

УДК 621.165

Р.Р. Симашов

Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет,
690087, г. Владивосток, ул. Луговая, 52б

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ ЭНЕРГИИ НА НЕАКТИВНОЙ ДУГЕ ПОДВОДА ПАРЦИАЛЬНЫХ ТУРБИН ПРИ РАСЧЕТЕ ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМОВ

Представлены эмпирические и полумпирические формулы для расчета мощности вентиляции с учетом массы и направления протечки рабочего тела через неактивную дугу. Формулы предназначены для использования при расчетах переменных режимов малоразмерных турбин.

Ключевые слова: потери от вентиляции, переменные режимы, малоразмерные турбины.

R.R. Simashov

ESTIMATION ENERGY LOSSES ON PARTIAL-ADMISSION TURBINES' INACTIVE ARC FOR ESTIMATION OF VARIABLE REGIMES

This paper introduces empirical and semi-empirical formulas for the estimation of ventilation power related to pumping the working medium mass through inactive arc with consideration of leakage direction. Formulas are designed to use for estimation of variable regimes of small-size turbines.

Key words: ventilation losses, variable regimes, small-size turbines.

При вращении колеса активной турбины на неактивной дуге возникает достаточно интенсивное движение рабочего тела с сообщением ему кинетической энергии. На рис. 1 и 2 показана схема течения рабочего тела на неактивной дуге в парциальной турбине.

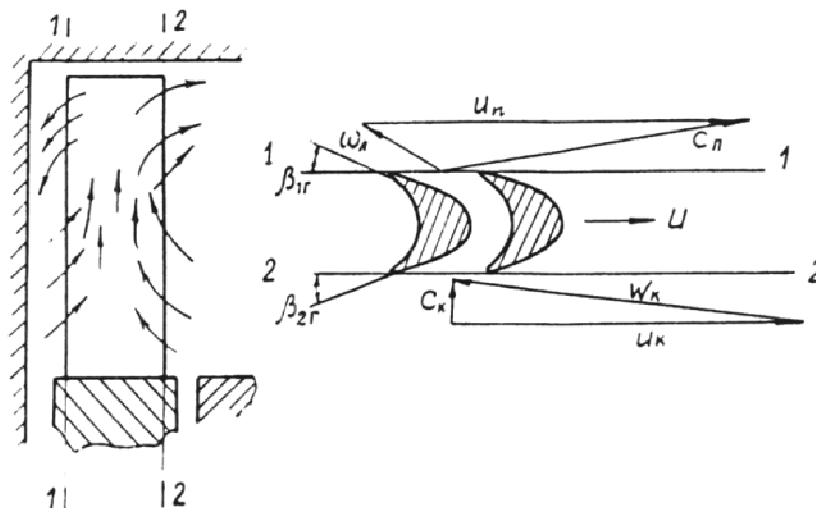


Рис. 1. Схема вентиляции с симметричными лопатками $\beta_{1к} = \beta_{2к}$

Fig. 1. Scheme of ventilation of symmetric vanes $\beta_{1к} = \beta_{2к}$

Как видно из рис. 1 [20, 12], рабочее тело подсасывается в корневой области канала и выбрасывается из колеса у периферии. При этом у периферии перед рабочим колесом (РК) со стороны соплового аппарата (СА) под влиянием вращения возникает повышенное давление, а со стороны свободного пространства давление практически остается независимым

от вращения [6, 16]. В связи с этим через периферийные сечения устанавливается течение из пространства перед РК в пространство за ним, а в корневой области, где давление перед колесом понижается, рабочее тело движется в обратном направлении. Помимо вихревых движений в меридиональной плоскости образуются мощные вентиляционные вихри, оси которых совпадают с осью турбины. Как показывают экспериментальные исследования [2, 1], рабочее тело движется вдоль неактивной дуги со скоростью порядка U (по данным [1, 3] со скоростью $\approx 0,8 \cdot U$).

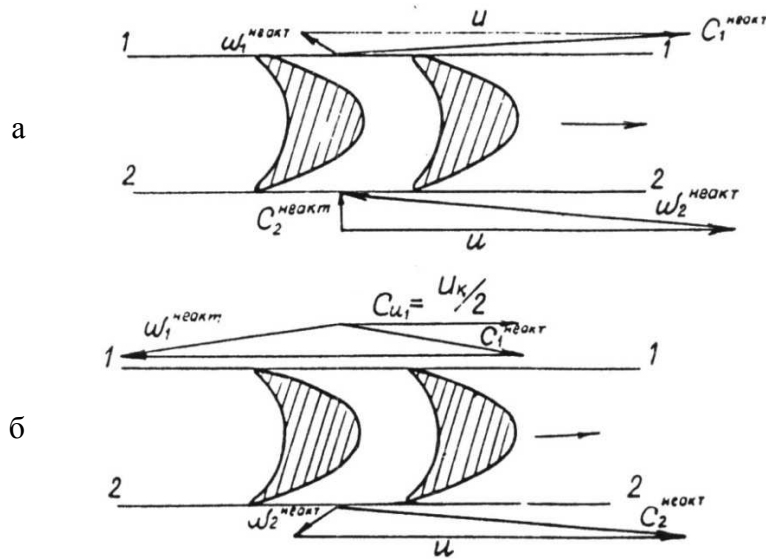


Рис. 2. Входной и выходной треугольники (планы) скоростей корневой протечки на неактивной дуге: а – подсос в проточную часть; б – утечка из проточной части

Fig. 2. Inlet and outlet triangles velocity of lower leakage on inactive arc: а – inlet in flow section; б – leakage from flow section

При этом возникают силы трения между рабочим телом в межлопаточном канале (МЛК) и окружающей средой, вызывая значительные потери энергии. Мощность, затрачиваемая на преодоление этих сил, пропорциональна плотности рабочего тела, площади соприкасающихся слоев и кубу окружной скорости [6].

Описанная картина течения соответствует физическим явлениям на неактивной дуге без подвода к нему рабочего тела. При частичном подводе в малоразмерных турбинах (МРТ) даже на расчетном режиме имеется некоторая степень реактивности у корня лопаток. На переменных режимах реактивность на среднем диаметре может значительно измениться, что, в свою очередь, ведет к изменению степени реактивности у корня лопаток. Поэтому через неактивную дугу протекает дополнительная масса рабочего тела, равная $G_k^{отс}$ или $G_k^{подс}$, что ведет к увеличению затрат мощности на неактивной дуге [5, 10, 8].

С учетом сказанного затраты мощности на неактивной дуге можно представить в виде суммы

$$N_{неакт} = N_в + \Delta N_{G_k}, \tag{1}$$

где $N_в$ – мощность вентиляции при $G_k = 0$; ΔN_{G_k} – дополнительная мощность, вызванная прокачкой массы рабочего тела G_k .

Существующие в литературе материалы по потерям от вентиляции N_B базируются в основном на экспериментальных исследованиях [16, 8, 11, 19 и др.] конкретных ступеней турбин с последующим обобщением данных при помощи эмпирической или полуэмпирической зависимости.

Представленные в литературных источниках формулы для вентиляционной мощности, которые учитывают различные параметры ступени, получены на базе двух различных подходов. Первый, на основе которого получено большинство формул [6, 20, 5, 10 и др.], основывается на методе размерностей, второй – на основных уравнениях сохранения в одномерной постановке [8, 13, 16].

Выбор конкретной эмпирической зависимости для определения потерь от вентиляции может быть осуществлен путем сравнительного анализа экспериментальных значений мощности вентиляции для разных лопаточных венцов с расчетом по формулам различных авторов.

В табл. 1 представлены формулы по определению мощности вентиляции и результаты их апробации на 10 испытанных ступенях с различными геометрическими характеристиками, приведенными в табл. 2. Из табл. 1 следует, что лучшее совпадение обеспечивает зависимость, полученная И.В. Котляром и Е.М. Кончаковым [8], учитывающая наибольшее количество влияющих факторов. Однако данная зависимость имеет существенный недостаток, по которому ее можно признать неправильной: размерность данной формулы неоднородна с размерностью располагаемой мощности.

Одной из наиболее достоверных считается формула Траупеля [9]. Вентиляционные потери при выводе этой формулы рассматриваются как результат диссипации кинетической энергии, сообщенной вследствие центробежного эффекта газу, находящемуся в неактивной зоне. Анализ этой зависимости показывает, что она удовлетворяет теории размерностей. Из табл. 1 видно, что формула Траупеля дает достаточно ровную и удовлетворительную сходимость с опытными данными различных авторов. Это обеспечивается путем введения безразмерных эмпирических коэффициентов, учитывающих конструктивное оформление ступени (L_2/D_{cp} , B_2/D_{cp} , δ_a/L_2 , наличие (отсутствие) защитного кожуха) и влияние числа Re. Некоторое расхождение с опытными данными Межеричко, Шубовича и Шальмана объясняется тем, что в опытах Траупеля профиль рабочих лопаток отличался существенной несимметрией и по форме приближался к реактивному профилю. По опытам Шальмана [20] для реактивного профиля при $\beta_{2k} = 26,5^\circ$ вентиляционные потери примерно в 1,25 раза выше, чем для активного симметричного профиля. Опыты указанных авторов проводились на ступенях средней верности $D_{cp}/L_2 \approx 6$; при отношении $D_{cp}/L_2 \geq 10$, как следует из табл. 2, несимметричность (формы) профиля оказывает меньшее влияние, и формула Траупеля дает удовлетворительные результаты.

В МЭИ была сделана попытка уточнить формулу Траупеля для транс- и сверхзвуковых ступеней [3]:

$$N_B = 14,3 \cdot C \cdot e^{0,5} \cdot (1-e)^{0,5} \cdot D_{cp} \cdot (U/10)^3 \cdot L_2 \cdot \rho_2 \cdot \sin \beta_{2k},$$

где C – коэффициент, зависящий от конструктивных и режимных параметров ступени, принимается по данным Траупеля.

Формула МЭИ учитывает дополнительно влияние угла β_{2k} рабочей решетки и нелинейность вентиляционных потерь от степени парциальности.

Таблица 1

Сопоставление расчетных и экспериментальных значений $N_B^{расч} / N_B^{эксп}$ по данным различных авторов

Table 1

Comparison of estimated and experimental data $N_B^{расч} / N_B^{эксп}$ according to data of different researchers

Автор	Формула N_B , кВт ($e=0$)	Номер ступени (табл. 2)									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Стодола	$N_B = 610 \cdot D_{cp} \cdot L_2^{1.5} \cdot \rho_2 \cdot (U/100)^3$	0,48	1,26	0,88	1,88	2,39	0,94	4,88	1,15	1,98	2,02
Форнер	$N_B = 110 \cdot D_{cp} \cdot L_2 \cdot \rho_2 \cdot (U/100)^{2.8}$	1,25	0,54	0,68	1,97	3,79	0,71	2,78	0,84	0,98	1,97
Шубович	$N_B = 5,15 \cdot D_{cp}^4 \cdot L_2 \cdot \rho_2 \cdot (\eta/1000)^{2.8}$	0,48	0,18	0,22	0,55	1,18	0,24	1,02	0,25	0,21	0,61
Шальман	$N_B = B \cdot D_{cp} \cdot L_2 \cdot \rho_2 \cdot (U/100)^{2.75} \cdot \sin \beta_2, B = 246$ без СА	1,89	0,33	0,80	2,44	2,28	0,97	2,58	0,89	0,96	2,89
Керр	$N_B = 234 \cdot D_{cp}^2 \cdot (L_2/D_{cp})^{1.5} \cdot \rho_2 \cdot (U/100)^3$	0,79	0,38	0,46	1,39	1,67	0,68	2,24	0,56	0,89	0,79
Траупель	$N_B = [C_R + (\delta_{oc}/L_2) \cdot K_\delta \cdot K_L] \cdot D_{cp} \cdot L_2 \cdot \rho_2 \cdot (U/100)^3 \cdot [Re/2,8 \cdot 10^6]^{-1/4}$ $C_R = 0,017$ (для прямого вращения)	1,32	1,43	1,21	1,78	1,79	1,09	2,85	1,06	1,78	1,07
Галицкий	$N_B = 61 \cdot K_B \cdot D_{cp} \cdot L_2 \cdot \rho_2 \cdot (U/100)^{2.9}$	0,28	0,13	0,17	0,89	1,98	1,06	1,58	0,14	0,20	1,03
Межеричкий	$N_B = 2,58 \cdot D_{cp}^4 \cdot L_2 \cdot \rho_2 \cdot (\eta/1000)^3 \cdot K_\delta \cdot K_r \cdot K_t \cdot K_\beta$	1,79	0,42	1,21	1,10	1,35	2,03	2,33	1,56	1,73	2,28
Топунов	$N_B = 0,6 \cdot \pi \cdot D_{cp} \cdot B_p \cdot \rho_2 \cdot (U/10)^3 \cdot \frac{(1-f/t_p/B_p) \cdot x \cdot y}{\varphi_1 \cdot \sin \beta_1 + \varphi_2 \cdot \sin \beta_2} \cdot [\varphi_1 \cdot \sin \beta_1 \times$ $\times (x - \psi \cdot \cos \beta_1 \cdot y \cdot \sqrt{3}) + \varphi_2 \cdot \sin \beta_2 \cdot (x - \psi \cdot \cos \beta_2 \cdot y \cdot \sqrt{3})];$ $x = 1 + L_2/D_{cp}; y = \sqrt{L_p/D_{cp}} \cdot (1 - 0,25 \cdot L_p/D_{cp})$ Для расчета принимается: $(1 - f/t_p/B_p) = 0,4; \varphi_1 = \varphi_2 = \psi = 0,7$	3,40	0,66	0,41	1,59	4,94	0,57	2,01	0,65	0,75	1,78
Терентьев	$N_B = 3,3 \cdot B \cdot D_{cp}^4 \cdot L_2 \cdot \rho_2 \cdot (\eta/1000)^3; B = f(\delta/D_{cp})$	0,56	0,35	0,41	0,63	1,01	0,34	0,96	0,29	0,24	0,76
Котляр Кончаков	$N_B = 25 \cdot K_\Sigma \cdot (1 + 3,2 \cdot L_p/D_{cp})^{1.5} \cdot D_{cp}^{0.9} \cdot (B_p/D_{cp})^{0.2} \cdot L_2 \cdot \rho_2 \cdot (U/100);$ $K_\Sigma = K_{Re} \cdot K_\beta \cdot K_{\Delta\beta} \cdot K_t \cdot K_{\Delta p} \cdot (K_{\delta 1} + K_{\delta 2} + K_{\delta})$	1,09	0,99	1,46	1,09	0,78	1,18	1,28	0,93	0,86	0,87

Таблица 2

Геометрические и экспериментальные характеристики ступеней

Table 2

Geometrical and experimental characteristics of turbine stages

Автор	D_{cp} , мм	L_2 , мм	U , м/с	β_1/β_2 , град.	B_p , мм	$a_1/a_2/a_r$, мм	$N_{ВЭКС}$, кВт
Котляр Кончаков	53,5	3,6	198	35/35	6	1/∞/0,3	0,145
Топунов Петров	183	17	110	90/16	9	3/∞/0,4	0,99
Топунов Петров	261	58	90	70/32	10	3/∞/0,5	2,2
Межерицкий	268	42	42	34/32	18	5/75/1,5	0,07
Шубович	285	13	110	18/18	10	2/5/1	0,177
Галицкий	350	55	106	30/25	20	∞/∞/5	4,91
Терентьев	600	70	137	30/16	25	12/20/5	12,5
Траупель	665	75	69,6	40/25	24,5	10/∞/7,1	3,02
Шальман	728	128	110	30/30	40	10/∞/3	17,4
Дофман	977	38	77	32/32	22	25/∞/10	1,2

Однако, как видно из приведенной формулы, мощность вентиляции имеет максимальное значение при $e = 0,5$ и равна нулю при $e = 0$, что делает невозможным ее применение, так как с уменьшением дуги впуска N_B должна возрастать и достигать максимума при $e = 0$. Заметим также, что обнаруженная в опытах КТЗ и МЭИ [14, 18] нелинейность изменения параметра $(\eta_{ol(e=1)} - \eta_{ol(e)})/\eta_{ol(e=1)}$ от отношения $(1-e)/e$ не объясняется только нелинейностью функции вентиляционных потерь, а в большей степени определяется изменением протечек и как следствие степени реактивности и потерь в СА и РК при изменении e .

Отметим, что в работе А.М. Топунова [16] предлагается аналитическая зависимость для N_B (см. табл. 1), преимуществом которой является учет основных параметров ступени, которые вошли в модель из рассмотрения физической картины вентиляционного процесса. Основным недостатком предложенной зависимости является отсутствие и трудность получения экспериментальных данных для коэффициентов скорости и расхода на неактивной дуге подвода, что приводит к низкой сходимости результатов расчета с опытными данными [13] (см. табл. 1).

На основании приведенного анализа в математической модели МРТ для определения потерь от вентиляции рекомендуется использовать зависимость, предложенную Траупелем [1, 4, 17].

Факт увеличения затрат мощности на неактивной дуге при прокачке через нее дополнительной массы рабочего тела в настоящее время мало изучен, и имеющиеся в литературе данные [5, 7, 8, 10] имеют фрагментарный характер.

Для определения ΔN_{GK} , как можно заключить из анализа работ [5, 7, 8, 10], используются два подхода. Первый основывается на применении уравнения Эйлера [5, 10], второй – эмпирический в виде поправочного коэффициента к N_g , т.е. $N_{неакт} = N_g \cdot K_{GK}$ [8]. Мощность ΔN_{GK} авторы работ [5, 10] определяют из уравнения Эйлера, записанного в следующем виде:

$$N_{G_k} = G_k \cdot U \cdot (C_{1u}^{неакт} - C_{2u}^{неакт}), \quad (2)$$

где $C_{1u}^{неакт}$, $C_{2u}^{неакт}$ – окружные составляющие скоростей массы протечки на неактивной дуге перед и за РК. При определении по уравнению (2) автор [5] делает допущение, что $C_{1u}^{неакт} = 0$, $C_{2u}^{неакт} \approx U$. Поэтому в итоге получаем: $N_{G_k} = -G_k \cdot U^2$, где знак « \leftarrow » показывает, что мощность отбирается от РК. То есть справедливо следующее равенство:

$$\Delta N_{G_k} = -N_{G_k}. \quad (3)$$

Этот подход был развит в [10], где принято $C_{1u}^{неакт} = 0$, $C_{2u}^{неакт}$ определяется из выходного треугольника скоростей:

$$C_{2u}^{неакт} = U - W_2^{неакт} \cdot \varphi_{неакт}^* \cdot \cos \beta_{2k},$$

где $W_2^{неакт}$ – теоретическая скорость массы протечки, протекающей через РК на неактивной дуге, подсчитанная по параметрам среды перед РК ($P_1^{неакт}$, $T_1^{неакт}$) и давлению за РК ($P_2^{неакт}$) на неактивной дуге; $\varphi_{неакт}^*$ – коэффициент расхода рабочего тела через венец на неактивной дуге.

По мнению авторов [5, 10], мощность N_{G_k} соответствует направлению протечек из ПЧ, т.е. на неактивной дуге направление движения рабочего тела совпадает с основным потоком (активная дуга). При этом какого-либо обоснования сделанных допущений не приводится. Анализ работ [5, 10] также показывает, что движение массы G_k на неактивной дуге РК рассматривается изолированно без взаимодействия с потоком, вентилирующим на неактивной дуге.

Поток с массой G_k на неактивной дуге подвода может иметь два направления: навстречу основному потоку $G_k = G_k^{нодс}$ и по направлению основного потока ($G_k = G_k^{отс}$). При этом можно ожидать, что мощности, затрачиваемые на прокачку массы G_k , будут различны по величине в зависимости от направления протечки.

Определим мощность N_{G_k} исходя из уравнения (2) и учитывая направления корневой протечки. При утечке у корня из проточной части МРТ рабочее тело с массой $G_k^{отс}$ поступает в пространство осевого зазора на неактивной части дуги подвода со скоростью, окружная составляющая которой по экспериментальным и теоретическим исследованиям, проведенным в [3], приближенно равна $U_k/2$ ($C_{1u}^{неакт} = U_k/2$). На рис. 2, а, б показаны входной и выходной треугольники скоростей протечки на неактивной дуге подвода. Как видно из треугольников скоростей, рабочее тело протечки входит в РК с большими отрицательными углами атаки. Как было показано выше, вентилируемое рабочее тело движется в осевом зазоре со скоростью порядка $\approx 0,8 \cdot U$, поэтому в осевом зазоре будет осуществляться разгон массы протечки от скорости $U_k/2$ до скорости $\approx 0,8 \cdot U$.

При этом как в пространстве осевого зазора, так и в каналах РК будет происходить процесс смешения вентилируемого рабочего тела с рабочим телом протечки. Тогда с учетом потерь энергии от углов атаки, необратимых процессов смешения, затрат энергии на разгон рабочего тела и малого проходного сечения корневого зазора относительно про-

ходного сечения РК, а также учитывая, что степень реактивности на неактивной дуге при любых режимах работы ступени близка к нулю [5, 6, 2], можно считать, что относительная скорость протечки на выходе их РК имеет очень малую величину, близкую к нулю.

Учитывая сказанное, можно считать, что $C_{2u} \approx U$, и, как следует из рис. 2, б, направлена в сторону вращения РК. Поэтому уравнение (2) можно представить в виде

$$N_{G_k} = G_k^{omc} \cdot U \cdot (C_{1u}^{неакт} - C_{2u}^{неакт}) \approx G_k^{omc} \cdot U \cdot \left(\frac{U}{2} - U \right) = -G_k^{omc} \cdot \frac{U^2}{2}. \quad (4)$$

При подсосе у корня РК рабочее тело захватывается из пространства за РК на неактивной дуге и картина течения практически не будет отличаться от описанной вначале картины течения с $G_k = 0$. Процессы смешения и разгона рабочего тела протечки как таковые будут отсутствовать, а увеличение мощности, отбираемой от РК на неактивной дуге, будет происходить за счет увеличения расхода через каналы РК на величину G_k^{nodc} . Так как поток в пространстве за РК на неактивной дуге остается независимым от вращения РК, т.е. при входе в РК поток практически не закручен [6, 15, 7], то можно положить $C_{2u}^{неакт} \approx 0$ ($\alpha_2^{неакт} \approx 90^\circ$). Как видно из рис. 2, а, поток входит в РК (сечение 2-2) с большими отрицательными углами атаки ($\beta_2 \gg \beta_{2k}$), поэтому можно считать, что основная доля потерь в РК на неактивной части дуги будет приходиться на потери от углов атаки, которые достигают значительной величины в активных сверхзвуковых решетках при $\beta_2 \gg \beta_{2k}$. Поэтому можно считать, что $W_1^{неакт}$ будет иметь малую величину и $C_{1u}^{неакт} \approx U$.

Тогда выражение для мощности N_{G_k} при подсосе в ПЧ с учетом того, что входным является сечение 2-2, а выходным – 1-1, можно представить в виде

$$N_{G_k} = G_k^{nodc} \cdot U \cdot (C_{1u}^{неакт} - C_{2u}^{неакт}) \approx -G_k^{nodc} \cdot U \cdot U = -G_k^{nodc} \cdot U^2. \quad (5)$$

Формула для определения дополнительной мощности ΔN_{G_k} состоит из выражений (4) и (5). Учитывая (3), окончательно получим

$$N_{G_k} = \begin{cases} G_k^{omc} \cdot \frac{U^2}{2}, & \text{если } P_{1k} > P_2 \\ G_k^{nodc} \cdot U^2, & \text{если } P_{1k} < P_2 \end{cases} \quad (6)$$

Список литературы

1. Абрамов В.И. и др. Тепловой расчет турбин / В.И. Абрамов, Г.А. Филиппов, В.В. Фролов. – М.: Машиностроение, 1974. – 184 с.
2. Аэродинамика проточной части паровых и газовых турбин / М.И. Кириллов, Р.М. Яблонин, Л.В. Карцев и др. – М.: Машиностроение, 1958. – 245 с.
3. Байбиков А.С., Караханьян В.К. Гидродинамика вспомогательных трактов лопастных машин. – М.: Машиностроение, 1982. – 112 с.

4. Дейч М.Е., Трояновский Б.М. Исследование и расчеты ступеней осевых турбин. – М.: Машиностроение, 1964. – 628 с.
5. Карцев Л.В. О расчете парциальной ступени турбины с подсосом рабочего тела // Изв. вузов. Энергетика. – 1959. – № 9. – С. 69-73.
6. Кириллов И.И. Теория турбомашин. – Л.: Машиностроение, 1972. – 536 с.
7. Кириллов И.И., Пшеничный В.Д., Сермяжко Б.И. Исследование двухвенечной ступени с частичным впуском пара // Судостроение. – 1963. – № 6.
8. Котляр И.В., Кончаков Е.И., Гусаров С.А. Методы расчета потерь на вентиляцию в парциальной ступени турбины // Совершенствование газодинамических элементов судовых агрегатов и устройств. – Горький: ГПИ, 1986. – С. 57-68.
9. Курзон А.В., Власов Е.Н. Влияние конструкции сопел на экономичность сверхзвуковой двухвенечной турбинной ступени при малых степенях впуска // Судостроение. – 1965. – № 6. – С. 28-31.
10. Марков Н.М., Терентьев И.К. Вентиляционные потери турбинного диска при наличии перепада давлений в рабочем венце // Изв. вузов. Энергетика. – 1961. – № 12. – С. 55-59.
11. Марков Н.М., Терентьев И.К. Расчет вентиляционных потерь при парциальном подводе пара в ступенях давления паровых турбин // Тр. ЦКТИ. Исследование и расчет элементов паровых турбин. – 1966. – № 70. – С. 91-102.
12. Межеричкий А.Д. Турбокомпрессоры систем наддува судовых дизелей. – Л.: Судостроение, 1986. – 248 с.
13. Петров А.С., Погодин Ю.М. Характеристики потока в турбинной ступени на вентиляционном режиме при прямом вращении // Тр. ЛКМ: Совершенствование рабочих процессов и оборудования СЭУ. – Л.: Изд-во ЛКИ, 1984. – С. 90-95.
14. Пряхин В.В., Павловский А.З. Влияние парциального подвода пара на характеристики ступени скорости // Теплоэнергетика. – 1969. – № 2. – С. 18-22.
15. Топунов А.М. Теория судовых турбин. – Л.: Судостроение, 1985. – 472 с.
16. Топунов А.М. Работа судовых турбин с отбором и потреблением энергии. – Л.: Судостроение, 1978. – 213 с.
17. Траупель В. Тепловые турбомашин: Тепловой и аэродинамический расчет: в 2 кн. Кн. 1 / пер. с нем. – М.: Госэнергоиздат, 1961. – 344 с.
18. Фролов В.В., Игнатьевский Е.А. Расчет вентиляционных потерь в турбинной ступени // Теплоэнергетика. – 1972. – № 11. – С. 33-37.
19. Чуваков А.Б. Потери от парциальности и методы их снижения в малоразмерных турбоприводах: дис. ... канд. техн. наук / Нижегород. политех. ин-т. – Нижний Новгород, 1992. – 198 с.
20. Шальман В.М. Исследование вентиляционных потерь в газовых турбинах // Силовые установки вертолетов. – М.: Оборонгиз, 1959. – С. 18-47.

Сведения об авторе: Симашов Рафаиль Равильевич, кандидат технических наук, доцент, профессор, e-mail: forsimashov@yandex.ru.