

УДК 621.165

Расчет эффективности и экономического эффекта от использования сотовых уплотнений на 28-30 ступенях турбины ПТ-60-130/13

Сидорук Ю.С.

Научный руководитель – ст. препод. ПАНТЕЛЕЙ Н.В.

В паровых турбинах используются четыре вида уплотнений: концевые, промежуточные, диафрагменные и уплотнения рабочей решетки. Концевые уплотнения служат для уплотнения концов валов, выходящих из цилиндров. Промежуточные уплотнения отделяют друг от друга отсеки проточной части с разными направлениями потоков пара в противоточных цилиндрах. Диафрагменные уплотнения препятствуют протечке пара между диафрагмой и валом. Уплотнение рабочей решетки обычно включает надбандажное уплотнение, иногда называемое периферийным, осевое уплотнение и некоторые другие. По конструктивному исполнению уплотнения могут быть лабиринтовыми, сотовыми, графитно-угольные и гидравлические

Применение сотовых уплотнительных сегментов (СУС) (рис. 1) является одним из эффективных методов совершенствования аэродинамики проточных частей паровых турбин, в результате чего обеспечивается повышение экономичности за счет снижения протечки рабочего тела в периферийном зазоре над рабочими лопатками и надежности работы за счет исключения повреждения профильной части рабочих лопаток в случае задевания их вершин о сотовые сегменты.

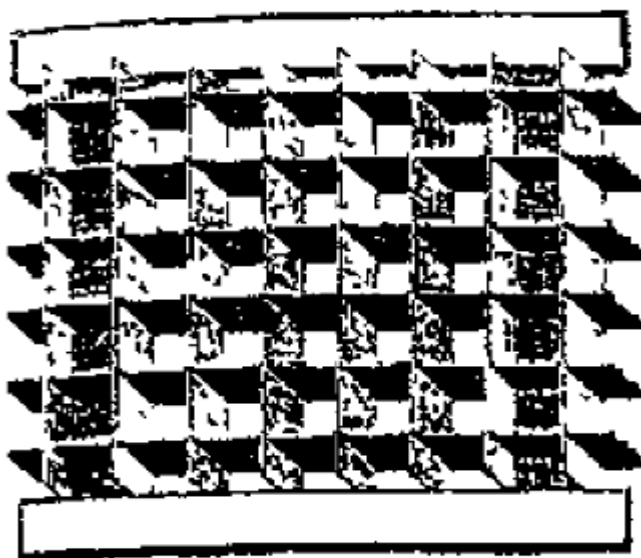


Рисунок 1 – Сотовый уплотнительный сегмент

Основным преимуществом конструкции, предложенной российскими учеными, является меньшая жесткость как по сравнению с традиционно применяемыми конструкциями уплотнений, так и по сравнению с альтернативными вариантами исполнения сотовых уплотнительных сегментов.

Уплотнительные сегменты собраны из уплотнительных пластин толщиной 0,2-0,3 мм. и скрепляющей рамки. Рамка одновременно служит для направления сотового уплотнительного сегмента в пазу козырька.

Габариты сотовых уплотнительных сегментов и их количество определяются наружным диаметром ступени. При этом в сегменте отсутствует кривизна пластин и ребер, а отклонение от цилиндричности (стрелка между хордой и дугой) составляет примерно 0,2 мм, что значительно меньше допустимого отклонения величины радиального зазора.

Готовые сотовые уплотнительные сегменты вставляются в паз уплотнительного кольца-козырька над рабочими лопатками (рис. 2). Кольцо-козырёк изготавливается из двух и более

секторов и прикрепляется к диафрагме или обойме. В районе разъема СУС фиксируются с помощью стопорных пластин.

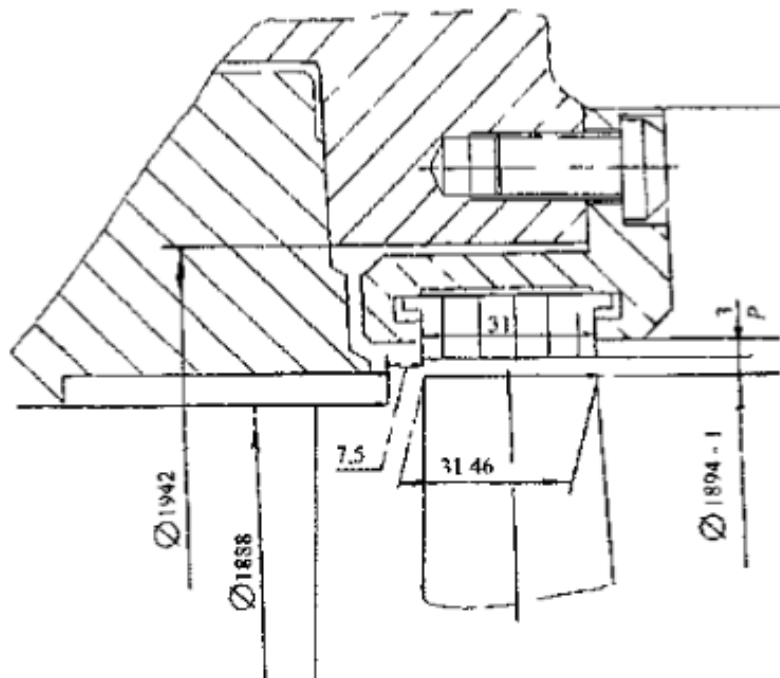


Рисунок 2 – Пример установки сотовых уплотнений над необандажной лопаткой

Наличие сквозных ячеек позволяет использовать сотовые уплотнительные сегменты для интенсификации влагоудаления последних ступеней. Следствием этого будет уменьшение эрозионного износа рабочих лопаток.

Жесткость предлагаемого сотового уплотнительного сегмента во много раз ниже, чем жесткость торца профильной части рабочей лопатки, поэтому в случае задевания рабочих лопаток об СУС повреждения вершин рабочих лопаток исключаются. По этой причине радиальный зазор над торцами рабочих лопаток может быть существенно уменьшен (например, с 3 до 2 мм) в зависимости от геометрии ступени: длины лопатки, периферийного диаметра, цилиндрического или конического обвода.

Эффективность сотовых уплотнений определялась путем сравнительных расчетов величин протечек (потери мощности) через периферийный зазор ступеней для заводских уплотнений и для случая с применением сотовых уплотнений.

Величина протечки через зазор определяется по формуле:

$$G_z = \frac{\mu_z F_z C_{10} \sqrt{\rho_n + \varphi_p^2 (1 - \rho_n) \sin^2 \alpha_{lp}}}{V_{2p}},$$

где G_z - расход через радиальный зазор, кг/сек;

μ_z - коэффициент расхода через зазор;

F_z - площадь радиального зазора, м²;

C_{10} - скорость, соответствующая адиабатному перепаду, срабатываемому периферийным сечением рабочей лопатки;

ρ_n - степень реактивности периферийного сечения рабочей лопатки;

φ_p - коэффициент расхода периферийного сечения направляющей лопатки;

α_{lp} - угол выхода потока из периферийного сечения направляющего аппарата, градус;

V_{2p} - удельный объем пара в периферийном сечении за рабочими лопатками;

Изменение КПД ступени из-за протечки в периферийном сечении рабочей лопатки определяется по формуле:

$$\Delta \eta_n = \frac{\alpha \mu_z R_z D_n \sqrt{\rho_n + \varphi_p^2 \sin^2 \alpha_{lp} (1 - \rho_n)} V_1}{\varphi_{\text{геом}} \varphi_c l_c D_{c.c.} \sin \alpha_{lcp} \sqrt{1 - \rho_{cp}} V_2} \eta_n,$$

α - корректирующий коэффициент, который учитывает взаимодействие основного потока с потоком, протекающим через зазор;

μ_z - коэффициент расхода через радиальный зазор;

R_z - радиальный зазор, мм;

V_1 - удельный объем пара в периферийном сечении за направляющими лопатками, м³/кг;

$\varphi_{\text{геом}}$ - коэффициент, учитывающий соотношение проходных сечений сотовых уплотнений и рабочих лопаток; l_c - высота сопловых лопаток, мм;

$D_{с.с.}$ - средний диаметр сопловых лопаток, мм;

$\eta_{и}$ - окружной КПД ступени.

Изменение мощности ступени из-за протечек в периферийном зазоре определяется по формуле:

$$\Delta N_z = N_{и} \Delta \eta_{и},$$

где $N_{и}$ - окружная мощность ступени, кВт.

Расчет протечек через периферийный зазор над необандажными рабочими лопатками с сотовыми уплотнениями производим из расчета, что сотовое уплотнение рассматривается как лабиринтовое с числом камер, равным числу ячеек сотовой структуры в направлении вдоль оси турбины. Расчет расхода пара через такое уплотнение и соответствующее ему снижение мощности найдем по формуле:

$$G = \pi A_0 b_t E R_z D_p \sqrt{\frac{P_0^2 - P^2}{Z P_0 V_0}},$$

где A_0 - коэффициент расхода через уплотнения;

b_t - коэффициент, учитывающий влияние толщины уплотнения;

E - поправочный коэффициент на число дросселей в уплотнении;

R_z - радиальный зазор, мм;

D_p - диаметр уплотнения, мм;

P, P_0 - статические давления перед и за уплотнением соответственно, кгс/см²

Z - число камер.

Коэффициент расхода через уплотнение определяется по формуле:

$$A_0 = \left(1 - \frac{R_z}{h}\right) + \sqrt{\left(1 - \frac{R_z}{h}\right) \sin(\theta/2)^{-1}},$$

где h - высота сотового уплотнения, мм;

θ - угол наклона СУС (принят равным 90°).

В таблице 1 представлены результаты расчета потерь среды и связанных с этим потерь мощности в 28-30 ступенях турбины ПТ-60-130/13. Из таблицы видно, что применение СУС в 28-30 ступенях позволяет уменьшить потери мощности на 224 кВт, что составляет около 0,35-0,37% мощности турбоагрегата.

Таблица 1 – Результаты расчета потерь через периферийный зазор 28-30 ступеней турбины ПТ-60-130/13

Параметр	Обозначение	Размерность	Исходный расчетный размер				Сотовое уплотнение			
			28	29	30	Суммарные потери, кВт	28	29	30	Суммарные потери, кВт
Расход пара через ступень	$G_{рас}$	кг/сек	38,2	35,4	35,4	-	38,2	35,4	35,4	-
Длина рабочих лопаток	l_p	мм	313	432	665	-	313	432	665	-
Длина направляющих лопаток	l_c	мм	308	391	625	-	308	391	625	-
Средний диаметр $\frac{D_{с.р.}}{D_{с.с.}}$ $\frac{раб.лоп.}{напр.лоп.}$	$\frac{D_{с.р.}}{D_{с.с.}}$	мм	$\frac{1488}{1487}$	$\frac{1688}{1648}$	$\frac{2000}{1970}$	-	$\frac{1488}{1487}$	$\frac{1688}{1648}$	$\frac{2000}{1970}$	-
Коэффициент расхода через зазор	μ_z	-	0,995	0,995	0,995	-	0,995	0,995	0,995	-
Радиальный зазор	R_z	мм	3,0	3,0	4,0	-	2,0	2,0	3,0	-
Окружной КПД ступени	$\eta_{и}$	-	0,829	0,844	0,828	-	0,829	0,844	0,828	-
Полный перепад на ступень	H_{oi}	Дж/кг	117,7 1	152,6 2	142,3 2	-	117,7 1	152,6 2	142,32	-
Окружная мощность ступени	$N_{и}$	кВт	3620	4250	3820	-	3620	4250	3820	-
Степень реактивности на периферии	$\rho_{п}$	-	0,327	0,404	0,628	-	0,327	0,404	0,628	-
Расход среды через радиальный зазор необандажной ступени	G_z	кг/сек	1,99	1,13	0,857	-	0,296	0,228	0,113	-
Потери от утечки через радиальный зазор	$\Delta\eta_{и}$	%	2,92	2,57	1,7	-	0,64	0,544	0,265	-
Снижение мощности ступени из-за утечки среды через зазор	ΔN_z	кВт	105,9 3	109,3 9	65,03 2	280,352	23,33	23,16 2	10,15	56,64

Экономический эффект от применения сотовых уплотнений состоит из:

- повышение эффективности работы ступеней за счет уменьшения протечек рабочего тела;

- организации оптимальной системы влагоудаления.

Годовой экономический эффект может быть рассчитан по формуле:

$$\mathcal{E} = \tau \Delta N_z C_t,$$

где τ - расчетное число часов работы турбины в год, час;

ΔN_z - повышение мощности модернизируемых ступеней;

C_t - отпускная цена одного кВтч электроэнергии, руб;

$$\mathcal{E} = 4500 \cdot 224 \cdot 0,1188 = 119750,4 \text{ руб.}$$

Литература

1. Паровые турбины и турбоустановки Уральского турбинного завода.; под общей редакцией проф., д.т.н. Ю.М. Бродова и к.т.н. В.В. Кортенко; 2-е изд., переработанное и дополненное. Екатеринбург: «Априо», 2010. 488 с.
2. Повышение эффективности эксплуатации паротурбинных установок ТЭС и АЭС. Том 1. Совершенствование паровых турбин / Л.А. Хоменок, А.Н. Ремезов, И.А. Ковалев и др. Под ред. Л.А. Хаменка – СПб.: Изд. ПЭИпк, 2001 г. – 340 с.: ил.
3. РТМ 108.020.033-86. Уплотнения лабиринтовые стационарных паровых и газовых турбин и компрессоров.