
Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035, Russian Federation
e-mail: *vlikor2007@yandex.ru*, *kaf_snef@gumrf.ru*

Статья поступила в редакцию 16 сентября 2022 г.
Received: September 16, 2022.