

ТОРЦОВЫЕ МЕХАНИЧЕСКИЕ УПЛОТНЕНИЯ С ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ РАЗГРУЗКОЙ ПАРЫ ТРЕНИЯ

С.Н. Гудков

Сумский государственный университет

В работе проведен анализ существующих конструкций торцовых механических уплотнений. Перечислены их основные преимущества и недостатки. Выбраны наиболее перспективные конструкции с гидродинамической разгрузкой.

ВВЕДЕНИЕ

Одним из основных узлов насосного и компрессорного оборудования является уплотнение вращающегося вала, так как от работы уплотнения в целом зависит ресурс и надежность машины. Выход из строя уплотнения приводит к большим экономическим затратам из-за потери сырья, а также приводит к загрязнению окружающей среды и приносит вред здоровью человека.

По принципу действия уплотнения вращающихся валов делятся на две группы: контактные и бесконтактные [1]. В контактных уплотнениях герметичность достигается за счет устранения зазора между уплотняющими поверхностями с помощью уплотнительного элемента. К контактным уплотнениям относятся различные виды механических торцовых уплотнений, манжетных уплотнений и сальников. Принцип работы бесконтактных уплотнений основан на поддержании постоянного зазора между уплотняющими поверхностями, к ним относятся щелевые, лабиринтные, гидростатические, гидродинамические и другие. Среди концевых уплотнений валов насосов наибольшее распространение получили торцовые механические уплотнения [2].

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью данной работы является анализ существующих торцовых механических уплотнений их преимуществ, недостатков и выявление наиболее перспективных конструкций.

КОНСТРУКЦИИ ТОРЦОВЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ УПЛОТНЕНИЙ

Торцовое механическое уплотнение используется во вращающихся парах в насосах, компрессорах, химических реакторах, фильтрах-сушилках и т.д., то есть там, где необходимо обеспечить минимальную протечку. Впервые такие уплотнения стали применяться в начале 20-го века, но широкое применение в насосостроении и химической промышленности получили в середине прошлого века [3].

Традиционная конструкция торцового механического уплотнения показана на рис.1. Кольцо 1 установлено в корпусе машины 4, кольцо 2 жестко связано с вращающимся валом 5. Торцовая поверхность кольца 1 прижимается к вращающемуся кольцу 2 упругим элементом 3 [4]. Герметизация осуществляется за счёт сжатия торцовых поверхностей колец. С увеличением контактного давления герметичность повышается, однако при этом увеличиваются потери мощности на трение, в результате чего повышается износ трущихся поверхностей, их нагрев и температурные деформации.

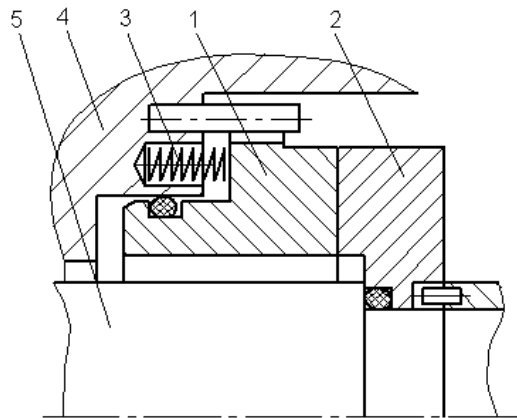


Рисунок 1 – Традиционная конструкция торцового уплотнения

Для высокоскоростных роторных машин, где применение традиционной конструкции торцового механического уплотнения невозможно, используют бесконтактные торцовые уплотнения. Такие уплотнения работают с постоянной ограниченной утечкой, а следовательно, работают почти без износа. Уплотняющий эффект бесконтактных торцовых уплотнений основан на большом гидравлическом сопротивлении щели, образованной торцовыми поверхностями колец уплотнения. По принципу образования торцовой щели бесконтактные уплотнения делятся на гидростатические, гидродинамические и гидростатодинамические, которые отличаются от подобных газовых уплотнений размером уплотнительного пояска.

В гидростатическом уплотнении торцовая щель образуется за счет подачи жидкости под давлением в рабочий зазор. Схема гидростатического уплотнения приведена на рис. 2.

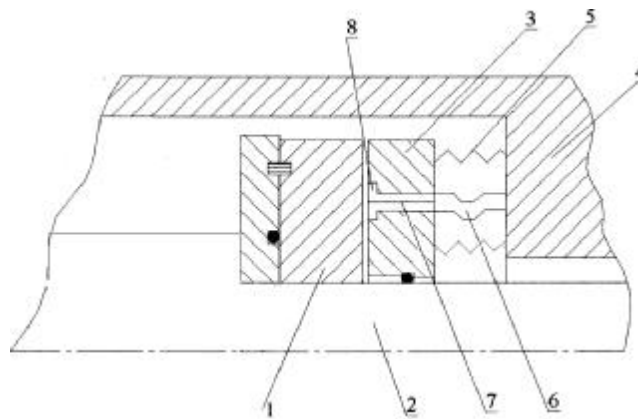


Рисунок 2 – Схема гидростатического торцового уплотнения

Кольцо 1 надето на вал 2, невращающееся кольцо 3 соединено с корпусом 4 при помощи сильфона 5. Через трубки 6 и отверстия 7 в неподвижном кольце 3 подается уплотняемая жидкость в карманы 8, из которых подается в зазор между кольцами. При стоянке жидкость не подается, сильфон прижимает кольцо 3 к кольцу 1, обеспечивая

герметичность. Гидростатические уплотнения имеют ряд недостатков: торцовый зазор не зависит от частоты вращения ротора, жидкость, подаваемая от внешнего источника через отверстие 7 в неподвижном кольце 3, напрямую зависит от давления уплотняемой среды.

Гидродинамические торцовые уплотнения применяются с середины 80-х годов 20-го века. В этих уплотнениях разделение поверхностей пары трения осуществляется силами, возникающими в результате нагнетания жидкости в сужающуюся часть зазора через расположенные на уплотнительных поверхностях канавки под действием сил трения. Раскрывающая сила может возникать и в традиционной конструкции торцового механического уплотнения из-за шероховатости пары трения [5-7]. Такие уплотнения имеют прекрасную герметичность а следовательно, повышают надёжность и безопасность компрессоров и насосов в целом. На рис.3 представлена схема гидродинамического торцового уплотнения.

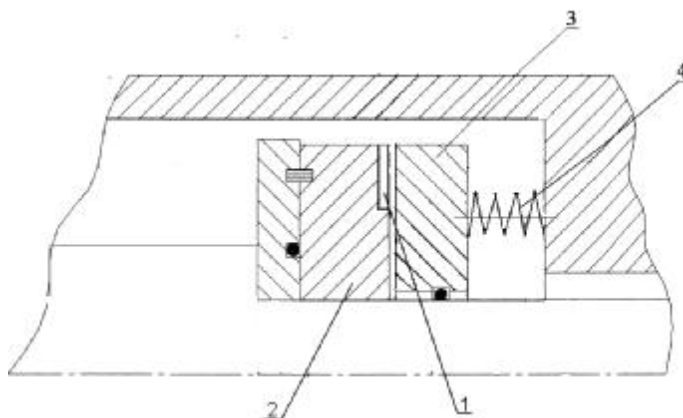


Рисунок 3 – Схема гидродинамического торцового уплотнения

В гидродинамическом уплотнении на вращающемся кольце 2 выполнены канавки 1 особой геометрии. На стоянке аксиально-подвижной кольцо 3 прижимается пружиной 4 и давлением жидкости к кольцу 2, обеспечивая этим герметичность. При вращении вала жидкость нагнетается канавками, в результате чего давление в несущей части повышается, и происходит раскрытие торцового стыка.

Рассмотрим более подробно конструкции торцовых гидродинамических уплотнений. Наиболее широкое применение получили конструкции гидродинамических торцовых уплотнений с плоской ступенью Релея (рис.4) [8] и спиральными канавками (рис.5) [9,10].



Рисунок 4 – Кольцо пары трения торцового гидродинамического уплотнения с плоской ступенью Релея

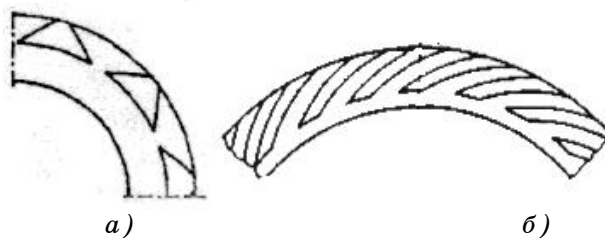


Рисунок 5 – Кольца пары трения торцового гидродинамического уплотнения со спиральными канавками:
а) реверсивные; б) нереверсивные

На рисунке 6 представлена конструкция торцового гидродинамического уплотнения со спиральными канавками с разделительной перегородкой [11].



Рисунок 6 – Кольцо пары трения торцового гидродинамического уплотнения со спиральными канавками с разделительной перегородкой

Фирма “Иигуру Когүё К.К.” производит уплотнения, в которых на рабочей поверхности неподвижного кольца пары трения выполнены глухие отверстия специальной формы, равномерно расположенные по окружности (рис.7) и обеспечивающие гидродинамический эффект, подобный эффекту, создаваемому спиральными канавками [12].

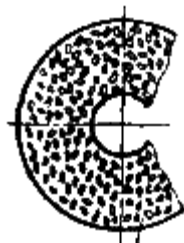


Рисунок 7 – Кольцо пары трения торцового гидродинамического уплотнения с глухими лунками

Применение торцовых гидродинамических уплотнений увеличивает средний ресурс между плановым техобслуживанием и ремонтом, снижает затраты на ремонт, т.к. отсутствует контакт между кольцами уплотнения, не требует подачи охлаждающей среды. Несмотря на все преимущества, практически во всех конструкциях торцовых уплотнений с гидродинамической несущей способностью увеличивается зазор и протечки. Поэтому в последнее время существенно возрос интерес к конструкциям уплотнений с обратным нагнетанием протечек жидкости

назад в уплотняемую среду. Конструкции таких уплотнений впервые были предложены в работах Этсиона [13].

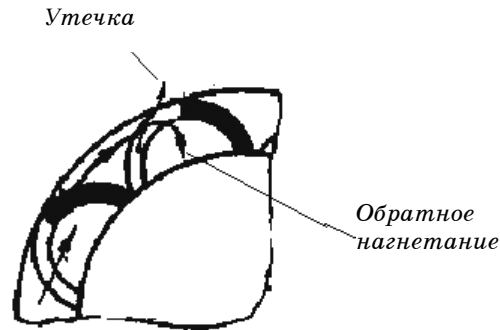


Рисунок 8 – Конструкции торцевого уплотнения со структурами обратного нагнетания

На рисунке 8 изображена схема конструкции торцевого уплотнения со структурами обратного нагнетания, которая имеет канал, расположение которого относительно оси вращения периодически изменяется в окружном направлении. Вращающееся противоположное кольцо при пересечении этого канала увлекает жидкость со стороны полости высокого давления в сторону полости низкого давления и наоборот. Конструкции торцевых уплотнений с структурами обратного нагнетания в последнее время получили широкое применение во всем мире. Так, например, фирма Джон Крейн (США), которая является одним из мировых лидеров в производстве уплотнений, серийно выпускает уплотнения со структурами обратного нагнетания, последние выполнены с помощью лазерного покрытия.

Работоспособность торцевых гидродинамических уплотнений определяется, прежде всего, правильным выбором материала колец. Кольца торцевого уплотнения могут быть изготовлены из металла, керамики, металлокерамики, графита, политетрафторэтилена. Немаловажными факторами, влияющими на работу торцевого уплотнения, являются правильный монтаж, обслуживание уплотнения квалифицированным персоналом и свойства уплотняемой среды. Работоспособность торцевого уплотнения зависит от качества изготовления уплотняющих поверхностей.

Торцевые уплотнения имеют ряд недостатков. Главными недостатками являются внезапность отказа, вызванная потерей подвижности колец или выхода из строя герметизирующих элементов [14], а также высокая цена герметизирующих элементов и замены узла уплотнения в целом. Замена узла уплотнения требует полной разборки насоса, что приводит к вынужденной остановке производства и к потерям прибыли.

В условиях сравнительно низких значений показателя PV ($PV < 10 \text{ МПа} \cdot \text{м} / \text{с}$) установка торцевых механических уплотнений экономически не выгодна. Поэтому необходима разработка новых конструкций торцевых уплотнений с дешевыми парами трения, не требующих полного демонтажа насоса при их замене.

В настоящее время для герметизации вращающихся валов широко применяются торцевые сальниковые уплотнения [15]. Торцевое сальниковое уплотнение относится к классу контактных уплотнений и представляет собой механическое торцевое уплотнение, в котором одно из колец заменено сальниковой набивкой. Такое уплотнение, применяемое в

диапазоне от 0 до 1,5 Мпа, обладает рядом преимуществ: простота и дешевизна узла уплотнения, высокая герметичность и долговечность. Замена торцового сальникового уплотнения не требует полного демонтажа насоса. На рисунке 9 представлена традиционная конструкция торцового сальникового уплотнения, состоящая из кольца сальниковой набивки 3, расположенного в аксиально-подвижной втулке 1, которая, как и в механическом торцовом уплотнении, поджата к опорной детали 4 упругим элементом 2.

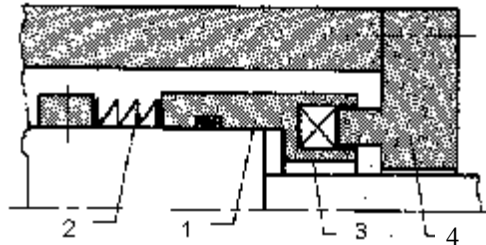


Рисунок 9 – Торцовое сальниковое уплотнение

Сравнительный анализ стоимости и ресурса узлов уплотнений, рассматриваемых в данной статье, приведенный в работе [14], дает возможность говорить о преимуществе торцовых сальниковых уплотнений над торцовыми механическими уплотнениями.

Несмотря на все преимущества, торцовые сальниковые уплотнения обладают недостатками. Главным недостатком является то, что торцовое сальниковое уплотнение является достаточно перегруженным. Вся ширина пары трения торцового сальникового уплотнения разделена на два участка. Участок контакта, который играет основную роль герметизатора (наиболее перегруженный участок), и участок зазора между набивкой и опорной деталью со стороны уплотняемого давления. Длина этих участков зависит от величины уплотняемого давления и степени поджатия пружин. Для обеспечения необходимой герметичности требуются значительно меньшие контактные давления. Поэтому необходимо применять соответствующие конструктивные мероприятия по разгрузке пары трения, обеспечивая при этом равномерное распределение контактного давления по всей ширине пары трения и работу уплотнения в режиме смешанной смазки с минимальными коэффициентами трения и минимальными протечками.

Уже существуют первые попытки создания новых разгруженных торцовых сальниковых уплотнений. Так, в работе [16] приведены результаты первых экспериментальных исследований новых конструкций торцовых сальниковых уплотнений с гидродинамической разгрузкой пары трения. В этих уплотнениях за счет создания дополнительной гидродинамической силы в паре трения происходит разгрузка уплотнения. Дополнительная гидродинамическая сила возникает благодаря тому, что на торцовой поверхности опорной детали выполнены двух типов профильные канавки особой геометрии (рис.10). Первый тип позволяет создавать гидродинамическую силу, которая разгружает пару трения, второй тип канавок нагнетает часть протечек назад в уплотняемую полость. Эффективность такой конструкции уплотнения зависит от правильного выбора формы и размеров канавок. В работе также приведена конструкция торцового сальникового уплотнения с гидродинамическими канавками на дне гнезда обоймы. Однако экспериментальные исследования показали, что эта конструкция не

эфективна, так как создание дополнительной гидродинамической силы влечет за собой раскрытие уплотнения а следовательно, приводит к существенному увеличению протечек через уплотнение.

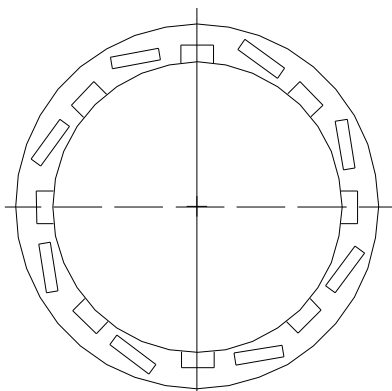


Рисунок 10 – Кольцо пары трения торцового сальникового уплотнения с гидродинамической разгрузкой

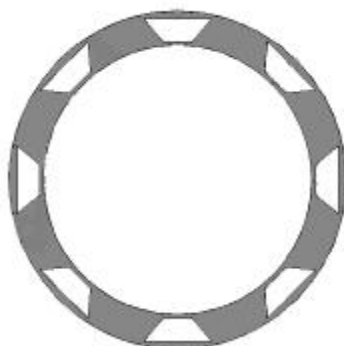


Рисунок 11 - Конструкция торцового сальникового уплотнения с гидродинамическими канавками на дне гнезда обоймы

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работе проведен анализ существующих конструкций торцовых механических уплотнений, который дает возможность говорить о перспективности развития торцовых механических уплотнений с гидродинамической разгрузкой пары трения и со структурами обратного нагнетания. Однако применение таких уплотнений экономически нецелесообразно в условиях сравнительно низких значений показателя PV ($PV < 10 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}$). В этих условиях наиболее перспективными являются торцовые сальниковые уплотнения с гидродинамической разгрузкой пары трения.

SUMMARY

The analysis of existent constructions of face seal was carried out in paper. Their basic advantages and disadvantages were listed. Most perspective constructions of face seal with hydrodynamic discharge chosen.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. – М.: Машиностроение, 1980. – 200 с.: ил.
2. Буренин В.В. Конструкции торцовых уплотнений вращающихся валов центробежных насосов // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1991. - №7. – С. 37-39.
3. Кревсун Э.П. Торцовые герметизаторы валов. – Мн.: Арти - Фекс, 1998. – 148 с.
4. Марцинковский В.А., Ворона П.Н. Насосы атомных электростанций. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 256с.
5. Майер Э. Торцовые уплотнения / Пер. с нем. – М.: Машиностроение, 1978. – 288 с.
6. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник / Под общей ред. А.И. Голубева и Л.А. Кондакова. – М.: Машиностроение, 1986. – 464 с.
7. Фалалеев С.В., Чегодаев Д.Е. Торцовые бесконтактные уплотнения двигателей летательных аппаратов: Основы теории и проектирования: Учебное пособие. – М.: Изд-во МАИ, 1998. – 276 с.
8. Максимов В.А., Баткис Г.С. Трибология подшипников и уплотнения жидкостного трения высокоскоростных турбомашин. – Казань: Фан, 1998. – 429 с.
9. Bo Ruan. Numerical modeling of dynamic sealing behaviors of spiral groove gas face seals // Journal of Tribology. - January 2002. - V.124. - P. 186-195.
10. Степников С.Н. Принцип действия, технологические стандарты и требования к проектированию и эксплуатации систем сухих газовых уплотнений // Нефтегазовое дело. – 2005.
11. Уплотнение вала: Патент № 45988 Украина, МКИ F16J15/34 /Бондаренко Г.А., Федоренко М.Д., Павлюк С.А., Дейнеко О.В., Колесник С.О. – № 97062837; Заявлено 16.11.1994; Опубл. 15.05.2002, Бюл. №5.
12. Заявка на пат. 60-136668. Япония, 1985.
13. I. Etsion. A new concept of zero-leakage noncontacting mechanical face seal // Journal of Tribology. - 1984. - Vol.106. - P. 338-343.
14. Гафт Я.З. Критерии выбора уплотнений вала насоса // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2006. - №10. – С. 26-29.
15. Гафт Я.З., Голубев А.И. Исследование торцовых сальниковых уплотнений для валов насосов //Труды VIII Международной научно-технической конференции “НАСОСЫ – 96”.– Сумы: ИПШ “Мрія-1” ЛПД, 1996. -Т.2. – 372 с.
16. Загорулько А.В., Гудков С.Н. Экспериментальные исследования новых конструкций торцовых сальниковых уплотнений с гидродинамической разгрузкой пары трения // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – 2007. – № 3 (109), Ч. 1. – С. 91-97.

С.Н. Гудков, аспирант, СумГУ, г. Сумы

Поступила в редакцию 15 августа 2007 г.