

УДК 621.165

**Выбор типа проточной части паровых турбин**

Таранчук А.С.

Научный руководитель – к.т.н., доцент КАЧАН С.А.

В 1883 г. шведский инженер Густав Патрик Лаваль разработал и изготовил (сначала для привода молочного сепаратора) первую в мире паровую турбину: одноступенчатую, малой мощности, высокооборотную. Она была чисто активного типа: ее реактивность  $\rho = 0$  [1].

Впоследствии турбины со ступенями такого типа стали использоваться в энергетике. Они выполнялись уже многоступенчатыми с большим перепадом энтальпий и тем самым с повышением КПД всего термодинамического цикла.

Реактивность ступени у корня по технологическим и эксплуатационным причинам могла снижаться ( $\rho_k < 0$ ) и тогда в рабочих решетках течение становилось диффузорным, аэродинамически неблагоприятным, зачастую с отрывом. Поэтому сейчас ступени активного типа рассчитываются на  $\rho_k > 0$ , обычно  $\rho_k \approx 0,1$ , а в ЦНД в последних ступенях  $\rho_k \approx 0,3..0,4$  [1, 2, 3].

В 1884 г. Чарльз Альгемон Парсонс (Англия) создал многоступенчатую турбину реактивного типа с  $\rho_{ср} \approx 0,5$ , предназначенную для военно-морского флота. Позже и до сих пор такие агрегаты применялись и применяются в энергетике и для других целей.

Термодинамически и часто конструктивно ступени части низкого давления (ЧНД) как конденсационных, так и теплофикационных турбин активного и реактивного типов мало отличаются. Это объясняется их большой веерностью, характеризуемой отношением  $\theta = d_{ср}/12$ , в мощных агрегатах доходящим до  $\theta = 2,5..3,0$ . При этом от корня к периферии реактивность повышается.

Выбор заводами России и Украины турбин активного типа объясняется тем, что ЛМЗ в 1907 г. начал производство их по лицензии английской фирмы «Метрополитен-Виккерс», а в Харькове перед Великой Отечественной войной ХТГЗ (теперь «Турбоатом») – по лицензии американского концерна «Дженерал Электрик» (GE) [1].

На заводах бывшего СССР (в том числе ЛМЗ, ТМЗ и КТЗ в Российской Федерации) производят турбины с проточной частью высокого (ВД) и среднего (СД) давления активного типа; реактивные турбины изготавливаются для кораблей.

Цилиндры ВД и СД и противодавленческие агрегаты со ступенями активного типа обычно выполняются диафрагменно-дисковой конструкции (рисунок 1а), а реактивного – с барабанными роторами (рисунок 1б).

Турбины (вернее цилиндры ВД и СД) со ступенями разных типов имеют свои достоинства и недостатки.

У турбин активного типа при одинаковых частотах вращения  $n$  и теплоперепадах  $\Delta h$  меньшее число ступеней и, следовательно, лопаток, чем у турбин реактивного типа.

В настоящее время широко применяются ступени с диафрагмами с небольшой межвенцовой корневой утечкой, которая вместе с потоком через диафрагменное уплотнение направляется в разгрузочные отверстия дисков. Это позволяет повысить КПД ступени до 1,5 – 2,0% [4]. Такую схему применяет ЛМЗ, «Турбоатом» и ряд зарубежных фирм [5].

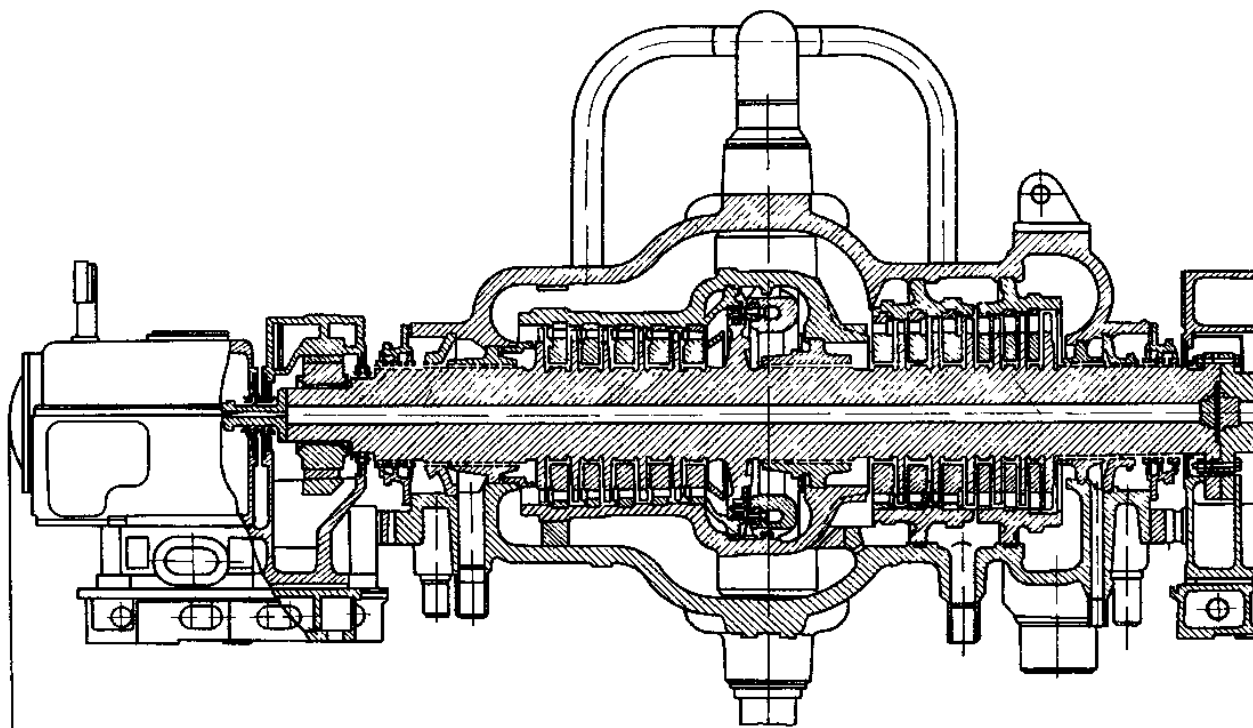
***Недостатки турбин активного типа:***

- относительная сложность изготовления диафрагм, обычно сварных, и обеспечения точного, причем одинакового значения, шага всех сопл;

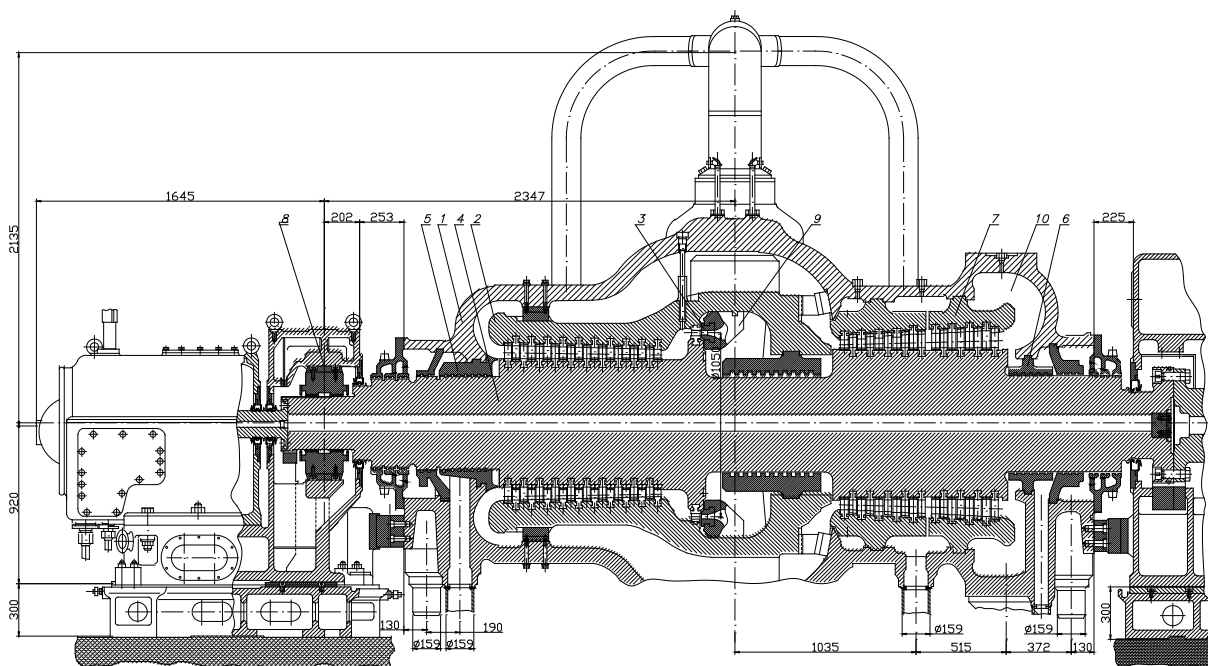
- роторы первых цилиндров турбин, практически всегда гибкие и особенно в турбинах сверхкритического давления (СКД), могут подвергаться низкочастотной вибрации (НЧВ), препятствующей по условиям надежности достижению номинальной мощности  $M_n$ . Одним из способов предотвращения НЧВ является специальная конструкция периферийных уплотнений, рекомендованная МЭИ [6], при которой венцовые силы, стимулирующие НЧВ, практически не зависят от прогиба и осевого перемещения ротора;

- в рабочих решетках происходит практически безградиентное течение с большим поворотом потока, при котором значительны потери энергии, особенно концевые;

- в результате относительных перемещений деталей при переходных режимах, особенно при пусках турбины из холодного состояния, небольшие радиальные зазоры в уплотнениях ступеней часто существенно возрастают. После капитального ремонта проходная площадь уплотнений увеличивается, по сравнению с новой машиной, в несколько раз. В течение межремонтного периода в турбинах зазоры в ступенях цилиндров ВД и СД могут возрастать в несколько раз, что требует регулярного ремонта и восстановления исходных уплотнений. Увеличение зазоров ощутимо снижает КПД ступеней: по данным [6] за каждые 5 лет из-за этого КПД турбины уменьшается примерно на 3%. При применении специальных устройств для регулирования зазоров при пуске турбины радиальные зазоры в уплотнениях ступеней цилиндров ВД и СД поддерживаются намного больше номинальных и задеваний в них не возникает. При синхронизации агрегата в эти устройства подается пар несколько повышенного давления и лабиринтовые обоймы прижимаются к валу и бандажу, а турбина начинает работать с минимальными зазорами;



a)



б)

Рисунок 1 – Продольный разрез цилиндра высокого давления турбины К-300-240 ЛМЗ: активного типа (а) и реактивного типа (б)

- диафрагмы имеют горизонтальный разъем, и в нем практически не удается избежать отклонений проходного сечения (горла) от остальных сопел. Это снижает экономичность, и надежность из-за вибрационного воздействия на последующую рабочую решетку. Разъемы в турбинах насыщенного пара вызывают, кроме того, щелевую эрозию. Избежать ее можно, соединяя половинки диафрагм, но в турбинах ТЭС ограничиваются обычно лишь шпонкой, чтобы не усложнять конструкцию статора агрегата;

- в отдельных, до сих пор выпускаемых турбинах, были случаи, когда половинки их диафрагм смещались по-разному, вплоть до задевания за последующее рабочее колесо.

**Достоинства проточной части реактивного типа в первых цилиндрах турбин следующие:**

- увеличение числа ступеней вследствие меньшего в них теплоперепада дает больший коэффициент возврата тепла;

- конфузорность каналов рабочих решеток и меньшие потери при их обтекании (как профильные, так особенно концевые);

- существенно большие по диаметру роторы барабанной конструкции реактивных турбин обычно жесткие. Они мало чувствительны к НЧВ. Прогибы в таких роторах невелики, и даже при переходных режимах зазоры в уплотнениях почти неизменны.

**Недостатки проточной части реактивного типа:**

- диаметры и, следовательно, радиальные зазоры, обычно пропорциональные  $d$ , под сопловыми лопатками довольно велики. Для уплотнения зазоров, как показано в элементе проточной части (рисунок 2), используются бандажи сложной конструкции с радиальными гребешками;

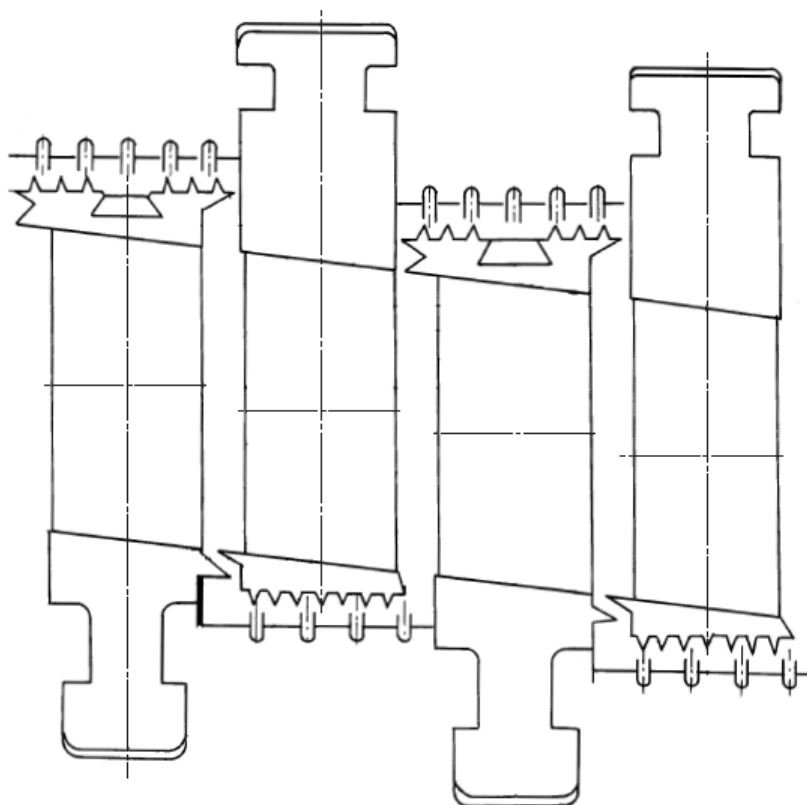


Рисунок 2 –Типовая проточная часть ступеней реактивного типа

- хотя диафрагмы отсутствуют, кольцевая сопловая решетка имеет горизонтальный разъем. Возможна применяемая в некоторых своих турбинах фирмой «Сименс» горшковая конструкция ЦВД, где этого разъема нет, но она весьма сложна при монтаже и ремонте;

- при однопоточной конструкции цилиндров или несимметричном расположении реактивных ступеней в цилиндрах с разным направлением потоков для восприятия осевого усилия необходим думмис с заметными протечками и соответственно снижением КПД всей турбины;

- при небольшом объемном пропуске пара  $G_v$  в первых ступенях могут быть столь малые высоты лопаток, что необходим был бы парциальный подвод, который из-за большого  $\Delta p_c$  недопустим. Интересно, что в некоторых своих даже достаточно мощных турбинах фирма «Сименс», отказавшись от соплового парораспределения, выполняет первую ступень с нулевой реактивностью [1].

В настоящее время осталось немного фирм, выпускающих энергетические турбины реактивной конструкции. До недавнего времени одной из них была фирма «Сименс».

В последние годы большинство фирм стало использовать новые методы аэродинамического совершенствования проточных частей различных типов. Так, этапами отказа от повсеместного (кроме ЦВД) значения  $\rho_{sr} = 0,5$  стало применение и в сопловых и в рабочих решетках сначала «саблевидных» лопаток, а затем, так называемого, «контролируемого трехмерного облопачивания», сочетаемого с «саблевидностью» (рисунок 3).

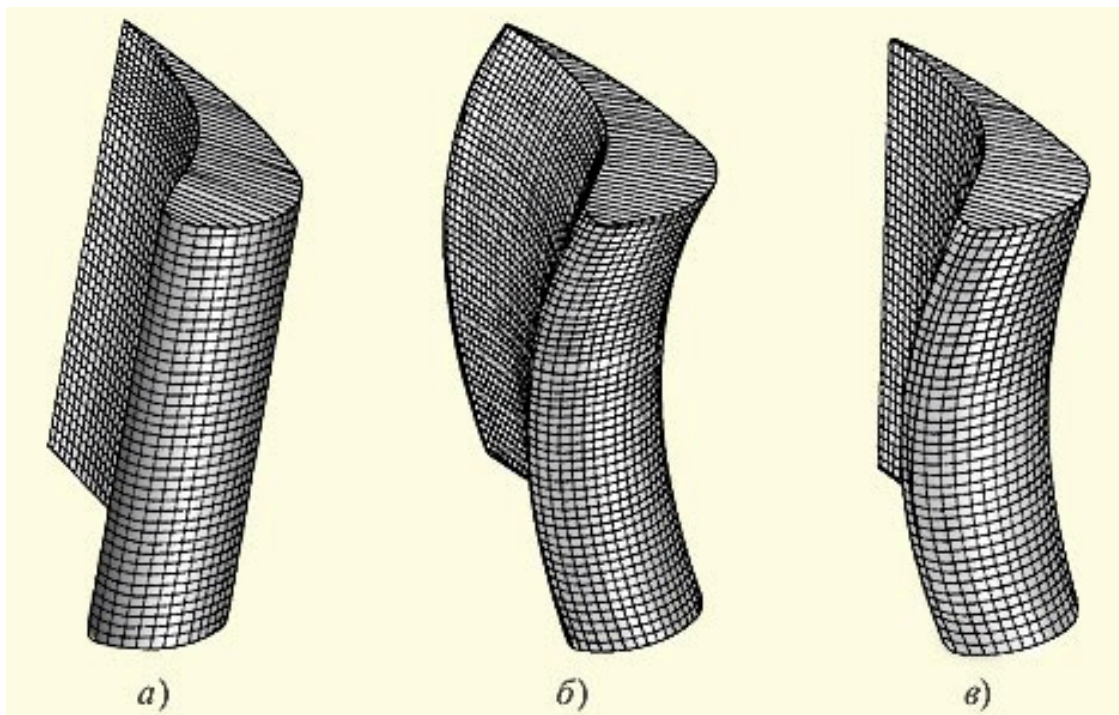


Рисунок 3 – Последовательные модификации профильной части рабочих лопаток умеренной длины фирмы Alstom: обычная, «радиальная» лопатка постоянного профиля (а), саблевидная лопатка (б), новая лопатка с прямой радиальной выходной кромкой, так называемая «контролируемая изометрия» (в)

Классические турбины реактивного типа для энергетики изготавливают фирмы «Мицубиси», «Брун-Бовери» (теперь «Альстом») и для АЭС – американская фирма «Вестингауз». При использовании примерно одного уровня аэродинамического совершенства проточной части, одинаковой системы регенерации, парораспределения, частоты вращения и параметров пара энергетические паровые турбины разных фирм и заводов независимо от типа проточной части имеют приблизительно одинаковые экономичность, уровень надежности, стоимость и экологические показатели.

В [7] руководство КБ ЛМЗ, анализируя конструкции своих турбин, полагает целесообразным использовать вместо активной проточную часть реактивного типа в ЦВД турбин с электрической мощностью 200 и 300 МВт (рисунок 1а и 1б). Недавняя модернизация турбоустановок К-300-240 ЛМЗ Лукомльской ГРЭС с заменой активного ЦВД на реактивный позволила повысить мощность и экономичность турбоустановок.

Ступени активного типа в течение длительного времени отработывались и оптимизировались в ЛМЗ. Для уверенного применения реактивного облопачивания необходимы аналогичные теоретические и особенно опытные исследования с обязательным учетом протечек.

В заключение отметим, что в настоящее время при создании новых паровых турбин разного назначения проточные части с активным и реактивным облопачиванием имеют примерно одинаковые интегральные показатели. Вместе с тем число фирм, выпускающих турбины реактивного типа, и номенклатура таких агрегатов сокращаются, особенно в Европе. Турбинные заводы в России и на Украине в последние годы в определенной мере отстали по экспериментальным исследованиям и оптимизации проточных частей. Предложения о переходе к новому облопачиванию реактивного типа, сделанные в [7], требуют в этих условиях более глубокого анализа и обоснования.



**Литература**

1. Трояновский Б. М. Варианты проточной части паровых турбин // Электрические станции – 2003 – №2. – С. 18 – 22.
2. Щегляев А. В. Паровые турбины. М.: Энергоатомиздат, 1993.
3. Трухний А. Д. Стационарные паровые турбины. М.: Энергоатомиздат, 1990
4. Огурцов А. П., Трояновский Б. М. Влияние эффективности проточной части паровой турбины на КПД турбоустановки. – Тяжелое машиностроение, 1996, № 9.
5. Performance Improvement Technology for Marine Propulsion Steam Turbine / Suguro Y., Masuzawa S., Takomaba H., Tsutsuma M. – Mitsubishi Heavy Int. Techn. Rev., 1993, № 1.
6. Экспериментальное исследование аэродинамических венцовых сил в турбинной ступени / Костюк А. Г., Серков С. А., Наумов В. В., Петрунин Б. Н. – Теплоэнергетика, 1992, № 3.
7. Лисянский А. С. Паротурбостроение ЛМЗ в современных условиях / А.С. Лисянский, В.В. Назаров // Электрические станции, 2000, № 12.