

## **Decreasing the Weight-Size Parameters of Gas-Steam Turbine Plant by Increasing the Efficiency of Thermodynamic Processes in the Condenser**

**Bortsov O.S., Shevtsov A.P.**

Admiral Makarov National University of Shipbuilding  
Mykolaiv, Ukraine

**Abstract.** The aim of this work is decreasing the weight-size parameters of the contact gas-steam turbine plant and contact condenser elements by increasing the efficiency of thermal-gas dynamic processes of condensation through rational irrigation of countercurrent gas-steam flow. To achieve the goal the total efficiency of water-return drops ranging from 0.1 to 1 mm at different initial velocities from 5 to 35 m/s emitted by the multi-nozzle sprinkler was determined by mathematical modeling of the liquid droplet movement processes, heat and mass transfer between the liquid droplet and gas-vapor mixture, and gas-vapor mixture pressure loss. The effect of increasing the gas-steam mixture velocity from 3.3 to 6 m/s on the overall efficiency of water return was determined. The novelty of the obtained results was defined by an increase in the water return into cycle from 12 to 13% with a droplet diameter of 0.3 -- 0.4 mm and the initial velocity from the sprinkler of 5--10 m/s. The velocity of the mixture was to 6 m/s at rational correlations of the initial velocity of the droplets' escape, which increased the total amount of heat withdrawn to 11%. The positive effect conditions of irrigation processes on thermogasdynamic and weight-size parameters of the condenser elements for the contact gas and steam turbine plant at full pressure recovery coefficients of over 0.967 were substantiated. The most significant result was the reduction of the weight-size parameters of the marine infrastructure object power plant from 8 to 19%.

**Keywords:** circulating water, gas-steam flow, power plant, sprinkler, return of water, heat and mass transfer, specific power rating.

**DOI:** <https://doi.org/10.52254/1857-0070.2021.4-52.05>

**UDC:** 621.319.4

### **Reducerea indicatorilor de masă și dimensiune a instalațiilor de turbine gaz-abur de tip contact datorită creșterii eficienței proceselor termogazodinamice**

**Bortov A.S., Șevțov A.P.**

Universitatea națională de construirea navelor amiral Makarov  
Nicolaev, Ucraina

**Rezumat.** Scopul lucrării este reducerea indicatorilor de greutate și dimensiune ai centralei de tip contact gaz-abur și ai elementelor condensatorului de contact, asigurând în același timp revenirea apei în ciclu prin creșterea eficienței proceselor termogazodinamice de condensare de contact prin irigarea rațională a debitului în contracurent al amestecului gaz-abur cu apă. Pentru a atinge acest obiectiv, prin metoda modelării matematice a proceselor de mișcare a picăturilor de apă de diferite dimensiuni, a transferului de căldură și masă între o picătură de apă și un amestec gaz-vapori, a pierderilor de presiune ale unui amestec gaz-vapori, a fost determinată eficiența generală de retur a apei prin picăturile de diverse dimensiuni, începând de la 0,1 mm până la 1 mm la diferite viteze inițiale de mișcare a lor, de la 5 m/s până la 35 m/s din instalația de irigare cu multe duze; acțiunea creșterii vitezei de mișcare a amestecului gaz-vapori de la 3,3 m / s la 6 m / s asupra eficienței generale a returului apei la rapoarte raționale ale vitezei inițiale de mișcare a picăturilor de apă de răcire și a compoziției lor inițiale de dispersare. Cele mai importante rezultate sunt determinarea creșterii returului apei în ciclu de la 12 la 13% cu un diametru al picăturilor de la 0,3 până la 0,4 mm și o viteză inițială de mișcare de la un dispozitiv de irigare cu duze multiple de la 5 la 10 m/s, de asemenea și a vitezei de mișcare a amestecului gaz-vapori până la 6 m/s la raporturile raționale a vitezei inițiale de ieșire a picăturilor. Cel mai semnificativ rezultat este o scădere a parametrilor de masă și dimensiune a instalației energetice pentru obiectivul de infrastructură maritimă de la 8 la 19%.

**Cuvinte-cheie:** irigare cu apă, fluxul gaz-abur, instalație energetică, instalație de irigare, retur de apă, transfer de căldură și masă, puterea specifică.

**Снижение массогабаритных показателей контактных газопаротурбинных установок за счет повышения эффективности термогазодинамических процессов**

**Борцов А.С., Шевцов А.П.**

Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова  
Николаев, Украина

**Аннотация.** Целью работы является уменьшение массогабаритных показателей контактной газопаротурбинной установки и элементов контактного конденсатора при обеспечении возврата воды в цикл за счет повышения эффективности термогазодинамических процессов контактной конденсации путем рационального орошения водой противоточного потока газопаровой смеси. Для достижения поставленной цели методом математического моделирования процессов движения капель воды различного размера, переноса теплоты и массы между каплями воды и газопаровой смесью, потерь давления газопаровой смеси определялись общая эффективность возврата воды каплями различных размеров от 0,1 мм до 1 мм при разных начальных скоростях их движения от 5 м/с до 35 м/с из многофорсуночного оросительного устройства; влияние увеличения скорости движения газопаровой смеси с 3.3 м/с до 6 м/с на общую эффективность возврата воды при рациональных соотношениях начальной скорости движения капель охлаждающей воды и их начального дисперсного состава; влияние совершенствования процессов орошения на термогазодинамические процессы и массогабаритные показатели элементов контактного конденсатора и контактной газопаротурбинной установки в целом. Существенность полученных результатов исследования определяется увеличением возврата воды в цикл от 12 до 13% при диаметре капель от 0,3 до 0,4 мм и начальной скорости движения из многофорсуночного оросительного устройства от 5 до 10 м/с, а также скорости движения газопаровой смеси до 6 м/с при рациональных соотношениях начальной скорости вылета капель, что увеличивает суммарную величину отведенной теплоты до 11%. Обоснованы условия положительного влияния процессов орошения на термогазодинамические и массогабаритные показатели элементов контактного конденсатора для контактной газопаротурбинной установки с различными двигателями при коэффициентах восстановления полного давления более 0,967. Наиболее значимым результатом является снижение массогабаритных показателей энергетической установки объекта морской инфраструктуры с 8 до 19%.

**Ключевые слова:** орошение водой, газопаровой поток, энергетическая установка, оросительное устройство, возврат воды, теплообмен, удельная мощность.

### ВВЕДЕНИЕ

**Описание проблемы** Исследований теплофизических процессов в элементах контактных газопаротурбинных установок с целью их интенсификации позволяет повышать экономичность, экологичность, надежность и компактность энергетической установки в целом [1, 2]. Процессы конденсации и влагоотделения в контактном конденсаторе таких установок зависят от дисперсности газожидкостного потока так как уменьшение размеров капель интенсифицирует процессы переноса теплоты и массы с одной стороны и снижает устойчивость двухфазного потока с другой. Определение рациональных условий орошения при повышении скорости газопарового потока относится к основному резерву для снижения массогабаритных показателей в контактном конденсаторе и является *актуальной научно-технической задачей совершенствования контактных газопаротурбинных установок.*

### Обзор литературы, связанной с исследованием.

Создание газопаротурбинных установок вызвано запросами практики для энергетического обеспечения движения судов, транспорта газа, выработки электроэнергии плавучими электростанциями и функционирования объектов морской инфраструктуры. Анализу технико-экономических и экологических характеристик этих установок посвящено значительное количество исследований [1-28]. Обзор литературы по исследованиям и разработкам в области парогазовой смеси подаваемой в камеру сгорания газотурбинных двигателей приведен в [27]. Рассмотрены различные циклы, сравниваются электрический КПД, удельная мощность, выходная мощность, вредные выбросы и определяются наиболее перспективные направления в газопаротурбиностроении. Обоснование рациональности использования газопаротурбинных установок для комплексного обеспечения механической работой, электрической энергией и теплотой в виде насыщенного пара и горячей воды для

технологических и бытовых нужд потребителей выполнено в работах [2-7]. В зависимости от способа утилизации теплоты в установках и конструкции их теплоутилизующего контура они подразделяются на бинарные, которые используют пар из котла-утилизатора в отдельно стоящей паровой турбине, и контактные, когда пар подается в камеру сгорания самого газопаротурбинного двигателя. Контактные газопаротурбинные установки, работающие по циклу STIG, при сравнительно одинаковых удельных мощностях имеют меньшие массогабаритные показатели, чем бинарные, но имеют значительные потери пара с выбросами газопаровой смеси в окружающую среду. Результатам переоборудования газотурбинных двигателей простого цикла в цикл STIG для повышения мощности и уменьшения выброса  $\text{NO}_x$  и  $\text{CO}_2$  за счет впрыска пара в камеру сгорания полученного в имеющемся котле-утилизаторе посвящены работы [8-13]. Термодинамический анализ газопарового блока теплоэлектростанции в котором происходит экологическая утилизация пара приведен в [14, 15]. В работе [16] рассматривается развитие газопаротурбинных двигателей, работающих по циклу Cheng. Авторы считают, что цикл Cheng является наиболее эффективным циклом по сравнению с циклом бинарной газопаротурбинной установки, и многими другими предлагаемыми вариантами при правильном выборе параметров степени сжатия, температуры на входе в турбину, конфигурации компрессора и ротора. Для работы газопаротурбинного двигателя в условиях повышенных температур до  $50^\circ\text{C}$  и устранения снижения выходной мощности в [17, 18] предложена установка устройства с контуром питательной воды, экономайзером и испарителем для подачи пара в камеру сгорания с использованием энергии выхлопных газов в котле-утилизаторе и получена его оптимальная расходная характеристика в тяжелых климатических условиях. В работе [19] рассматриваются технические характеристики двух типов регенеративных парогазотурбинных двигателей (RSTIG), которые представляют собой совмещенную технологию впрыска горячей воды и пара газопаротурбинных циклов STIG с регенеративной технологией. Авторы определили, что тепловой КПД и

удельная мощность систем RSTIG выше, чем у систем STIG, и оптимальная степень повышения давления для максимальной величины впрыска пара может применяться, как гибкая система теплоэнергетической когенерации, с общим КПД выработки теплоты и электроэнергии на уровне 70% при максимальной тепловой мощности. В [26] проанализирована производительность электростанций с контактными газопаротурбинными установками на базе серийных газотурбинных двигателей. В результате исследования электростанции с контактными газопаротурбинными установками, работающими по циклу STIG, при впрыске горячей воды в камеру сгорания имеют термический КПД выше до 20%, а удельную мощность до 50% по сравнению с электростанциями с базовыми газотурбинными двигателями.

Устранение потери пара с выбросами газопаровой смеси в окружающую среду в контактных газопаротурбинных установках возможно путем охлаждения газопаровой смеси до температур конденсации. Для этого за котлом-утилизатором устанавливают контактный конденсатор газопаровой смеси, что увеличивает массогабаритные показатели установки. В работах [23, 24] проведен анализ снижения потери пара с выбросами газопаровой смеси и выбросов оксидов азота при использовании тепловой схемы «Водолей» с использованием теплоты выхлопных газов и впрыском энергетического и экологического водяного пара в проточную часть камеры сгорания газопаротурбинных двигателей, работающих на углеводородном топливе. При моделировании камеры сгорания газотурбинной установки мощностью 25 МВт, получены расчетные выбросы азота оксидов в выхлопной системе газовой турбины порядка 30 ppm, что соответствует современным европейским требованиям.

В работе [28] рассматривается «замкнутый» цикл рекуперации воды путем закачки пара (SIWR) в цикл, разработанный для газовых турбин с впрыском пара в камеру сгорания. Получения «замкнутого» цикла заключается в охлаждении выхлопных газов и получение конденсата, который можно использовать для получения газопаровой смеси для газотурбинного двигателя лишь после ее обработки, что наиболее приемлемо для газовых турбин нового поколения с высокой

удельной мощностью, а также для газотурбинных двигателей с высокой степенью впрыска пара.

#### **Описание нерешенных частей в проблеме.**

В работах [3-27] отсутствуют исследования связанные с возвратом воды в цикл энергетических установок, работающих на газопаровой рабочей смеси, а в работах [1, 2, 29] результаты исследований относятся к контактному газопаротурбинным установкам (КГПТУ) континентального применения для которых массогабаритные показатели менее предпочтительны. Применение КГПТУ на объектах морской инфраструктуры связано со значительным сокращением массогабаритных показателей. Это вызывает необходимость дополнительных исследований влияния процессов орошения, с учетом их взаимного влияния и последовательности теплообмена и влагоотделения при начальных скоростях капель от 5 до 35 м/с, на эффективность возврата воды в цикл контактной газопаротурбинной установки, уменьшение массогабаритных показателей элементов контактного конденсатора и контактной газопаротурбинной установки в целом.

#### **Формулировка цели и задач исследования.**

*Целью исследования является* уменьшение массогабаритных показателей элементов контактного конденсатора и контактной газопаротурбинной установки за счет повышения эффективности термогазодинамических процессов при совершенствовании процессов орошения и обеспечение возврата воды в цикл.

*Объектом исследования являются* процессы орошения, конденсации и влагоотделения в двухфазном потоке газопаровой смеси.

*Предмет исследования* - термогазодинамические показатели процессов орошения, конденсации и влагоотделения капель изменяющегося дисперсного состава.

Достижение поставленной цели возможно решением следующих задач:

- определение общей эффективности возврата воды каплями различных размеров при разных начальных скоростях их движения в условиях полидисперсного распыла оросительным устройством;
- определение влияния увеличения скорости движения газопаровой смеси на общую

эффективность возврата воды при рациональных соотношения начальной скорости движения капель охлаждающей воды и их начального дисперсного состава;

- определение влияния совершенствования процессов орошения на термогазодинамические процессы и массогабаритные показатели элементов контактного конденсатора и контактной газопаротурбинной установки в целом.

### **МЕТОДЫ, РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ**

**Методы исследования.** Решение поставленных задач исследования выполнено методом математического моделирования теплообменных процессов в двухфазных потоках при конденсации влаги в газопаровой смеси и движения сконденсированных капель из потока к поверхности осаждения.

Исследование воздействия дисперсного состава охлаждающей воды и конденсата на температуру теплоносителей, возврат воды и перепад давления в конденсаторе при заданных конструктивных и эксплуатационных показателях его элементов выполнено с помощью усовершенствованной математической модели контактного конденсатора газопаротурбинной установки [2, 29], достоверность результатов которой обоснована сопоставлением с результатами испытаний.

Математическая модель включает в себя совокупность математических уравнений, учитывающих каждый элемент контура контактного конденсатора с учетом процессов теплообмена и гидродинамики. Конструктивно контактный конденсатор включает следующие элементы: конденсатосборник, пористую теплообменную насадку, ороситель, инерционный каплеотделитель, воздуховодяной охладитель. Схематическая компоновка представлена на рисунке 1 (Bortsov S, Shevtsov A, DOI [https://doi.org/10.15589/smi2019.1\(11\).8](https://doi.org/10.15589/smi2019.1(11).8)).

Математическое описание процессов тепло- и массообмена и движения при взаимодействии газопаровой смеси с охлаждающей водой и элементами конструкций контактного конденсатора выполнялись отдельно для каждого его элемента.

Особенности конкретной конструкции при численной реализации учитываются

последовательностью использования процедур программ, при условии, что выходные параметры предыдущего элемента равны входным параметрам последующего с

учетом источников и стоков теплоты и массы, на границе раздела элементов. Основные уравнения процессов для элементов контактного конденсатора имеют для процедур следующий вид.

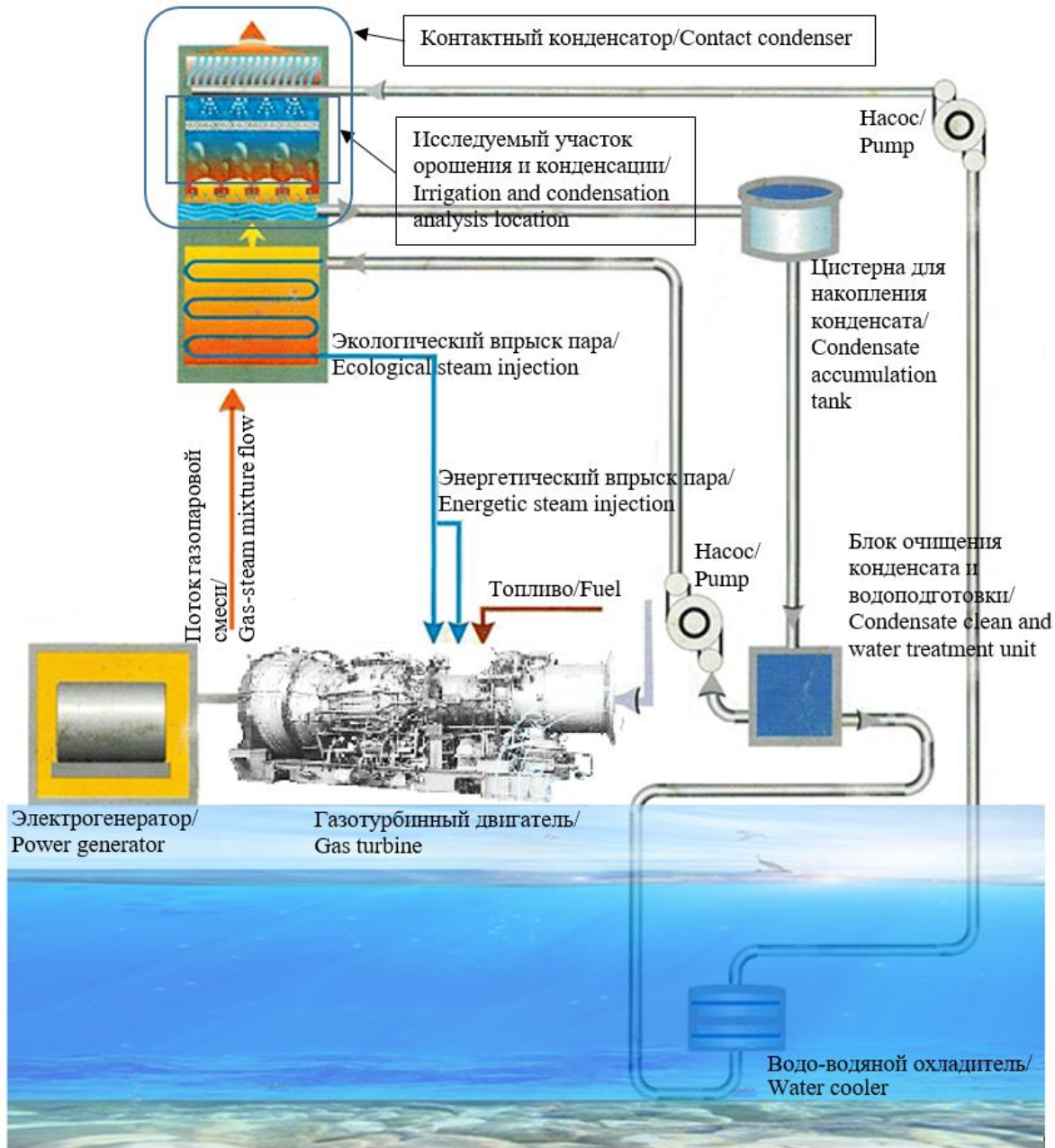


Рис. 1. Схематическая компоновка энергетической системы.

Fig. 1. The power system scheme.

**Математическое описание конденсатороборника.** Уравнение движения каплей воды:

$$M_{jk}(\tau) \frac{dw_{jk}}{d\tau} = M_{jk}g - \frac{1}{2} \xi_{jk} S_{jk} u_{jk}(\tau) \rho_{gps}(\tau), \quad (1)$$

где  $M_{jk} = \frac{1}{6} \pi d_{jk}^3 \rho_{cv}$  – масса капли;  $w_{jk}$  – абсолютная скорость капли  
 $\xi_{jk} = f \left( \frac{dw_{jk}}{d\tau} \right) A_1 \text{Re}_{jk}^{-A_2} (1 + A_3 \text{Sh}_{jk}^{A_4})$  – нестационарный коэффициент гидродинамического сопротивления газопаровой смеси движению капли с учетом

массообмена;  $u_{jk} = w_{jk} \pm w_{gps}$  – скорость движения капли относительно газопаровой смеси.

Уравнения баланса теплоты и массы между каплей воды и газопаровой смесью:

$$M_{gps} c_{\rho gps} \frac{dT_{gps}}{d\tau} = \lambda_{gps} \frac{Nu_{jk} (T_{jk} - T_{gps}) F_{kj}}{d_{jk}}, \quad (2)$$

$$\frac{M_{gps}}{\rho_{gps}} \cdot \frac{dC_{gps}}{d\tau} = D_{gps} \frac{Sh_{jk} (C_{jk} - C_{gps}) F_{kj}}{d_{jk}}, \quad (3)$$

где  $Nu_{jk} = f_1(\tau)(A_4 + A_5 Re_{jk}^{A_6} Pr^{A_7}) A_8$ ,

$$Sh_{jk} = f_2(\tau)(A_9 + A_{10} Re_{jk}^{A_{11}} Sc^{A_{12}}) A_{13}, \quad Pr = \frac{v_{gps}}{a_{gps}},$$

$$Sc = \frac{v_{gps}}{D_{gps}}, \quad Re_{jk} = \frac{u_{jk} d_{jk}}{v_{gps}} \quad \text{— соответственно}$$

числа Нуссельта, Шервуда, Прандтля, Шмидта, Рейнольдса;  $f_1(\tau)$  и  $f_2(\tau)$  – временные функции;  $A_i$  – временные константы, полученные из аппроксимации решений краевых задач.

Уравнение расхода газопаровой смеси:

$$w_{gps} = \frac{G_g (1 + d_{gps})}{F \psi_k \rho_{gps}}, \quad (4)$$

где  $G_g$  – расход неконденсирующегося газа,  $d_{gps}$  – влагосодержание газопаровой смеси,  $F$  – площадь поверхности поперечного сечения конденсатосборника,  $\rho_{gps} = \frac{p_g}{R_g T_{gps}} + \frac{p_p}{R_p T_{gps}}$  – плотность газопаровой смеси,  $p_g, p_p$  – парциальные давления газа и водяного пара,  $R_g, R_p$  – газовые постоянные газа и водяного пара.

Уравнение потерь давления газопаровой смеси:

$$\frac{dp}{dx} = \zeta \frac{\rho_{gps} w_{gps}^2}{2} \frac{Pe}{S_c}, \quad (5)$$

где  $\zeta = \sum_i^n \zeta_i$  – суммарный коэффициент сопротивления движению газопаровой смеси;  $Pe$  – смоченный периметр сечения

конденсатосборника;  $S_c$  – площадь живого сечения;  $n$  – число патрубков каналов конденсатосборника.

**Математическое описание пористой теплообменной насадки.** Уравнение движения воды:

$$M_g(\tau) \frac{dw_g}{d\tau} = M_g g - \frac{1}{2} \zeta_g S_g u_g(\tau) \rho_{gps}(\tau), \quad (6)$$

где  $M_g$  – масса воды;  $w_g(\tau)$  – абсолютная скорость воды.

Нестационарный коэффициент гидродинамического сопротивления газопаровой смеси движению воды:

$$\zeta_g = f \left( \frac{dw_g}{d\tau} \right) A_{14} Re_g^{-A_{15}} (1 + A_{16} Sh_g^{A_{17}}), \quad (7).$$

Уравнения баланса теплоты и массы между водой и газопаровой смесью:

$$M_{gps} \cdot c_{\rho gps} \cdot \frac{dT_{gps}}{d\tau} = \lambda_{gps} \frac{Nu_g (T_g - T_{gps}) F_g}{\delta_g}, \quad (8)$$

$$\frac{M_{gps}}{\rho_{gps}} \frac{dC_{gps}}{d\tau} = D_{gps} \frac{Sh_g (C_g - C_{gps}) F_g}{\delta_g}, \quad (9)$$

где  $Nu_g = f_3(\tau)(A_{18} + A_{19} Re_c^{A_{20}} Pr^{A_{21}}) A_{22}$ ,

$$Sh_g = f_4(\tau)(A_{23} + A_{24} Re_s^{A_{25}} Sc^{A_{26}}) A_{27}, \quad Pr = \frac{v_{gps}}{a_{gps}},$$

$$Sc = \frac{v_{gps}}{D_{gps}}, \quad Re_g = \frac{2u_g R_{ik}}{v_{gps}} \quad \text{— соответственно}$$

числа Нуссельта, Шервуда, Прандтля, Шмидта, Рейнольдса.

Уравнение расхода газопаровой смеси:

$$w_{gps} = \frac{G_g (1 + d_{gps})}{F_n \psi_g \psi_n \rho_{gps}}, \quad (10)$$

где  $G_g$  – расход газа;  $d_{gps}$  – влагосодержание газопаровой смеси,  $F_n$  – площадь поверхности поперечного сечения теплообменной насадки,  $\psi_g, \psi_n$  – соответственно коэффициенты загромождения водой и материалом насадки;

$$\rho_{gps} = \frac{p_g}{R_g T_{gps}} + \frac{p_p}{R_p T_{gps}} \quad \text{— плотность газопаровой}$$

смеси;  $p_g, p_p$  – парциальные давления газа и водяного пара;  $R_g, R_p$  – газовые постоянные газа и водяного пара.

Уравнение потерь давления газопаровой смеси:

$$\frac{dp}{dx} = \frac{\mu}{k_{pr}} w_{gps}^2 + C \frac{\rho_{gps} w_{gps}^2}{2}, \quad (11)$$

где  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости; плотность газопаровой смеси;  $k_{pr} = \frac{1}{k} \cdot P^3 \cdot \frac{V_n^2}{F_n^2}$  – коэффициент проницаемости, зависящий от структуры насадки;  $C = \frac{C_0}{P^2}$  – постоянная для пористой насадки;  $V_n$  и  $F_n$  – соответственно объем и площадь насадки;  $P = \frac{V_{por}}{V_n}$  – пористость структуры насадки;  $V_{por}$  – объем пор в насадке.

При упорядоченной структуре в отдельно взятом элементе насадки длиной  $dx$  вводя коэффициент сопротивления движению газопаровой смеси, решение уравнения потерь давления газопаровой смеси можно представить в виде:

$$\xi = \frac{32k}{P \cdot Re} + C_1, \quad (12)$$

где  $\xi = \frac{2\Delta p d_e}{\rho w^2 \Delta l}$  – коэффициент сопротивления сухой насадки;  $d_e = \frac{4V_n P}{F_n}$  – эквивалентный диаметр пор;  $\Delta l$  – длина элемента насадки;

$Re = \frac{w d_e \rho}{\mu}$  – число Рейнольдса;  $k = k_0 \left( \frac{l_p}{l} \right)^2$  – коэффициент структуры;  $k_0$  – постоянная, учитывающая влияние на пористость отклонения формы и расположения элементов структуры в реальной насадке по сравнению с теоретической моделью;  $l_p$  – длина извилистого пути газопаровой смеси при движении вдоль пор;  $C_1 = C \cdot d_e$  – дополнительная характеристика пористой насадки.

При орошении насадки коэффициент сопротивления движению газопаровой смеси определяется выражением:

$$\xi_{or} = \frac{1}{k_{or}^3} \xi + \frac{C_0 d_0}{k_{or} \Pi^2} \left( 1 - \frac{1}{k_{or}^2} \right), \quad (13)$$

где  $k_{or} = 1 - \frac{V_{pl} \cdot V_k}{V_{por}}$  – дополнительная характеристика пористости орошаемой насадки;  $V_{pl}, V_k, V_{por}$  – соответственно объемы, занимаемые пленками, каплями воды и порами насадки.

**Математическое описание оросителя.**  
Уравнение движения капель воды:

$$M_{ik}(\tau) \frac{dw_{ik}}{d\tau} = M_{ik} g - \frac{1}{2} \xi_{ik} S_{ik} u_{ik}(\tau) \rho_{gps}(\tau), \quad (14)$$

где  $M_{ik} = \frac{1}{6} \pi d_{ik}^3 \rho_{cv}$  – масса капли;  $w_{ik}$  – абсолютная скорость;

$\xi_{ik} = f \left( \frac{dw_{ik}}{d\tau} \right) A_{28} Re_{ik}^{-A_{29}} (1 + A_{30} Sh_{ik}^{A_{31}})$  – коэффициент гидродинамического сопротивления газопаровой смеси движению капли;  $u_{ik} = w_{ik} \pm w_{gps}$  – скорость движения капли относительно газопаровой смеси.

Уравнения баланса теплоты и массы между каплями воды и газопаровой смесью:

$$M_{gps} c_{pgps} \frac{dT_{gps}}{d\tau} = \lambda_{gps} \frac{Nu_{ik} (T_{ik} - T_{gps}) F_{ki}}{d_{ik}}, \quad (15)$$

$$\frac{M_{gps}}{\rho_{gps}} \frac{dC_{gps}}{d\tau} = D_{gps} \frac{Sh_{ik} (C_{ik} - C_{gps}) F_{ki}}{d_{ik}}, \quad (16)$$

где  $Nu_{ik} = f_5(\tau) (A_{32} + A_{33} Re_{ik}^{A_{34}} Pr^{A_{35}}) A_{36}$  ;

$Sh_{ik} = f_6(\tau) (A_{30} + A_{31} Re_{ik}^{A_{32}} Sc^{A_{33}}) A_{29}$  ;  $Pr = \frac{v_{gps}}{a_{gps}}$  ;

$Sc = \frac{v_{gps}}{D_{gps}}$  ;  $Re_{ik} = \frac{u_{ik} d_{ik}}{v_{gps}}$  – соответственно числа Нуссельта, Шервуда, Прандтля, Шмидта, Рейнольдса;  $f_5(\tau)$  и  $f_6(\tau)$  – временные функции;  $A_i$  – временные константы, полученные из аппроксимации решений (Дикий Н.А. и др. К определению коэффициента сопротивления испаряющейся капли при ее движении в газовом потоке. Труды НКИ, выпуск 112. Николаев, 1976, с. 95-99).

Уравнение расхода газопаровой смеси:

$$w_{gps} = \frac{G_g (1 + d_{gps})}{F \psi_k \rho_{gps}}, \quad (17)$$

где  $G_g$  – расход неконденсируемого газа;  $d_{gps}$  – влагосодержание газопаровой смеси;  $F$  – площадь поверхности поперечного сечения оросителя;  $\psi_k$  – коэффициент загромождения сечения оросителя каплями воды;

$$\rho_{gps} = \frac{P_g}{R_g T_{gps}} + \frac{P_p}{R_p T_{gps}}$$

– плотность газопаровой смеси;  $p_g, p_p$  – парциальные давления газа и водяного пара;  $R_g, R_p$  – газовые постоянные газа и водяного пара.

Уравнение потерь давления газопаровой смеси:

$$\frac{dp}{dx} = \zeta_{or} \frac{\rho_{gps} w_{gps}^2}{2} \frac{Pe_{or}}{S_{sor}}, \quad (18)$$

где  $\zeta_{or}$  – коэффициент сопротивления движению газопаровой смеси;  $Pe_{or}$  – смоченный периметр сечения оросителя;  $S_{sor}$  – площадь живого сечения.

Функция распределения размеров капель:

$$\{d_{ik}, m_{ik}\} = f(G_{c.v.}). \quad (19)$$

**Математическое описание инерционного каплеотделителя.** Уравнение эффективности осаждения капель:

$$E_{ik\Sigma} = 1 - (1 - E_{ik1})(1 - E_{ik2}) \dots (1 - E_{ikn}), \quad (20)$$

где  $E_{ik}$  – значение эффективности отделения капель одним элементом инерционного каплеотделителя,  $n$  – количество элементов.

$$\Delta m = \pi \cdot c_k \cdot (\rho_{p.k.} - \rho_p) \cdot (D_p \cdot \omega_{gps} \cdot d_k)^{1/2} \cdot \tau, \quad (21),$$

где  $\Delta m$  – приращение массы капли;  $\pi$  – число Пи;  $c_k$  – поправочный коэффициент (по Левичу – 1,0; по Фридленду – 0,89; по Акселоруду – 1,07);  $\rho_{p.k.}$  – плотность поверхности капли;  $\rho_p$  – плотность пара;  $D_p$  – коэффициент диффузии пара в воздухе;  $\omega_{gps}$  – скорость газопарового потока;  $d_k$  – начальный диаметр капли;  $\tau$  – время полеты капли.

**Математическое описание водо-водяного охладителя.**

Основными уравнениями, которые определяют параметры рабочих сред в аппаратах водо-водяного охлаждения, являются: - уравнение коэффициента эффективности охладителя:

$$E = \eta \left( 1 - 0,427 \frac{G_{c.v}^{vh}}{G_{c.v}^{vh} + 14,64} \right) \frac{G_{z.v}^{vh}}{G_{z.v}^{vh} + 3,66 + 1,21 G_{c.v}^{vh}}, \quad (21)$$

где  $\eta$  – коэффициент, учитывающий загрязнение теплопередающей поверхности охладителя;  $G_{z.v}^{vh}, G_{c.v}^{vh}$  – расходы заборной и циркуляционной воды через охладитель.

Уравнение для температуры циркуляционной воды на выходе из охладителя:

$$T_{c.v}^{vih} = T_{c.v}^{vh} - E(T_{c.v}^{vh} - T_{z.v}^{vh}), \quad (22)$$

где  $T_{c.v}^{vh}, T_{z.v}^{vh}$  – температуры циркуляционной и заборной воды на входе в охладитель.

Уравнение для средней температуры циркуляционной воды в охладителе:

$$T_{c.v}^{sr} = 0,5(T_{c.v}^{vh} + T_{c.v}^{vih}). \quad (23)$$

Уравнение изменения давления циркуляционной воды в охладителе:

$$\Delta p_{c.v} = 0,0000387 G_{c.v}^{vh2}. \quad (24)$$

Уравнение изменения давления заборной воды в охладителе:

$$\Delta p_{z.v} = 0,000349 G_{z.v}^{vh2} \quad (25)$$

Уравнение температуры заборной воды на выходе из охладителя:

$$T_{z.v}^{vih} = T_{z.v}^{vh} + \frac{G_{c.v}^{vh} \cdot c_{p.c.v}^{sr}}{G_{z.v}^{vh} \cdot c_{p.z.v}} (T_{c.v}^{vh} - T_{c.v}^{vih}), \quad (26)$$

где  $c_{p.c.v}^{sr}, c_{p.z.v}^{sr}$  – удельные теплоемкости циркуляционной и заборной воды.

Согласно экологической безопасности, максимальная температура заборной воды на выходе из охладителя должны быть не выше 306 К и максимальное ее повышение не более чем на 10 К.

Согласно руководству по эксплуатации используемых охладителей расход заборной воды может изменяться от 42 до 52 кг/с.

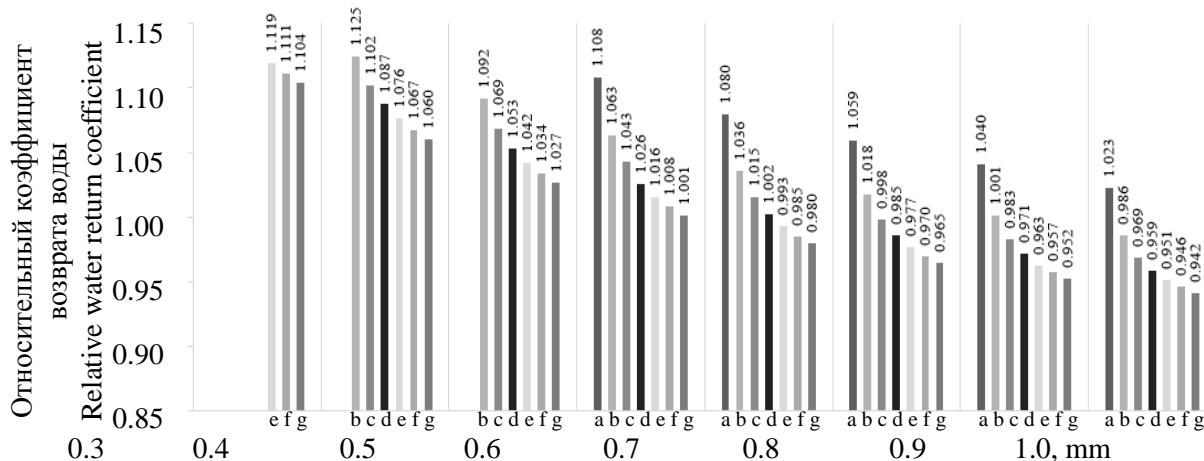
Приведенные уравнения изменения температур и давлений циркуляционной воды позволяют согласовывать для последовательно расположенных элементов контура выходные и входные значения этих параметров.

**Результаты и обсуждение.** Охлаждение газопаровой смеси осуществляется за счет теплообмена перед и в сетчатопористой насадке с использованием охлаждающей воды, поступающей из многофорсуночного оросительного устройства. Форсуноки оросительного устройства распыляют охлаждающую воду на поверхность сетчатопористой насадки для орошения ее фронтальной площади.

При постоянных расходах газопарового потока и увеличении его скорости площадь фронтального сечения насадки уменьшается согласно формуле (4). Это позволяет

уменьшить массогабаритные показатели контактного конденсатора.

*Общая эффективность возврата воды каплями различных размеров при разных начальных скоростях их движения в условиях многофорсуночного оросительного устройства.* Оросительное устройство задавалось в виде прямоугольного набора центробежных форсунок с фиксированными шагами в фронтальном сечении. При расчете использовались следующие исходные данные: фронт насадки площадью 17,2 м<sup>2</sup>, давление воды в оросительном устройстве 0,225 МПа, расход воды 194,8 кг/с, скорость начального движения капель от 5 м/с до 35 м/с и диаметр капель от 0,1 мм до 1 мм. На рис. 2 в относительных величинах представлены результаты расчета коэффициента возврата воды в зависимости от скорости движения и диаметра вылетающих капель из многофорсуночного оросительного устройства.



Начальный диаметр вылетающих капель из оросительного устройства, мм.

Initial diameter of droplets, mm, at the exit from the multi-nozzle device.

Начальная скорость капель, вылетающих из многофорсуночного устройства:

a – 5 м/с; b – 10 м/с; c – 15 м/с; d – 20 м/с; e – 25 м/с; f – 30 м/с; g – 35 м/с.

The initial velocity of droplets flying out from a multi-nozzle irrigation device:

a – 5 m/s; b – 10 m/s; c – 15 m/s; d – 20 m/s; e – 25 m/s; f – 30 m/s; g – 35 m/s.

**Рис. 2. Влияние начальной скорости и диаметра вылетающих капель из многофорсуночного оросительного устройства на возврат воды.**

**Fig. 2. Effect of the initial velocity and diameter of emitted drops from a multi-nozzle irrigation device on the return of water.**

Полученные результаты свидетельствуют, что максимальная величина возврата воды наблюдается при начальных диаметрах капель 0,3-0,4 мм и начальных скоростях их движения от 5 до 10 м/с, и равна 6,19 - 6,20 кг/с. Размеры капель при разной начальной

скорости движения, которые не долетят до насадки контактного конденсатора и будут уноситься встречным потоком газопаровой смеси, следующие:

- диаметр капель от 0,1 мм до 0,2 мм при их начальной скорости от 5 м/с до 35 м/с;

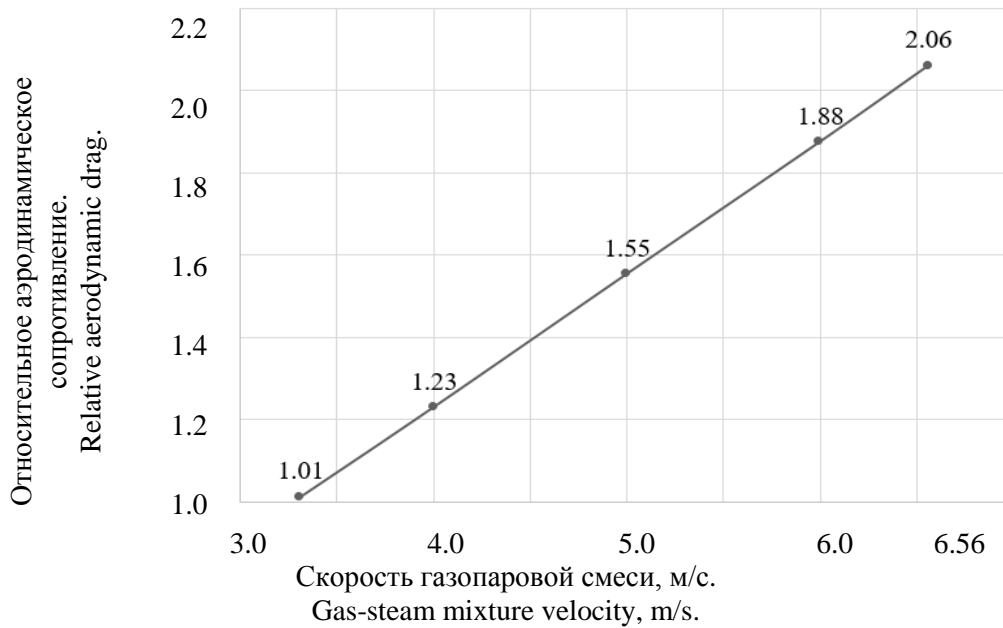
- диаметр капель 0,3 мм при начальной скорости от 5 м/с до 20 м/с;
- диаметр капель от 0,4 мм до 0,5 мм при начальной скорости 5 м/с.

*Влияние увеличения скорости движения газопаровой смеси на общую эффективность возврата воды при рациональных соотношения начальной скорости движения капель охлаждающей воды и их начального дисперсного состава.*

Одним из важных факторов совершенствования КГПТУ является

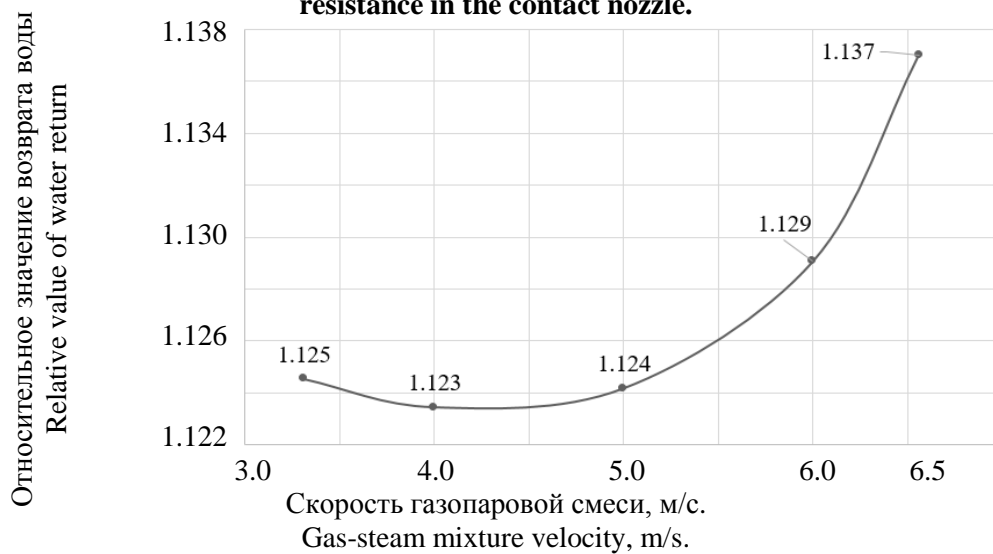
увеличение скорости газопаровой смеси в контактном конденсаторе.

Для анализа влияния увеличения скорости движения газопаровой смеси от 3,3 до 6 м/с на показатели возврата воды использовались начальные скорости движения капель от 5 до 10 м/с с диаметром вылетающих капель из форсунок от 0,3 до 0,4 мм. Полученные результаты влияния скорости газопаровой смеси на аэродинамическое сопротивление в насадке и возврат воды приведены соответственно на рис. 3 и 4.



**Рис. 3. Влияние скорости газопаровой смеси на относительную величину аэродинамическое сопротивление в насадке.**

**Fig. 3. Effect of the velocity of the gas-vapor mixture on the relative value of the aerodynamic resistance in the contact nozzle.**



**Рис. 4. Величина относительного возврата воды при увеличении скорости газопаровой смеси.**

**Fig. 4. The value of the relative return of water with an increase in the velocity of the gas-vapor mixture.**

Результаты влияния увеличения скорости газопаровой смеси на относительные показатели аэродинамического сопротивления свидетельствуют об увеличении сопротивления в насадке контактного конденсатора до 2-х раз относительно эксплуатируемого контактного конденсатора в составе установки ГПУ 16К. Количество суммарной отведенной теплоты в контактном конденсаторе при увеличении скорости газопаровой смеси возрастает до 11%, а относительная величина возврата воды увеличилась до 13%.

Влияния совершенствования процессов орошения на термогазодинамические процессы и массогабаритные показатели элементов контактного конденсатора и контактной газопаротурбинной установки в целом. Эффективным эксплуатационным характеристикам контактной газопаротурбинной установки соответствуют допустимые перепады давления контактного конденсатора.

Влияние аэродинамического сопротивления контактного конденсатора, при постоянной величине возврата воды в цикл на уровне потребляемой котлом-утилизатором, эффективная работа контактной газопаротурбинной установки возможна при коэффициенте восстановления полного давления в контактном конденсаторе более 0,967. Для достижения допустимой величины аэродинамического сопротивления и коэффициента восстановления давления при форсировании скорости газопаровой смеси изменялось количество форсунок в многофорсуночном оросительном устройстве для обеспечения эффективности тепломассообменных процессов в элементах контактного конденсатора.

На рис. 5-8 представлены результаты расчетов термогазодинамических показателей контактной газопаротурбинной установки при различных скоростях газопаровой смеси в контактном конденсаторе.

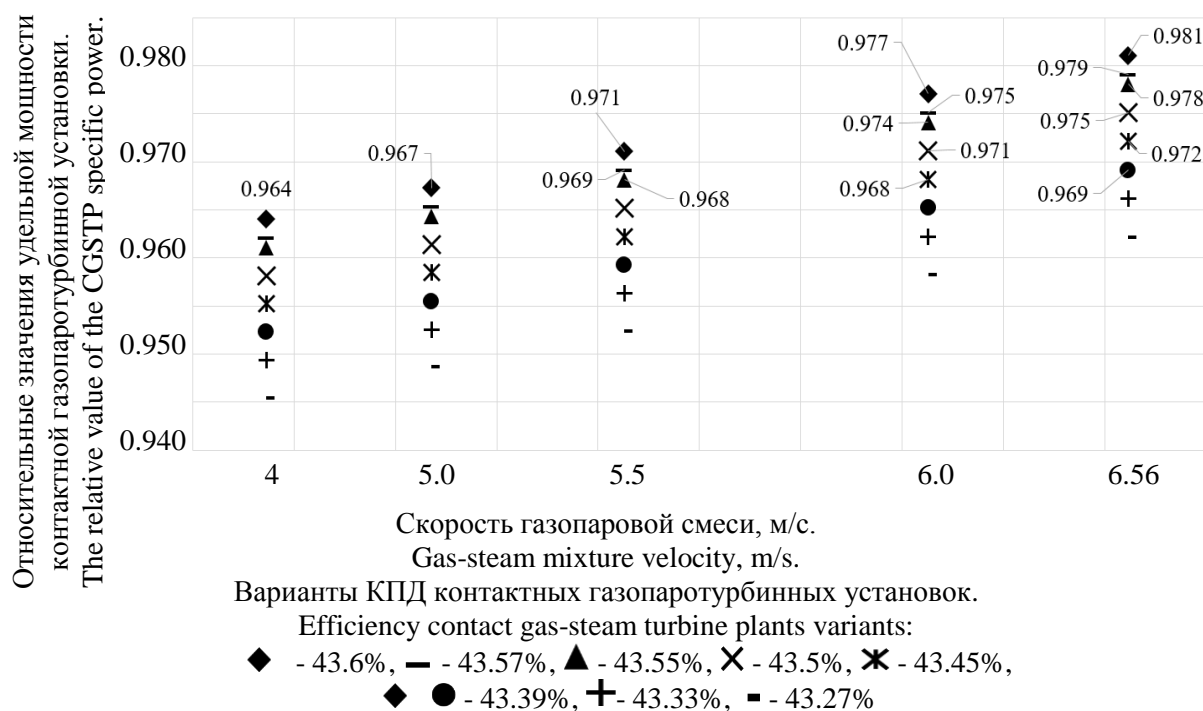


Рис. 5. Зависимость удельной мощности контактной газопаротурбинной установки от скорости газопаровой смеси в контактном конденсаторе.

Fig. 5. Dependence of the specific power of the contact gas-steam turbine plant on the velocity of the gas-steam mixture in the contact condenser.

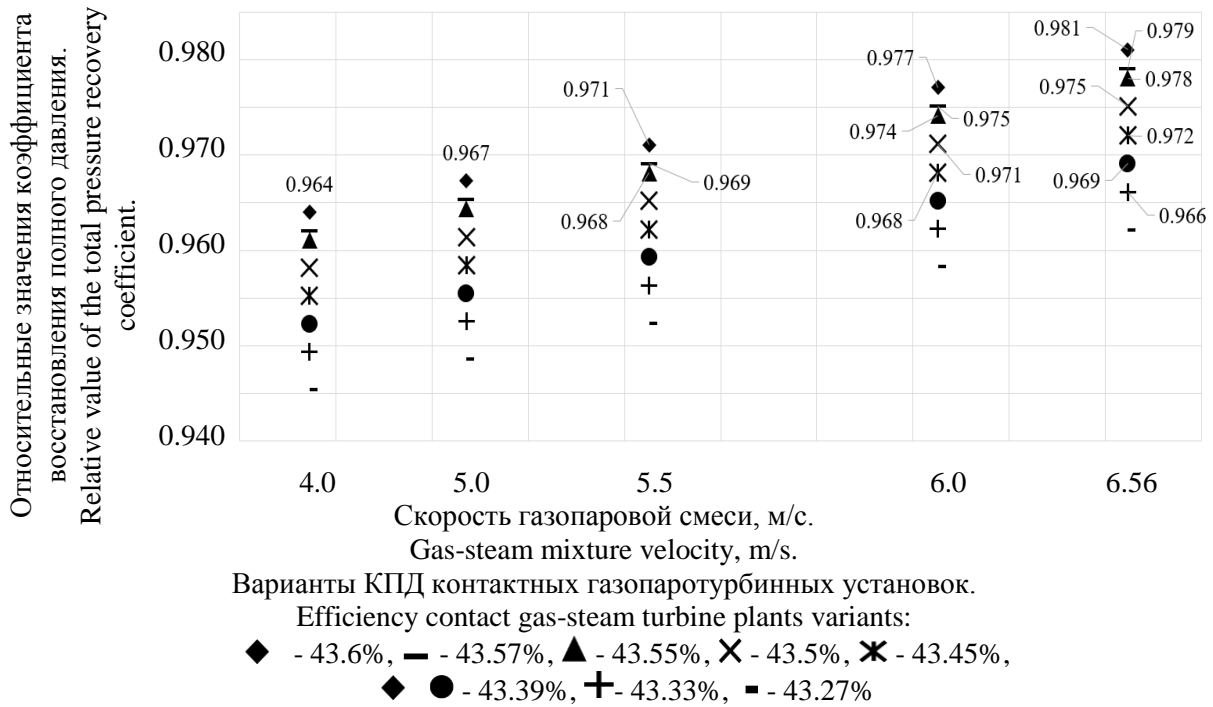


Рис. 6. Зависимость коэффициента восстановления полного давления контактной газопаротурбинной установки от скорости газопаровой смеси в контактном конденсаторе.

Fig. 6. Dependence of the recovery factor of the total pressure of the contact gas-steam turbine plant on the velocity of the gas-steam mixture in the contact condenser.

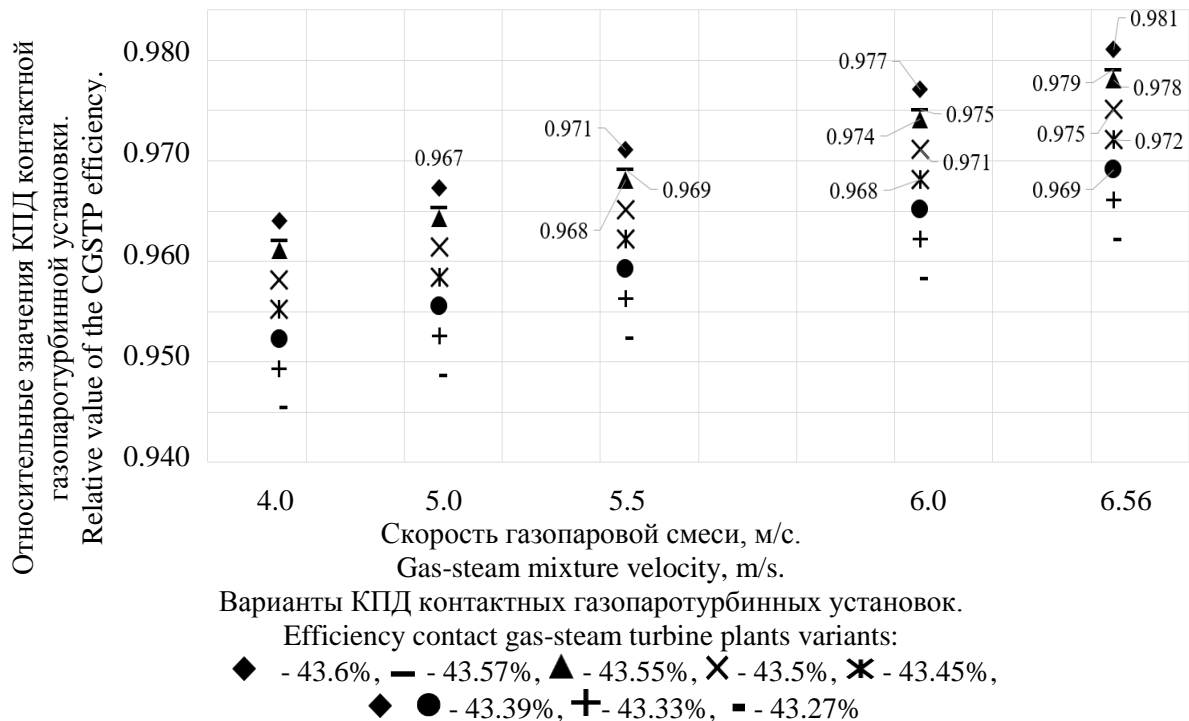


Рис. 7. Зависимость КПД контактной газопаротурбинной установки от скорости газопаровой смеси в контактном конденсаторе.

Fig. 7. Dependence of the efficiency of a contact gas-steam turbine plant on the velocity of a gas steam mixture in a contact condenser.

Полученные результаты свидетельствуют о возможном снижении габаритов контактного конденсатора контактной газопаротурбинной установки для:

варианта 1 при скорости газопаровой смеси в контактном конденсаторе 5 м/с и коэффициентом восстановления давления выше 0,967;

вариантов 1-3 при скорости газопаровой смеси в контактном конденсаторе от 5,5 м/с до 6,56 м/с и коэффициентом восстановления давления выше 0,968;

вариантов 1-4 при скорости газопаровой смеси в связаны с использованием буровых установок и добывающих платформ выше 0,969.

При неизменных массогабаритных показателях газотурбинного двигателя, котла-утилизатора, вспомогательных систем, охладителей оборотной воды увеличение входной скорости движения газопаровой смеси в контактном конденсаторе с 3,3 до 6 м/с позволяет обеспечить эффективность термогазодинамических процессов в нем и существенно уменьшить габариты и массу. Такое повышение скорости газопаровой

смеси в контактных конденсаторах приводит к снижению КПД контактной газопаротурбинной установки до 0,3% абсолютных с незначительным уменьшением ее удельной мощности. Однако незначительные уменьшения КПД и удельной мощности энергетической установки компенсируется ощутимым снижением ее массогабаритных показателей. Об этом свидетельствуют результаты расчетов массогабаритных показателей контактного конденсатора и установки в целом, представленные в таблице 1.

Последнее особенно важно для энергетических установок на объектах морской инфраструктуры. Разведка, освоение и эксплуатация залежей полезных ископаемых на морском шельфе связаны с использованием буровых установок и добывающих платформ с транспортными системами. Энергетическая насыщенность этих объектов и их удельные массогабаритные показатели сопоставимы с аналогичными показателями судовых энергетических установок.

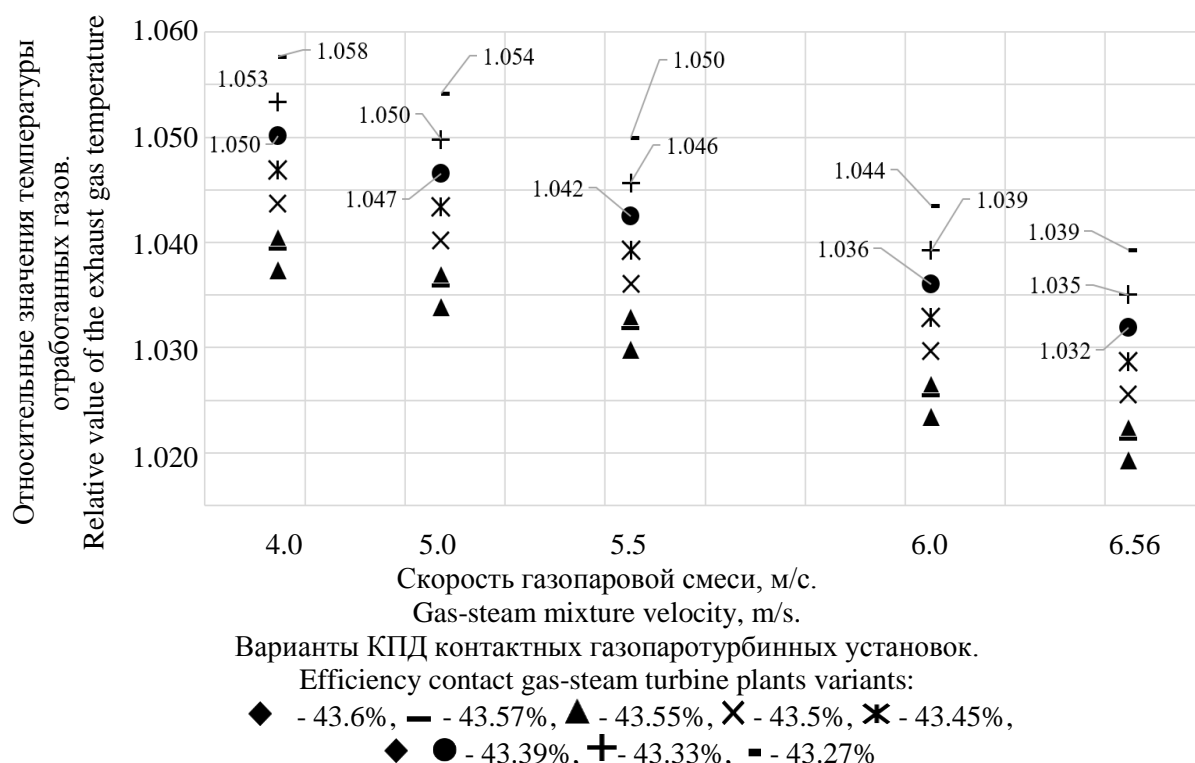


Рис. 8. Зависимость относительной температуры отработанных газов от скорости ГПС в контактном конденсаторе

Fig. 8. Dependence of the relative temperature of the exhaust gases on the velocity of the gas-vapor mixture in the contact condenser.

Таблица 1.  
(Table 1)

Результаты изменения массогабаритных показателей КК при скорости вылета капель 10 м/с.  
(The results of changes in the mass and dimension indexes of the direct contact condenser)

Скорость газопаровая смесь на входе в контактный конденсатор ( $w$ ), м/с (Velocity of the gas steam mixture at the inlet of the direct contact condenser ( $w$ ), m / s)	3.3	4.0	5.0	5.5	6.0
Площадь насадки, м <sup>2</sup> (Nozzle area, m <sup>2</sup> )	17.1	14.2	11.4	10.3	9.5
Объемный расход из многофорсуночного оросительного устройства ( $G_{вод}$ ), кг/с (Volumetric flow rate from a multi-nozzle irrigation device ( $G_w$ ), kg/s)	137.8	137.8	137.8	136.3	133.0
Объемная величина сконденсированной влаги за единицу времени ( $G_{кон}$ ), кг/с (Volumetric value of condensed moisture per unit of time ( $G_{con}$ ), kg/s)	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5
Суммарное количество отводимой воды в единицу времени ( $G_{сум}=G_{вод}+G_{кон}$ ), кг/с (The total amount of discharged fluid per unit of time ( $G_{tot} = G_w + G_{con}$ ), kg/s)	143.3	143.3	143.3	141.8	138.5
Масса охлаждаемой воды ( $M_{оро}$ ), кг The mass of the liquid to be cooled ( $M_{oro}$ ), kg	30.1	30.7	30.7	30.3	29.6
Масса сухого контактного конденсатора ( $M_{сух}$ ), кг Dry contact capacitor weight ( $M_{dry}$ ), kg	8000	6643	5333	4819	4444
Суммарная масса воды ( $M_{воды}$ ), кг (Total mass of water ( $M_w$ ), kg)	2565	2130	1710	1545	1425
Полная масса контактного конденсатора с охлаждающей водой ( $M_{пол}=M_{сух}+M_{оро}$ ), кг (Full mass of the contact condenser with the cooling liquid ( $M_{full} = M_{dry} + M_w$ ), kg)	10595	8804	6170	4243	2937
Суммарная масса двигателя, котла-утилизатора и контактного конденсатора (Total weight of the engine, waste heat boiler and direct contact condenser)	24095	22273	20543	19864	19369

### Закключение

1. Согласно результатам математического моделирования, максимальный возврат воды в контактном конденсаторе с многофорсуночным оросительным устройством обеспечивается рациональным орошением при диаметрах капель от 0,3 до

0,4 мм и начальной их скорости от 5 до 10 м/с.

2. С увеличением скорости газопаровой смеси до 6 м/с и рациональным орошением увеличивается сопротивление в насадке контактного конденсатора до 2-х раз и при этом наблюдается увеличение суммарной величины отведенной теплоты до 11% с

увеличением возврата воды на 13% относительно эксплуатируемого контактного конденсатора при скорости газопаровой смеси до 3 м/с.

3. Повышение скорости газопаровой смеси в контактном конденсаторе приводит к снижению КПД контактной газопаротурбинной установки до 0,3% абсолютных с незначительным уменьшением ее удельной мощности.

4. При неизменных массогабаритных показателях газотурбинного двигателя, котла-утилизатора, вспомогательных систем, охладителей оборотной воды увеличение входной скорости движения газопаровой смеси в контактном конденсаторе с 3.3 до 6 м/с позволяет обеспечить эффективность термогазодинамических процессов и уменьшить его массогабаритные показатели до 19% установки в целом.

#### Литература (References)

[1] Kuznetsova S.A., Izbash V.I., Kucherenko O.S. Turbotekhnologii Dlya Energoberezheniya na Gazokompressornykh Stantsiyakh GTS Ukrainy [Turbotechnologies for Power Savings at gas Compressor Stations GTS of Ukraine]. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2010, vol. 3, no. 45, pp. 37-40. (In Russian).

[2] Isakov B.V., Kryvutsa V. A., Movchan S.N., Stepanets B. P., Fylonenko A. A., Pervye Itogi Opytno-promyshlennoy Eksploatatsii GPU – 16k "Vodolei" na Kompessornoy Stantsii Stavishchenskaya Magistral'nogo Gazoprovoda [The First Results of the Pilot-Industrial Operation of GPU – 16K "Aquarius" at Stavishchensky Compressor Station of the Main Gas Pipeline], *Naukovi pratsi*, vol. 41, no. 28. pp. 168-171. (In Russian).

[3] Chobenko V. [Features of Developing Steam Injected Gas Turbines]. *Doosan Heavy Industries & Construction "The 4-th Korea-Ukraine Gas Turbine Technology Symposium"* [Doosan Heavy Industries & Construction "The 4-th Korea-Ukraine Gas Turbine Technology Symposium"]. Daejeon, Korea, 2007, pp. 150-161.

[4] Dikiy M.O., Solomakha A.S., Suzdalskaya E.I. Gas-Steam Turbine Technology «Aquarius» for Combined Electrical and Heat Energy Generation. *Energy Technology and Resource Conservation*, 2012, vol. 3, pp. 30-33.

[5] Carapellucci R., Milazzo A. Repowering Combined Cycle Power Plants by a Modified STIG Configuration. *Energy Conversion and Management* 2007, vol. 48, pp. 1590–1600.

[6] Heyena G, Kalitventze B. A Comparison of

Advanced Thermal Cycles Suitable for Upgrading Existing Power Plant. *Applied Thermal Engineering*, 1999; vol. 19, pp. 227–237.

[7] Carapellucci R, Milazzo A. *Scheme of Power Enhancement for Combined Cycle Plants Through Steam Injection*. International Patent (PCT) Application No. PCT/IT2006/000332, 2006.

[8] Wang F.J., Chiou J.S. Performance Improvement for a Simple Cycle Gas Turbine GENSET – a Retrofitting Example. *Applied Thermal Engineering*, 2002, vol. 22, pp. 1105–1115.

[9] Cheng D.Y. *Regenerative Parallel Compound Dual-Fluid Heat Engine*. US Patent, no. 4128994, 1978.

[10] Directive 2010/75/eu. Directive 2010/75/eu of the European Parliament and of the Council of 24 November 2010 on Industrial Emissions. Integrated Pollution Prevention and Control, 2010.

[11] Ziolkowski P. Thermodynamic Analysis of Low-Emission Cycle Gas-Steam Turbine with Use Oxy Combustion. *Wspolczesne technologie i konwersja energii*, 2012, pp. 403-410.

[12] Ziolkowski P., Lemański M., Badur J., Nastalek L. Power Augmentation of PGE Gorzow's Gas Turbine by Steam Injection – Thermodynamic Overview. *Rynek Energii*, 2012, vol. 98. no. 1, pp. 161–167.

[13] Poullikkas A. An Overview of Current and Future Sustainable Gas Turbine Technologies. *Renewable and Sustainable Energy*, 2005, no.9, pp. 409–443. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2004.05.009>

[14] Jesionek K., Chrzczonowski A., Ziolkowski P., Badur J., Zakrzewski W. Power Enhancement of the Brayton Cycle by Steam Utilization. *Archives of Thermodynamics*, 2012, vol. 33, no. 3, pp. 39-50.

[15] Jesionek K., Chrzczonowski A., Ziolkowski P., Badur J., W. Enhancement of the Brayton Cycle Efficiency by Water or Steam Utilization. *Transactions of the Institute of fluid-flow machinery*, 2012, no. 123, pp. 93-109.

[16] Cheng D.Y., Nelson Nelson A.L.C. The Chronological Development of Cheng Cycle Steam Injected Gas Turbine During the Past 25 years. *ASME Paper GT*, 2002, pp. 30119-30127

[17] Bouam A., Aissani S., Kadi R., Combustion Chamber Steam Injection for Gas Turbine Performance Improvement During High Ambient Temperature. *Gas Turbines Power*, 2008, vol. 130, no. 4, pp. 10.

[18] Bouam A., Aissani S., Kadi R., Gas Turbine Performances Improvement using Steam Injection in the Combustion Chamber under Sahara Conditions. *Oil & Gas Science and Technology*, 2008, vol. 63, no. 2, pp. 251-261.

- [19] Nishida K., Takagi T. Regenerative Steam Injection Gas-Turbine Systems. *Applied Energy*, 2005, vol. 81, pp. 231-246.
- [20] Sanjay, O. Singh, B. N. Prasad. Thermodynamic Performance of Complex Gas Turbine Cycles. *International Joint Power Generation Conference*, Phoenix, 2002, pp. 1-7.
- [21] Carcasci C., Facchini B., Harvey S. Design and off-Design Analysis of a CRGT Cycle Based on the LM 2500-Stig Gas Turbine. Presented at the International Gas Turbine & Aero Engine Congress & Exhibition, Stockholm, 1998, pp. 1-9.
- [22] Darwish M.A., Fatimah M. A. A., Bin Amer A. O., Combining the Nuclear Power Plant Steam Cycle with Gas Turbines. *Energy*, 2010, vol. 35, no. 12, pp. 4562-4571
- [23] Burunsuz K.S., Kuklinovsky V. V., Serbin S. I., Investigations of the Emission Characteristics of a Gas Turbine Combustor with Water Steam Injection. *Refrigeration Engineering and Technology*, 2019, pp. 77-83. doi: 10.15673/ret.v55i2.1356
- [24] Serbin S., Mostipanenکو A., Matveev I. Investigation of the Working Processes in a Gas Turbine Combustor with Steam Injection. Proceedings of the ASME/JSME 8th Thermal Engineering Joint Conference AJTEC2011, USA, 2011, pp. 1-6.
- [25] Janusz Badur, Paweł Ziołkowski, Tomasz Kowalczyk, Mateusz Bryk. Twenty Years of the First Combined Cycle Gas Turbine in Poland and What's Next? *Energrytyka*, 2018, pp. 609-611.
- [26] H. Haselbacher. Performance of Water/Steam Injected Gas Turbine Power Plants Consisting of Standard Gas Turbines and Turbo Expanders. *Int. J. Energy Technology and Policy*, 2005, vol. 3, no.1, pp. 12-23.
- [27] Jonson M., Yan J. Humidified Gas Turbine — a Review of Proposed and Implemented Cycles. *Energy*, 2005, vol. 30, pp. 1013–1078.
- [28] H. B. Nguyen, A. den Otter. Development of Gas Turbine Steam Injection Water Recovery (SIWR) System. *Canada Transactions of the ASME*, 1994, vol. 116, pp. 69-74.
- [29] Kuznetsova S.A., Opyt Eksploatatsii i Perspektivy Sovershenstvovaniya Sistemy Okhlazhdeniya Kontaktnogo Kondensatora dlya Kontaktnoi Gazoparoturbinnoi Ustanovki [Operating Experience and Prospects for Improving the Cooling System of a Contact Condenser of a Contact Steam-Gas Turbine Plant]. *Industrial Heat Engineering, Institute of Engineering Thermophysics of NAS of Ukraine*, 2007, vol. 29, no. 7, pp. 135-138. (In Russian).

#### Сведения об авторах.



**Борцов Александр Сергеевич,**  
Соискатель НУК им. адмирала Макарова. Область научных интересов: контактные газопаротурбинные установки.  
E-mail: [oleksandr.bortsov@nuos.edu.ua](mailto:oleksandr.bortsov@nuos.edu.ua)



**Шевцов Анатолий Павлович,**  
д.т.н., проф., НУК им. адмирала Макарова. Область научных интересов: термогазодинамическое совершенствование и экологическая безопасность энергетических установок  
E-mail: [aootnet.@ukr.net](mailto:aootnet.@ukr.net)