

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Болбас, М.М. Проектирование предприятий автомобильного транспорта: учеб. для студентов специальности «Техническая эксплуатация автомобилей» учреждений, обеспечивающих получение высш. образования. – Мн.: Адукацыя і выхаванне, 2004. – 528 с.: ил.
2. Кучур, С.С. Научные исследования и решение инженерных задач: учебн. пособие / С.С. Кучур, М.М. Болбас, В.К. Ярошевич. – Минск: Адукацыя і выхаванне, 2003. – 416 с.: ил.
3. Кудрявцев, Е.М. GPSS-World. Основы имитационного моделирования различных систем. – М.: ДМК Пресс, 2004. – 320 с.: ил. (Серия «Проектирование»).
4. Томашевский, В.Н. Имитационное моделирование в среде GPSS / В.Н. Томашевский, Е.Н. Жданов. – М.: Бестселлер, 2003. – 416 с.: ил.

УДК 621.891.67

Манцевич А.В.

Научный руководитель: к.т.н., доцент Голуб В.М.

ТОРЦОВЫЕ УПЛОТНЕНИЯ ВАЛОВ ГИДРОМАШИН

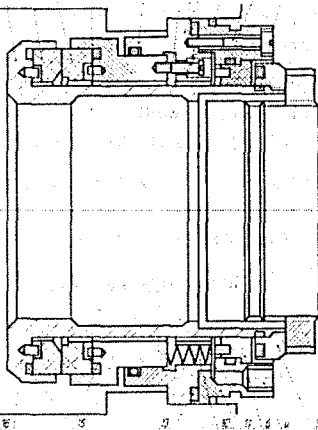
Введение

Эффективность работы насосного оборудования при любом режиме перекачки жидких сред в основном зависит от состояния работы уплотнений. Состояние уплотнений выхода вала из корпуса центробежного насоса определяет ресурс его работы, надёжность и уровень автоматизации насосных станций, возможность перехода на «малолюдную» или «безлюдную» технологию перекачки. Небольшой по размерам узел уплотнения особенно требует пристального внимания,

поскольку разгерметизация насоса может привести к тяжким последствиям, при перекачке пожаро- и взрывоопасных сред, и нанести значительный экономический и социальный ущерб.

С широким развитием трубопроводного транспорта нефти, совершенствования технологии перекачки и технологического оборудования, требования, предъявляемые к уплотнениям насосов, всё время повышаются. Необходимо обеспечить надёжную и длительную работу уплотнений при больших величинах давления перекачки (65 атм. и более), высоких скоростях вращения вала насоса, иногда при вибрации, и наличии механических примесей в перекачиваемой среде [3,6].

Современный период эксплуатации насосов магистральных нефтепроводов характеризуется значительным повышением срока службы уплотнений. Однако общая доля отказов насосов по причине выхода из строя уплотнений остаётся преобладающей, более 30% от общего числа отказов.



- 1 – корпус уплотнения; 2 – втулка вала; 3 – аксиальноподвижная втулка; 6 и 9 – резервная пара трения; 7 и 8 – основная пара трения; 10 – пружины; 11 – корпус резинового уплотнения; 12 – винт крепления; 14 – винт фиксации; 18 – штифт; 4,5,13,15,16 и 17 – резиновые уплотнительные кольца

Рисунок 1 – Торцовое уплотнение УТН-120С

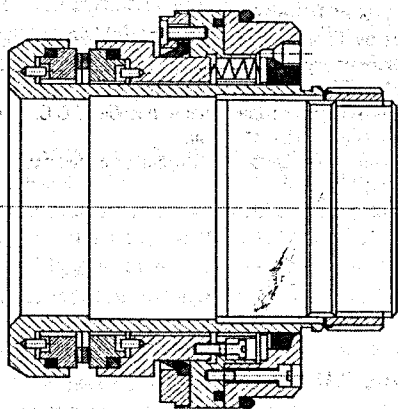


Рисунок 2 – Торцовое уплотнение УТН-120М

Если учесть, что в каждом случае отказы уплотнений требуют экстренной остановки насосного агрегата, а иногда и полностью насосной станции, при этом снижаются объёмы перекачки, то актуальность проблемы повышения надёжности и долговечности уплотнений становится очевидной. Уплотнения постоянно должны совершенствоваться и разрабатываться новые с учётом изменения условий и режимов перекачки.

Торцовому уплотнению с кольцами основной пары трения из силицированного графита присвоен шифр УТН-120С (Рис. 1), а с кольцами основной пары трения из композиционного материала ТМ-1 присвоен шифр УТН-120М (рис. 2).

Гидравлический расчет колец из силицированного графита основной контактной пары трения торцового уплотнения

Условия равновесия осевых сил, приложенных к подвижному в осевом направлении кольцу, при гидродинамическом законе течения жидкости в зазоре определяются как

$$G - R + P_{np} \pm T = W, \quad (1)$$

где $G = p \cdot f$ – усилие от давления уплотняемой среды на гидравлически неуравновешенную площадь контактного кольца, подвижного в осевом направлении; $R = p_{cp} \cdot F$ – расклинивающее усилие, действующее на контакте пары трения; p_{cp} – среднее давление жидкости в торцевой щели; T – сила трения резинового элемента об аксиально-подвижную втулку, в расчётах принимаем $T = 0$; P_{np} – усилие прижатия контактных колец (усилие развиваемое пружинами); $f = \frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)$ – гидравлически неуравновешенная

площадь контактного кольца; $F = \frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)$ – площадь контакта колец пары трения;

W – суммарное усилие нагружения контакта.

Уравнение (1) можно переписать в виде:

$$p \left(\frac{f}{F} - \frac{p_{cp}}{p} \right) + \frac{P_{np}}{F} = \frac{W}{F}, \quad (2)$$

$$p(k - \alpha) + p'_{yo} = p_{yo}, \quad (3)$$

где $k = \frac{f}{F} = \frac{d_2^2 - d_1^2}{d_2^2 - d_1^2}$ – коэффициент гидравлического уравновешивания; $\alpha = \frac{p_{cp}}{p}$ – коэффициент эпюры распределения давления в торцевой щели отклонения от линейного;

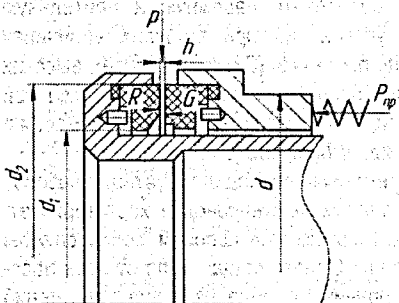


Рисунок 3 – Схема сил, приложенных к контактной паре

$$p'_{\text{ж}} = \frac{P_{\text{пр}}}{F} = \frac{4 \cdot P_{\text{пр}}}{\pi \cdot (d_2^2 - d_1^2)} \text{ — удельное нагружение контакта за счёт усилия пружин;}$$

$p_{\text{ж}}$ — суммарное удельное нагружения контакта колец пары трения.

Геометрические размеры контактных колец: $d_2 = 169 \text{ мм}$; $d_1 = 155 \text{ мм}$; $d = 160 \text{ мм}$; $h = 14 \text{ мм}$.

Определим коэффициенты гидравлического уравнивания колец пары трения

$$k = \frac{d_2^2 - d^2}{d_2^2 - d_1^2} = \frac{169^2 - 160^2}{169^2 - 155^2} = 0,65 \quad (4)$$

Принимаем линейный закон распределения эпюры давления в торцовой щели, тогда $\alpha = 0,5$ [1,5]

Усилие, развиваемое 18-ю пружинами сжатия, при характеристике одной пружины $q = 22,3 \text{ Н}$ (см. чертёж) $P_{\text{пр}} = q \cdot i = 22,3 \cdot 18 = 401,4 \text{ Н}$

Удельное нагружение контакта от усилия пружин

$$F = \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2) = \frac{\pi}{4} (169^2 - 155^2) \cdot 10^{-4} = 35,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \quad p'_{\text{ж}} = \frac{P_{\text{пр}}}{F} = \frac{401,40}{35,6 \cdot 10^{-4}} = 1,12 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Суммарное нагружение контакта колец пар трения при давлении уплотняемой среды 5,5 МПа

$$p_{\text{ж}} = p(k - \alpha) + p'_{\text{ж}} = 5,5 \cdot 10^6 (0,65 - 0,5) + 1,12 \cdot 10^5 = 937 \text{ кПа}$$

Средняя линейная окружная скорость скольжения при частоте вращения вала $n = 3000$ об/мин.

$$v = \frac{\pi \cdot d}{30} \cdot \frac{n}{2} = \frac{\pi \cdot 3000}{30} \cdot \frac{0,162}{2} = 25,4 \text{ м/с} \quad (5)$$

Гидравлический расчёт стальных колец с износостойким покрытием рабочих поверхностей основной контактной пары трения торцового уплотнения

Геометрические размеры контактной пары трения:

$d_2 = 168 \text{ мм}$; $d_1 = 154 \text{ мм}$; $d = 160 \text{ мм}$, высота кольца $h = 14 \text{ мм}$.

Коэффициент гидравлического уравнивания колец контактной пары

$$K = \frac{d_2^2 - d^2}{d_2^2 - d_1^2} = \frac{168^2 - 160^2}{168^2 - 154^2} = 0,58$$

Суммарное нагружение контакта колец пары трения при давлении уплотняемой среды 5,5 МПа по формуле (3)

$$p_{\text{ж}} = 5,5 \cdot 10^6 \cdot (0,58 - 0,5) + 1,12 = 552 \text{ кПа}$$

Средняя линейная окружная скорость скольжения при частоте вращения вала $n = 3000$ об/мин по формуле (5)

$$v = \frac{\pi \cdot 3000}{30} \cdot \frac{0,161}{2} = 25,3 \text{ м/с}$$

Параметр $p_{\text{ж}} \cdot v = 0,552 \cdot 10^6 \cdot 25,3 = 13,9 \frac{\text{МПа} \cdot \text{м}}{\text{с}}$; $[p_{\text{ж}} \cdot v] < 20,0 \frac{\text{МПа} \cdot \text{м}}{\text{с}}$.

Прочностные характеристики контактных колец из силицированного графита

В качестве материалов колец пар трения торцовых уплотнений широкое распространение получили графито-карбидокремневые композиции СГ-М, СГ-П, СГ-Т [5,6]. Эти

материалы получают путём пропитки графита жидким кремнием. Некоторые их свойства приведены в литературе [5, 6].

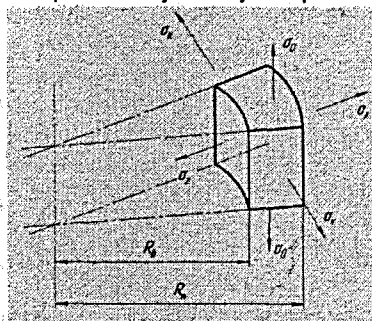


Рисунок 4 – Напряжения в теле контактного кольца

Под действием приложенного внешнего давления p контактное кольцо испытывает [2] (рис. 4). Радиальные напряжения

$$\sigma_r = -p; \quad (6)$$

Кольцевые растягивающие напряжения

$$\sigma_t = p \frac{R_o^2 + R_i^2}{R_o^2 - R_i^2} \left(1 + \frac{R_i^2}{R^2} \right) \quad (7)$$

осевые напряжения от расклинивающего давления на контакте

$$\sigma_o \cong \frac{1}{2} p; \quad (8)$$

На внутренней поверхности контактного кольца при $R = R_i$ кольцевые напряжения достигают максимума

$$\sigma_k = p \frac{R_o^2 + R_i^2}{R_o^2 - R_i^2}; \quad (9)$$

Согласно теории наибольших нормальных напряжений расчёт ведут по максимальному растягивающему напряжению по формуле (9). Условие прочности по этой теории выражается неравенством

$$\sigma_k \leq [\sigma_p] \quad (10)$$

По аналогии, исходя из уравнения прочности труб, работающих под давлением [3,4], определим рабочее давление уплотняемой среды для марок силицированного графита. Уравнение прочности имеет вид

$$npD_1 \leq 2\delta\sigma_1, \quad (11)$$

где δ – толщина стенки кольца; σ_1 – расчётное сопротивление материала кольца [6]

$$\sigma_1 = \sigma_1'' \cdot k_1 \cdot m_1 \cdot m_2, \quad (12)$$

где σ_1'' – нормальное сопротивление растяжения, равное пределу прочности; $k_1 = 0,8$ – коэффициент однородности материала; $m_1 = 0,8$ – коэффициент условий работы материала при разрыве; $m_2 = 0,75$ – коэффициент условий эксплуатации; $n = 1,5$ – коэффициент перегрузки, значение которого принято с учётом пульсаций давления и динамической нагрузки контактного кольца; p – рабочее давление в камере уплотнения.

Из формулы (11) находим допустимое рабочее давление

$$p_{\text{дон}} \leq \frac{2\delta\sigma_1}{nD_1} \quad (13)$$

Для колец торцового уплотнения УТН-120С из силицированного графита СГ-М

$$p_{\text{дон}} = \frac{2 \cdot 0,0155 \cdot 30 \cdot 0,8 \cdot 0,8 \cdot 0,75}{1,5 \cdot 0,14} = 2,1 \text{ МПа};$$

Для колец из силицированного графита СГ-П, $p_{\text{дон}} = 2,83 \text{ МПа}$;

Для колец из силицированного графита СГ-Т, $p_{\text{дон}} = 3,58 \text{ МПа}$.

Расчёт гидравлических параметров резервной пары трения

Геометрические размеры контактной пары трения: $d_2 = 151 \text{ мм}$; $d_1 = 143 \text{ мм}$; $d = 147,5 \text{ мм}$.

Подвод уплотняемой среды внутренним. Тогда

$$K = \frac{d^2 - d_1^2}{d_2^2 - d_1^2} = \frac{147,5^2 - 143^2}{151^2 - 143^2} = 0,55$$

При давлении уплотняемой среды $p=5,5$ МПа удельная нагрузка на контакт составит

$$p_{\text{уд}} = p(k - 0,5) = 5,5 \cdot 10^6 \cdot (0,55 - 0,5) = 275 \text{ кПа},$$

т.е. усилие достаточное только для закрытия стыка.

Расчёт резьбы роторной гайки, крепящей гильзу вала на прочность

Роторная гайка, крепящая гильзу уплотнения на валу, испытывает напряжение смятия и среза резьбы от усилия, создаваемого давлением среды на торцовое уплотнение.

На уплотнение действует осевая сила

$$F = p \cdot S = 6,5 \cdot 86,5 = 5,62 \cdot 10^4 \text{ Н},$$

где p – давление среды в камере уплотнения, принимаем равным давлению перекачки, $p = 6,5$ МПа;

S – площадь гильзы, на которую действует в осевом направлении среда с давлением p .

$$S = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) = \frac{\pi}{4} (162^2 - 125^2) = 86,5 \text{ см}^2,$$

где D_1 – внутренний диаметр гильзы вала с учётом уплотнительного резинового кольца;

D_2 – средний диаметр контакта колец пар трения.

Условие прочности резьбы по напряжениям среза [2, 4].

$$\tau = \frac{F}{m d_1 H k K_m} \leq [\tau],$$

где H – высота навинченной части гайки. $H = 15$ мм; k – коэффициент полноты резьбы, $k = 0,87$; K_m – коэффициент неравномерности нагрузки по виткам, $K_m = 0,6$; d_1 – внутренний диаметр резьбы гайки, $d_1 = 117,8$ мм для стали 40ХН; $[\tau] = 0,2 + 0,3\sigma = 0,2 \cdot 650 = 70$ МПа [6], тогда напряжения среза резьбы

$$\tau = \frac{5,62 \cdot 10^4}{\pi \cdot 117,8 \cdot 15 \cdot 10^{-6} \cdot 0,87 \cdot 0,6} = 20 \text{ МПа} < [\tau]$$
$$\tau < [\tau]$$

Условие износостойкости ходовой резьбы по напряжениям смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{m d_2 h z} < [\sigma_{\text{см}}],$$

где $z = \frac{H}{p} = \frac{15}{2} = 7,5$ $p=2$, шаг резьбы; h – высота резьбового витка,

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{5,62 \cdot 10^4}{\pi \cdot (120 \cdot 1,08) \cdot 10^{-6} \cdot 7,5} = 190 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}]$$

Для стали 40ХН $[\sigma_{\text{см}}] = 0,86 \cdot \sigma_t = 0,8 \cdot 650 = 520$ МПа, [4].

Прочность резьбового крепления обеспечена

Вывод. Исходя из приведённых расчётов видно, что торцовые уплотнения с контактными кольцами из силицированного графита СГ-Т при внутреннем подводе следует применять при давлении уплотняемой среды в камерах уплотнений насосов не более 3,5 МПа. В случае применения силицированного графита СГ-П и СГ-М это давление

должно быть снижено. Для торцовых уплотнений на высокое давление необходимо применение материалов контактных колец, обладающих высокими прочностными характеристиками. К ним следует отнести кольца из хромоникелевых сталей, на контактные поверхности которых нанесен износостойкий слой из композиционных порошковых смесей.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Майер, Э. Торцовые уплотнения. – М.: Машиностроение, 1978.
2. Федосеев, В.И. Сопротивление материалов. – М.: Наука, 1974.
3. Транспорт и хранение нефти и газа / Н.И. Тугунов [и др.]. – М.: Недра, 1975.
4. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. – М.: Машиностроение, 1980. – Т.1.
5. Голубев, Г.А. Контактные уплотнения вращающихся валов / Г.А. Голубев, Г.М. Кукин, Г.Е. Лазарев, А.В. Чивчинадзе. – М.: Машиностроение, 1976.
6. Харламенко, В.И. Эксплуатация насосов магистральных нефтепродуктопроводов / В.И. Харламенко, М.В. Голуб. – М.: Недра, 1978.

УДК 678.027.3

Медведев Т.А., Сушков Д.А.

Научные руководители: доцент Веремейчик А.И., профессор Сазонов М.И.

ОСОБЕННОСТИ ПОВЕРХНОСТНОГО ПЛАЗМЕННОГО УПРОЧНЕНИЯ СТАЛЕЙ

Введение

Генераторы низкотемпературной плазмы – плазмотроны, находят все более широкое применение в различных технологических процессах. Внедрение высококонцентрированных источников нагрева таких, как лазерный и электронный лучи, плазменная струя позволяют осуществить экономию материальных и трудовых ресурсов. Исследования и практика промышленного применения показали, что плазменный источник нагрева не только эффективно применяется наряду с лазерным и электронно-лучевыми источниками, но в некоторых процессах экономически более обоснован.

Одним из процессов, где применяются источники с высокой плотностью энергии, является поверхностное упрочнение. За счет быстрого концентрированного нагрева поверхности изделия и отвода тепла внутрь материала происходят термические фазовые и структурные превращения. В результате эксплуатационные характеристики изделия повышаются в несколько раз. Особенно целесообразна и актуальна разработка таких процессов для повышения эксплуатационных свойств изделий из дорогостоящих нержавеющей сталей.

Экспериментальная установка и методика исследований

Плазменная установка состоит из типового силового источника электропитания, плазмотрона постоянного тока, устройства поджига дуги, систем газо- и водоснабжения, манипуляторов перемещения плазмотрона и образцов.

Исследования проводили с применением плазмотрона удельной мощности $2,5 \cdot 10^7 - 6,0 \cdot 10^7$ Вт/м². В экспериментах использовали образцы из нержавеющей стали 14X17N2.

Микростроение металла в зоне плазменного воздействия изучали металлографическим способом с помощью приборной системы НЕОРНОТ-21. Микротвердость по глубине зоны воздействия плазменной дуги определяли по Виккерсу с использованием на-