

УДК 621.165

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

*У статі за експериментальними дослідженнями надаються апроксимаційні формули для визначення витрат пари крізь ЦНТ турбіни T-250/300-240*

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

*В статье по экспериментальным исследованиям предлагаются аппроксимационные формулы для определения расхода пара через ЦНД турбины T-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. Голощанов**

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 остановками на выходные, праздничные дни с последующими пусками из различных тепловых состояний. При пусках и остановках 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  $\eta_{oi}$ , 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 нёс нагрузку по электрическому графику с

разгрузкой до 140 МВт в ночные часы и в дневное время в выходной. 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  $\bar{G}_{x.x} = 0,0612$ ).

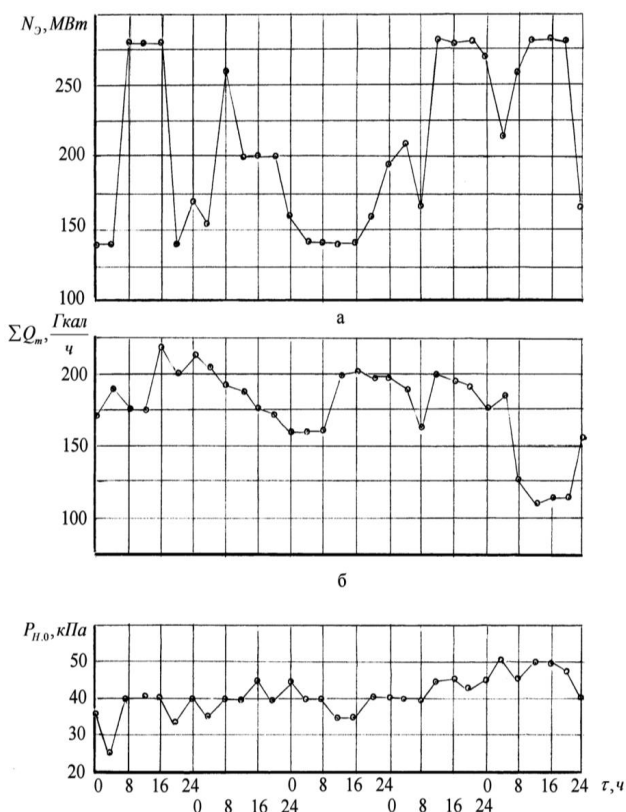


Рис. 1. Изменение характеристик энергоблока № 3 и турбины № 3 во времени.

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

$$G_{\text{ОЦНД}}=689P_{\text{ОЦНД}}^{0,97} \tag{5}$$

где  $G_{\text{ОЦНД}}$  принят в т/ч,  $P_{\text{ОЦНД}}$  – в кгс/см<sup>2</sup>. Индекс «0» обозначает полностью открытую диафрагму. При выражении  $G_{\text{ОЦНД}}$  в кг/с и  $P_{\text{ОЦНД}}$  в кПа зависимость (5) приобретает вид

$$G_{\text{ОЦНД}}=2,1974P_{\text{ОЦНД}}^{0,97} \tag{6}$$

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 ( $Q_T = 0$ ) и описывается формулой (5). Поворот регулирующей диафрагмы на угол, соответствующий перемещению штока  $\delta$  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

$$G_{\text{ЦНД}} = \kappa(\bar{\delta}) \cdot P_{\text{ОЦНД}}^{0,97} \tag{7}$$

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-

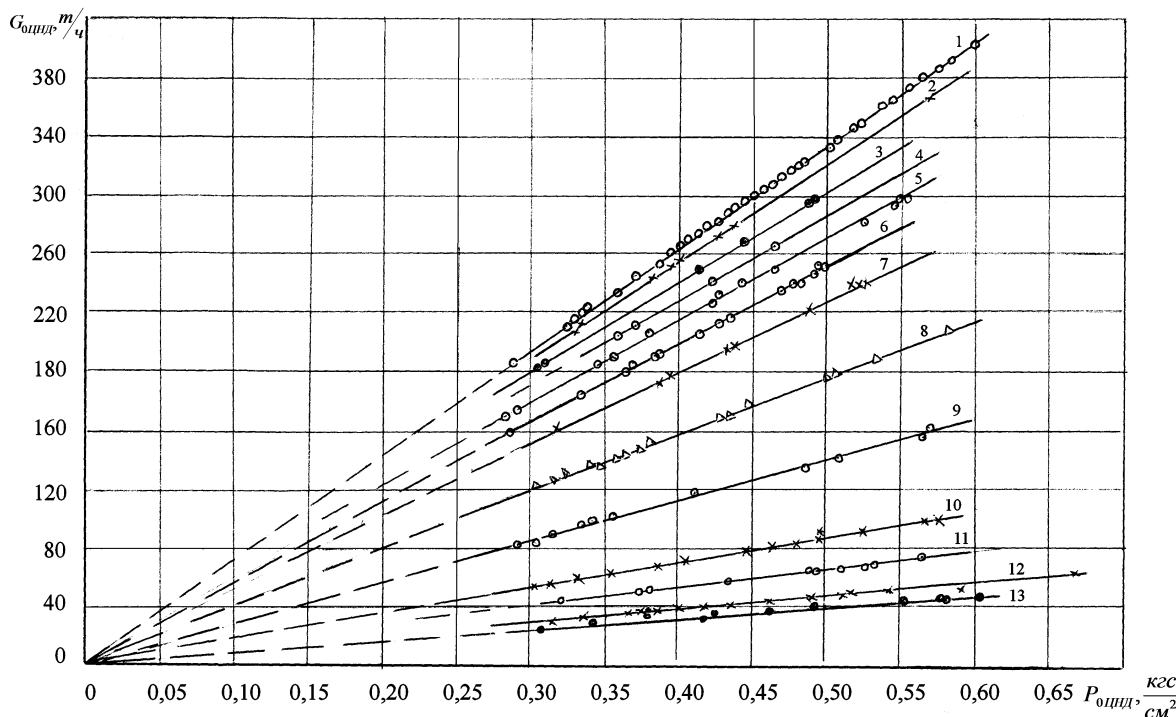


Рис. 2. Зависимость расхода пара в конденсатор от давления на входе в проточную часть ЦНД при теплофикационном режиме. 1-  $\bar{\delta} = 1,0$ ; 2-  $\bar{\delta} = 0,8$ ; 3-  $\bar{\delta} = 0,7$ ; 4-  $\bar{\delta} = 0,65$ ; 5-  $\bar{\delta} = 0,6$ ; 6 -  $\bar{\delta} = 0,55$ ; 7-  $\bar{\delta}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

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

Расход пара, необходимый для отвода тепла, образующегося при вентиляционных потерях на режиме потребления мощности в ступенях ЦНД при ограничении температуры пара на уровне 120<sup>0</sup>С, 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.

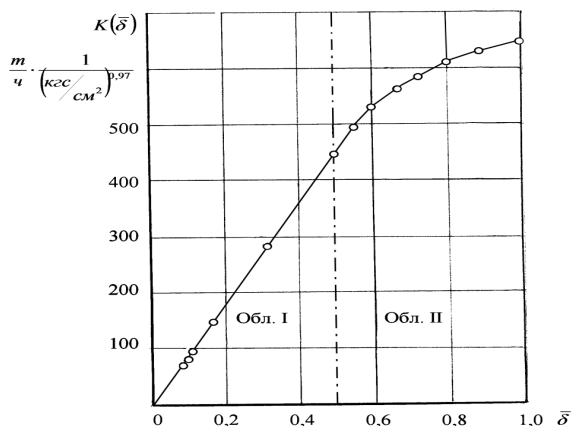


Рис. 3. Изменение коэффициента  $k(\delta)$  в зависимости от степени открытия поворотной диафрагмы.

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/см<sup>2</sup>.

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 объёмного расхода  $\overline{G \cdot v_2}$ ,

(по отношению к номинальному объёмному 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.