

- Peterson G.P. Experimental Investigation of Micro Heat Pipes Fabricated in Silicon Wafers/ G.P. Peterson, A.B. Duncan, M.H. Weichold // Transactions of the ASME Journal of Heat Transfer august 1993, Vol. 115. pp. 751 – 756.
- Ha, J. M. The Maximum Heat Transport Capacity of Micro Heat Pipes / J. M. Ha, G. P. Peterson // ASME J. Heat Transfer. – 1998. – Vol. 120, №4. – pp. 1064-1071.
- Schneider, M. Investigation of interconnected mini heat pipe arrays for micro electronics cooling / M.Schneider, M.Yoshida, M.Groll // 11th International Heat Pipe Conference, Sept. 14, 1999, Tokyo, Japan, Vol.1. – p. 7-9.
- Moon, S.H. Experimental study on the thermal performance of micro-heat pipe with cross-section of polygon / S.H.Moon, G.Hwang, S.C.Ko, Y.T.Kim // Microelectronics Reliability. – 2004. – Vol. 44. – pp. 315 – 321.
- Теплова мікротрубка: пат. № 50435 А, Україна: / Кравець В.Ю., Ніколаєнко Ю.Є. – 2002.
- Кравец В.Ю. Исследование термического сопротивления миниатюрных тепловых труб/ В.Ю. Кравец, Я.В. Некрашевич, А.П. Гончарова // Восточно-Европейский журнал передовых технологий, 2011. – Вып. 1/9(49), с.55-60.
- Kravets V.Yu. Experimental Studies of Heat-Transfer Characteristics of Miniaturized Heat Pipes/ V.Yu. Kravets, Yu.E. Nikolaenko, Ya.V. Nekrashevich // Heat Transfer Research. 2007, Vol. 38, № 6. pp. 553-563.
- Кравец В.Ю. Исследование характеристик миниатюрных тепловых труб для охлаждения микроэлектронной аппаратуры/ В.Ю. Кравец // Технология и конструирование в электронной аппаратуре, 2001 № 3, с.31-35.
- Семена М.Г. Тепловые трубы с металловолоконными капиллярными структурами / М.Г. Семена, А.Н. Гершуни, В.К. Замрипов –К.: Вища шк., Головное изд-во, 1984. – 215 с.

УДК 621.165

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ПАРА ЧЕРЕЗ ЦНД ТУРБИНЫ Т-250 / 300-240 ПРИ РАБОТЕ НА ТЕПЛОФИКАЦИОННОМ РЕЖИМЕ

У статі за експериментальними дослідженнями надаються апроксимаційні формули для визначення витрат пари крізь ЦНД турбіни Т-250/300-240

Ключові слова: маловитратний режим, турбінна ступень, витрата пари, ЦНД, теплофікаційний режим, регулююча діафрагма, апроксимаційна залежність

В статье по экспериментальным исследованиям предлагаются аппроксимационные формулы для определения расхода пара через ЦНД турбины Т-250/300-240

Ключевые слова: малорасходный режим, турбинная ступень, расход пара, ЦНД, теплофикационный режим, регулирующая диафрагма, аппроксимационная зависимость

The approximation formulas for determining flow rate through LPC turbine T-250/300-240 by means of experimental studies are presented

Keywords: few consumable mode, turbine stage, steam flow, LPC, heat-extraction mode, regulating orifice, approximation dependence

В. Н. Голощапов

Кандидат технических наук, старший научный сотрудник
Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН
Украины
ул. Пожарского, 2/10, г. Харьков, Украина, 61046

В. И. Касилов

Кандидат технических наук, доцент*

О. В. Касилов

Кандидат технических наук, доцент*

А. Ю. Козлоков

Инженер, заместитель главного инженера ТЭЦ-5
с. Подворки, Дергачевский район,
Харьковская область, Украина, 62371

Л. А. Иванова

Старший преподаватель
*Кафедра парогенераторостроения
Национальный технический университет «Харьковский
политехнический институт»
ул. Фрунзе, 21, г. Харьков, Украина, 61002

1. Введение

В настоящее время энергоблоки ТЭС и ТЭЦ Украины работают в высокоманевренных режимах, практически с ежесуточной глубокой разгрузкой. Это связано, прежде всего, с неравномерным графиком нагрузки Объединённой энергосистемы и работой по заявкам энергорынка.

Эксплуатация мощных энергоблоков тепловой энергетики также сопровождается довольно частыми остановами на выходные, праздничные дни с последующими пусками из различных тепловых состояний. При пусках и остановах турбины работают на малорасходных режимах и, как следствие, в проточной части возникают изменяющиеся во времени отрывные явления в ступенях их проточной части, особенно в части низкого давления. Особенностью таких режимов, как режим холостого хода, выработка электроэнергии на собственные нужды, является работа на малых и пониженных значениях расхода свежего пара, а, следовательно, и на малых объёмных расходах пара $G \cdot v_2$ для каждой из ступеней.

2. Постановка и решение задачи

Особенно широкий спектр малорасходных режимов работы наблюдается при работе теплофикационных турбин в цилиндрах низкого давления. и несмотря на большой комплекс исследований работы таких турбин, частично обобщённый в [1], информация о выборе более экономичных и безопасных режимов их работы недостаточна. На Харьковской ТЭЦ-5 установлены два блока мощностью по 100 МВт с теплофикационными турбинами Т-100/120-130 и энергоблок с турбиной Т-250/300-240-3. Для оценки появления и развития отрывных явлений целесообразно рассмотреть работу проточной части турбины Т-250/300-240.

Турбина Т-250/300-240-3 – четырёхцилиндровая (ЦВД, ЦСД-I, ЦСД-II и ЦНД), работает как на конденсационном режиме (режим выработки электроэнергии $N_3 = 300$ МВт), так и на номинальном теплофикационном режиме ($N_3 = 250$ МВт) при максимальной выработке тепловой энергии 180 МВт, а также при максимальной теплофикационной нагрузке с выработкой тепловой энергии $Q_T = 384$ МВт.

Проточная часть турбины состоит из:

- регулирующей ступени и 11 ступеней давления в ЦВД (1-12 ступени);
- 10 ступеней давления в ЦСД-I (13-22 ступени);
- 12 ступеней давления в 2-х потоках ЦСД-II (23-28-ая в правом потоке и 32-37-ая ступени в левом потоке);
- 6 ступеней в 2-х поточном ЦНД (29-31-ая ступени в правом потоке и 38-40 ступени в левом потоке). Двухпоточный ЦНД с двумя выхлопами работает на один конденсатор. Первые по ходу пара ступени ЦНД (29 и 38-ая) выполнены регулирующими с поворотными диафрагмами, приводом для которых являются сервомоторы.

Параметры пара на номинальном теплофикационном режиме составляют: - давление свежего пара перед стопорным клапаном ЦВД – 23,5 Мпа; температура свежего пара – 540°C, – температура пара промежуточного перегрева – 540°C.

Турбина имеет два отопительных (теплофикационных) отбора – верхний и нижний, которые предназначены для ступенчатого подогрева сетевой воды, со следующими пределами регулирования давления: – в верхнем отборе – 0,060 – 0,203 Мпа, в нижнем – 0,050 – 0,151 Мпа. Регулируемое давление в отопительных отборах поддерживается: в верхнем – при включённых двух отопительных отборах, в нижнем – при включённом одном – нижнем отопительном отборе.

В качестве основной характеристики для анализа характера течения рабочей среды в ступенях проточной части паровых турбин был принят относительный объёмный расход $G \cdot v_2$ при заданных: геометрии лопаточных аппаратов ступеней, частоте вращения ротора, начальных параметрах пара, условиях работы теплофикационной установки.

В настоящее время достоверными расчётными параметрами пара в проточной части для турбинных ступеней, проектируемых с привлечением осесимметричной теории течения рабочей среды можно считать параметры, определяемые при значениях $G \cdot v_2 \geq 0,6$

[2,3]. Исследование последней ступени турбины ВК –100 -5 [4, 5] и теоретические исследования влияния параметров турбинной ступени большой веерности на устойчивость её работы [5], показали, что привулочный отрыв потока за ступенью начинается при значении η_{oi} , близком к максимальному. Это, по-видимому, связано с выбором места установки измерительного прибора и конструктивным оформлением последней ступени. Подтверждается это и тем, что значение $\dot{I}_{отр..} > 1,0$ возможно при отсутствии за ступенью длин-

ной цилиндрической поверхности и достаточном удалении от кромок лопаток РК измерительного зонда.

Для возможности определения нагрузок турбины, при которых возникают и развиваются области отрывных явлений, были исследованы интегральные характеристики турбины Т-250/300-3 (блок №3) в широком диапазоне их изменения, определяемые графиком регулирования электрической и задаваемой городской тепловой сетью тепловой нагрузки.

В публикации [6] приведены результаты измерения электрической и тепловой нагрузки, на протяжении года (1.11.2007- 31.10.2008) с интервалом 2 часа, которые фиксировались показаниями приборов, установленных на турбине: давление и температура пара, вакуум, электрическая и тепловая нагрузки и другие показания. В качестве примера на рис. 1 приведены значения электрической мощности N_3 , тепловой нагрузки Q_m (с учётом работы тепловой сети и испарителя ПИ-1000) и абсолютного значения давления $P_{но}$ в нижнем отборе турбины, пар из которого поступает на подогреватель сетевой воды нижней ступени (ПСГ-1), подогреватель низкого давления (ПНД-2) и в цилиндр низкого давления.

Ступени ЦНД в зависимости от величины поступающего в него расхода работают либо в турбинном режиме ($N_{cm} > 0$, $\eta_{oi} > 0$), либо в режиме потребления мощности ($N_{cm} < 0$).

На протяжении 5 дней после начала отопительного сезона блок нес нагрузку по электрическому графику с

разгрузкой до 140 МВт в ночные часы и в дневное время в выходные. Тепловая нагрузка за анализируемые дни изменялась от максимальной $Q_T^{\max} = 213$ МВт (при

$N_3 = 280$ МВт) до минимальной $Q_T^{\max} = 117$ МВт

(при $N_3 = 260$ МВт). Графики потребления электрической и тепловой нагрузок не связаны между собой. Турбоустановка работает по комбинированному графику.

На основе исследования работы турбины Т-250/300-240-3 на протяжении года была построена корреляционная зависимость между расходом свежего пара через турбину и электрической мощностью, выдаваемой генератором блока при различных электрических и тепловых нагрузках. Наблюдается однозначная зависимость $G_0 = f(N_3)$ при работе в чисто конденсационном режиме (при $Q_m = 0$), т.е. в режиме выработки электрической мощности.

Эта зависимость в виде относительных величин \bar{G}_0 и \bar{N}_3 аппроксимируется формулой

$$\bar{G}_0 = \bar{G}_{x.x} + 0,939 \cdot \bar{N}_3^{1,15} \quad (1)$$

где $\bar{G}_{x.x}$ – расход пара через турбину при работе в

режиме холостого хода (по данным испытания турбины $\bar{G}_{x.x} = 0,0612$).

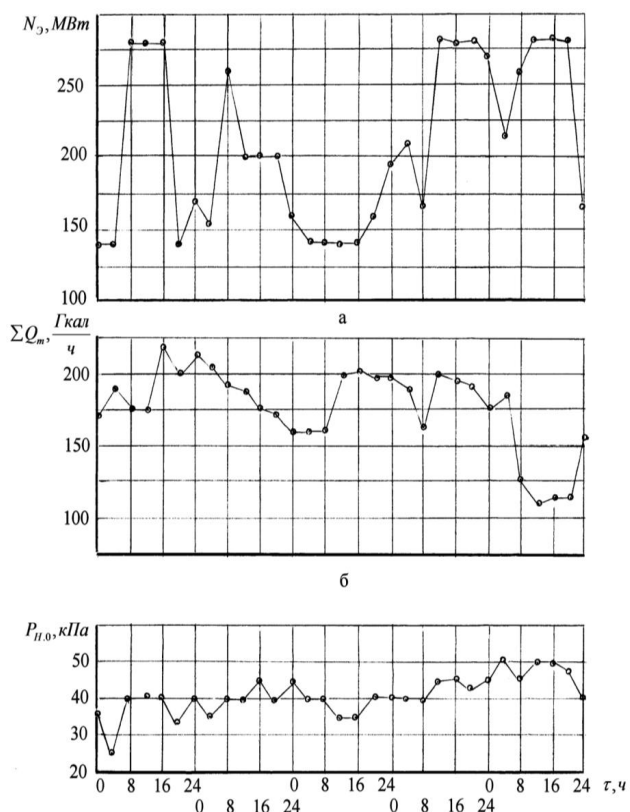


Рис. 1. Изменение характеристик энергоблока № 3 и турбины № 3 во времени.

При работе турбины по мере уменьшения расхода свежего пара прежде всего отрывные явления формируются в ступенях ЦНД, для которых целесообразно получить зависимость расхода пара в ЦНД от расхода свежего пара (с учётом отборов пара из ЦВД, ЦСД-I, ЦСД-II на регенеративные подогреватели, деаэрактор и турбопривод питательного насоса). Изменение расхода свежего пара, подаваемого на регулирующие клапаны ЦВД, в диапазоне регулирования нагрузки турбины ($365 \leq G_0 \leq 980$ т/ч, $140 \leq N_3 \leq 300$ МВт) при конденсационном режиме работы достаточно хорошо аппроксимируется формулой

$$G_0^{\text{ЦНД}} = 1,2913 \cdot G_0^{0,9} \quad (2)$$

для которой расход пара определяется в т/ч.

Расход пара в ЦНД определяется для двух потоков и равен расходу пара в конденсатор при отключённых сбросах и системах охлаждения патрубков.

В тепловой схеме турбины расход пара в ЦНД напрямую не измеряется. Ближайшим местом измерения расхода питательной воды, в которой основную часть составляет конденсат, полученный из пара, поступившего в ЦНД, является измерение расхода конденсата за ПНД-2. С учётом того, что пар в ПНД-2 поступает из нижнего отбора и затем, сконденсировавшись в ПНД-2, направляется в ПНД-1, а конденсат из ПНД-1 – в трубопровод конденсата перед ПНД-2 измерительное устройство за ПНД-2 регистрирует расход конденсата (за ПНД-2) больше, чем $G_{\text{ЦНД}}$, на величину расхода пара в ПНД-1 и ПНД-2, которой (в первом приближении) при определении расхода через проточную часть ЦНД можно пренебречь.

На основании измерений была получена корреляционная связь расходов пара в конденсатор через ЦНД и конденсата за ПНД-2, которая с достаточной точностью описывается зависимостью

$$G_{\text{изм}} = 1,3164 \cdot G_0^{0,9} \quad (3)$$

где расходы пара и конденсата приняты для режима $Q_T = 0$ и выражены в т/ч.

С учётом зависимости (3) взаимосвязь расходов $G_{\text{ЦНД}}$ и $G_{\text{изм}}$ имеет простое выражение

$$G_{\text{ЦНД}} = 0,981 \cdot G_{\text{изм}} \quad (4)$$

Однако, с учётом регулирования расхода пара в теплофикационные отборы с помощью поворотной диафрагмы при её прикрытии зависимость $G_{\text{ЦНД}}$ от G_0 при различных значениях Q_T требует введения функциональной связи с Q_T . Положение усложняет также взаимосвязь расхода пара в ЦНД от расхода сетевой воды через подогреватели ПСГ-1 и ПСГ-2. Поэтому была рассмотрена зависимость расхода пара в ЦНД от давления в нижнем отборе $P_{\text{он}}$ и положения (угла поворота) поворотной диафрагмы при регулировании расхода пара в ЦНД, которое определяется ходом штока сервопривода при закрытии диафрагмы.

На основе выборки из 1019 измерений при $Q_T = 0$ и изменении $P_{\text{онЦНД}}$ в диапазоне регулирования мощности $N_3 = 140-300$ МВт была получена зависимость зависимости расхода пара в ЦНД от давления перед поворотной диафрагмой $P_{\text{онЦНД}}$.

При этом поворотная диафрагма полностью открыта ($\delta_0 = 220\text{мм}$ и $\bar{\delta} = \frac{\delta}{\delta_0} = 1,0$)

Зависимость $G_{\text{оцнд}}=f(P_{\text{оцнд}})$ достаточно хорошо аппроксимируется степенной функцией

$$G_{\text{оцнд}} = 689 P_{\text{оцнд}}^{0,97} \quad (5)$$

где $G_{\text{оцнд}}$ принят в т/ч, $P_{\text{оцнд}}$ – в кгс/см². Индекс «0» обозначает полностью открытую диафрагму. При выражении $G_{\text{оцнд}}$ в кг/с и $P_{\text{оцнд}}$ в кПа зависимость (5) приобретает вид

$$G_{\text{оцнд}} = 2,1974 P_{\text{оцнд}}^{0,97} \quad (6)$$

Исследование теплофикационных режимов работы турбины показало, что даже полное открытие диафрагмы ($\delta_0 = 220\text{мм}$) при изменении электрической нагрузки блока от 140 до 300 МВт позволяет обеспечивать тепловую нагрузку от 0 до 220 МВт.

При этом зависимость $G_{\text{оцнд}}=f(P_{\text{оцнд}})$ совпадает полностью с чисто конденсационным режимом ($Q_{\text{т}} = 0$) и описывается формулой (5). Поворот регулирующей диафрагмы на угол, соответствующий перемещению штока δ мм приводит к уменьшению расхода в ЦНД ($G_{\text{цнд}}$) при равных значениях $P_{\text{оцнд}}$ во всём исследованном диапазоне изменения $\bar{\delta}$ от 0,073 до 1,0. Зависимость расхода пара в ЦНД является функцией $P_{\text{оцнд}}$ и $\bar{\delta}$ вида

$$G_{\text{цнд}} = \kappa(\bar{\delta}) \cdot P_{\text{оцнд}}^{0,97} \quad (7)$$

и для разных значений $\bar{\delta}$ приведена на рис. 2. Значения коэффициента $\kappa(\bar{\delta})$ для зависимости (7) при условии $\bar{\delta} = \text{const}$ приведены на рис. 3. Изменение $\kappa(\bar{\delta})$

соответствует двум режимам работы поворотной диафрагмы: дозвуковом истечении из щели, образующейся при повороте вращающейся части диафрагмы на величину угла, соответствующего ходу штока $\bar{\delta} \geq 0,5$ и

сверхзвуковом, когда на срезе щели формируется звуковой поток в прямом скачке и расход в ЦНД изменяется пропорционально изменению проходной площади каналов при их перекрытии поворотной частью регулирующей диафрагмы [7-12].

Исследованию регулирующих поворотных диафрагм посвящена работа, направленная на определение коэффициента расхода перекрывающихся сопел при разной степени их закрытия [7]. Уточнению коэффициента расхода путём расчётного моделирования течения в лопаточных каналах диафрагмы в зависимости от степени перекрытия канала посвящена работа [12]. Работе турбинной ступени с регулирующей диафрагмой [8] для турбин мощностью 25-100 МВт и вопросам модернизации регулирующих диафрагм для уменьшения протечек пара в ЦНД при их полном закрытии посвящены работы [9-11]. На турбине Т-250/300-240 блока №3 Харьковской ТЭЦ-5 в ЦНД установлены штатные (немодернизированные) регу-

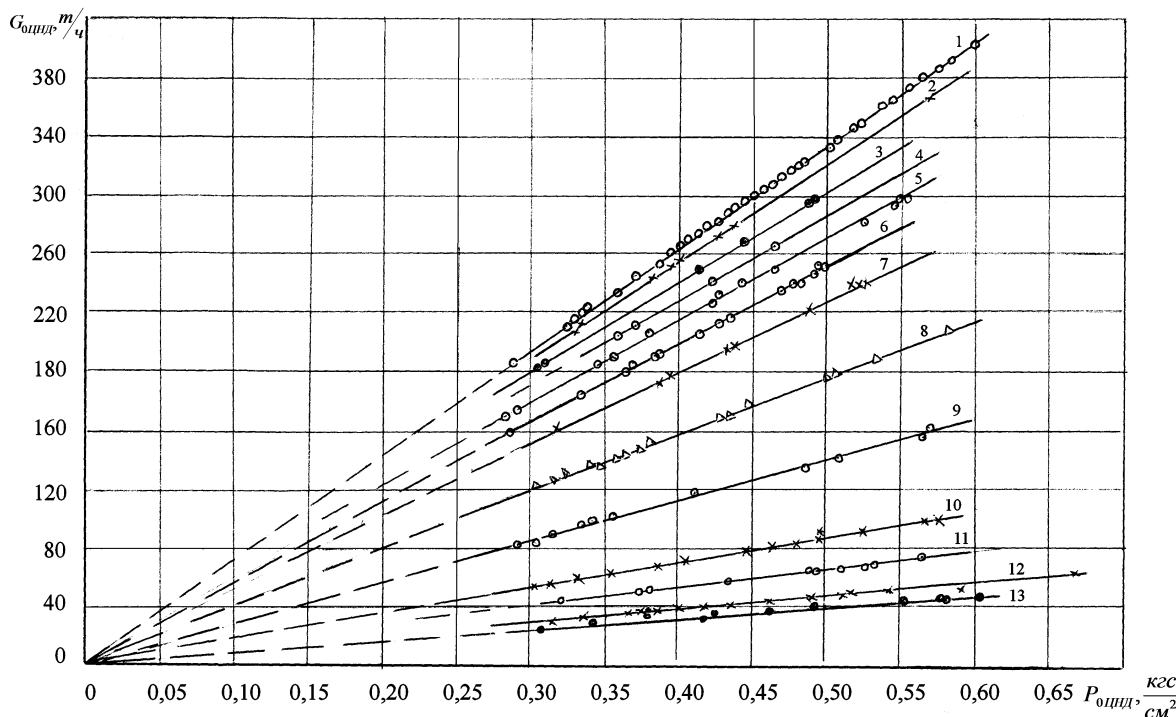


Рис. 2. Зависимость расхода пара в конденсатор от давления на входе в проточную часть ЦНД при теплофикационном режиме. 1- $\bar{\delta} = 1,0$; 2- $\bar{\delta} = 0,8$; 3- $\bar{\delta} = 0,7$; 4- $\bar{\delta} = 0,65$; 5- $\bar{\delta} = 0,6$; 6 - $\bar{\delta} = 0,55$; 7- $\bar{\delta} = 0,5$; 8- $\bar{\delta} = 0,4$; 9- $\bar{\delta} = 0,3$; 10- $\bar{\delta} = 0,2$; 11- $\bar{\delta} = 0,15$; 12- $\bar{\delta} = 0,1$; 13- $\bar{\delta} = 0,077$

лирующие диафрагмы с поворотным кольцом исходной конструкции.

На рис. 2 экспериментальные точки при различных значениях $\bar{\delta} = \text{const}$ группируются с относительно не-

большим разбросом возле зависимости .

$$G_{\text{ЦНД}} = k(\bar{\delta}) \cdot P_{\text{отЦНД}}^{0,97} = \text{const}$$

Расход пара, необходимый для отвода тепла, образующегося при вентиляционных потерях на режиме потребления мощности в ступенях ЦНД при ограничении температуры пара на уровне 120⁰С, достаточно хорошо согласуется с данными [11]. Режим, при котором $G_{\text{ЦНД}} = 54 \text{ т/ч}$ абсолютное давление в нижнем отборе $P_{\text{но}} = 100 \text{ кПа}$ осуществляется при величине открытия диафрагмы $\bar{\delta} = 0,07 \dots 0,08$. Опыт эксплуатации

турбин Т-250/300-240 показывает, что при штатном выполнении регулирующих диафрагм минимальный расход пара в ЦНД (по условиям обеспечения допустимого теплового состояния выхлопной части) находится на уровне $\approx 70 \text{ т/ч}$ [11].

Анализ изменения коэффициента $k(\bar{\delta})$ (рис. 3.) показал, что имеется две области его изменения, разделяемые значением $\bar{\delta} = 0,5$. В области I изменение $k(\bar{\delta})$ линейно. В диапазоне изменения $\bar{\delta}$ от 0 до 0,5 значение коэффициента $k(\bar{\delta})$ может быть аппроксимировано зависимостью

$$k(\bar{\delta}) = 881,5 \cdot \bar{\delta} \quad (8)$$

где $k(\bar{\delta})$ - в $\frac{\text{т}}{\text{ч}} \cdot \left(\frac{\text{см}^2}{\text{кгс}} \right)^{0,97}$, $\bar{\delta}$ - безразмерная относительная величина перемещения штока сервомотора.

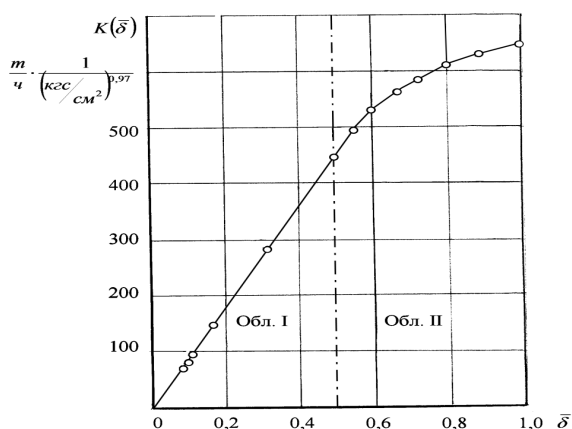


Рис. 3. Изменение коэффициента $k(\delta)$ в зависимости от степени открытия поворотной диафрагмы.

В области II течение пара в щели поворотной диафрагмы дозвуковое и изменение коэффициента $k(\bar{\delta})$ достаточно хорошо аппроксимируется полиномом второй степени вида

$$k(0,5 < \bar{\delta} \leq 1,0) = 440,74 + 985,52 \cdot (\bar{\delta} - 0,5) - 1110,02 \cdot (\bar{\delta} - 0,5)^2 \quad (9)$$

При использовании зависимостей (8) и (9) в сочетании с уравнением (7) расход пара в ЦНД (на два потока) определяется в т/ч, давление в нижнем отборе (перед регулирующей диафрагмой) принимается в кгс/см².

Аппроксимационные зависимости (5), (8), (9) получены при работе турбины в диапазоне изменения расхода свежего пара $400 < G_o < 980 \text{ т/ч}$ и изменении тепловой мощности в диапазоне $0 \leq Q_m \leq 245 \text{ МВт}$ и позволяют определить расход пара через ЦНД для работы турбины при теплофикационном режиме.

3. Выводы

Однако для определения структуры потока (областей отрывов) в ступенях проточной части необходимо знать также распределение по ступеням цилиндров величины относительного объемного расхода $\overline{G \cdot v_2}$,

(по отношению к номинальному объемному расходу, соответствующему максимальному значению внутреннего КПД ступени $\eta_{\text{oi}}^{\text{max}}$).

Определение характеристики $\overline{G \cdot v_2}$ по ступеням

можно получить с помощью целевого экспериментального исследования на работающей турбине, или с помощью расчётного исследования проточной части в широком диапазоне изменения режимов работы.

Литература

1. Малорасходные режимы ЦНД турбины Т-250/300-240 [Текст] / Под ред. В. А. Хаимова. – СПб.: БХВ-Петербург, 2007. - 240 с.
2. Лагун В. П. Газодинамические исследования последней ступени натурального ЦНД турбины ВК-100-5 до и после модернизации / В. П. Лагун, Л. Л. Симою. // Теплоэнергетика, 1969. № 8 – С. 13-18.
3. Лагун В. П. Особенности работы последних ступеней ЦНД на малых нагрузках и холостом ходу [Текст] / В. П. Лагун, Л. Л. Симою, Ю. З. Фрумин, Л. В. Поволоцкий, Ф. М. Сухарев // Теплоэнергетика, 1971, № 2, С. 21-24.
4. Лагун В. П. Результаты исследований последней ступени на экспериментальной паровой турбине ХТГЗ [Текст] / В. П. Лагун, Л. Л. Симою, Т. М. Зильбер, Ю. В. Нахман, В. П. Могилко // Теплоэнергетика. - 1967. - № 8. - С. 43-48
5. Трояновский Б. М. Анализ влияния параметров турбинной ступени большой верности на устойчивость её работы [Текст] / Б. М. Трояновский // Теплоэнергетика. - 1976. - № 12. – С. 40-44.
6. Слабченко О. Н. Оценка эффективности работы ЦНД турбины Т-250/300-23,5 Харьковской ТЭЦ-5 [Текст] / О. Н. Слаб-

- ченко, М. В. Зайцев, А. Ю. Козлоков, А. Д. Золотухин // Вестник НТУ «ХПИ», Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование, 2009. - вып 3.- № 6 - С. 41-48.
7. Дейч М. Е. Исследование регулирующих поворотных диафрагм отопительного отбора турбин 25-100 МВт [Текст] / М. Е. Дейч, А. Г. Шейкман, // Теплоэнергетика, 1963, - № 1. - С. 14-21.
8. Гоголев И. Г. Исследование турбинной ступени с регулирующей диафрагмой [Текст] / И. Г. Гоголев, В. Т. Перевезенцев, В. В. Тарасов // Теплоэнергетика, 1974. - № 1. - С. 46-49.
9. Шапиро Г. А. Результаты исследования модернизации регулирующих диафрагм теплофикационных турбин [Текст] / Г. А. Шапиро, Е. И. Эфрос, А. Г. Шемпелев // Теплоэнергетика, 1990. - №11.- С. 56-60.
10. Симою Л. Л. Расчёт переменных режимов ЧНД теплофикационных паровых турбин [Текст] / Л. Л. Симою, М. С. Индурский, Е. И. Эфрос // Теплоэнергетика, 2000. - № 2. - С. 16-20.
11. Симою Л. Л. Повышение эффективности работы турбоустановки Т-250/300-240 путём модернизации ЦНД [Текст] / Л. Л. Симою, В. Ф. Гуторов, В. П. Лагун, Г. Д. Баринберг // Теплоэнергетика, 2005. - № 11. – С. 68-74.
12. Слабченко О. Н. Результаты расчёта течения в каналах регулирующей поворотной диафрагмы теплофикационной турбины [Текст] / О. Н. Слабченко, Д. В. Кирсанов // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ». Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. - № 6 - С. 73-75.

УДК 62.007.004.75:62.007.004.78

ИНТЕГРАЦИЯ АСУ ТП ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ ТЭЦ В ИНФОРМАЦИОННО- УПРАВЛЯЮЩИЕ СИСТЕМЫ ГЕНЕРИРУЮЩИХ КОМПАНИЙ

А. А. Куник

Аспирант, инженер*

Контактный тел.:(044) 406-80-93, 097-319-32-38

E-mail: artemkunik@gmail.com

Ю. Ю. Никитенко

Младший научный сотрудник*

Контактный тел.:(044) 406-80-93, 068-100-04-42

E-mail: termocont@yandex.ru

С. А. Михлевский

Младший научный сотрудник

*Кафедра атомных электростанций и инженерной
теплофизикиНациональный технический университет Украины «Киевский
политехнический институт»

ул. Политехническая , 6, г. Киев, Украина, 03056

Контактный тел.: (044) 406-80-93, 068-802-59-14

E-mail: termocont@yandex.ru

Розглядаються питання інтеграції систем управління і діагностики основного обладнання ТЕЦ в інформаційні системи генеруючих компаній. Виконано аналіз ситуації в цій галузі, запропоновані оригінальні підходи та концепції у вирішенні завдань інтеграції

Ключові слова: інформаційний комплекс, інтеграція, автоматизовані системи управління та діагностики

Рассматриваются вопросы интеграции систем управления и диагностики основного оборудования ТЭЦ в информационные системы генерирующих компаний. Выполнен анализ ситуации в данной области, предложены оригинальные подходы и концепции в решении задач интеграции

Ключевые слова: информационный комплекс, интеграция, автоматизированные системы управления и диагностики

The issues of integration of control systems and diagnostics of basic equipment in heat and power plant in information systems of generation companies are considered. The analysis of the situation in this field is made, the original approaches and concepts in solving problems of integration are proposed

Keywords: information complex, integration, automated control and diagnostics systems