

**ТОРАЙҒЫРОВ УНИВЕРСИТЕТІНІҢ
ҒЫЛЫМИ ЖУРНАЛЫ**

**НАУЧНЫЙ ЖУРНАЛ
ТОРАЙҒЫРОВ УНИВЕРСИТЕТА**

**ҚАЗАҚСТАН ҒЫЛЫМЫ
МЕН ТЕХНИКАСЫ**

2001 ЖЫЛДАН БАСТАП ШЫҒАДЫ



**НАУКА И ТЕХНИКА
КАЗАХСТАНА**

ИЗДАЕТСЯ С 2001 ГОДА

ISSN 2788-8770

№ 4 (2021)

ПАВЛОДАР

**НАУЧНЫЙ ЖУРНАЛ
ТОРАЙГЫРОВ УНИВЕРСИТЕТ**
выходит 1 раз в квартал

СВИДЕТЕЛЬСТВО

о постановке на переучет периодического печатного издания,
информационного агентства и сетевого издания
№ KZ51VPY00036165

выдано
Министерством информации и общественного развития
Республики Казахстан

Тематическая направленность

Публикация научных исследований по широкому спектру проблем
в области металлургии, машиностроения, транспорта, строительства,
химической и нефтегазовой инженерии, производства продуктов питания

Подписной индекс – 76129

<https://doi.org/10.48081/PIZZ2271>

Импакт-фактор РИНЦ – 0,342

Абишев Кайратолла Кайроллинович – к.т.н., профессор (главный редактор);
Касенов Асылбек Жумабекович – к.т.н., профессор (заместитель главного редактора);
Мусина Жанара Керейовна – к.т.н., профессор (ответственный секретарь);
Шокубаева Зауреш Жанатовна – технический редактор.

Члены редакционной коллегии:

Калиакпаров Алтай Гиндуллинович – д.т.н., профессор (Нур-Султан, Казахстан);
Клецель Марк Яковлевич – д.т.н., профессор (Павлодар, Казахстан);
Шеров Карибек Тагаевич – д.т.н., профессор (Караганда, Казахстан);
Богомоллов Алексей Витальевич – к.т.н., ассоц. профессор (Павлодар, Казахстан);
Кажыбаева Галия Тулеуевна – к.т.н., профессор (Павлодар, Казахстан);

Зарубежные члены редакционной коллегии:

Waigang Sun – профессор (Пекин, Китай);
Gabriele Comodi – PhD, профессор (Анкона, Италия);
Jianhui Zhao – профессор (Харбин, Китай);
Khamid Mahkamov – д.т.н., профессор (Ньюкасл, Великобритания);
Magin Laruerta – д.т.н., профессор (СьюДад Реал, Испания);
Mareks Mezitis – д.т.н., профессор (Рига, Латвия);
Petr Bouchner – PhD, профессор (Прага, Чехия);
Ronny Berndtsson – профессор (Лунд, Швеция);
Барзов Александр Александрович – д.т.н., профессор (Москва, Россия);
Витвицкий Евгений Евгеньевич – д.т.н., профессор (Омск, Россия);
Иванчина Эмилия Дмитриевна – д.т.н., профессор (Томск, Россия);
Лазарев Владислав Евгеньевич – д.т.н., профессор (Челябинск, Россия);
Мягков, Леонид Львович – д.т.н., профессор (Москва, Россия);
Янюшкин Александр Сергеевич – д.т.н., профессор (Чебоксары, Россия);
Ребезов Максим Борисович – д.с/х.н., профессор (Москва, Россия).

За достоверность материалов и рекламы ответственность несут авторы и рекламодатели
Редакция оставляет за собой право на отклонение материалов
При использовании материалов журнала ссылка на журнал «Наука и техника Казахстана» обязательна

© Торайгыров университет

***А. Б. Шаймардан¹, А. Х. Мустафин², Г. Ж. Сейтенова³,
Д. Н. Қабылқайыр⁴**

^{1,2,3,4}Торайгыров университет, Республика Казахстан, г. Павлодар

ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ С ДВОЙНЫМИ ТОРЦЕВЫМИ УПЛОТНЕНИЯМИ

В данной статье приведена методика проектирования системы охлаждения центробежных насосов с двойными торцевыми уплотнениями, с целью разработать систему охлаждения торцевых уплотнений горизонтального многоступенчатого насоса для перекачки сжиженных газов. Задачами исследования являлось: проведение гидравлического и теплотехнического расчета системы охлаждения торцевых уплотнений насоса; разработка рекомендации по подбору основных узлов и их обвязки в системе охлаждения.

В результате анализа причин возникновения неисправности одного из торцевых уплотнений установлено, что насос был подключен к цеховой системе охлаждения с выполнением требований по обеспечению подачи и давления в рекомендуемом изготовителем (согласно требованиям чертежа) диапазоне. Подключенная система охлаждения обеспечивала подачу охлаждающей жидкости (раствор этиленгликоля) с подачей 8 л/мин. и давлением 0,4 Мпа (4 атм.). Однако, проработав не более 10 мин. его пришлось остановить по причине утечки перегоняемого сжиженного газа через одно из торцевых уплотнений. После снятия поврежденного уплотнения установлено, что оно представляет собой сдвоенное торцевое, выполненное по схеме «спина к спине», т.е. двух одинарных, расположенных противоположно друг к другу.

Такая схема установки требует других технических требований по величине давления охлаждающей жидкости, выполняющей одновременно функцию затворной, т.е., запирающей камеру уплотнения. Для такого типа уплотнений давление должно быть выше давления насоса на 0,1–0,15 МПа, т.е. для рассматриваемого насоса 4 МПа + (0,1–0,15) МПа. Таким образом, создаваемое системой охлаждения давление 0,4 МПа оказалось не достаточным, и в течении короткого периода работы насоса привело к выходу из строя уплотнения.

Ключевые слова: система охлаждения, насосы, центробежные насосы, двойные торцевые уплотнения, плунжерные агрегаты, затворная (охлаждающая) жидкость.

Введение

Актуальность темы. Торцевые уплотнения центробежных насосов вследствие напряженного режима работы при повышенной температуре рабочей жидкости и высоких давлений, являются наиболее ненадежными деталями, поскольку из-за их интенсивного износа происходит утечка нагреваемой жидкости и загрязнение окружающей среды.

Предполагаемая научная новизна. В отличие от существующих систем охлаждения торцевых уплотнений, предлагаемое устройство имеет автономную схему, приводимую плунжерным дозирующим насосом.

Практическая значимость. Для повышения долговечности двойных торцевых уплотнений разработана автономная система охлаждения с

принудительной циркуляцией жидкости, которая может применяться в центробежных насосах.

Цель исследования. Разработка системы охлаждения торцевых уплотнений горизонтального многоступенчатого насоса для перекачки сжиженных газов.

Задачи исследования. Проведение гидравлического и теплотехнического расчета системы охлаждения торцевых уплотнений насоса; разработка рекомендации по подбору основных узлов и их обвязки в системе охлаждения.

Материалы и методы

Для решения задач по проектированию системы охлаждения необходимо учитывать допустимость параметров рабочих сред, которые целесообразно рассматривать с учетом следующих факторов:

- тип уплотнения;
- давление и температура среды в камере уплотнения насоса;
- параметры охлаждающей жидкости и окружающей среды.

Для торцевых уплотнений характерно использование автономной системы, включающей бак с охлаждающей жидкостью, выполненной по замкнутой схеме с принудительной циркуляцией или без нее, с внешним охладителем или без него.

Причины повышенной вибрации насосных агрегатов существенно зависят от уровня создаваемых при их работе. По данным авторитетных источников [1], исследовавших 32 площадки насосных станции магистральных нефтепроводов, около 38–45 % от всех отказов происходит по причине повышенных вибрации.

Разработка систем охладений торцевых уплотнений центробежных насосов, которая позволяет исследовать и рассматривать многоступенчатый секционный насос производства китайской компании ЛТД. Данный насос предназначен для перекачки сжиженных углеводородов. Передача крутящего момента от электрического двигателя $P_H=75$ кВт, $n_H=2950$ об/мин к насосу осуществляется через упругую втулочно-пальцевую муфту. При эксплуатации горячих насосов, а также перекачивающих сжиженные газы могут возникнуть неисправности. Существует несколько источников передачи тепла среде: тепло, выделяемое при трении и напряжении, возникающем при сдвиге жидкости; тепло, выделяемое из-за возникновения сопротивления воздуха (турбулентности), вызванного вращением

частей уплотнения, и тепло, передаваемое от насоса к камере уплотнения и валу (при положительном теплопоглощении) [2].

При проектировании системы необходимо учитывать все факторы, влияющие на условия эксплуатации торцевых уплотнений. Лучшими теплофизическими свойствами, как охлаждающая жидкость, обладает вода, однако, могут использоваться антифризы различной концентрации. Температура охлаждающей жидкости на выходе из уплотнения с целью исключения кипения и коксования её на горячих поверхностях, например, сильфонов, не должна превышать 100 °С и рекомендуется к поддержанию при эксплуатации около 65...85 °С. Следует учитывать, что в расчете на прочность бачка как правило закладывается температура не более 100 °С, когда не требуется учитывать уменьшение прочностных свойств материала с ростом температуры. Температура охлаждающей жидкости на выходе из бачка, аналогично температуре охлаждающей жидкости на выходе из кольцевого холодильника, не должна превышать 40 °С во избежание интенсивного выпадения солей жесткости и биологического обрастания их. При использовании торцевых уплотнений типа тандем в бачке устанавливают избыточное давление от 0,05 до 0,15 МПа, обеспечивающее обнаружение утечки через атмосферную ступень [3]. Устанавливать большее давление не следует, так как при снятии давления с насоса или образованием вакуума его контурная ступень уплотнения может открыться в связи с изменением направления действия усилия на подвижную обойму. В случаях уплотнения среды с температурой до 50 °С возможно использование бачка без установки в нем змеевика и подачи в него охлаждающей жидкости. В этом случае рассеивание тепла от затворной жидкости происходит в окружающую среду через поверхности бачка, корпуса торцевого уплотнения и частично корпуса насоса. При значительных низких температурах, приводящих к загустению затворной жидкости, перед пуском насоса в работу необходимо прогреть систему обеспечения работоспособности торцевого уплотнения. Уплотнение прогревается совместно с насосом. Рекомендуемая скорость разогрева не более 100 °С/час [4].

Существует множество типов уплотнений и схем установки. Наиболее распространены три схемы:

- одинарное торцевое уплотнение;
- двойное торцевое уплотнение вала типа «Тандем» или «друг за другом»;
- двойное торцевое уплотнение вала типа «спина к спине».

Двойное торцевое уплотнение, состоящее из двух одинарных торцевых уплотнений.

Двойные торцевые уплотнения вала «Тандем» с гидравлическим затвором применяют в насосах при перекачивании:

- жидкостей с высокой температурой (выше 110 °С);
- для растворов соли и щелочей;
- для взрывоопасных, легковоспламеняющихся, ядовитых, едких, канцерогенных жидкостей;
- сред, не допускающих контакта с атмосферой.

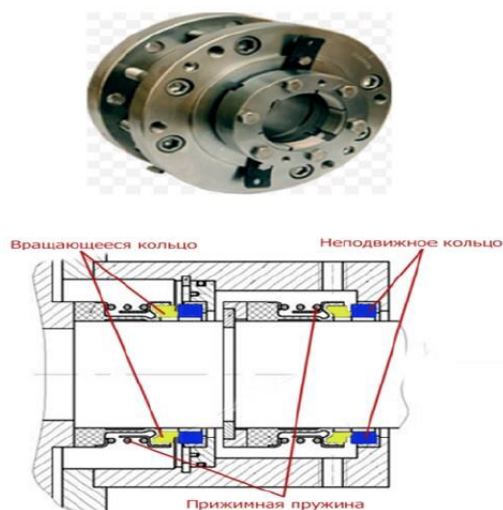


Рисунок 1 – Конструкция двойного торцевого уплотнения вала типа «Тандем»

Схема расположения «Тандем» широко используется при применении двух одинарных торцевых уплотнений, которые размещены на валу оборудования друг за другом и работают в этой же последовательности. Такая схема обычно применяется при высоком давлении рабочей среды, образующих двойное торцевое уплотнение [5]. Основное (внутреннее) торцевое уплотнение является гидравлически разгруженным и разделяет рабочую уплотняемую среду и затворную жидкость, а вспомогательное (внешнее) торцевое уплотнение является гидравлически нагруженным и разделяет затворную жидкость и атмосферу. Вспомогательное одинарное торцевое уплотнение с конической пружиной сжатия, расположенное в камере с затворной (охлаждающей) жидкостью, разделяющая атмосферу, обеспечивает снижение перепада давления между отдельными ступенями уплотнений – для основного торцевого уплотнения, а также возможность контроля работы основного торцевого уплотнения. Обычно затворная жидкость находится под давлением атмосферы, реже это жидкость имеет давление выше атмосферного, но ниже давления рабочей (уплотняемой) среды. Для работы возможно изготовление автономного бачка с жидкостью для охлаждения узла уплотнения. Уплотнения этого типа могут работать до температуры +140 °С [6].

Схема расположения «спина к спине» является наиболее распространенной и простой по конструкции, и используется, когда необходимо применение двойного торцевого уплотнения (двух одинарных торцевых уплотнений). Оба торцевых уплотнения находятся в камере с затворной жидкостью. Основное торцевое уплотнение разделяет рабочую среду и затворную жидкость, а вспомогательное торцевое уплотнение разделяет затворную жидкость и атмосферу. Давление затворной жидкости всегда должно превышать давление рабочей среды на 0,1...0,2 МПа, но не менее 0,05 МПа. Давление затворной жидкости при большом давлении

перекачиваемой жидкости обеспечиваются специальными гидравлическими усилителями или плунжерными насосами. Температура и расход затворной жидкости через уплотнительную камеру должны обеспечивать необходимый тепловой отвод от колец пар трения обоих уплотнений для надежной работы уплотнительного узла [7].

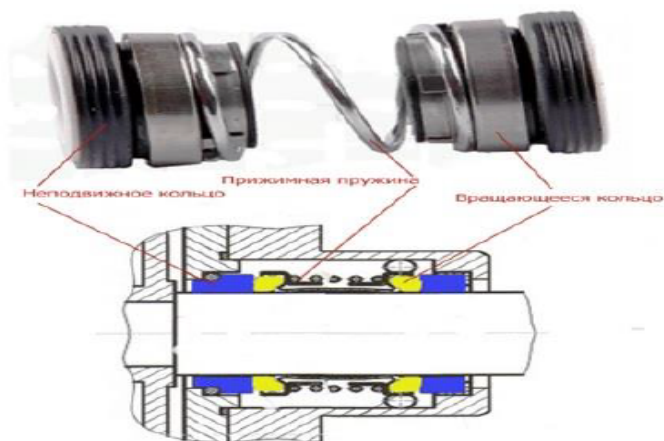
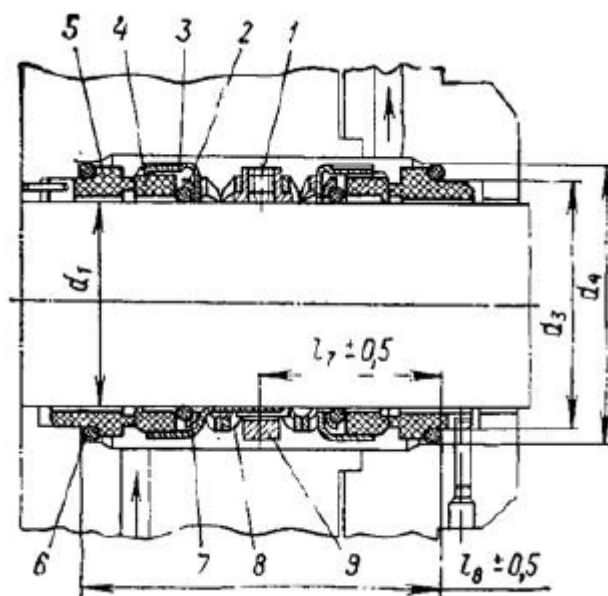


Рисунок 2 – Конструкция двойного торцевого уплотнения вала типа «спина к спине»



- 1 – винт стопорный; 2 – вкладыш; 3 – обойма; 4 – кольцо вращающаяся;
 5 – кольцо неподвижное; 6,7 – уплотнительные кольца;
 8 – пружина волнистая; 9 – втулка упорная.

Рисунок 3 – Схема торцевого уплотнения 231/231

Результаты и обсуждение

Согласно техническим требованиям завода – изготовителя подача охлаждающей жидкости для торцевых уплотнений горизонтального многоступенчатого насоса должна составлять 4–10 л/мин или 0,24–0,6 м³/час. После возникновения неисправности в виде образования течи в одном из сдвоенных торцевых уплотнений установлено, что вместо предполагаемых по техническим требованиям давлению затворной жидкости, выполняющей одновременно функцию охлаждающей, 0,2–0,6 МПа необходимо для уплотнения типа «спина к спине» применить давление на 0,1–0,2 МПа, превышающее давление перекачиваемой среды, т.е 4 МПа или 40 атм. Как показано в главе 3 для этих целей обычно используется специальный бачок

СБТУ, в который закачивается газ, большей частью, азот с необходимым давлением. Циркуляция жидкости осуществляется импеллером, встроенным в основной насос. Поскольку в многоступенчатом насосе нет импеллера, то использование охлаждения системы с применением СБТУ, т.е. закачкой газа в бачок становится затруднительным [8]. Предлагается разработать и применить замкнутую автономную систему с принудительным охлаждением от вспомогательного насоса. Использование для этих целей центробежного или поршневого насоса, или группы насосов для обеспечения требуемого давления не менее 40 + (1–2) атм. нецелесообразно из-за значительных затрат и габаритных размеров этих насосов. Для обеспечения необходимых рабочих параметров по давлению и подаче, а также циркуляции жидкости в системе рекомендуется устанавливать компактные, не дорогие и простые в обслуживании плунжерные насосы. При выборе следует обратить внимание на возможность регулировать давление и подачу, количество плунжеров желательно иметь не менее 2-х, на возможность эксплуатации во взрывоопасных и пожароопасных помещениях [9].



Рисунок 4 – Плунжерные дозировочные агрегаты

Потери напора в нагнетательной линии незначительны 0,160.10⁻³ МПа, т.е. напор, создаваемый насосом, сохраняется на всем участке нагнетания практически без изменений [10]. Выбор производится из номенклатуры плунжерных насосов малой производительности и среднего давления с небольшим расходом

электроэнергии, что достаточно дешевле и удобнее, чем применение других насосов.

Выводы

В результате анализа причин возникновения неисправности одного из торцевых уплотнений установлено, что насос был подключен к цеховой системе охлаждения с выполнением требований по обеспечению подачи и давления в рекомендуемом изготовителем (согласно требованиям чертежа) диапазоне. Подключенная система охлаждения обеспечивала подачу охлаждающей жидкости (раствор этиленгликоля) с подачей 8 л/мин. и давлением 0,4 МПа (4атм.). Однако, проработав не более 10 мин. его пришлось остановить по причине утечки перегоняемого сжиженного газа через одно из торцевых уплотнений. После снятия поврежденного уплотнения установлено, что оно представляет собой сдвоенное торцевое, выполненное по схеме «спина к спине», т.е. двух одинарных, расположенных противоположно друг к другу. Такая схема установки требует других технических требований по величине давления охлаждающей жидкости, выполняющей одновременно функцию затворной, т.е., запирающей камеру уплотнения. Для такого типа уплотнений давление должна быть выше давления насоса на 0,1–0,15 МПа, т.е. для рассматриваемого насоса 4 МПа + (0,1–0,15) МПа. Таким образом, создаваемое системой охлаждения давление 0,4 МПа оказалось не достаточным, и в течении короткого периода работы насоса привело к выходу из строя уплотнения.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 **Сейтенова, Г. Ж.** Основы нефтепереработки: Учебное пособие. – Павлодар : Кереку, 2014. – С. 23–27.
- 2 **Мустафин, А. Х., Қайролла Б. К., Абдирахман А. Ш.** Разработка системы охладений торцевых уплотнений центробежных насосов.– 2021. – С. 114–121.
- 3 **Кораблева, О. Н., Смирнов Д. Ю., Макаровская К. Е., Небольсина, Л. А.** Применение торцевых уплотнений в насосах нефтеперерабатывающих заводов.– 2020. – С. 17–21.
- 4 **Голубев, А. И.** Торцевые уплотнения вращающихся валов.– 2019. – С. 212.
- 5 **Папков, С. В.** Наука и технологии трубопроводного транспорта нефти и нефтепродуктов.– 2017. – С. 20–21.
- 6 **Годжаев, З. А., Зайцев С. Д., Суминов И. В., Сомов О. В.** Долговечность торцевого уплотнения центробежного насоса с нанокерамическими композиционными покрытиями по технологии МДО. – 2019. – С. 44–47.
- 7 **Зазулов, В. И.** Центробежный насос. – 2018. – С. 24–28.
- 8 **Широбоков, П. Э.** Двойные торцевые уплотнения для центробежных насосов. – 2017. – С. 67–69.
- 9 **Майер, Э.** Торцевые уплотнения. – 2018. – С. 288.
- 10 **Рахмилеевич, З. З.** Насосы в химической промышленности. – 2017. – С. 240–245.

REFERENCES

- 1 **Seytenova, G. Zh.** Osnovy neftepererabotki: Uchebnoe posobie. [Fundamentals of petroleum refining: training manual].– Pavlodar: Kereku 2014. – P. 23–27.
- 2 **Mustafin, A. Kh., Kairolla, B. K., Abdirahman, A. Sh.** Razrabotka sistemy ohlazhdenii torcevyh uplotnenii centrobezhnyh nasosov [Development of a cooling system for mechanical seals of centrifugal pumps] 2021. – P. 114–121.
- 3 **Korableva, O. N., Smirnov, D. Yu., Makarovskaya K. E., Nebolsina L. A.** Primenenie torcevyh uplotnenii v nasosah neftepererabatyvayushih zavodov. [Application of mechanical seals in pumps of oil refineries].– 2020. – P. 17–21.
- 4 **Golubev, A. I.** Torcevye uplotneniya vrashayushihsvya valov [Mechanical seals of rotating shafts].– 2019. – P. 212.
- 5 **Papkov, S. V.** Nauka i tehnologii truboprovodnogo transporta nefi i nefteproduktov [Science and technology of pipeline transport of oil and petroleum products].– 2017. – P. 20–21.
- 6 **Gojaev, Z. A., Zaitsev, S. D., Suminov, I. V., Somov O. V.** Dolgovechnost torceвого uplotneniya centrobezhnogo nasosa s nanokeramicheskimi kompozicionnymi pokryiyami po tehnologii MDO [Durability of the mechanical seal of the centrifugal pump with nanoceramic composite coatings according to the MDO technology].– 2019. – P. 44–47.
- 7 **Zazulov, V. I.** Centrobezhnyi nasos [Centrifugal pump].– 2018. – P. 24–28.
- 8 **Shirobokov, P. E.** Dvoynye torcevye uplotneniya dlya centrobezhnyh nasosov [Double mechanical seals for centrifugal pumps].– 2017. – P. 67–69.
- 9 **Maier, E.** Torcevye uplotneniya [Mechanical seals] 2018. – P. 288.
- 10 **Rakhmievich, Z. Z.** Nasosy v himicheskoi promyshlennosti [Pumps in the chemical industry].– 2017. – P. 240–245.

Материал поступил в редакцию 17.12.21.

**А. Б. Шаймардан¹, А. Х. Мустафин², Г. Ж. Сейтенова³,
Д. Н. Кабылқайыр⁴*

^{1,2,3,4}Торайғыров университеті,

Қазақстан Республикасы, Павлодар қ.

Материал баспаға 17.12.21 түсті.

ЕКІ БҮЙІРЛІ ТЫҒЫЗДАҒЫШТАРЫ БАР ОРТАДАН ТЕПКІШ СОРҒЫЛАРДЫ САЛҚЫНДАТУ ЖҮЙЕСІН ЖОБАЛАУ

Бұл мақалада сұйытылған газдарды айдауға арналған көлденең көп сатылы сорғының соңғы тығыздағыштарын салқындату жүйесін жасау үшін қос тығыздағыштары бар ортадан тепкіш сорғылардың салқындату жүйесін жобалау әдісі келтірілген. Зерттеу міндеттерінің бірі: сорғының соңғы тығыздағыштарын салқындату жүйесінің гидравликалық және

жылу техникалық есебін жүргізу; салқындату жүйесінде негізгі тораптарды таңдау және оларды байлау бойынша ұсыныстар әзірлеу.

Соңғы тығыздағыштардың бірінің ақаулық себептерін талдау нәтижесінде сорғы өндіруші ұсынған диапазонда (сызба талаптарына сәйкес) беру мен қысымды қамтамасыз ету талаптарын орындай отырып, салқындату цехының жүйесіне қосылғаны анықталды. Қосылған салқындату жүйесі салқындату сұйықтығын (этиленгликоль ерітіндісі) 8 л/мин берумен және 0,4 Мпа (4атм) қысыммен қамтамасыз етті.). Алайда, 10 минуттан артық жұмыс істемегеннен кейін, оны соңғы тығыздағыштардың бірі арқылы тазартылған сұйытылған газдың ағып кетуіне байланысты тоқтатуға тура келді. Зақымдалған тығыздағышты алып тастағаннан кейін, ол «артқа-артқа» схемасына сәйкес жасалған, яғни бір-біріне қарама-қарсы орналасқан екі жақты болып табылады.

Мұндай орнату схемасы салқындатқыштың қысымының басқа техникалық талаптарын талап етеді, ол бір уақытта Ысырма функциясын орындайды, яғни тығыздау камерасын құлыптайды. Тығыздаудың бұл түрі үшін қысым сорғының қысымынан 0,1–0,15 МПа жоғары болуы керек, яғни қарастырылып отырған сорғы үшін 4 МПа + (0,1–0,15) МПа. Осылайша, салқындату жүйесімен жасалған 0,4 МПа қысымы жеткіліксіз болды және сорғының қысқа уақыт ішінде тығыздағыштың істен шығуына әкелді.

Кілтті сөздер: салқындату жүйесі, сорғылар, ортадан тепкіш сорғылар, екі жақты тығыздағыштар, плунжер агрегаттары, ысырма (салқындатқыш) сұйықтық.

***A. B. Shaimardan¹, A. H. Mustafin², G. J. Seitenova³, D. N. Kabylkaiyr⁴**

^{1,2,3,4}Toraighyrov University,

Republic of Kazakhstan, Pavlodar.

Material received on 17.12.21.

DESIGN OF A COOLING SYSTEM FOR CENTRIFUGAL PUMPS WITH DOUBLE MECHANICAL SEALS

This article describes the design methodology for the cooling system of centrifugal pumps with double mechanical seals in order to develop a cooling system for the mechanical seals of a horizontal multi-stage pump for pumping liquefied gases. The objectives of the study were: hydraulic and thermal engineering calculation of the pump mechanical seal cooling system; development of recommendations for the selection of the main components and their binding in the cooling system.

As a result of the analysis of the malfunction causes in one of the mechanical seals, it was found that the pump was connected to the shop cooling system ensuring supply and pressure in the range recommended by the manufacturer (according to the requirements of the drawing). The connected cooling system provided the supply of coolant (ethylene glycol solution) with a supply of 8 liters/min. and a pressure of 0.4 Mpa (4atm.). However, after working for no more than

10 minutes. it had to be stopped due to a leak of distilled liquefied gas through one of the mechanical seals. After removing the damaged seal, it was found that it is a double end seal made according to the «back to back» scheme, i.e. two single seals located opposite to each other.

Such an installation scheme requires other technical requirements in terms of the pressure of the coolant, which simultaneously performs the function of a gate, i.e., locking the sealing chamber. For this type of seals, the pressure should be 0.1–0.15 MPa higher than the pump pressure, i.e. for the pump in question 4 MPa + (0.1-0.15) MPa. Thus, the pressure created by the cooling system of 0.4 MPa was not sufficient, and during a short period of operation of the pump led to the failure of the seal.

Keywords: cooling system, pumps, centrifugal pumps, double mechanical seals, plunger units, shut-off (cooling) fluid.

Теруге 17.12.21 ж. жіберілді. Басуға 27.12.21 ж. қол қойылды.
Электрондық баспа
5,07 Mb RAM
Шартты баспа табағы 9,15 Таралымы 300 дана. Бағасы келісім бойынша.
Компьютерде беттеген: Е. Е. Калихан
Корректор: А. Р. Омарова

Тапсырыс № 3875

«Toraighyrov University» баспасынан басылып шығарылған
Торайғыров университеті
140008, Павлодар қ., Ломов көш., 64, 137 каб.

«Toraighyrov University» баспасы
Торайғыров университеті
140008, Павлодар қ., Ломов к., 64, 137 каб.
67-36-69

e-mail: kereku@tou.edu.kz
nitk.tou.edu.kz