

УДК 621.51

**РАЗРАБОТКА ТЕОРЕТИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ЭКОНОМИЧНОСТИ РАБОТЫ ВЕНТИЛЯЦИОННОГО ПРОПУСКА ПАРА  
DEVELOPMENT OF THEORETICAL CALCULATION OF ECONOMICAL OPERATION EFFICIENCY OF VENTILATION STEAM PASSAGE**

Л.В. Маркевич, Г.М. Кандауров

Научный руководитель – З.Б. Айдарова, старший преподаватель  
Белорусский национальный технический университет,  
г. Минск, Республика Беларусь  
aidarova@bntu.by

L. Markevich, G. Kandaurov  
Supervisor – Z. Aidarova, Senior Lecturer  
Belarusian national technical university, Minsk, Belarus

***Аннотация:** Теоретический расчет экономичности расчета вентиляционного пропуска пара.*

***Abstract:** Theoretical calculation of the economics of vented steam passage calculation.*

***Ключевые слова:** Пар, турбина, экономичность, мощность, расщепление.*

***Keywords:** Steam, turbine, efficiency, power, splitting.*

**Введение**

Целью исследований являлось изучение физических явлений в модельных ступенях идентичных ступеням ЧНД, способов повышения их эффективности и получения количественных характеристик ступеней на малорасходном режиме (МР). Основу расчета характеристик схемы охлаждения части низкого давления теплофикационной паротурбинной установки (СО ЧНД ТПТУ) составляет определение мощности ЧНД на МР. Для экспериментального исследования МР, в том числе и с отрицательной мощностью, автором данной работы использовалась экспериментальная воздушная турбина ЭТ-2. Она была оснащена соответствующей измерительной техникой и под неё была разработана соответствующая методика измерений.

**Основная часть**

Экспериментально была подтверждена основная особенность режимов работы ступеней с отрицательной мощностью, получивших в специальной литературе название режимов чистой вентиляции. Они отличаются тем, что при глубокой разгрузке мощность, потребляемая ступенью определяется

п

р

е

и

м

у

щ

е

с

т

в

е

$$N_{ТВ} = f(D, l, n, \rho), \quad (1)$$

где  $D$  – средний диаметр, м;

$l$  – высота рабочей лопатки, м;

$n$  – частота вращения колеса, об/мин;

$\rho$  – плотность потока рабочего тела, кг/м<sup>3</sup>.

При постоянной частоте вращения колеса, что характерно для ТПТУ, величина  $N_{ТВ}$  определяется только геометрией ступени, которая также остаётся постоянной для ТПТУ, тогда

$$N_{ТВ} = f(C/v) \quad (2)$$

где  $C$  - критерий обобщающий геометрию ступени  $[C] = [N] \cdot [v]$ ;  
здесь  $v = 1/\rho$  - удельный объём рабочего тела в ступени.

Так как удельный объём идеальных газов, к которым может быть отнесен и водяной пар, подчиняется уравнению Менделеева  $P \cdot V = R \cdot T$ , то выражение (2) целесообразно переписать в виде:

$$N_{ТВ} = C \cdot P \quad (3)$$

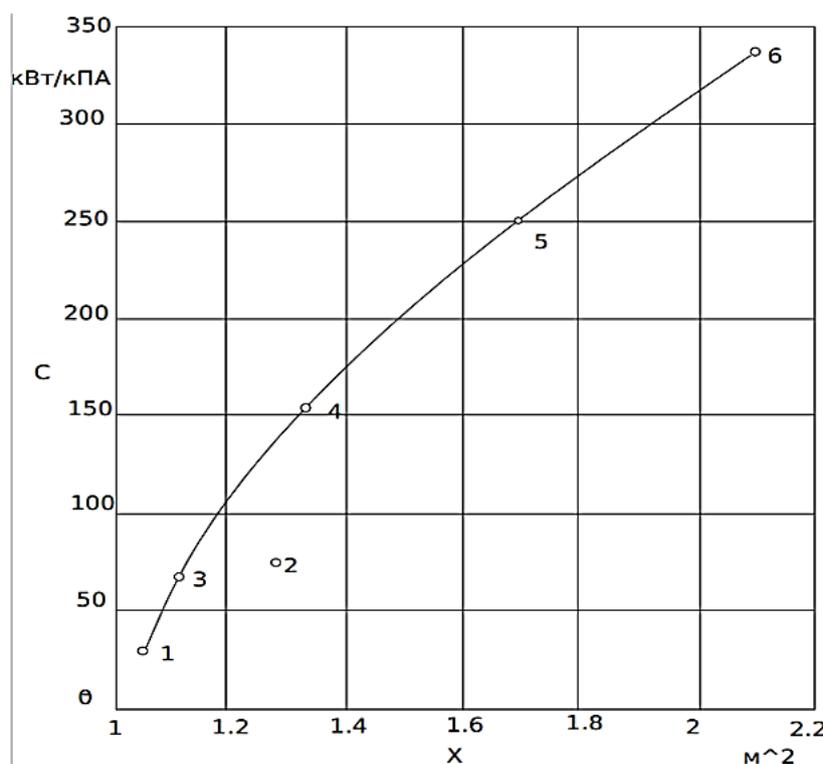
где  $P$  – давление рабочего тела за ступенью на режимах чистой вентиляции.

Для группы ступеней, например, ЧНД ТПТУ на режимах чистой вентиляции зависимость (3) также будет универсальна. В этой связи, практическую ценность имеет поиск обобщающего критерия для  $C$  в выражении (3). В качестве такого критерия удобно использовать для ЧНД основные геометрические характеристики последней ступени турбины в виде:

$$X = Dz \cdot lz, \quad (4)$$

где  $Dz$  и  $lz$  – соответственно, средний диаметр и длина рабочей лопатки последней ступени ЧНД.

Универсальность этого критерия подтверждается (рисунок 1).



1-Т-5090; 2-ПТ-60-130; 3.4.5-Т-180-130

Рисунок 1 – Зависимость удельной мощности, потребляемой ЧНД на режимах чистой вентиляции от комплекса  $X$  по данным ряда организаций

Аналитически кривая описывается полиномом третьей степени вида:

$$C = -1125.65 + 1840.25 \cdot X - 848.01 \cdot X^2 + 143.55 \cdot X^3 \quad (5)$$

По геометрии последней ступени ЧНД рассчитывается критерий  $X$  а затем по выражению (5) вычисляется численное значение коэффициента  $C$ . Так для ЧНД турбин ПТ - 60 - 130/13, Т - 110/120-130 и Т - 250/300 - 240 численное значение  $C$  составляет, соответственно: 60, 79 и 340 кВт/кПа. Удобство выражения (3) для расчёта отрицательной мощности ЧНД ТПТУ очевидно и эта зависимость использовалась в нашей работе при теоретических исследованиях характеристик СО ЧНД ТПТУ.

Надёжность работы ЧНД ТПТУ всегда стояла на первом месте, особенно, при работе на МР. Требования повышения их экономичности обусловили потребность создания простой и надёжной методики оценки эффективности работы ЧНД и всей ТПТУ на малорасходных режимах. Без такой методики невозможно ответить на такие вопросы как целесообразность снижения величины  $D_k^{\min}$  и возможного нижнего его предела, получить надёжные характеристики ТПТУ в том числе и нормативные. Не имея универсального «инструмента» невозможно вести речь об обеспечении более высокого уровня решения всех вопросов, касающихся работы ЧНД на малорасходных режимах. Попытка создания такой методики излагается ниже. Термодинамический цикл ТПТУ в общем случае может быть представлен двумя составляющими. Чисто противодействующей частью (ТР) и чисто конденсационной - (К) (далее будем называть это методом расцепленных циклов ТПТУ). Для получения количественных характеристик задача должна решаться для обоих потоков пара работающих в турбине. Принцип «расцепления», при этом, должен соблюдаться от начала и до конца процесса расширения. Схем выполнения процедуры расцепления может быть две. По первой - рассчитывается тепловая схема ТПТУ сверху вниз обычным способом, но для одной «нужной» части цикла. По второй расчёт ведётся снизу-вверх по процессу расширения. Второй способ удобен для расчёта части цикла  $K$ , так как по заданной величине  $D_k^{\min}$  могут быть рассчитаны все величины потоков, относящихся к этой части цикла. В результате расчётов расцеплённой тепловой схемы ТПТУ определяется расход пара в «голову» машины относящийся к потоку  $K$ - $D_o^k$ , расходы пара в регенеративные подогреватели идущие исключительно на регенеративный подогрев конденсата и питательной воды части цикла  $K$ - $D_{отб}^k(1)$ . Материальный баланс по рассматриваемому потоку  $K$  может быть записан:

$$D_k^{\min} = D_o^k - \sum_{i=1}^n D_{отб}^k - \sum_{j=1}^m D_{ум}^k, \quad (6)$$

где  $\sum_{j=1}^m D_{ум}^k$  - часть утечек через концевые уплотнения турбины, штоков регулирующих и стопорного клапанов определяется из общего баланса пропорционально расходу пара в рассматриваемом месте.

Например, утечки штоков клапанов могут быть рассчитаны как:

$$D_{шт}^k = \frac{D_0^k}{D_0} \cdot D_{шт} \quad (7)$$

где  $D_{шт}$  - утечка от штоков для всего расхода пара на турбину ( $D_0 = D_0^{тр} + D_0^k$ ).

После расчета всех потоков пара в отборы ТПТУ –  $D_{отб(i)}^k$  на политропе определяются значения теплосодержания пара в отборах –  $i_{отб(i)}$  и рассчитываются значения мощностей  $i$ -х отсеков турбин для потока  $K$ , например, для первого начиная с «головы»

$$N_{o-i}^k = D_0^k \cdot (i_o - i_l) \quad (8)$$

где  $i_o$  и  $i_l$  – соответственно, теплосодержание пара перед турбиной и в первом отборе.

Далее - аналогично для всей турбины вплоть до поворотной диафрагмы, что позволяет рассчитать суммарную внутреннюю мощность турбины для её ЧВД и ЧСД или ЧВСД как:

$$N_{o-i}^k = \sum_{i=1}^n N_i^k \quad (9)$$

где  $n$  – число отсеков в ЧВСД турбины.

Мощность ЧНД на МР режимах с достаточной для практики точностью рассчитывается с помощью выражения (3), тогда

$$N_3^k = (N_{i_{чвсд}}^k - N_{i_{чнд}}) \cdot \eta_m \cdot \eta_g \quad (10)$$

где произведение КПД механического и генератора ( $\eta_m \cdot \eta_g$ ) принимается по заводским данным или данным испытаний ТПТУ.

Расчет удельных экономических показателей целесообразно выполнить по методу обратного баланса, в частности, удельный расход теплоты на выработку электроэнергии рассматриваемым потоком  $K$  определяется как

$$q_{э}^k = \frac{N_3^k}{N_3^k + \sum Q_k} \quad (11)$$

где  $\sum Q_k$  - суммарная потеря теплоты в холодном источнике: с паром вентиляционного пропуска –  $D_k^{min}$ ; с рециркуляцией конденсата в конденсатор; с теплотой дренажей подогревателей пара и охладителя уплотнений, а также основного эжектора; с паром заднего концевого уплотнения ЧНД турбины.

Удельный расход условного топлива на производство электроэнергии потоком  $K$  может быть рассчитан как

$$b_{\text{Э}}^{\text{К}} = \frac{q_{\text{Э}}^{\text{К}}}{Q_{\text{р}}^{\text{Н}} \cdot \eta_{\text{ка}} \cdot \eta_{\text{тп}}}, \quad (12)$$

где  $Q_{\text{р}}^{\text{Н}} = 29330$ , кДж/кг – теплотворная способность условного топлива;

$\eta_{\text{ка}}$  – КПД котлоагрегата ТПТУ;

$\eta_{\text{тп}}$  – КПД теплового потока.

Числовые значения  $\eta_{\text{ка}}$  и  $\eta_{\text{тп}}$ , принимаются по данным завода или по результатам испытаний.

### **Заключение**

Рассмотренная выше методика апробировалась путем сравнения полученных на ее основе результатов с данными других авторов. Совпадение результатов расчетов по нашей методике и другим методикам хорошее.

### **Литература**

1. Неуймин В.М. Повышение эффективности ТЭЦ за счёт оптимизации низкопотенциальной части теплофикационного оборудования. Автореф.дисс.к.т.н., Мн.,1995г., с.20.

2. Леонков А.М., Балабанович В.К. Исследование части низкого давления теплофикационных турбин на режимах с минимальными пропусками пара конденсатора // Известия вузов СССР. Энергетика. – 1982. – С.8-12.