

# Исследование влияния механических примесей в потоке на состояние деталей и запорно-регулирующей арматуры

Юлуев Талгат Кагимович  
Yuluyev Talgat Kagimovich  
(Уфа, ФГБОУ ВО «УГНТУ»)

**Аннотация:** Представлена возможность применения комплексной информации, прогнозирования вероятности нарушения герметичности запорной арматуры

**Abstract:** The possibility of using complex information, predicting the probability of leakage of shut-off valves is presented

**Ключевые слова:** запорная арматура, твердометрия, ультразвуковая толщинометрия, техническое диагностирование, ВИК, неразрушающий контроль

**Key words:** reinforcement, hardness testing, ultrasonic thickness measurement, technical diagnostics, VIC, non-destructive testing

## ВВЕДЕНИЕ

Для контроля потоков в трубопроводных конструкциях и системах используется специализированная арматура, которая позволяет отключать, распределять, регулировать и смешивать, корректируя площадь проходного сечения. На этапе проектирования трубопроводной арматуры можно спрогнозировать вероятность нарушения герметичности затвора вследствие деформаций уплотнительных поверхностей его деталей. В связи с этим актуальным является разработка методики расчета на прочность и жесткость деталей, позволяющей оценить деформации уплотнительных поверхностей затвора запорной арматуры

**Запорно-регулирующая арматура, изменяя расход транспортируемого вещества, перекрывает или распределяет ее поток, регулируя различные параметры: давление, напор или температуру.**

Функциональное назначение трубопроводной арматуры позволяет поделить ее на следующие виды

— Запорная. Обеспечивает полное перекрытие потока в трубах. Пользуется наибольшим спросом и занимает более 80% предложений на рынке.

— Регулирующая. Поддерживает необходимые значения определенных параметров, осуществляя контроль расхода рабочей среды. Температура, давление, состав и концентрация веществ могут быть изменены с использованием такого вида арматуры.

— Аварийная отсечная исключает фактор негативного влияния на трубопровод, если давление или направление транспортируемой среды превысило допустимые значения путем перекрытия защищаемого участка от остальной части системы.

Проведем анализ причин возникновения в корпусных деталях запорной трубопроводной арматуры деформаций, приводящих к нарушению герметичности запорного узла.

Трубопроводная арматура в процессе эксплуатации воспринимает целый ряд нагрузок, которые не учитываются при проведении традиционных расчетов на прочность и жесткость

**Поверочный расчет на прочность и определение остаточного ресурса**

Исходные данные к расчёту на прочность корпусных деталей оборудования получены измерениями при техническом диагностировании, а также из нормативной и справочной литературы и приведены в таблице 1.

| Наименование показателей                                                                                                                     | Корпус горизонтальная часть (патрубки) | Корпус вертикальная часть (корпус) | Крышка    |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------|------------------------------------|-----------|
| Материал                                                                                                                                     | Сталь 20Л                              | Сталь 20Л                          | Сталь 20Л |
| Номинальное давление PN, МПа                                                                                                                 | 6,4                                    | 6,4                                | 6,4       |
| Максимальное рабочее давление по паспорту трубопровода $P_{раб}$ , МПа                                                                       | 2,5                                    | 2,5                                | 2,5       |
| Значение предела текучести материала корпуса (патрубков, крышки) в исходном состоянии $\sigma_{ти}$ , МПа                                    | 216                                    | 216                                | 216       |
| Значение предела прочности материала корпуса (патрубков, крышки) в исходном состоянии $\sigma_{ви}$ , МПа                                    | 412                                    | 412                                | 412       |
| Фактическая минимальная толщина $\delta_{ф}$ , мм                                                                                            | 47,8                                   | 53,6                               | 50,4      |
| Внутренний диаметр $D_{вн}$ , мм                                                                                                             | 1200                                   | 1400                               | 1400      |
| Высота крышки H, мм                                                                                                                          | -                                      | -                                  | 600       |
| Фактическое минимальное значение твердости материала, НВ                                                                                     | 135                                    | 136                                | 137       |
| Значение фактического предела прочности материала, полученное косвенным путем по измеренным значениям твердости материала $\sigma_{в}$ , МПа | 479                                    | 485                                | 490       |
| Коэффициент, учитывающий воздействие внешних сил, создаваемых опорами, фундаментом и другим оборудованием, $K_1$                             | 1,1                                    | 1,1                                | 1,1       |
| Коэффициент, применяемый для оборудования, изготовленного методом литья, $K_2$                                                               | 1,25                                   | 1,25                               | 1,25      |
| Коэффициент, учитывающий сейсмичность, $K_3$                                                                                                 | 1                                      | 1                                  | 1         |
| Поправочный коэффициент к допускаемым напряжениям, $\eta$                                                                                    | 0,7                                    | 0,7                                | 0,7       |
| Коэффициент прочности сварных швов $\phi$                                                                                                    | 1                                      | 1                                  | 1         |
| Коэффициент запаса прочности по пределу текучести $n_T$                                                                                      | 1,5                                    | 1,5                                | 1,5       |

Таблица 2 — Формулы и результаты для расчёта на прочность корпусных деталей

| Наименование показателей                                       | Расчётная формула                                                                                                                         | Значение                                     |                                   |        |
|----------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------|-----------------------------------|--------|
|                                                                |                                                                                                                                           | корпус<br>(горизонтальная<br>часть-патрубки) | корпус<br>(вертикальная<br>часть) | крышка |
| Фактический предел текучести материала МПа                     | $\sigma_T = \frac{\sigma_{Т.И}}{\sigma_{Б.И}} \times \sigma_B \times 1,1$                                                                 | 276,2                                        | 279,7                             | 282,6  |
| Допустимое напряжение материала, МПа                           | $\sigma_{доп} = \eta \times \frac{\sigma_T}{n_T}$                                                                                         | 128,9                                        | 130,5                             | 131,9  |
| Фактическое напряжение в корпусе, МПа                          | $\sigma_\Phi = \frac{K_1 \times K_2 \times K_3 \times P_y \times D_{вн}}{2 \times \delta_\Phi}$                                           | 110,5                                        | 114,9                             | -      |
| Радиус кривизны в вершине крышки R, мм                         | $R = \frac{D_{вн}^2}{4 \times H}$                                                                                                         | -                                            | -                                 | 816,7  |
| Фактическое напряжение в крышке, МПа                           | $\sigma_\Phi = \frac{K_1 \times K_2 \times K_3 \times P_y \times R}{2 \times \delta_\Phi}$                                                | -                                            | -                                 | 71,3   |
| Минимально-допустимая толщина стенки в корпусе, мм             | $\delta_{min} = \frac{K_1 \times K_2 \times K_3 \times P_y \times D_{вн}}{2 \times \sigma_{доп}}$                                         | 41,0                                         | 47,2                              | -      |
| Минимально-допустимая толщина стенки крышки, мм                | $\delta_{min} = \frac{K_1 \times K_2 \times K_3 \times P_y \times R}{2 \times \sigma_{доп}}$                                              | -                                            | -                                 | 27,2   |
| Допустимое внутреннее давление для обечайки, МПа               | $P_{доп} = \frac{2 \times \sigma_{доп} \times \varphi \times \delta_\Phi}{K_1 \times K_2 \times K_3 \times (D_{вн} + \delta_\Phi)}$       | 7,2                                          | 7,0                               | -      |
| Допустимое внутреннее давление для полусферической крышки, МПа | $P_{доп} = \frac{2 \times \sigma_{доп} \times \varphi \times \delta_\Phi}{K_1 \times K_2 \times K_3 \times (R + 0,5 \times \delta_\Phi)}$ | -                                            | -                                 | 11,5   |

**Вывод:** По результатам прочностных расчетов при расчетном давлении 6,4 МПа условия безопасной эксплуатации выполняются.

#### Результаты ультразвуковой толщинометрии

Ультразвуковая толщинометрия корпусных деталей и элементов задвижки проведена

в соответствии с требованиями ГОСТ Р 55614-2013 и РД-19.100.00-КТН-036-13 (с изм. № 3). Результаты толщинометрии представлены в таблице 3

### Схемы проведения неразрушающего контроля и измерений

Схема проведения визуально-измерительного контроля, ультразвукового контроля, измерения толщин, твердости и капиллярного контроля

Таблица 3 — Результаты толщинометрии задвижки

| № п/п | Элемент конструкции МТО | Минимальное измеренное значение толщины, мм | Минимальное допустимое значение толщины по расчету, мм |
|-------|-------------------------|---------------------------------------------|--------------------------------------------------------|
| 1     | Корпус                  | 53,6                                        | 47,2                                                   |
| 2     | Крышка                  | 50,4                                        | 27,2                                                   |
| 3     | Патрубки                | 47,8                                        | 41,0                                                   |

По результатам УТ задвижки проведение дополнительного дефектоскопического контроля не требуется.

Поверочным расчетом на прочность установлено, что условия прочности для корпуса и крышки задвижки для случая статического нагружения выполняются и основным повреждающим фактором являются язвенная коррозия и воздействие циклических нагрузок. Предельным состоянием корпуса и крышки задвижки является образование усталостной трещины в стенке корпуса/крышки или уменьшение толщины стенки до предельной (отбраковочной) толщины, ниже которой не обеспечивается необходимый запас её несущей способности.

По результатам прочностных расчетов проведенных согласно РД 19.100.00-КТН-036-13 (с изм. № 3) и ГОСТ 34233.1-2017, ГОСТ 34233.2-2017 и ГОСТ 34233.6-2017, установлено:

— уровень фактических напряжений в горизонтальной и вертикальной частях корпуса задвижки ниже допустимого значения

$$P_N = 6,4 \text{ МПа} \leq P_{\text{доп}} = 7,0 \text{ МПа};$$

$$P_{N.p.} = 6,4 \text{ МПа} \leq P_{\text{доп.п.}} = 7,2 \text{ МПа};$$

$$s_{\phi} = 114,9 \text{ МПа} \leq s_{\text{доп}} = 130,5 \text{ МПа};$$

$$s_{\phi.p.} = 110,5 \text{ МПа} \leq s_{\text{доп.п.}} = 128,9 \text{ МПа}.$$

— уровень фактических напряжений в крышке задвижки ниже допустимого значения

$$P_N = 6,4 \text{ МПа} \leq P_{\text{доп}} = 11,5 \text{ МПа}.$$

$$s_{\phi} = 71,3 \text{ МПа} \leq s_{\text{доп}} = 131,9 \text{ МПа}.$$

По расчетам, проведенным согласно РД 19.100.00-КТН-036-13 (с изм. № 3), остаточный срок службы задвижки по критерию коррозионно-абразивного износа составляет **42 года**

Расчет остаточного срока службы арматуры при малоцикловых нагрузках не проводился, так как наработка в течение нормативного срока эксплуатации менее 1000 циклов. По результатам анализа технического диагностирования и результатов расчетов, задвижка клиновая DN1200 находится в **неработоспособном** состоянии.

На основании проведенных расчетов на прочность и жесткость с использованием предложенной методики оценки НДС деталей определены характерные точки на корпусных

---

деталей, для которых определена целевая функция. Минимизация целевой функции при ограничениях, накладываемых на прочность и жесткость конструкции, обеспечивающей, позволяет получить оптимальную конструкцию клиновой задвижки.

## ЛИТЕРАТУРА

1 Сызранцев В.Н. Использование метода конечных элементов для анализа конструкций трубопроводной арматуры / В.Н.Сызранцев, К.В.Сызранцева, А.В.Белобородов // Материалы научно-технической конференции «Нефть и газ: проблемы недропользования, добычи и транспортировки». — Тюмень: ТюмГНГУ, 2002. — С. 130.

2 Белобородов А.В. Использование метода конечных элементов для оценки прочностной надежности нефтегазового оборудования / А.В.Белобородов, К.В.Сызранцева // «Проблемы развития ТЭК Западной Сибири на современном этапе» труды международной научно-технической конференции. — Тюмень: ТюмГНГУ, 2003. — С.94-97.

3 Сызранцев В. Исследование напряженно-деформированного состояния сварных швов образцов / В.Сызранцев, С.Голофаст, А.Белобородов, О.Богомоллов // «trans & MOTAUTO'04» материалы XI международной научно-технической конференции, Пловдив, Болгария, 14-17 октября 2004г. — Пловдив, 2004. — С.63-66.

6 ГОСТ Р 55724-2013

8 Загидулин Р.В., Загидулин Т.Р., Коннов А.В. Вейвлет — анализ сигнала накладного вихретокового преобразователя над сварным швом с дефектом сплошности металла. — Контроль. Диагностика, 2014, № 1, с. 62-6

7 Лаврентьев М.А., Шабат Б.В. Методы теории функций комплексного переменного. — М.: Наука, 1965. — 716 с.

9 ГОСТ 22761-77. Металлы и сплавы. Метод измерения твердости по Бринеллю переносными твердомерами статического действия.

ГОСТ 9013-59 (с изм. № 3, с Поправкой). Металлы. Метод измерения твердости по Роквеллу.

11 Загидулин Р.В., Мужичкий В.Ф., Бизюлев А.Н. К выбору оконной функции при математической обработке измеренного магнитного поля дефекта в ферромагнитном изделии. — Дефектоскопия, 2002, № 6, с.59-64.

Информация о себе : Работаю в нефтегазовой отрасли на должности инженер — дефектоскопист по проведению технической диагностики механо-технологических объектов. Тел: 89613555642, почта [talgat.5@bk.ru](mailto:talgat.5@bk.ru)