



КРИТИЧЕСКИЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ПОСЛЕДНИХ СТУПЕНЕЙ МОЩНЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН С ЛОПАТКАМИ ПРЕДЕЛЬНОЙ ДЛИНЫ

В плане надежности работы цилиндров низкого давления (ЦНД) мощных паровых турбин определяющей является последняя ступень. Отечественные последние ступени большой веерности достаточно экономичны и надежны. Однако каждый следующий шаг по переходу к более высоким показателям последних лопаток дается со значительными трудностями. Так переход к ступеням с длиной рабочих лопаток $l_2 = 1200$ мм привел к необходимости повышения корневой степени реактивности ρ'_m . Дальнейшее повышение длины лопаток связано с еще большими трудностями, причем не только в аэродинамическом плане, но и по соображениям эрозионной надежности, так как с ростом l_2 на периферии рабочего колеса может резко возрасти и эрозионный износ РЛ.

Наличие влажности в последней ступени ЦНД, к сожалению, вызывает не только эрозию, но и эффекты конденсационной нестационарности, обнаруженные в СПбГПУ под руководством профессора И.И. Кириллова еще в 80-х годах прошлого века. Вопросы, связанные с конденсационной нестационарностью, заставляют по особому взглянуть на формирование отсека ступеней ЦНД и прежде всего отсека из двух последних ступеней, где наличие влажной фазы влияет определяющим образом на надежность их работы.

В отечественном турбостроении накоплен значительный экспериментальный материал по работе влажнопаровых отсеков ЦНД, позволяющий при его анализе по новому взглянуть на задачи, стоящие перед отечественным турбостроением на следующем этапе его качественного развития, прежде всего в связи с необходимостью роста длин рабочих лопаток. Основное внимание при начатом анализе следует уделять последним ступеням с коэффициентом веерности $\frac{d}{l_2} = 2,5-2,9$ (d — средний диаметр ра-

бочего колеса), относя эти ступени к первому интересующему нас классу.

В таких ступенях при работе турбин на частичных режимах наблюдаются мощные срывные явления. Причем этот класс ступеней работает в области влажного пара. Отрывы могут возникать под влиянием большого числа факторов. Часть из факторов может сильнее всего сказываться на характеристиках потоков. Эффект же влияния других факторов сравнительно слаб, и им можно пренебречь. Наша задача — изыскать наиболее важные факторы, влияющие на развитие отрывных течений в ступенях влажного пара.

Во влажнопаровом потоке следует отметить положение линии Вильсона. Как правило, в области до линии Вильсона оказывается на номинальном режиме предпоследняя ступень, а за линией Вильсона — последняя в отсеке ступеней ЦНД.

Предпоследняя ступень находится в зоне начальной конденсации со всеми присущими ей явлениями (сильная коррозия, колебания параметров потока в зоне интенсивной конденсации). Для этой ступени характерны значительное переохлаждение потока и связанное с этим увеличение потерь энергии. В предпоследней ступени формируется структура потока, натекающего на последнюю ступень. Надо иметь в виду, что свобода проектирования предпоследней ступени жестко ограничена условиями работы последней ступени.

Еще раз подчеркнем, что влажность потока ЦНД играет существенную роль в развитии пульсационных течений. Из многочисленных опытов известно, что даже в неподвижных решетках, а тем более в турбинах, всегда наблюдаются пульсации потока. Причем при испытаниях на воздушных стендах это обычно небольшие пульсации полного давления, с амплитудой не превышающей 1–2 %. При таких пульсациях

потери энергии в ступени могут быть определены обычными методами расчета. Во влажнопаровых потоках колебания на порядок больше, чем в ступенях, работающих на перегретом паре. Поэтому процессы, протекающие в последнем отсеке ЦНД, работающем на перегретом и на влажном паре, существенно между собой различаются. Различие особенно проявляется в сверхкритических потоках, обычных для мощных турбин. В связи с этим возникают большие потери энергии.

В случае изменения режима по \overline{Gv} (объемный пропуск пара) главные нарушения в структуре потока происходят из-за отклонения степени реактивности во всех сечениях ступени, причем основные нарушения в потоке происходят в последнем рабочем колесе и — в меньшей степени — в направляющем аппарате. В предпоследней ступени в диапазоне $\overline{Gv} = 0,5-1,0$ влияние \overline{Gv} обычно сказывается слабо. Во всех остальных ступенях ЦНД в указанном диапазоне по \overline{Gv} за счет изменения противодействия структура потока практически не меняется.

Последняя ступень при работе на влажном паре находится в зоне повышенных пульсаций давления. Эти пульсации могут резко возрастать, если течение близко к отрывному, а тем более в зоне локальных отрывов. Так, например, на режимах, близких к номинальным ($\overline{Gv} = 0,95$), в последней ступени турбины К-300–240 ХТЗ за

рабочим колесом были обнаружены [1] пульсации полного давления до 20 %. Иной характер наблюдался при испытаниях на воздухе (рис. 1). Как видно, при испытаниях на паре пульсации при $\overline{Gv} = 1,0$ и $\overline{Gv} = 0,3$ были в два-три раза больше, чем на воздухе. Отметим также, что на малых режимах ($\overline{Gv} = 0,4$ и $\overline{Gv} = 0,13$) довольно сильные всплески пульсаций наблюдались и в периферийной зоне.

В области больших пульсаций и неблагоприятных условий формирования меридиональных обводов наблюдаются срывные явления различной интенсивности — от локальных срывов до интенсивного отрыва потока в корневой зоне и даже до возникновения радиальной неустойчивости, когда поток почти радиально устремляется от корня к периферии.

При изучении аэродинамики потока и прочности лопаток последней ступени важно знать обстоятельства образования зон отрывов. Анализ результатов экспериментальных исследований отечественных и зарубежных фирм в широком диапазоне нагрузок последних ступеней выявил четыре критические точки.

Первая точка — локальный отрыв потока в прикорневой зоне, порождаемый в основном углами атаки и пространственной перестройкой потока во всех предшествующих ступенях (рис. 2).

В зоне отрыва $\frac{P_2}{P_2^*} \approx 1,0$, при этом расходная составляющая скорости близка к нулю. Локаль-

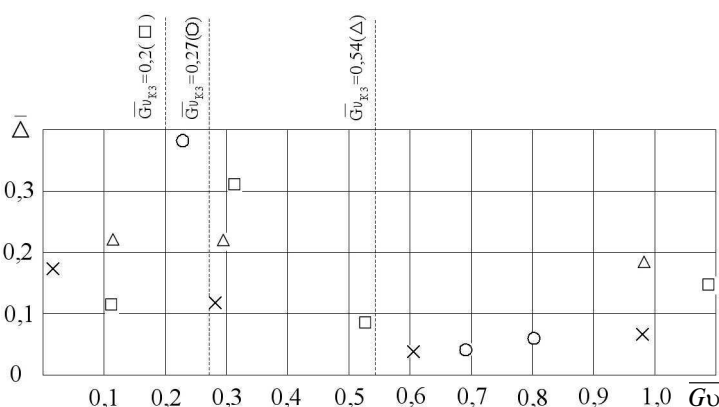


Рис. 1. Кризисные явления в последнем рабочем колесе (характеристики турбин приведены в таблице)

□ — К-300 ХТЗ (4-я ступень); Δ — К-300–240 ХТЗ (5-я ступень);
 ○ — К-500 ХТЗ; × — одиночная ступень ХПИ; $d_1 = 2,58$; Δ — пульсации
 полного давления

Основные характеристики турбинных ступеней

Название ступени турбины	Степень веерности $\frac{d}{l_2}$	Число ступеней в отсеке	Корневая степень реактивности ρ'_m	Объемный пропуск пара на холостом ходу $\overline{G}_{\text{УКЗ}}$
К-1000 ЛМЗ	2,8	5	0,48	0,2
К-300–240 ЛМЗ М 1:3	2,58	2	0,017	0,28
К-300 ХТЗ 4-я ступень	3,46	4	0,07	0,2
К-1200 ЛМЗ	2,5	5	0,463	0,25
К-300–240 ХТЗ 5-я ступень	2,43	5	-0,2	0,55
К-500 ХТЗ	2,86	5	0,125	0,27

ный отрыв намечается в корневом сечении. По мере снижения \overline{Gv} развивается корневой отрыв, взаимодействующий с локальным отрывом (см. на режиме d окрестности точки А).

Вторая точка — начало интенсивного отрыва потока в корневом сечении (см. рис. 2), при этом зонд полного давления не ориентируется в потоке. Однако при расходах $\overline{Gv} < 0,6-0,7$ в широкой области, как правило, не наблюдалось существенных пульсаций и не было явно выраженного падения КПД по сравнению с расчетными оценками. При таких режимах ступень могла надежно и экономично работать без ограничения длительности. Но вместе с тем при

уменьшении объемного расхода зона, охваченная пульсациями, возрастает. Эти пульсации, естественно, качественно меняются и быстро нарастают по мере приближения к переходу ступени к компрессорному режиму.

Третья критическая точка — $\overline{G}_{\text{УКЗ}}$ — (см. рис. 1) характеризует начало интенсивного перехода от турбинного режима к компрессорному. Она находится в зоне отрыва потока не только от торцевой поверхности, но и от профиля. Развитие этого отрыва сопровождается насосным режимом работы ступени. В этой условной точке отрывная зона по высоте лопатки может достигнуть больших размеров. В зоне левее от третьей

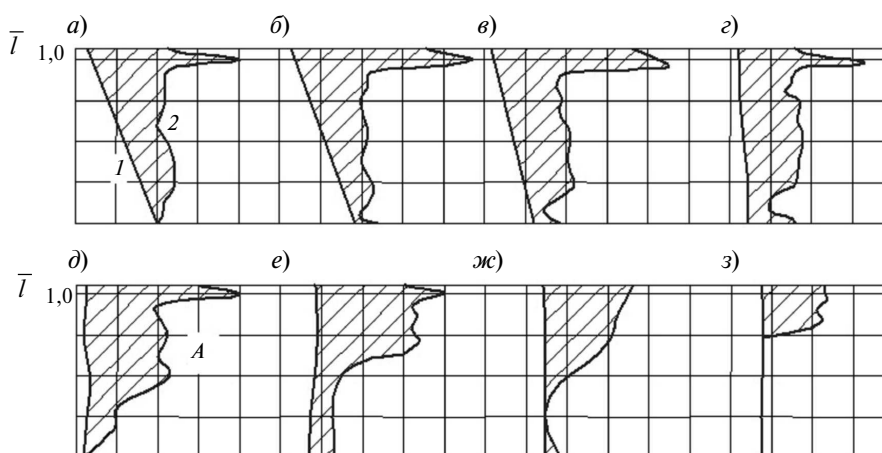


Рис. 2. Развитие корневого отрыва в последней ступени паровой турбины:

$a - \overline{Gv} = 0,95; u/c_0 = 0,53; б - \overline{Gv} = 0,88; u/c_0 = 0,54; в - \overline{Gv} = 0,75; u/c_0 = 0,57; г - \overline{Gv} = 0,65; u/c_0 = 0,6; д - \overline{Gv} = 0,56; u/c_0 = 0,64; е - \overline{Gv} = 0,4; u/c_0 = 0,78; ж - \overline{Gv} = 0,3; u/c_0 = 0,95; з - \overline{Gv} = 0,2; u/c_0 = 1,0; 1 - \text{статическое давление } P_2; 2 - \text{давление торможения } P_2^*$

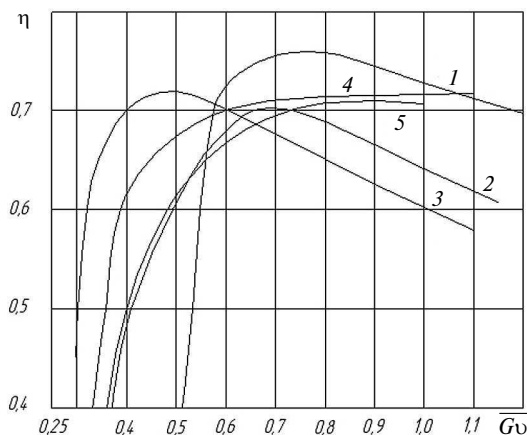


Рис. 3. Влияние объемных пропусков пара на КПД последних ступеней мощных паровых турбин:

1 — К-500 ХТЗ; 2 — К-1200 ЛБЗ; 3 — К-1000 ЛМЗ; 4 — К-100-90 ЛМЗ; 5 — К-300-240 ЛМЗ, М 1:3

критической точки в корневой области развивается сильное радиальное течение (насосный эффект).

Четвертая точка условно отмечает кризис течения, вызванный взаимодействием радиальных и осевых течений в рабочем колесе, сопровождаемых сильными пульсациями в периферийной его части.

О чрезвычайно больших пульсациях при потере устойчивости потока в насосном режиме можно судить по кривизне левых ветвей характеристик ряда ступеней мощных турбин (рис. 3). Из диаграммы видно, что переход к насосному эффекту сопровождается резкими пульсациями

и падением КПД, достигающим 30 % и более при изменении \overline{Gv} всего лишь на 0,1 %. В этой зоне ощущается естественная взаимосвязь амплитуд пульсаций с падением КПД ступени. На режиме близком к $\overline{Gv}_{кз}$ ($\overline{Gv} = 0,23$) модельная рабочая лопатка последней ступени турбины К-300, работая в режиме торможения около получаса, сломалась.

Заметим, что в области малых расходов ($\overline{Gv} < 0,15-0,2$) даже сильные пульсации не опасны для лопаток, так как малы действующие силы. С повышением же границы \overline{Gv} , характерной для третьей критической точки, в сторону больших объемных пропусков пара на режимах, близких к $\overline{Gv}_{кз}$, пульсации могут вызвать поломки лопаток. В то же время при сильных пульсациях вблизи номинального режима, скажем 20 %, потери достигают такой же величины, как и при малых расходах. Этот тезис подтверждается рядом опытов ХТЗ—ХПИ, в результате которых была модернизирована последняя ступень К-300-240 ХТЗ.

На положение границы резкого падения КПД и повышение надежности работы последних ступеней ЦНД с лопатками предельной длины конструктор может влиять такими техническими средствами, как повышение степени реактивности в корневых сечениях ступени ρ'_m (снижение $\overline{Gv}_{кз}$), что очевидно из рис. 3, совершенствованием меридиональных обводов и рядом других факторов, выявлению которых будут посвящены дальнейшие работы СПбГПУ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пономарев, В.Н. Исследование последних ступеней мощных паровых турбин в диапазоне режимов от номинальной нагрузки до холостого хода [Текст]: автореф. дис. ... д-ра техн. наук / В.Н. Пономарев— Харьков, 1977.— С. 43.

2. Гаркуша, А.В. Исследование и разработка проточной части низкого давления мощных паровых турбин [Текст]: автореф. дис. ... д-ра техн. наук / А.В. Гаркуша.— Харьков, 1980.— С. 43.

3. Лагун, В.П. Газодинамические исследования проточной части низкого давления мощных паровых турбин [Текст] / В.П. Лагун, Л.Л. Симон, Ю.З. Фрумкин // В кн.: Котельные и турбинные установки электрических блоков.— М.: Энергия, 1971.— С. 157-171.

4. Лагун, В.П. Газодинамические исследования проточной части натурного ЦНД турбины ВК-100-5 до и после модернизации [Текст] / В.П. Лагун, Л.Л. Симон.— Теплоэнергетика.— 1967. № 12.— С. 17-24.

5. Симкин, М.С. Повышение экономичности проточных частей низкого давления паровых турбин на базе разработки усовершенствованных методов расчета [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук / М.С. Симкин.— Л., 1978.— С. 20.

6. Самойлович, Г.С. Переменные и переходные режимы в паровых турбинах [Текст] / Г.С. Самойлович, Б.М. Трояновский.— М.: Энергоиздат, 1982.— 494 с.: ил.