

УДК 621.311

**ГРАФИТОВЫЕ УПЛОТНЕНИЯ ПАРОВЫХ ТУРБИН
GRAPHITE SEALS FOR STEAM TURBINES**

А.И. Сироткин, Г.Ю. Витецкая

Научный руководитель – Н.В. Пантелей, старший преподаватель
Белорусский национальный технический университет, г. Минск

A. Sirotkin, G. Vitetskaya

Supervisor – N. Panteley, Senior Lecturer
Belarusian national technical university, Minsk

Аннотация: В данной статье описывается новый тип концевых уплотнений для паровых турбин на основе применения втулок и колец из графита. Применение этих уплотнений позволяет значительно сократить утечки пара через зазор между валом и корпусом турбины, а в некоторых случаях и полностью избежать их. Благодаря определённым свойствам графита появилась возможность значительно уменьшить зазор между гребнем уплотнения и ротором турбоустановки, что является ключевым фактором на пути к снижению утечек. Установка графитовых концевых уплотнений на паровых турбинах позволит сократить дополнительные потери в агрегате и, как следствие, увеличить внутренний относительный КПД турбоагрегата.

Abstract: This article describes a new type of end seals for steam turbines based on the use of graphite bushings and rings. The using of these seals makes it possible to significantly reduce steam leaks through the gap between the shaft and the turbine body, and in some cases completely avoid them. Due to certain properties of graphite, it has become possible to significantly reduce the gap between the seal ridge and the rotor of the turbo unit, which is a key factor on the way to reducing leaks. The installation of graphite end seals on steam turbines will reduce additional losses in the unit and, as a result, increase the internal relative efficiency of the turbine unit.

Ключевые слова: паровая турбина, концевые уплотнения, графит, энергоэффективность, обоймы уплотнений, дросселирование.

Key words: steam turbine, end seals, graphite, energy efficiency, seal clips, throttling.

Введение

Эффективность любой турбоустановки определяется в первую очередь её относительным внутренним КПД. Этот параметр отражает эффективность использования потенциальной энергии пара в проточной части агрегата и показывает, какая часть располагаемого теплоперепада преобразуется в кинетическую энергию движения пара [1]. Относительный внутренний КПД учитывает все виды потерь, которые возникают в турбоустановке: как основные, так и дополнительные. К основным потерям в турбине относят потери в сопловых и рабочих решётках, а также потери с выходной скоростью. Дополнительными потерями являются потери на трение диска и лопаточного бандажа, потери от перетечек в ступени, потери от парциального подвода пара, потери от влажности и некоторые другие потери, возникающие в турбинах ввиду их определённых специфических особенностей конструкции.

Основные потери обусловлены несовершенством проточной части агрегата и отдельных его ступеней и характеризуют эффективность преобразования энергии в ступенях турбины. Эти потери невозможно устранить полностью, а только лишь минимизировать, если организовать работу ступеней турбины при оптимальном отношении скоростей [1]. Это учитывается при проектировании и тепловом расчёте турбоагрегатов. Величина же дополнительных потерь изменяется в зависимости от конструкции, режима работы, правильной эксплуатации и своевременного ремонта турбоагрегата. Некоторые виды этих потерь в определённых случаях могут и вовсе отсутствовать. Например, в турбинах ТЭС практически нет потерь от влажности, поскольку все ступени, кроме двух-трёх последних, работают на перегретом паре. Эти потери в большей степени проявляются в турбинах АЭС.

Однако есть и дополнительные потери, которые присутствуют практически во всех типах турбоагрегатов. Значительную их часть составляют потери от утечек пара через зазоры между ротором и корпусом турбоагрегата. Этот зазор обусловлен тем, что невозможно создать механизм, где подвижные и неподвижные его части будут находиться вплотную друг к другу. При эксплуатации это будет неизбежно приводить к местным разогревам ротора и статора, поломкам и авариям. Поэтому с одной стороны, зазор между валом и корпусом турбины необходим, а с другой стороны – часть пара, которая могла бы совершить работу в турбине, будет через этот зазор утекать в окружающее пространство. Это приведёт к снижению энергоэффективности турбоустановки и потерям рабочего тела. В связи с этим в турбинах применяют концевые уплотнения, которые хоть и не устраняют протечки, но позволяют несколько снизить их и также собрать протекающий через уплотнение пар и утилизировать его. В части низкого давления турбоагрегата, где давление ниже атмосферного, концевые уплотнения препятствуют подосу воздушной смеси в проточную часть, что также благоприятно сказывается на работе машины.

Наиболее распространённым типом концевой уплотнения является лабиринтовое уплотнение (рис. 1). Оно представляет собой ряд сужений для потока протечек.

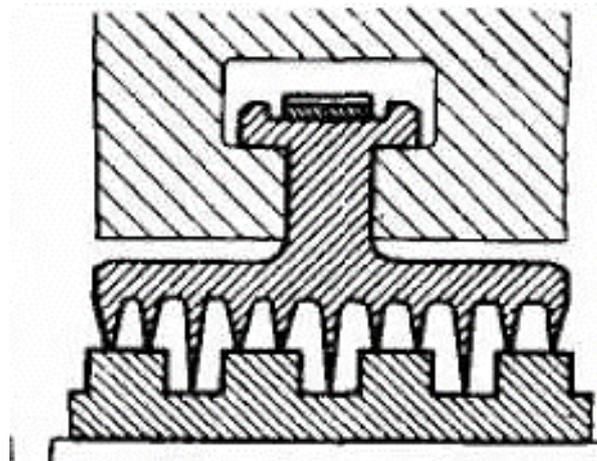


Рисунок 1 – Лабиринтовое концевое уплотнение турбины [1]

Сужения образованы гребнями и впадинами, которые сформированы в корпусе и на валу. Часто для исключения возможности местного разогрева

ротора и его искривления гребни располагают на валу, а впадины делают на статоре. Уплотнение выполняется ступенчато с применением гребней различного размера. Такая конструкция позволяет погасить кинетическую энергию потока при неизменной энтальпии и является наиболее удачной.

Несмотря на применение уплотнений, в турбине по-прежнему имеют место протечки пара, минимизация которых является одной из основных задач при проектировании современной турбины. В связи с этим инженерами разрабатываются новые типы конструкций уплотнений, применяются новые материалы, обладающие более хорошими тепловыми и фрикционными свойствами.

Основная часть

Одним из современных концевых уплотнений является уплотнение на основе графитовых втулок и колец. Применение материалов на основе углерода в конструкции концевых уплотнений было предложено ещё в XX веке. В литературе [2] упоминаются угольные уплотнения паровых турбин (рис. 2). В данном случае уплотнительные гребни располагаются на валу или втулке, насаженной на вал с натягом. В корпус же вставлены угольные полукольца, контактируя с которыми гребни сами прорезают себе впадины. Существуют также разработки, когда в корпус встраивается целая втулка из угля, а гребни располагаются на валу турбины. При вращении ротора нагревания вала не происходит, так как выделившаяся теплота из-за трения гребней о мягкий уголь незначительна, а сами гребни плохо проводят теплоту ввиду своих размеров. Кроме того, материалы из углерода обладают более высокой удельной теплоёмкостью по сравнению с металлами, а значит на их нагревание надо больше энергии. Поэтому разогрева угольных полуколец также не происходит.

Для более полной оценки положительного эффекта, достигаемого при использовании уплотнений из углеродных материалов, стоит понимать, какие параметры влияют на расход пара через концевые уплотнения (т.е. на утечку). Специалистами МЭИ эмпирическим путём была получена следующая формула [1]:

$$D_y = k_y \cdot \mu_y \cdot \pi \cdot d \cdot \delta \cdot \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \cdot \sqrt{\frac{1 - \varepsilon^2}{z}}, \quad (1)$$

где: k_y – поправочный коэффициент, учитывающий геометрические характеристики уплотнительных гребней;

μ_y – коэффициент расхода пара в уплотнении;

d – диаметр вала, м;

δ – величина зазора между гребнем уплотнения и валом, м;

p_0 – давление пара перед уплотнением, Па;

v_0 – удельный объём пара перед уплотнением, м³/кг;

ε – отношение давлений пара до уплотнения и за ним;

z – количество гребней в уплотнении.

Кроме того, величина зазора между гребнем уплотнения и валом связана с диаметром вала следующим образом [2, 3]:

$$\delta = 0,001 \cdot d + 0,1 \dots 0,2 \text{ [мм]} \quad (2)$$

Анализируя формулы (1) и (2), становится ясно, что наиболее сильно на протечки пара через концевые уплотнения влияют количество гребней, диаметр вала и величина зазора между валом и гребнем уплотнения.

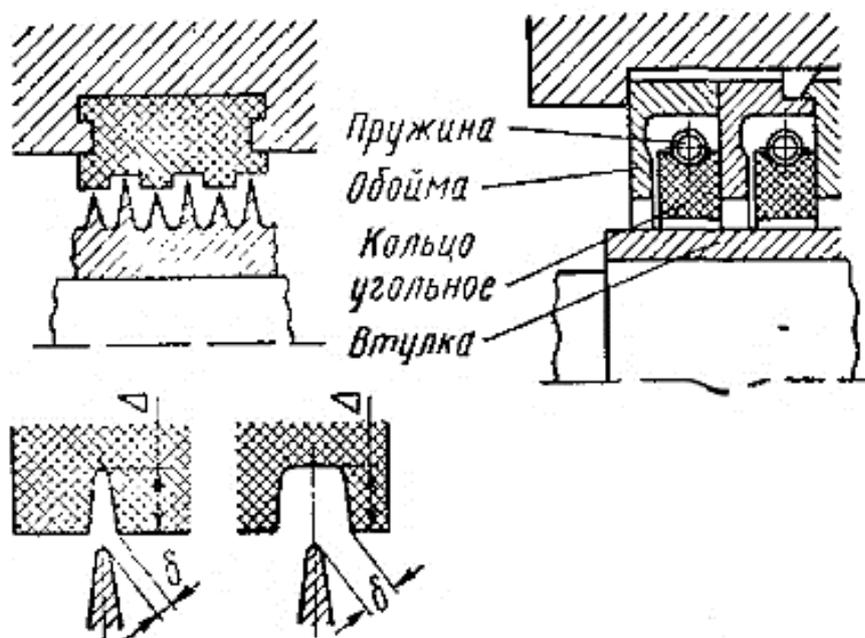


Рисунок 2 – Конструкция угольных уплотнений [2]

Величина зазора между гребнем уплотнения и валом значительно сокращается, если применять уплотнения из углеродных материалов. В этом случае ввиду того, что по вышеуказанным причинам местного разогрева ротора не происходит, зазор δ будет определяться лишь величиной биения вала, что для валов паровых турбин составляет не более 0,04...0,06 мм [3]. Поэтому зачастую эти уплотнения изначально ставятся без зазора, а уже затем, в процессе первых часов работы, гребни уплотнения сами пробивают себе впадины в углеродной втулке или полукольце.

Угольные уплотнения не нашли широкого применения из-за того, что уголь начинает разлагаться при контакте с водой. Это условие накладывало существенные ограничения на их использование. Однако новые разработки уплотнений уже на основе графитовых втулок и полуколец позволили избежать этого существенного недостатка. По своей сути конструкторское решение осталось тем же, однако графит оказался более устойчив к влаге и высоким температурам. Он является достаточно прочным и в то же время мягким материалом, затвердевает при высоких температурах. Для создания графитового уплотнения используют графитовые втулки, которые крепят на валу или располагают в корпусе (рис. 3).



Рисунок 3 – Графитовые втулки [4]

Соответственно, на ответной части выполняются гребни уплотнения. Обычно они изготавливаются из мягких и пластичных сплавов, таких как, например, латунь. В последнее время широко используется инконель – никель-хромовый жаропрочный сплав. Обоймы уплотнений делают подпружиненными, чтобы обеспечить плотное соприкосновение гребней и графита на этапе сборки и работы. В дальнейшем, когда гребни прорежут себе впадины в графите, пружины будут обеспечивать подвижность обойм при тепловых расширениях ротора турбины. Сами обоймы конструктивно объединяются в один съёмный корпус модульной конструкции, что позволяет значительно упростить их замену при ремонте турбины.

Для небольших турбин и турбоприводов уплотнительные гребни и вовсе исключают из конструкции. Вместо них применяют графитовые полукольца, имеющие прорезь. Эта прорезь, по сути, заменяет конструкцию традиционных гребней, а камеры между графитовыми полукольцами по-прежнему выполняют свои функции по торможению пара и уменьшению таким образом его кинетической энергии. На рисунке 4 представлен продольный разрез концевого уплотнения паровой турбины, которое изготавливается немецкой фирмой «EagleBurgmann». Немецкие инженеры сделали уплотнение модульным и в зависимости от начальных параметров пара перед уплотнением, а также других характеристик агрегата, они могут добавить либо убрать часть графитовых полуколец, чтобы обеспечить поддержание утечек на минимально возможном уровне. Пар, скапливающийся в камерах между графитовыми полукольцами, отводится по общей трубке с помощью эжектора. Само уплотнение поставляется цельным в сборе, заказчику лишь остаётся вмонтировать его в корпус турбины по заранее согласованному сборочному чертежу. Доступность и относительно небольшая цена графитовых втулок и полуколец позволяет производить достаточно широкую линейку концевых уплотнений для различных диаметров валов, работающих при различных скоростях и условиях. После обкатки уплотнение работает бесконтактно, поэтому турбина не теряет мощность при трении деталей ротора о статор. В добавок к этому, на валу не устанавливаются

дополнительные элементы, что благоприятно сказывается на его вибрационных свойствах. Сами графитовые полукольца сбалансированы и установлены внутри корпуса.

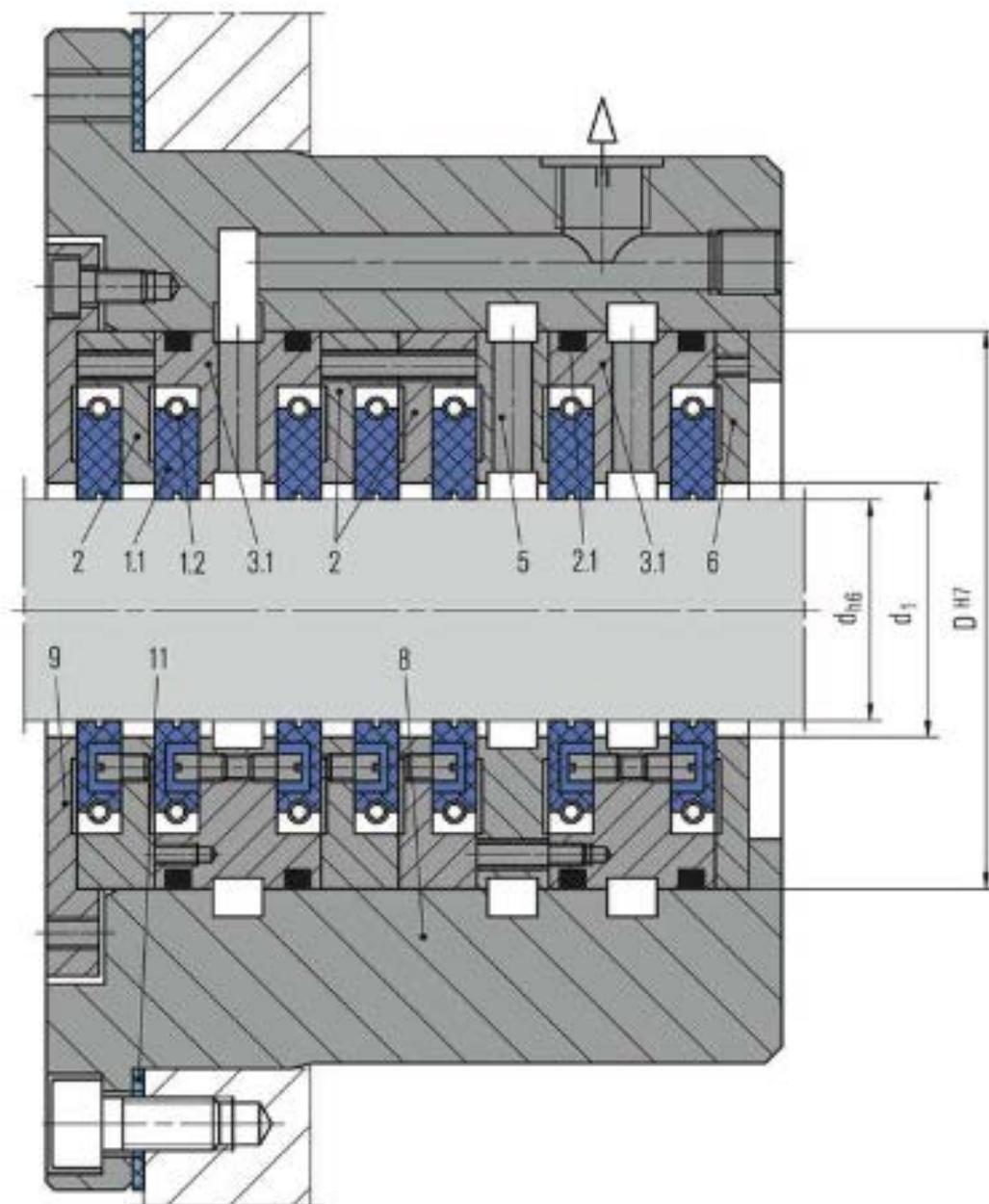


Рисунок 4 – Модульное уплотнение «WKA400HD» фирмы «EagleBurgmann» [5]

Среди других преимуществ графитовых уплотнений стоит отметить высокую надёжность, длительный срок эксплуатации, удобство обслуживания и ремонта, простоту конструкции, низкую утечку пара [5]. Однако использование уплотнений данного типа возможно только на турбинах, где начальное давление не превышает 7,5 МПа [5]. При большем давлении графитовые кольца не выдерживают действующего на них перепада давлений и могут разрушиться.

Заключение

Таким образом, приведенная выше конструкция концевых уплотнений позволяет практически полностью избежать утечек через зазор между ротором и корпусом турбин и турбоприводов мощностью от нескольких сотен киловатт до 100 МВт. Применение графитовых уплотнений позволит повысить внутренний

относительный КПД турбоустановки, а значит, сработать большой теплоперепад в её проточной части и выработать дополнительную мощность. Хотя конструкция не лишена своих недостатков, она уже успела зарекомендовать себя на турбинах малой мощности.

Литература

1. Паровые и газовые турбины: учебник для вузов / А.М. Трубилов, [и др.]; под ред. А.Г. Костюка, В.В. Фролова. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 352 с.
2. Конструкция и расчёт деталей паровых турбин / А.Н. Смоленский. – М.: Машиностроение, 1964. – 461 с.
3. Ремонт паровых турбин: учебное пособие / В.Н. Родин [и др.]; под общ. ред. Ю.М. Бродова, В.Н. Родина. – Екатеринбург: УПИ, 2002. – 455 с.
4. Завод углеродных материалов и металлообработки ООО «Графит-ресурс» [Электронный ресурс] / Графит-ресурс. – Режим доступа: <https://grafit-resurs.ru/>. – Дата доступа: 10.10.2024.
5. Espey WKA400HD shaft seal [Электронный ресурс] / EagleBurgmann. – Режим доступа: <https://www.eagleburgmann.com/en/>. – Дата доступа: 10.10.2024.