



УДК 531.43/46

Р.Н. Савельева, К.В. Чернов
ФГБОУ ВПО «Магнитогорский государственный
технический университет им. Г.И. Носова»
г. Магнитогорск, Россия
E-mail: sav-r46@yandex.ru
Дата поступления 15.03.2015

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ КЛАПАНОВ НАСОСА СЖИЖЕННЫХ ГАЗОВ ПО КРИТЕРИЮ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ РАБОЧИХ ЭЛЕМЕНТОВ

Аннотация

Представлена общая схема процесса формирования износных отказов нагнетательного и всасывающего клапанов насоса сжиженных газов, которая является составной частью методики прогнозирования долговечности клапанов насоса. Данная методика позволит проанализировать эффективность различных способов повышения срока службы клапанов, выявить и предложить к внедрению наиболее целесообразные из них.

Ключевые слова: насос, надежность, клапан, прогнозирование, износ, долговечность, ресурс, вероятность.

В настоящее время одной из важнейших проблем производства продуктов разделения воздуха является вопрос повышения надежности вспомогательного оборудования воздухоразделительных установок. Ужесточение требований качества к продуктам разделения воздуха – кислорода, азота, аргона вызывает необходимость использования насосов сжиженных газов, обеспечивающих точное позиционирование и скорость перемещения сжиженных газов. В качестве устройств различных криогенных газифицированных либо криогенных воздухоразделительных установок при перекачивании сжиженных газов и газожидкостных смесей, используемых в технологических процессах нефтехимической промышленности, холодильной технике и при транспортировании природного газа, кислорода, азота, аргона, применяют насосы сжиженных газов (НСГ).

Поскольку почти 80% всех отказов насосов сжиженных газов составляют постепенные отказы, связанные с износом корпуса, нагнетательного и всасывающего клапанов, актуальной народнохозяйственной проблемой является прогнозирование моментов отказов НСГ по критериям износостойкости элементов нагнетательного и всасывающего клапанов, а также разработ-

ка способов снижения интенсивности их изнашивания и, следовательно, повышения надежности системы в целом [1].

Для повышения надежности и долговечности нагнетательного и всасывающего клапанов насоса сжиженных газов необходимо математическое описание физических закономерностей процесса повреждения и разрушения поверхностных слоев трибоэлементов для создания физико-вероятностной модели процесса формирования их износных отказов и методики прогнозирования срока службы нагнетательного и всасывающего клапанов.

Для создания методики прогнозирования долговечности клапанов цилиндрической группы насоса по критериям износостойкости рабочих элементов может быть использован общий методологический подход прогнозирования надежности трибосопряжений, базирующийся на выводе кинетического уравнения изнашивания трибоэлементов. Для вывода кинетического уравнения повреждаемости рабочих элементов необходима разработка модели их изнашивания в предполагаемых условиях эксплуатации, которую можно построить на основе зависимостей, предполагаемых современной теорией трибологии.

Построенная на основе физико-вероятностной модели методика прогнозирования срока службы нагнетательного и всасывающего клапанов, в свою очередь, позволит проанализировать эффективность различных способов его повышения (выбором материалов, применением покрытий, тех или иных смазочных материалов, изменением конструкции и т.д.), выявить и предложить к внедрению наиболее целесообразные из них.

Прогнозирование долговечности клапанов насоса сжиженных газов предполагает последовательное решение следующих задач:

- формирование общей схемы параметрических отказов клапанов;
- построение модели процесса изнашивания рабочих элементов и вывод кинетического уравнения повреждаемости клапанов;
- создание физико-вероятностной модели параметрической надежности нагнетающего и всасывающего клапанов;
- разработка методики прогнозирования срока службы клапанов НСГ по критерию износостойкости рабочих элементов.

В данной статье рассматривается первая задача - общая схема процесса формирования износных отказов клапанов и ее графическая интерпретация.

Общая схема параметрической надежности клапанов насоса сжиженных газов по критерию износостойкости рабочих элементов может быть сформулирована на основе методологического подхода, изложенного в [2-5]. При этом будем полагать, что пара трения «клапан - корпус» относится к «стационарному» сопряжению. Это означает, что большую часть времени (до момента появления в них зазора) она работает в стационарном режиме усталостного изнашивания при нормальной работе, когда исключаются грубые формы изнашивания (микрорезание, схватывание и др.).

Используя основные рекомендации общего методологического подхода [2], сформулируем поэтапно базовые уравнения (1.1) - (1.6) общей схемы формирова-

ния отказов клапанов НСГ по критерию износостойкости рабочих элементов.

На первом этапе в качестве параметра X_t состояния клапанов принимаем внутренний диаметр как при сборке корпуса клапана, увеличивающийся при его изнашивании во время работы. Износом клапана, как показывает практика, в данном случае можно пренебречь.

На втором этапе формулируем уравнение состояний «стационарного» сопряжения «клапан - корпус» в виде зависимости параметра X_t сопряжения от случайной величины линейного (диаметрального) износа Y_t рабочих элементов или постоянной во времени случайной величины скорости $\dot{Y} = dY_t/dt = const$ их линейного изнашивания в виде:

$$X_t = X_0 + Y_t = X_0 + \dot{Y} \cdot t, \quad (1)$$

где X_0 - распределение случайной величины параметра X_t в момент времени $T = t_0$, характеризующее исходное состояние сопряжения.

Распределение величин X_0 и \dot{Y} в любой момент времени $T = t$, согласно центральной предельной теореме теории вероятностей, близки к нормальному распределению, обеспечивая нормальное распределение случайной величины X_t [6].

Уравнение (1) моделирует поведение (смену состояний) клапанов НСГ, как процесс его деградации в течение всего периода работы.

На третьем этапе математически формулируем условие работоспособности клапанов по выбранному параметру:

$$X_t = X_0 + \dot{Y} \cdot t < x_{np}. \quad (2)$$

Последнее неравенство отражает закономерность изменения параметра состояния X_t во времени до момента достижения им предельного значения x_{np} , т.е. область всех возможных работоспособных состояний клапанов НСГ.

Предельное значение x_{np} параметра X_t при проектировании клапанов НСГ принимаем равным минимальному диаметру клапана для обеспечения постоянной герметичности сопряжения и предупреждения абразивного износа.

На четвертом этапе, решая прямую задачу теории надежности, выводим уравнение для оценки основного показателя безотказности клапанов НСГ - вероятности его безотказной работы $P(t)$ в любой фик-

сированный момент времени $T = t$, как вероятности выполнения условия работоспособности (2) в виде закона надежности [7]:

$$P(t) = P(X_t < x_{np.}) = \Phi(u_{np(t)}) = \Phi\left[\frac{(x_{np.} - (\bar{x}_0 + \bar{y} \cdot t))}{\sqrt{\sigma_{x0}^2 + \sigma_y^2 \cdot t^2}}\right], \quad (3)$$

где $u_{np(t)}$ - значение квантили нормального нормированного распределения параметра состояния X_t в произвольный момент времени $T = t$;

Φ — функция Лапласа.

Числовые характеристики случайного параметра $X_t = X_0$ состояния на начальный момент времени $T = t_0$ (математическое ожидание и среднее квадратическое отклонение), оцениваем по рабочим чертежам трибосопряжения:

$$\bar{x}_0 = \frac{x_{0max} + x_{0min}}{2} \quad \text{и} \quad (3a)$$

$$\sigma_{x0} = \frac{x_{0max} - x_{0min}}{6}$$

где $x_{0max} = \bar{x}_0 + 3 \cdot \sigma_{x0}$ и $x_{0min} = \bar{x}_0 - 3 \cdot \sigma_{x0}$ - максимальное и минимальное значения проектного размера X_0 элементов (или их сочетания) трибосопряжения определяют границы полей допусков, установленных конструктором.

На пятом этапе формулируем уравнение перехода клапанов в предельное состояние (состояние параметрического отказа) в виде:

$$u_{np(t)} = x_{np} - \frac{x_0 + \bar{y} \cdot t}{\sqrt{\sigma_{x0}^2 + \sigma_y^2 \cdot t^2}} \quad \text{или} \quad X_t = X_0 + \dot{Y} \cdot t = x_{np}, \quad (4)$$

Это уравнение отражает область всех его возможных предельных состояний.

На шестом этапе, решая обратную задачу теории надежности, выводим уравнения для оценки показателей долговечности (ресурсных характеристик) клапанов НСГ в виде зависимости для определения гамма-процентного ресурса t_γ , как решение уравнения (4) относительно t при заданном допустимом значении вероятности безотказной работы $[P(t)] = \gamma$ и соответствующем ему табличном значении квантили $[u_{np(\gamma)}]$:

$$t_\gamma = \frac{\bar{y}_{np} \cdot \bar{y} - \sqrt{(\bar{y}_{np} \cdot \bar{y})^2 - (\bar{y}^2 - [u_{np(\gamma)}]^2 \cdot \sigma_y^2) \cdot (\bar{y}_{np} - [u_{np(\gamma)}]^2 \cdot \sigma_{x0}^2)}}{\bar{y}^2 - [u_{np(\gamma)}]^2 \cdot \sigma_y^2} \quad (5)$$

где $\bar{y}_{np} = x_{np} - x_0$ - математическое ожидание предельной величины линейного (радиального) износа клапана и корпуса.

Подставляя в (5) значение $[u_{np(\gamma)}] = 0$ для $[P(t)] = \gamma = 0,5$ получим уравнение для оценки среднего ресурса:

$$\bar{t} = \bar{y}_{np} / \bar{y}. \quad (5a)$$

Подставляя в (5) значение $[u_{np(\gamma)}] = 3,0$ для $[P(t)] = \gamma = 0,9986$ получим уравнение для оценки гарантированного ресурса:

$$t = \bar{y}_{np} / \dot{y}_{max}, \quad (5.6)$$

где $\dot{y}_{max} = \bar{y} + 3 \cdot \sigma_y$ - максимально возможная скорость изнашивания рабочих элементов.

На седьмом этапе разрабатываем математическую модель процесса изнашивания рабочих элементов.

С этой целью используем зависимость для определения линейного износа элементов «стационарных» трибосопряжений [8, 9], которая в данном случае может быть представлена в виде кинетического

$$P(t_0) = F_0(x_{np}) = P(X_0 < x_{np}) > P(t_1) = F_1(x_{np}) = P(X_1 < x_{np});$$

$$P(t) = F_t(x_{np}) = P(X_t < x_{np}),$$

демонстрируют площади $F_0(x_{np})$, $F_1(x_{np})$ и $F_t(x_{np})$ под соответствующими кривыми плотности распределения $f(x_0)$, $f(x_1)$ и $f(x_t)$.

Они расположены ниже линии - границы $x_t = x_{np}$ в области работоспособности (рисунок 1) и уменьшаются по величине при переходе от $T = t_0$ к $T = t_1$ и далее к $T = t$.

$$F(t) = P(T < t) = P(X_t > x_{np}) = 1 - F_t(x_{np}). \quad (7)$$

Условие (7) на рисунке 1. отражается следующим образом.

Значение $P(X_t > x_{np}) = 1 - F_t(x_{np})$, определенное для произвольного момента времени $T = t$, демонстрирует площадь под кривой распределения $f(x_1)$, лежащая выше линии - границы $x_t = x_{np}$ (в области отказов). Значение $F(t) \sim P(T < t)$ на рисунке 1. демонстрирует равная ей по величине площадь под кривой $f(t)$, лежащая левее вертикальной линии - границы $T = t$.

Значение вероятности $P(t) = 1 - F(t) = P(T > t)$ для любого фиксированного момента времени t , как вероятность того, что возможное значение случайной величины T превысит это зна-

Вероятность отказа сопряжения $P(t) = P(T < t)$ в любой фиксированный момент времени t , как вероятность того, что возможное значение случайной величины T не превысит фиксированное значение t , равна вероятности выхода возможного значения случайного параметра X_t за его предельное значение x_{np} .

Для исследуемого сопряжения математически это условие можно представить в виде:

чение t , определяет вероятность безотказной работы клапанов. Геометрически это значение на рисунке 1 демонстрирует площадь под кривой $f(t)$, лежащей правее вертикальной линии - границы $T = t$.

Графически решение обратной задачи теории надежности - определение ресурсных характеристик «стационарных» трибосопряжений по уравнениям (5), на рисунке 1 отражается следующим образом.

Значение гамма-процентной наработки (ресурса) $T = t_\gamma$ графически определяется абсциссой точки пересечения линии предельного значения $x_t = x_{np}$ с линией верхней доверительной гамма-процентной границы:

$$x_{t\gamma} = \bar{x}_t + [u_{np(\gamma)}] \cdot \sigma_{xt} = \bar{x}_t + [u_{np(\gamma)}] \cdot \sqrt{\sigma_{x0}^2 + \sigma_y^2 \cdot t^2}. \quad (8)$$

Здесь $[u_{np(\gamma)}]$ - табличное значение квантили нормированного нормального распределения, соответствующее заранее заданному предельно-допустимому значению вероятности безотказной работы сопряжения $[P(t)] = \gamma$.

Средний ресурс $T = \bar{t}$ определяется абсциссой точки пересечения графиков зависимостей: $\bar{x}_t = \bar{x}_0 + \dot{y} \cdot t$ и $x_t = x_{np}$ (рисунок 1).

Гарантированный ресурс $T = t_z$ определяется абсциссой точки пересечения графиков зависимостей:

$$x_{tmax} = x_{0max} + \dot{y} \cdot t \quad \text{и} \quad x_t = x_{np} \quad (\text{рисунок 1}).$$

Таким образом, проведенный анализ базовых уравнений (1) - (6) и их графическая интерпретация на рисунке 1 показывают, что еще на стадии проектирования клапанов можно исследовать процесс формирования их износных отказов, проследить за изменением показателей их безотказности и ресурсных характеристик в предполагаемых условиях эксплуатации.

Однако для решения этих задач необходимо вывести кинетическое уравнение повреждаемости (6) для оценки чис-

ловых характеристик \bar{y} и σ_y скорости изнашивания \dot{Y} рабочих элементов, как случайной величины. С этой целью разрабатывается математическая модель процесса их изнашивания [10,11].

Библиографический список

1. Савельева Р.Н., Чернов К.В. Совершенствование конструкции насосов сжиженных газов кислородного цеха ОАО «ММК» // Механическое оборудование металлургических заводов: межрегион. сб. науч. тр. / под ред. Корчунова А.Г. Магнитогорск: Изд-во Магнитогорск. гос. техн. ун-та им Г. И. Носова, 2012. С. 52-55.
2. Прогнозирование безотказности трибосопряжений по критерию износостойкости на стадии их проектирования / А.В. Анцупов, В.П. Анцупов, А.В. Анцупов (мл.) и др. // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2010. №11. С. 38-45.
3. Основы физической теории надежности деталей машин по критериям кинетической прочности материалов / В.П. Анцупов, Л.Т. Дворников, Д.Г. Громаковский, А.В. Анцупов (мл.), А.В. Анцупов // Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г. И. Носова, 2014. №1. С. 141-146.
4. Оценка долговечности нагруженных деталей по кинетическому критерию прочности / А.В. Анцупов, А.В. Анцупов (мл.), В.П. Анцупов, М.Г. Слободянский, Р.Н. Савельева // Актуальные проблемы современной науки, техники и образования: материалы 70-й научно-технической конференции. – Магнитогорск: ГОУ ВПО «МГТУ», 2012. Т.1. С. 137-141.
5. Научные и методологические основы прогнозирования надежности трибосопряжений на стадии проектирования / А.В. Анцупов, М.В. Чукин, А.В. Анцупов (мл.), В.П. Анцупов // Вестник Магнитогорского государственного технического университе-

- та им. Г.И. Носова, 2011. №4. С. 56-61.
6. Методология вероятностной оценки надежности элементов машин по различным критериям / А.В. Анцупов, В.П. Анцупов, А.В. Анцупов (мл.), М.Г. Слободянский, А.М. Овсов // Механическое оборудование металлургических заводов: межрегион. сб. науч. тр. / под ред. Корчунова А.Г. Магнитогорск: Изд-во Магнитогорск. гос. техн. ун-та им Г. И. Носова, 2012. С. 28-34.
 7. Анцупов А.В., Анцупов А.В.(мл.), Анцупов В.П. Методология прогнозирования надежности элементов машин по различным критериям // Надежность. 2013. №3. С. 5-14.
 8. Методология вероятностного прогнозирования и ресурса трибосопряжений / А.В. Анцупов, А.В. Анцупов (мл.), В.А. Русанов и др. // Известия Самарского научного центра «Надежность» Российской академии наук. 2011. Т.13. №4(3). С. 947-950.
 9. Оценка долговечности и повышение срока службы золотниковых распределителей / А.В. Анцупов, В.А. Русанов, В.П. Анцупов, А.В. Анцупов (мл.), Р.Н. Савельева // Механическое оборудование металлургических заводов: межрегион. сб. науч. тр. / под ред. Корчунова А.Г. Магнитогорск: Изд-во Магнитогорск. гос. техн. ун-та им Г. И. Носова, 2012. С. 44-52.
 10. Артемов И.И., Синицкий В.Я., Сорокин С.А. Моделирование изнашивания и прогнозирование ресурса трибосистем: монография. Пенза: Инф.-изд. центр ПТУ, 2004. 374с.
 11. Моделирование процесса изнашивания трибосопряжений / А.В. Анцупов, М.Г. Слободянский, А.С. Губин и др. // Современные технологии в машиностроении: сб. статей XIV международной научно-практической конференции. – Пенза: Приволжский Дом знаний, 2010. С. 290-294.