

DOI 10.23859/1994-0637-2017-1-76-8

УДК 621.311.22

© Лукин С.В., Туманова Н.С.,
Синицын Н.Н., Антонова Ю.В., Бородин И.А., 2017

Лукин Сергей Владимирович

Доктор технических наук, профессор,
Вологодский государственный университет
(Вологда, Россия)

E-mail: s.v.luk@yandex.ru

Туманова Наталия Сергеевна

Магистрант, Вологодский государственный
университет (Вологда, Россия)

E-mail: s.v.luk@yandex.ru

Синицын Николай Николаевич

Доктор технических наук, профессор,
Череповецкий государственный университет
(Череповец, Россия)

E-mail: sinitsyn@chsu.ru

Антонова Юлия Валерьевна

Кандидат технических наук, доцент,
Череповецкий государственный университет
(Череповец, Россия)

E-mail: iulia.antonowa2010@yandex.ru

Бородин Иван Александрович

Магистрант, Череповецкий государственный
университет (Череповец, Россия)

E-mail: s.v.luk@yandex.ru

**ОХЛАЖДЕНИЕ И НАГРЕВ
СИЛОВОГО ВОЗДУХА ПЕРЕД ПГУ-420
НА ЧЕРЕПОВЕЦКОЙ ГРЭС
В ТЕПЛООБМЕННИКАХ
КОМПЛЕКСНОГО
ВОЗДУХООЧИСТИТЕЛЬНОГО
УСТРОЙСТВА**

Аннотация. В статье рассмотрены режимы охлаждения и нагрева силового воздуха в теплообменниках комплексного воздухоочистительного устройства парогазовой установки ПГУ-420 на Череповецкой ГРЭС, обеспечивающие нормальную работу ПГУ-420 в летний и зимний период времени.

Ключевые слова. Газотурбинная установка, парогазовая установка, охлаждение воздуха, нагрев воздуха.

Lukin Sergey Vladimirovich

Doctor of Sciences (Technology), professor,
Vologda State University
(Vologda, Russia)

E-mail: s.v.luk@yandex.ru

Tumanova Natalia Sergeevna

Undergraduates, Vologda state University
(Vologda, Russia)

E-mail: s.v.luk@yandex.ru

Sinitsyn Nikolay Nikolaevich

Doctor of Sciences (Technology),
professor, Cherepovets state University
(Cherepovets, Russia)

E-mail: sinitsyn@chsu.ru

Antonova Yulia Valerievna

PhD (Technology), Associate professor,
Cherepovets State University
(Cherepovets, Russia)

E-mail: iulia.antonowa2010@yandex.ru

Borodkin Ivan Alexandrovich

Undergraduates, Cherepovets state
University (Cherepovets, Russia)

E-mail: s.v.luk@yandex.ru

**COOLING AND HEATING
OF IMPULSE AIR BEFORE
THE SGP-420 IN HEAT EXCHANGERS
OF THE COMPLEX AIR
CLEANING UNIT ON CHEREPOVETS
TPP**

Summary. In the article the modes of cooling and heating impulse air in heat exchangers of the complex air cleaning unit of the steam and gas plant SGP-420 on the Cherepovets thermal power plant providing normal operation of SGP-420 in summer and winter time are considered.

Keywords. Gas turbine unit, steam and gas plant, air cooling, air heating.

Введение

В 2014 г. на Череповецкой ГРЭС была запущена парогазовая установка ПГУ-420, номинальной мощностью примерно 420 МВт, в состав которой входит газотур-

бинная установка (ГТУ) SGT5-4000F фирмы Siemens мощностью примерно 280 МВт, котел-утилизатор П-132 и паровая турбина SST5-3000 мощностью примерно 140 МВт. При наличии значительных преимуществ ПГУ перед паротурбинными установками (меньшие удельная стоимость и сроки строительства, высокий КПД ПГУ), их существенным недостатком является значительная зависимость генерируемой электрической мощности от параметров атмосферного воздуха. При повышении температуры и снижении давления атмосферного воздуха происходит значительное уменьшение мощности ГТУ и ПГУ, что особенно явно проявляется в летний период времени.

Так, по данным эксплуатации ПГУ-420 реальная мощность газотурбинной установки при температуре и давлении атмосферного воздуха, равными $t = 1,5^\circ\text{C}$, $p = 98,8$ кПа, составила $N_{\text{ГТУ}} = 283,3$ МВт, а мощность всей ПГУ – $N_{\text{ПГУ}} = 420$ МВт. При температуре и давлении атмосферного воздуха, равными $t = 30^\circ\text{C}$, $p = 99,2$ кПа мощность ГТУ составила $N_{\text{ГТУ}} = 253$ МВт, а мощность всей ПГУ – $N_{\text{ПГУ}} = 365$ МВт. Таким образом, при повышении температуры воздуха от $1,5$ до 30°C мощность ГТУ снижается на $\Delta N_{\text{ГТУ}} = 30,3$ МВт, а мощность всей ПГУ снижается на $\Delta N_{\text{ПГУ}} = 55$ МВт, что составляет 13 % от номинальной мощности ПГУ-420.

Снижение мощности происходит примерно линейно в зависимости от температуры воздуха. Другими словами, при повышении температуры атмосферного воздуха на 1°C мощность ПГУ-420 снижается на 1,93 МВт. Снижение мощности ПГУ является довольно острой проблемой для Череповецкой ГРЭС, поскольку происходит обычно в дневное время, когда потребление электроэнергии является наибольшим.

Основная часть

Снижение мощности энергетической ГТУ с постоянной частотой вращения ротора обусловлено тем, что объемный расход воздуха V , $\text{м}^3/\text{с}$, забираемого компрессором из атмосферы, остается постоянным. Поэтому при увеличении температуры и при уменьшении давления атмосферного воздуха, когда уменьшается плотность воздуха ρ , $\text{кг}/\text{м}^3$, происходит снижение массового расхода воздуха, $\text{кг}/\text{с}$, забираемого компрессором $G = \rho \cdot V$. Кроме того, при увеличении температуры воздуха уменьшается удельная полезная работа H , совершаемая одним килограммом воздуха. В результате, полезная мощность ГТУ, кВт, определяемая выражением $N_{\text{ГТУ}} = G \cdot H$, снижается. Из-за уменьшения расхода газов, выходящих из газовой турбины и поступающих в котел-утилизатор, уменьшается выработка пара в котле-утилизаторе, что влечет за собой снижение мощности паровой турбины и еще более уменьшает выработку электроэнергии на ПГУ в целом.

Известным решением такой проблемы, применяемым в странах с жарким климатом, является охлаждение атмосферного воздуха перед поступлением его в компрессор ГТУ [3]. Россия является страной с холодным климатом, поэтому применение данного способа требует экономического обоснования, хотя энергетически он является очень эффективным.

Рассмотрим энергетический эффект охлаждения атмосферного воздуха перед ПГУ-420. Холодильная мощность, кВт, необходимая для охлаждения сухого воздуха от температуры t до t_0 (где $t_0 = 15^\circ\text{C}$ – стандартная температура воздуха для ГТУ), определяется выражением: $Q_x = c \cdot G_0 \cdot \Delta t$, где $c \cong 1$ кДж/(кг·К) – теплоемкость сухого воздуха; $G_0 \approx 650$ кг/с – нормальный расход воздуха на ПГУ-420; Δt – понижение температуры воздуха в воздухоохладителе, К. При получении холода в парокомпрессионных холодильных установках при охлаждении воздуха, например, от 25 до

15 °С вполне реально получить холодильный коэффициент $\varepsilon \approx 5$ (у обратимого цикла Карно в диапазоне температур 15÷25 °С холодильный коэффициент равен 28,8). Тогда затрата электроэнергии, кВт, на получение холода составит: $W_x = Q_x / \varepsilon$.

На рис. 2 показаны рассчитанные применительно к ПГУ-420 зависимости потери мощности ПГУ ($\Delta N < 0$), расхода электроэнергии на холодильный цикл W_x ($W_x > 0$) и выигрыша в мощности ПГУ $\Delta N_s = W_x - \Delta N$ ($\Delta N_s > 0$) от изменения температуры воздуха Δt .

Из рис. 2 следует, что, например, при изменении температуры воздуха на $\Delta t = 10$ К ($t = 25$ °С, $t_0 = 15$ °С) мощность ПГУ-420 (без охлаждения воздуха) снижается на $\Delta N = 19,3$ МВт. При охлаждении воздуха с расходом 650 кг/с на 10 К требуется расход холода $Q_x = 6,5$ МВт. Расход электроэнергии на парокомпрессионный холодильный цикл при $\varepsilon = 5$ составит 1,3 МВт ($W_x = 1,3$ МВт). При этом мощность ГТУ восстановится до номинального значения и выигрыш в электрической мощности составит $\Delta N_s = 18,0$ МВт. Отношение $W_x / \Delta N_s \approx 7,2$ %, т.е., затрачивая 1 кВт электроэнергии на холодильный цикл, можно получить 13,9 кВт выигрыша в электрической мощности.

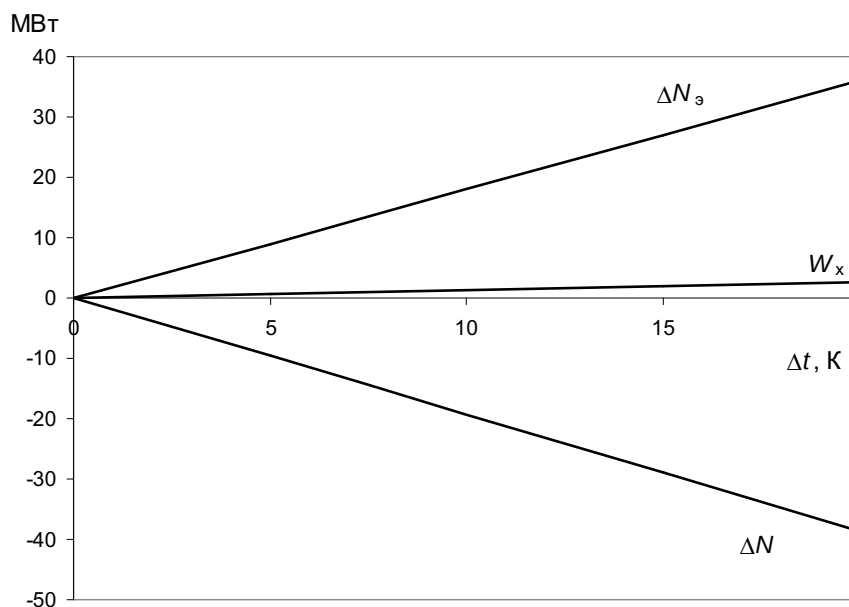


Рис. 1. Зависимость величин ΔN , W_x , ΔN_s от изменения температуры воздуха Δt

Таким образом, даже если получать холод в парокомпрессионных холодильных установках, это оказывается энергетически выгодно. Однако более выгодно вырабатывать холод в абсорбционных холодильных машинах (АБХМ), работающих на природном газе, паре или горячей воде. Для Череповецкой ГРЭС лучше подходят АБХМ на природном газе, поскольку на ГРЭС нет теплофикационных турбин. В современных АБХМ при получении холодной воды с температурой 1÷5 °С расход теплоты сгорания природного газа Q_T в лучших АБХМ достигает 0,7 кВт на 1 кВт вырабатываемого холода Q_x . Для выработки холода мощностью $Q_x = 6,5$ МВт расход

теплоты природного газа составит $Q_t = 4,55$ МВт, а расход природного газа при теплоте сгорания 35 МДж/м^3 составит $0,13 \text{ м}^3/\text{с} = 468 \text{ м}^3/\text{ч}$. Для сравнения, ПГУ-420 при работе в номинальном режиме потребляет природный газ в количестве $74500 \text{ м}^3/\text{ч}$. В градирню от АБХМ нужно будет отводить тепловую мощность $Q = Q_x + Q_t = 11,05$ МВт, что намного меньше тепловой мощности, отводимой в конденсатор паровой турбины ПГУ-420, в номинальном режиме равной примерно 196 МВт.

Для охлаждения воздуха перед ПГУ-420 в летнее время можно использовать теплообменники (ТО), установленные в системе воздухозабора комплексного воздухоочистительного устройства (КВОУ). Данные ТО предназначены для работы в зимнее время, когда температура атмосферного воздуха снижается до значений ниже -20°C . В этом случае поступающий из атмосферы воздух подогревают до температуры выше, чем -20°C , чтобы избежать обледенения фильтров для очистки силового воздуха. В более теплое время ТО не работают, хотя и создают небольшое аэродинамическое сопротивление (порядка 1 мм рт. ст.), несколько снижающее мощность ГТУ из-за уменьшения давления и плотности воздуха перед ГТУ. Расчеты показывают, что при понижении давления воздуха перед ГТУ SGT5-4000F на 1 мм рт. ст. мощность ГТУ снижается на 375 кВт .

Данные ТО представляют из себя 18 одинаковых секций, включенных параллельно по воздуху. Площадь поверхности теплообмена одной секции – $61,18 \text{ м}^2$, суммарная площадь теплообмена всех секций – $F = 1101,24 \text{ м}^2$. В качестве греющего теплоносителя используется водный раствор этиленгликоля со специальным составом ингибиторов для защиты от коррозии. По теплоносителю секции теплообменника соединены параллельно по трем веткам. Секция представляет из себя трубчато-пластинчатый теплообменник, внутри трубок движется теплоноситель, снаружи трубки, оребренные пластинами, омываются воздухом. Трубки расположены в два ряда в шахматном порядке с продольным шагом 20 мм , внешний диаметр трубок – 12 мм , число трубок в одной секции – 94 шт. Ребра расположены вертикально, шаг между ребрами – 3 мм , толщина ребер – $0,3 \text{ мм}$.

Рассмотрим параметры конкретного режима работы ТО в холодное время года, зарегистрированные в АСУ ПГУ-420. Температура воздуха на входе в ТО $t'_1 = -28,6^\circ\text{C}$, на выходе из ТО – $t''_1 = -19,0^\circ\text{C}$; температура греющего теплоносителя (водно-гликолевой смеси) на входе в ТО $t'_2 = 28,7^\circ\text{C}$, на выходе из ТО – $t''_2 = -4,8^\circ\text{C}$. Массовый расход воздуха через ТО составил $G_1 = 744 \text{ кг/с}$.

На основе этих данных по методике [1] рассчитаем следующие характеристики ТО: нагрев воздуха в ТО $\delta t_1 = t''_1 - t'_1 = 9,6^\circ\text{C}$; охлаждение теплоносителя в ТО $\delta t_2 = t'_2 - t''_2 = 33,5^\circ\text{C}$; средний арифметический температурный напор между теплоносителем и воздухом: $\Delta t = t_2 - t_1 = 35,7^\circ\text{C}$, где $t_2 = (t'_2 + t''_2)/2$, $t_1 = (t'_1 + t''_1)/2$ – средние температуры теплоносителя и воздуха; тепловой поток, получаемый воздухом $Q = c_1 \cdot G_1 \cdot \delta t_1 = 7180 \text{ кВт}$, где $c_1 \approx 1 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$ – теплоемкость воздуха. Коэффициент теплопередачи от теплоносителя к воздуху определяем из уравнения теплопередачи: $k = Q/(F \cdot \Delta t) = 182 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}$. Так как коэффициент теплоотдачи к водно-гликолевому раствору на несколько порядков больше, чем к воздуху, то коэффициент k определяется в основном коэффициентом теплоотдачи к воздуху, который зависит от его скорости движения в каналах ТО. Поскольку объемный расход воздуха, забираемый компрессором ГТУ, сохраняется при любых температурах атмосферного воздуха, то скорость движения воздуха, а значит, и коэффициент теплопередачи k , будут практически неизменными при любых режимах работы ТО: $k = \text{const} = 182 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}$.

Водяной эквивалент воздуха в данном случае равняется: $W_1 = Q/\delta t_1 = 748$ кВт/К; водяной эквивалент теплоносителя – $W_2 = Q/\delta t_2 = 214$ кВт/К.

Для исследования различных режимов работы ТО в летний период времени, когда силовой воздух будет охлаждаться, а не нагреваться, тепловой поток, передаваемый в ТО, удобно определять с помощью уравнения [2]:

$$Q = \frac{t'_1 - t'_2}{\frac{1}{k \cdot F} + \frac{1}{2W_1} + \frac{1}{2W_2}}, \quad (1)$$

где t'_1, t'_2 – температуры воздуха и охлаждающего теплоносителя на входе в ТО; W_1, W_2 – водяные эквиваленты воздуха и теплоносителя. Схема работы ТО в режиме охлаждения воздуха показана на рис. 2, где использованы следующие обозначения: Н – насос, перекачивающий теплоноситель (водно-гликолевую смесь); АБХМ – абсорбционно-холодильная машина, где производится охлаждение теплоносителя, нагретого в ТО.

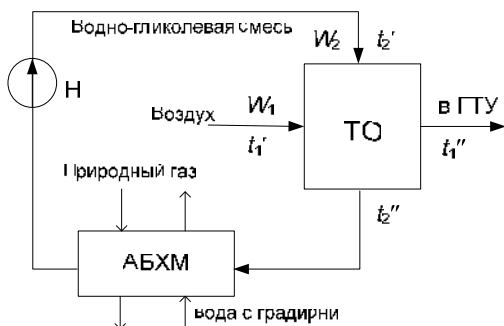


Рис. 2. Схема работы ТО в режиме охлаждения воздуха

Для обеспечения наибольшего температурного напора температура охлаждающего теплоносителя t'_2 должна быть выбрана как можно меньше, однако она не может быть ниже 0°C , так как иначе влага, содержащаяся в атмосферном воздухе, будет выпадать на поверхностях ТО в виде льда и быстро забьет каналы ТО. В качестве рационального значения можно выбрать $t'_2 = 0,1^\circ\text{C}$. При стандартной температуре воздуха $t_0 = 15^\circ\text{C}$ ($T_0 = 288$ К) расход атмосферного воздуха на ГТУ равен $G_{10} = 656$ кг/с, при этом водяной эквивалент воздуха составит $W_{10} = c_1 \cdot G_{10} = 656$ кВт/К. При другой температуре воздуха t'_1 на входе в ГТУ водяной эквивалент воздуха при неизменном давлении изменяется согласно уравнению: $W_1 = W_{10} \cdot T_0 / T'_1$, где $T'_1 = t'_1 + 273$, К, а $t'_1 = t'_1 - \delta t_1$, причем $\delta t_1 = Q/W_1$.

Чтобы обеспечить неизменную мощность ГТУ (и ПГУ), нужно, чтобы при температуре атмосферного воздуха t'_1 выше $t_0 = 15^\circ\text{C}$ за счет его охлаждения в ТО расход воздуха и его водяной эквивалент сохранялись неизменными: $W_1 = \text{const} = 656$ кВт/К.

Таким образом, как следует из формулы (1), тепловой поток Q , отводимый от воздуха в ТО, зависит от температуры атмосферного воздуха t'_1 и от водяного экви-

валента охлаждающего теплоносителя $W_2 = c_2 \cdot G_2$, где c_2 , G_2 – массовые теплоемкость и расход водно-гликолевой смеси.

По формуле (1) проведены вариантные расчеты величины Q при переменных параметрах t'_1 и W_2 , и постоянных параметрах $W_1 = 656$ кВт/К, $t'_2 = 0,1$ °С, $k = 182$ Вт/(м²·К), $F = 1101,24$ м². Уменьшение температуры воздуха в ТО определялось по выражению: $\delta t_1 = Q/W_1$. Результаты расчета представлены на рис. 3.

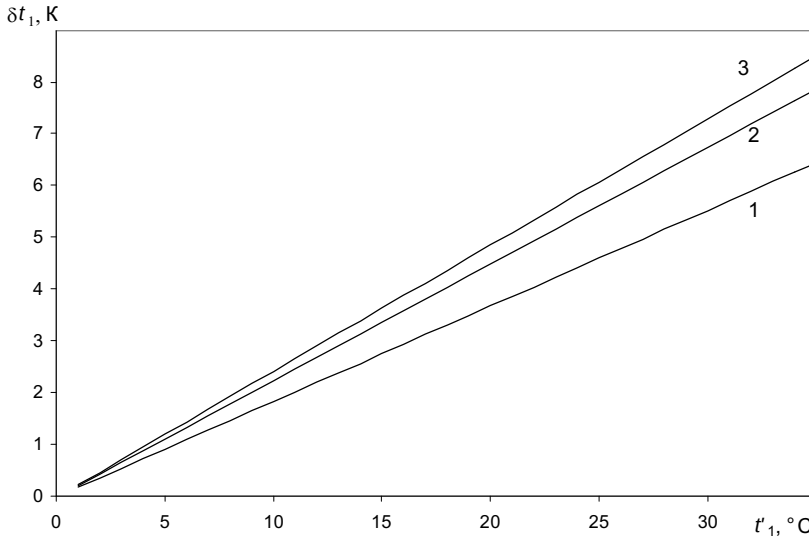


Рис. 3. Зависимость охлаждения δt_1 силового воздуха в ТО от температуры атмосферного воздуха t'_1 ; 1 – $W_2 = 200$ кВт/К; 2 – $W_2 = 500$ кВт/К; 3 – $W_2 = 1000$ кВт/К

Из рис. 3 следует, что величина δt_1 охлаждения воздуха в ТО изменяется линейно от температуры атмосферного воздуха t'_1 и зависит от водяного эквивалента охлаждающего теплоносителя W_2 . Например, при температуре наружного воздуха $t'_1 = 25$ °С и водяном эквиваленте $W_2 = 200$ кВт/К охлаждение воздуха в ТО составит $\delta t_1 = 4,6$ °С; при $W_2 = 500$ кВт/К – $\delta t_1 = 5,6$ °С; при $W_2 = 1000$ кВт/К – $\delta t_1 = 6,06$ °С. Таким образом, повышение водяного эквивалента охлаждающего теплоносителя W_2 до какого-то момента (пока W_2 не сравняется с W_1) существенно увеличивает охлаждение воздуха δt_1 . Дальнейшее повышение W_2 , а значит и расхода G_2 , значительно увеличивает расход энергии на перекачку теплоносителя и несущественно влияет на величину δt_1 , поэтому является нецелесообразным.

При охлаждении воздуха на $\delta t_1 = 6$ °С повышение мощности ПГУ-420 составит 11,6 МВт, при этом необходимая холодильная мощность АБХМ равняется 3,98 МВт. При существующих размерах ТО не получится охладить силовой воздух, например, от 25 до 15 °С, т.е. на $\delta t_1 = 10$ °С. Для этого нужно увеличить площадь поверхность теплообмена ТО.

Зависимость δt_1 от t'_1 можно описать в виде выражения:

$$\delta t_1 = \chi \cdot (t'_1 - t'_2), \quad (2)$$

где коэффициент χ определяется формулой:

$$\chi = \left(\frac{W_1}{k \cdot F} + \frac{1}{2} + \frac{W_1}{2W_2} \right)^1. \quad (3)$$

Так, если площадь ТО увеличить в два раза ($F = 2201,48 \text{ м}^2$), то при коэффициенте теплопередачи $k = 182 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$, водяных эквивалентах $W_1 = 656 \text{ кВт/К}$, $W_2 = 1000 \text{ кВт/К}$, безразмерный коэффициент χ , рассчитанный по формуле (3), составит $\chi = 0,406$. В этом случае при температуре атмосферного воздуха $t'_1 = 25 \text{ °С}$ и температуре охлаждающего теплоносителя $t'_2 = 0,1 \text{ °С}$ охлаждение воздуха составит $\delta t_1 = 10,1 \text{ °С}$, и температура воздуха перед ГТУ будет равна $t''_1 = t'_1 - \delta t_1 = 14,9 \text{ °С}$. При этом повышение мощности ПГУ составит $19,5 \text{ МВт}$, а холодильная мощность АБХМ – $Q = W_1 \cdot \delta t_1 = 6,63 \text{ МВт}$.

До сих пор рассматривалось охлаждение сухого воздуха, когда его теплоемкость остается постоянной. При достаточно большом охлаждении δt_1 температура воздуха может понизиться до температуры точки росы, при которой начнется конденсация водяного пара, содержащегося в воздухе, при этом за счет выделения теплоты конденсации эффективная теплоемкость воздуха увеличится более, чем в два раза, т.е. при охлаждении на 1 К насыщенного влагой воздуха потребуются отводить в два с лишним раза больше теплоты, чем при охлаждении сухого воздуха, что энергетически гораздо менее выгодно. Кроме того, при охлаждении насыщенного воздуха будет выпадать влага в виде капель воды, и чтобы они не уносились из ТО и не попадали в фильтр, на выходе из ТО нужно установить каплеуловитель, который будет создавать дополнительное аэродинамическое сопротивление.

Таким образом, охлаждать силовой воздух следует только до точки росы, поскольку дальнейшее его охлаждение даст гораздо меньший эффект.

Поскольку при прохождении охлаждаемого воздуха через ТО имеют место аэродинамические потери (порядка 1÷3 мм рт. ст.), то имеет смысл подавать воздух в воздухоохладитель с помощью осевого вентилятора, так как расчеты показывают, что снижение электрической мощности ГТУ в результате потери давления воздуха перед ней в 3÷4 раза превышает затраты электроэнергии на вентилятор, компенсирующий эти потери давления. Так, например, при снижении атмосферного давления на 2 мм рт. ст. мощность ГТУ SGT5-4000F снижается на 750 кВт, а вентилятор, повышающий давление воздуха на 2 мм рт. ст. будет потреблять примерно 190 кВт (при КПД вентилятора 0,85). То есть, затрачивая 1 кВт электроэнергии на вентилятор, можно получить 3÷4 кВт дополнительной мощности ГТУ. Поскольку в вентиляторе воздух немного нагревается, то ТО должен располагаться после него, иначе эффект от вентилятора будет существенно ниже.

Рассмотрим экономическую целесообразность применения системы охлаждения воздуха (СОВ) на Череповецкой ГРЭС. Основные капитальные затраты приходятся на абсорбционную холодильную машину, удельная стоимость которых у иностранных производителей составляет ~ 110 долл. США на 1 кВт холодильной мощности. При выработке холода в количестве $Q_x = 4 \text{ МВт}$ ($\delta t_1 = 6 \text{ К}$) стоимость АБХМ составит $\Delta K = 440 \text{ тыс. долл. США}$. При этом выработка электроэнергии на ПГУ-420 в летнее время увеличивается примерно на $\Delta N = 11,6 \text{ МВт}$. Энергетическими затратами на работу СОВ можно пренебречь, так как при ее работе повышается КПД ПГУ, и, кроме того, АБХМ вообще может работать на бросовой теплоте. Удельные капиталовложения в СОВ составят: $k = \Delta K / \Delta N \approx 38 \text{ долл. США на 1 кВт дополнительной}$

электрической мощности. Для сравнения, удельные капиталовложения в ПГУ-420 составляют 530 долл./кВт [2], т.е. почти в 14 раз выше, чем в СОВ. Так, стоимость ПГУ-420 по оценкам равняется ~ 225 млн долл. США. Стоимость СОВ для ПГУ-420, холодильной мощностью 4 МВт составит 0,44 млн долл. США, т.е. 0,2 % полной стоимости ПГУ-420.

Срок окупаемости СОВ зависит от установленной холодильной мощности и степени ее загрузки в течение лета. Чем меньше холодильная мощность, тем больше будет ее степень загрузки, и тем быстрее она окупится. Степень загрузки, в свою очередь, зависит также от конкретных климатических условий. Чем жарче лето, тем больше будет степень загрузки системы охлаждения воздуха. По предварительным оценкам, СОВ для Череповецкой ГРЭС, холодильной мощностью 4 МВт, должна окупиться за один летний период.

Выводы

В статье рассмотрены режимы работы теплообменников комплексного воздухоочистительного устройства ПГУ-420 на Череповецкой ГРЭС в режимах нагрева и охлаждения силового воздуха, забираемого компрессором из атмосферы. В настоящее время данные теплообменники используются для нагрева воздуха только в зимнее время при низких температурах наружного воздуха, чтобы исключить обледенения фильтров, однако в летний период времени использование данных теплообменников для охлаждения воздуха может дать значительный энергетический и экономический эффекты. За счет охлаждения силового воздуха при высоких температурах наружного воздуха можно значительно увеличить электрическую мощность, вырабатываемую ПГУ-420.

Литература

1. Исаченко В.Л., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. М.: Энергоиздат, 1981. 417 с.
2. Цанев С.В., Буров В.Д., Ремезов А.Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций. М.: МЭИ, 2009. 548 с.
3. Шахин Н., Акул Х. Системы охлаждения воздуха на входе в газотурбинные установки // Турбины и дизели. 2011. № 2. С. 8–11.

References

1. Isachenko V.L., Osipova V.A., Sukomel A.S. *Teploperedacha* [Heat transfer]. Moscow, 1981. 417 p.
2. Tsanev S.V., Burov V.D., Remezov A.N. *Gazoturbinye i parogazovye ustanovki teplovykh electrostantsiy* [Gas turbine and steam and gas units on thermal power plants]. Moscow, 2009. 548 p.
3. Shachin N., Akul H. *Sistemy ohlazhdeniya vozduha na vhode v gazoturbinye ustanovki* [Systems of air cooling before gas turbine units] *Turbiny i dizeli* [Turbines and diesels], 2011, no. 2, pp. 8–11.

Лукин С.В., Туманова Н.С., Синицын Н.Н., Антонова Ю.В., Бородин И.А. Охлаждение и нагрев силового воздуха перед ПГУ-420 на череповецкой ГРЭС в теплообменниках комплексного воздухоочистительного устройства // Вестник Череповецкого государственного университета. 2017. №1. С. 56–63.

For citation: Lukin S.V., Tumanova N.S., Sinitsyn N.N., Antonova Yu.V., Borodkin I.A. Cooling and heating of impulse air before the SGP-420 in heat exchangers of the complex air cleaning unit on cherepovets TPP. *Bulletin of the Cherepovets State University*, 2017, no. 1, pp. 56–63.
