

УДК 621.165

Увеличение предельной мощность последней ступени. Ступень Баумана.

Харченко К.Г.

Научный руководитель - ст. преподаватель ПАНТЕЛЕЙ Н.В.

На данный момент в большинстве случаев турбоагрегаты выполняют многоступенчатыми. Это используют для увеличения единичной мощности турбоагрегата, снижению стоимости установленного 1 кВт мощности турбины по сравнению с одноцилиндровой паровой установкой, которая может быть использована только при малой мощности конденсационной турбины (50МВт), или при высоком противодавлении.

Мощность тубоагрегата без отборов определяется располагаемым теплоперепадом и расходом пара. Но теплоперепад зависит от начальных параметров пара и климатических условий. Поэтому мощность турбины можно только увеличить засчет расхода пара G .

Расход пара для последней ступени однопоточной турбины вычисляется по формуле:

$$G_k = \frac{\Omega C_{2a}}{V_k}$$

где $\Omega = \Pi dl_2$ -кольцевая площадь последней ступени.

d -средний диаметр последней ступени, м.

l_2 -высота рабочих лопаток последней ступени, м.

C_{2a} -осевая составляющая скорости выхода потока C_2 из последней ступени.

V_k -удельный объем пара.

Из-за этого: чем выше Ω , тем больше расход пара G_k и мощность турбины N .

Из этого следует, что увеличение мощности может быть произведено только за счет увеличение кольцевой площади выхода, которая не может быть любой из-за напряжений металла лопаток. Механическая прочность рабочих лопаток определяет кольцевую площадь для выхода пара, его расход, максимальную мощность турбины. Пути увеличения мощности турбоагрегата:

1. Увеличение предельной мощности за счет увеличение потоков конденсатор. Но есть ограничения: турбина больше 5 цилиндров изготовить не возможно.

2.Введение регенеративного подогревателя питательной воды позволяет увеличить единичную мощность турбины, так как при предельном расходе G_k через последнюю ступень турбины расход через предыдущие будет больше, а, следовательно, и мощность.

3.Увеличить мощность можно получить раздвоением потоков при параметрах пара, при которых его удельных объем достигнет значения, требующего недопустимого увеличения длины лопатки. Поэтому были созданы двухпоточные цилиндры низкого давления (ЦНД) с симметрично направленными потоками пара.

4.Использование материалов для изготовления лопаток с повышенной удельной прочностью в связи с уменьшением плотности. Отношение ρ : чем меньше данное выражение, тем большую мощность может развить турбина. Применение титановых лопаток дает возможность увеличить предельную мощность. На данный момент, переход к новым маркам стали позволяет увеличить допускаемы напряжение до $\sigma_{расп}^{дон} = 520 - 540$ МПа и кольцевую площадь до $\Omega = 10m^2$. Так же следует отметить, что увеличение длины последней лопатки усложняет аэродинамическое проектирование ступени в связи с неизбежно большой верностью l/d , увеличением наклона меридионального обвода(увеличивается ее средний диаметр ступени и ее теплоперепад; из-за этого возрастает разница в высотах лопаток этих ступеней); увеличением скорости пара в последней ступени. Возрастает изгибающие усилия, так как растут мощности ступени и длина лопатки, усложняются условия обеспечения вибрационной надежности. При работе последней ступени влажным паром (характерно для

всех конденсационных турбин) возникают трудности обеспечения эрозионной надежности. Следует отметить, что с увеличением высоты и верности последней ступени лопатки возрастает вероятность появления отрывных течений в ступени при частичных нагрузках и вызванный этим рост динамических напряжений. Для К-1200-240 применяют лопатки для последней ступени не из высоколегированной нержавеющей стали, а титанового сплава. Его плотность в 2 раза меньше, чем у стали, прочность такая же. Это обеспечивает меньшие центробежные силы от вращения и возможность выполнения последних ступеней с большей кольцевой площадью выхода.

5. Еще одна мера-использование нескольких ЦНД с увеличением общей кольцевой площади. (Например, турбина К-1200-240 ЛМЗ). В этой турбине применяют три ЦНД, шесть выходов пара по 2 выхода на каждый цилиндр.

6. Значительное увеличение мощности можно получить уменьшением в 2 раза частоты вращения ротора турбины. При этом генератор должен быть 4-полюсным, так как частота электрического тока должна оставаться 50 Гц. Уменьшение частоты вращения в 2 раза уменьшает напряженность лопаток ступеней в 4 раза. Или при той же напряженности увеличить кольцевую площадь выхода турбины в 4 раза. Для турбин ТЭС снижение частоты вращения нецелесообразно потому, что снижается окружная скорость лопаток ЦВД и уменьшается теплоперепад \bar{H}_0 . С другой стороны, увеличение диаметра ступеней с целью сохранения окружной скорости резко уменьшит высоту решеток ЦВД, которая достаточно небольшая и приведет к сильному увеличению потерь в решетках и снижению КПД. В то же время, для турбин АЭС располагаемый теплоперепад в 2 раза меньше, чем для турбин ТЭС, и поэтому для получения то же мощности необходим почти в 2 раза больший расход пара и большие высоты решеток. В этом случае высоты решеток в ЦВД будут достаточно велики и становится целесообразным выполнять турбину на частоту вращения 25 с^{-1} .

7. Ухудшение экономичности собственно турбины за счет повышения потери с выходной скоростью последней ступени $\Delta h_{в.с.}$; причем увеличение $\Delta h_{в.с.}$ в 1,5 раза повышает мощность p^I в 1,22 раза, снижая К.П.Д. турбины высоких параметров на 0,7%, а турбин насыщенного пара на 1,3%. Так же отметим, что при $\Delta h_{в.с.} \geq 70$ кДж/кг местная скорость C_2 превышает скорость звука и расширение пара происходит частично за пределами рабочей решетки последней ступени, не создавая полезной мощности.

8. Ухудшение экономичности всей установки за счет увеличения конечного давления $p_k = 3,5$ кПа к 5 кПа при тех же размерах последней ступени повышает мощность турбины p^I примерно на 13%, в то же время К.П.Д. установки падает для турбин высоких параметров на 0,5%, а для турбин насыщенного пара на 0,9%. Выбор p_k определяется для данной электростанции возможностями водоснабжения, климатическими условиями, технико-экономическими показателями станции.

Однако, одной из мер увеличения кольцевой площади выхода последней ступени является использование *полторного выхода*, или ступени Баумана. В проточной части предпоследняя ступень выполняется таких же размеров, как и последняя, но делается она двухярусной: из корневой части ступени пар поступает в последнюю ступень, а из предпоследней – в конденсатор. Ступень разделяет сопловую и рабочую решетку турбины на два яруса: верхний и нижний. Давление пара перед обоими ярусами ступени Баумана одинаково. Из этого следует, что площадь выхода в конденсатор состоит из площади последней ступеней и периферийной части предпоследней ступени. На верхнем ярусе ступени Баумана перерабатывается теплоперепад, равный сумме теплоперепадов нижнего яруса предпоследней и последней ступеней. Так как через нижний ярус проходит не весь расход пара (G_k), а только его часть (G_z), то соответственно уменьшается высота последней лопатки l_2 , ее верность l/d и окружная скорость на периферии U_n . Через верхний ярус одна третья расхода пара направляется непосредственно в конденсатор, минуя последнюю ступень по

прочности. $(G_k - G_z)$. Таким образом $h_0^z + h_0^{н.я.} \approx h_0^{6.я.}$ (рисунок2). Это означает, что предельная мощность может быть увеличена в 1,5 раза (поэтому вытекает название “полуторная”).

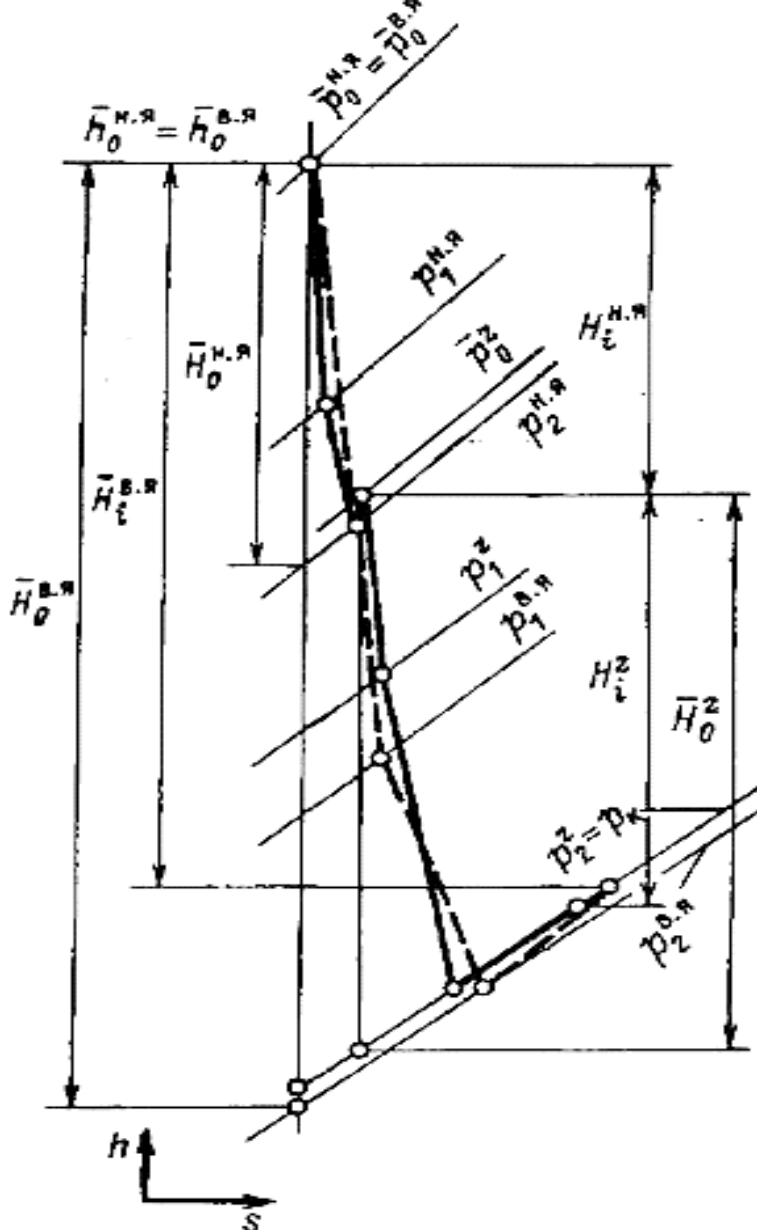


Рисунок 1 – Процесс расширения пара в последних ступенях турбин

Преимущества:

1. При тех же размерах последней ступени можно или существенно увеличить расход пара через часть низкого давления турбины и тем самым примерно в 1,5 раза повысить мощность турбины, или при тех же парсходах пара уменьшить потерю с выходной скоростью (примерно в 2 раза), так как она подсчитывается по суммарной осевой площади последней ступени и верхнего яруса:

$$\Delta h_{в.с} = \frac{G^{6.я} \Delta h_{в.с}^{6.я} + G_z \Delta h_{в.с}^z}{G_k}$$

Сравнение обычной схемы и полуторного выхода можно проводить при одном и том же расходе пара в конденсатор G_k и одной и той же потере с выходной скоростью $\Delta h_{в.с}$. В этом случае речь идет о последней ступени двух размеров. В обычном варианте большая

длина последней лопатки означает большие напряжения, меньшие l/d , большую опасность эрозии. С точки зрения экономичности полуторный выход имеет ряд преимуществ:

1. Веерность решеток меньше.

2. Из-за благоприятной конфигурации диффузорного патрубка обычно удается восстановить значительную долю $\Delta h_{в.с}^{в.я}$; снижаются потери от влажности в связи с эвакуацией значительной части крупнодисперсной влаги в верхний ярус, влажность перед которым меньше, чем перед последней ступенью, а перепад больше.

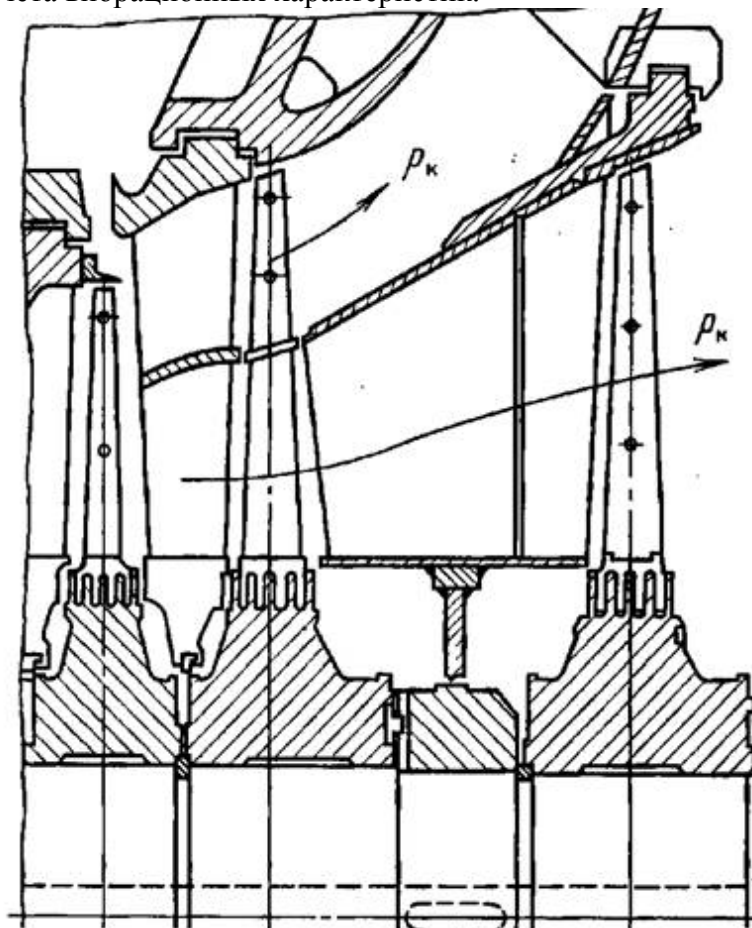
Опыты, проведенные на турбинах ЛМЗ с" полуторным выходом, показали существенно меньшее влияние влажности, чем в турбинах с обычной проточной частью. Так же есть ряд недостатков данной ступени:

1. В двухъярусной предпоследней ступени удваиваются концевые потери в решетках, так как уменьшается относительная высота.

2. Появляются протечки между верхним и нижним ярусами.

3. Имеются дополнительные по сравнению с обычными ступенями трудности аэродинамического профилирования решеток верхнего яруса из-за больших скоростей потока в нем. 3.

4. Двухъярусные лопатки требуют более сложной технологии изготовления и для них характерна большая трудность вибрационной отстройки из-за меньшей точности теоретического расчета вибрационных характеристик.



P_k - давление в конденсаторе

Рисунок 3 – Проточная часть низкого давления с предпоследней двухъярусной ступенью (ступень Баумана)

5. В решетках верхнего яруса возникают большие числа Маха. Из этого следует, что растут потери энергии.

6. Снижается эффективность выхлопного патрубка.

Кроме того, в ступени, предшествующей двухъярусной, для получения приемлемого наклона периферийного меридионального обвода ступени Баумана приходится для сопловой решетки применять очень малые углы выхода. Эти трудности привели, с одной стороны, к тому, что в современных очень крупных турбинах ступени Баумана не нашли применения, с другой - к появлению ряда новых модификаций двух- и даже многоярусных ступеней, пока еще не воплощенных в реальные конструкции.

Литература

1. А. Д. Трухний, «Станционные паровые турбины», М., Энергоатомиздат, 1990.
2. Сайт: <http://www.tehnoinfo.ru/parovyeturbiny2/5.html>
3. А.В.Щегляев, «Паровые турбины», книга 1, книга 2, М., 1993.