

При этом сама зависимость $A_{ш1}(\alpha)$ (рис. 6), а также отношение площади «толкающей» поверхности цилиндра $A_{ц}$ к площади «сопротивления» шнека $A_{ш1}$ (рис. 7), являются пологими функциями, заметно изменяющимися в диапазоне $0-15^\circ$, менее заметно в диапазоне $15-20^\circ$ и почти не зависимыми от α в диапазоне от 20 до 30° . Таким образом, при проектировании новых типоразмеров шнеков можно рекомендовать назначать угол наклона образующей гребня витка в диапазоне $20-30^\circ$. Шнек с прямоугольным сечением витка имеет меньшую работоспособность, чем с трапецидальным.

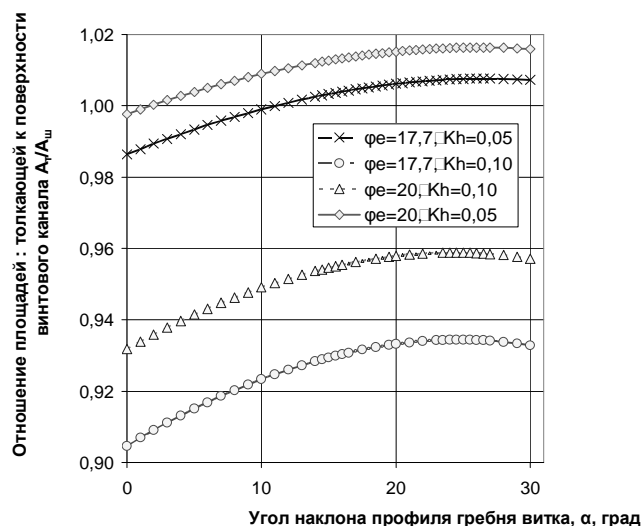


Рис. 7. Зависимость отношения «толкающей» площади цилиндра к площади «сопротивления» винтового канала шнека $\eta=A_{ц}/A_{ш1}$ от угла наклона профиля витка α при $K_b=0,1$

Заключение. Изучено влияние угла наклона образующей гребня витка и угла подъема винтовой линии для шнеков с трапецидальной формой сечения витка на транспортирующую способность. Установлены оптимальные значения этих параметров с позиций обеспечения работоспособности для случая наиболее неблагоприятного соотношения удельных сил трения по шнеку и цилиндру.

Обозначения

D_e – внешний диаметр шнека в зоне загрузки; D – диаметр шнека в зоне выхода материала; L – длина нарезной части шнека; F_{fp} – положительная сила трения, действующая на поверхности контакта перерабатываемого материала с цилиндром экструдера; F_{fn} – отрицательная сила трения, действующая на рабочей поверхности вин-

тового канала шнека; t – шаг винтовой нарезки; B_e – ширина гребня витка; h – высота гребня витка; α – угол наклона при вершине гребня; L_e – ширина межвиткового пространства; D_i – диаметр сердечника шнека; D_m – средний диаметр шнека; A – полезная площадь осевого сечения винтового канала шнека; η – отношение полезной площади к длине образующей; K_t – коэффициент шага витка; K_B – коэффициент ширины гребня витка; K_h – коэффициент глубины нарезки канала.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Шаповалов, В.М. Технология переработки высоконаполненных композитов: под общ. ред. Ю.М. Плескачевского / В.М. Шаповалов, В.Г. Барсуков, Б.И. Купчинов – Гомель: ИММС НАНБ, 2000. – 260 с.
2. Roman Hejft. Gisljeniowa aglomeracja materialow roslinnych. Bialystok: Politechnika Bialostocka, Instytut technologii Eksploatacji w Radomiu. 2002. – 260 s.
3. Переработка пластмасс / Шварц О., Эбелинг Ф.-В., Фурт Б. // Под общ. ред. А.Д. Паняматченко. – СПб.: Профессия, 2005. – 320 с.
4. Грахольская, Е.В. Параметры контактного взаимодействия деталей исполнительного механизма в одночервячных экструдерах с усиленным сердечником при отсутствии материала в межвитковой зоне / Е.В. Грахольская, В.Г. Барсуков // Вестник БрГТУ. – 2007. – №4 (46): Машиностроение – С. 69–75.
5. Грахольская, Е.В. Модернизированные конструкции экструзионных машин для переработки полимерных материалов / Е.В. Грахольская, В.Г. Барсуков, А.И. Свириденко // Материалы, технологии, инструменты – 2007. – Т. 12. – № 3. – С. 84–90.
6. Грузнов, Г.Ф. Машины для переработки пластических масс. – М.: Машиностроение, 1966. – 225 с.
7. Завгородний, В.К. Оборудование предприятий по переработке пластмасс / В.К. Завгородний, Э.Л. Калинин, Е.Г. Махаринский – Л.: Химия, 1972. – 463 с.
8. Басов, Н.И. Расчет и конструирование оборудования для производства и переработки полимерных материалов / Н.И. Басов, Ю.В. Казанков, В.А. Любартович – М.: Химия, 1986 – 488 с.
9. Теплофизические и реологические характеристики и коэффициенты трения наполненных термопластов: справочник / В.А. Пахаренко, В.Г. Зверлин, В.П. Привалко [и др.] – Киев: Наукова думка, 1983. – 280 с.
10. Барсуков, В.Г. Технологическое трение при экструзии композитов / В.Г. Барсуков, А.И. Свириденко – Гродно: ГрГУ, 1998. – 201 с.
11. Mroz Z., Stupkiewicz S. Constitutive model of adhesive and ploughing friction in metal-forming process // Int. J.Mech.Sci. 1998. – Vol. 40. – № 2–3. P. 281–303.
12. Коликов, П.И. Новые процессы деформации металлов и сплавов / П.И. Коликов, А.В. Полухин, А.П. Крупин [и др.] – М.: Высшая школа, 1986. – 88 с.

Материал поступил в редакцию 14.10.09

BARSUKOV V.G., GRAHOLSKAJA E.V., VOLK O.S. The influence of the channel turn angle on extruder screw work ability

The influence of the shape and sizes of the channel turn and helix angle on extruder screw work ability is investigated. The optimal parameters for the efficiency in the most work ability unfavorable ratio of the specific friction forces acting on the screw and cylinder are established.

УДК 621.891.67

Голуб В.М., Голуб М.В.

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИЗГОТОВЛЕНИЕ И ИСПЫТАНИЯ ТОРЦОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ

Введение. Работа контактных уплотнений торцового типа характеризуется режимом трения основного его элемента – пары трения, смазка которой осуществляется перекачиваемой средой. Перекачиваемая по трубопроводам нефть в полной мере не отвечает требованиям, предъявляемым к смазкам узлов трения. Так, нефть, обладая сравнительно хорошей маслянистостью, содержит различ-

ные механические примеси, в виде абразивных частиц, песка и твердых химических соединений. В нефти содержится пластовая вода, сераорганические и хлороорганические соединения, сопутствующие газы (азот, сероводород, углекислый газ и др.).

При промывке резервуаров и очистке трубопроводов содержание механических примесей в нефти возрастает и доходит до 0,1% и более.

Голуб Владимир Михайлович, к.т.н., доцент кафедры машиноведения Брестского государственного технического университета.

Голуб Михаил Владимирович, д.т.н., профессор кафедры машиноведения Брестского государственного технического университета.

Беларусь, БрГТУ, 224023, г. Брест, ул. Московская, 267.

Попадая в контакт уплотнения механические частицы царапают рабочие поверхности, нарушают их геометрию и герметичность. Интенсивному абразивному износу подвергаются кольца пары трения. Под действием механических примесей изнашиваются и уплотнительные резиновые кольца аксиально-подвижного узла уплотнения, а также места их сопряжения. Механические частицы, попадающие под резиновое уплотнительное кольцо втулки, истирают его. В месте контакта резинового кольца и корпуса уплотнения образуется выработка. Резиновые кольца из некоторых сортов резиновых смесей разбухают в нефти и заклинивают аксиально-подвижную втулку, а при повышенных температурах резиновые кольца деформируются [1].

Пластовые воды, находящиеся в нефти, вызывают коррозию деталей уплотнения. Их коррозионное влияние зависит от концентрации водородных ионов и возрастает с увеличением количества растворимых в воде газов, особенно сероводорода.

Минеральные соли содержатся как в воде, диспергированной в нефти, так и в высокомолекулярных компонентах нефти. Минеральные соли отлагаются на горячих поверхностях уплотнений, образуя прочные корки. Парафины и смолы отлагаются в камерах и полостях уплотнения, где расположены пружины и, затвердевая, нарушают подвижность аксиально-подвижного узла уплотнения.

Технически чистая вода, перекачиваемая водяными насосами, не обладает хорошей смазочной способностью, а наличие свободного кислорода и хлора приводит к коррозии деталей уплотнения.

Требования к конструкции торцовых уплотнений валов нефтяных и водяных насосов. Важными факторами, определяющими конструктивные особенности торцовых уплотнений валов нефтяных и водяных насосов, являются:

- физико-химические свойства уплотняемой среды, ее абразивность и температура;
- давление уплотняемой среды;
- диаметр вала насоса в месте его уплотнения;
- частота вращения вала и скорость скольжения контактной пары трения;
- наличие вибрации корпуса уплотнения.

При высоких давлениях уплотняемой среды (более 2,5 МПа) торцовые уплотнения должны быть гидравлически разгруженными. Коэффициент гидравлической разгрузки K должен находиться в пределах:

$$0,55 < K = \frac{D_2^2 - d^2}{D_2^2 - D_1^2} < 0,6,$$

где D_1 – внутренний диаметр контактного пояса;

D_2 – наружный диаметр контактного пояса;

d – диаметр аксиально-подвижной втулки (диаметр подвижного соединения, где установлен вторичный уплотнительный элемент).

На насосах магистральных нефтепроводов, с давлением перекачки нефти $p = 6,5$ МПа на выходе насосной станции, максимальное давление в камере торцового уплотнения третьего последнего насосного агрегата составляет порядка $p_y = 4,5$ МПа.

Под действием перепада давления, усилия пружин и реакции опор, кольца пары трения деформируются. Значительные деформации получают кольца, изготовленные из материалов с малыми модулями упругости (графитопласты, фторопласты, пластмассы, бронзы, алюминий). Деформации кольца вызывает угловой сдвиг контактной поверхности с раскрытием стыка. Существенное влияние на величину деформации колец оказывает изменение температуры на контакте пары трения.

При проектировании торцового уплотнения необходимо свести к нулю угловую деформацию контактных колец. Этого можно добиться путем выбора материала, формы сечения контактного кольца и выбора места установки резинового уплотнительного кольца. Контактные кольца следует выполнять из материалов с высоким коэффициентом жесткости и высокой износостойкостью трущихся поверхностей. Таким требованиям отвечают кольца контактные, изго-

товленные из конструкционных сталей. Кольца контактные должны быть взаимозаменяемыми. Установка контактных колец в аксиально-подвижную втулку и гильзу вала на резиновых кольцах устраняет перекося при вращении и обеспечивает их виброустойчивость.

Учитывая определенную агрессивность уплотняемой среды, детали уплотнения, в том числе корпусные и пружины, необходимо изготавливать из конструкционных нержавеющей сталей, уплотнительные элементы сопрягаемых деталей из маслостойких резиновых смесей на основе фтористого каучука СКФ-32 и им подобных. К ним относятся насыщенные фтором скользкие резины ИРП-1225 и ИРП-1375. Диаметр сечения резинового кольца для герметизации аксиально-подвижного сопряжения, с целью обеспечения плотного контакта, должен быть не менее $d_0 = 5$ мм. Величина натяга в сопряжении резинового кольца 0,25–0,30 мм на диаметр. Внутренний диаметр резинового кольца при посадке в канавку (на вал) принимать на 4–6 мм меньше диаметра канавки (вала).

Высокие требования предъявляются к шероховатости поверхностей, по которым контактирует резиновое уплотнительное кольцо. Шероховатость обработанной поверхности не должна превышать $Ra \leq 1,25$ мкм.

Зазор в сопряжении между аксиально-подвижной втулкой и корпусом должен обеспечить свободное перемещение втулки даже при перекосах и находиться в пределах $\delta = 0,2-0,3$ мм.

В конструкции уплотнения аксиально-подвижный узел следует принимать не вращающимся, с пружинами, вынесенными из уплотняемой среды. Линейная скорость скольжения ограничивается трибологическими характеристиками материалов колец пары трения. Важную роль играет высокая износостойкость материалов колец пары трения особенно при уплотнении абразивосодержащих сред с плохой смазочной способностью.

Материалы колец пар трения торцовых уплотнений должны быть коррозионностойкими к уплотняемым средам, термостойкими в рабочем диапазоне температур, обладать достаточной прочностью и жесткостью при рабочих давлениях уплотняемой среды. Сочетания материалов пары трения должны обеспечивать хорошие антифрикционные характеристики. Кратковременная работа при дефиците смазки не должна выводить уплотнения из строя [2].

Используются, применительно к маловязким жидкостям с хорошей смазочной способностью, пары трения, одно кольцо которых изготовлено из стали, чугуна, керамики или твердых сплавов, а другое – из углеграфитовых материалов и бронз.

В качестве одноименных материалов колец пар трения торцовых уплотнений водяных и нефтяных насосов следует применять, исходя из выполненных исследований, силицированные углеграфиты и износостойкие покрытия рабочих поверхностей на основе разнородных порошков карбида вольфрама и медьсодержащей матричной связки [3]. Однако нужно учитывать, что силицированный углеграфит – это хрупкий материал, не выдерживающий динамических нагрузок. В этом случае механические абразивные частицы, попадая в контакт пары трения, не вызывают существенного нарушения геометрии поверхностей. Это обеспечивается их тщательной обработкой. Кольца пар трения изготавливают путем механической обработки на металлорежущих станках с доводкой рабочих поверхностей путем шлифования и притирки. Кольца с износостойкими покрытиями из твердых материалов шлифуют кругами типа "КЗ" или алмазными кругами. Доводка выполняется на притирочных станках алмазными пастами различной зернистости.

Шероховатость контактных поверхностей не должна превышать $Ra 0,16...0,32$, а отклонение от плоскостности должно быть в пределах 0,06–0,1 мкм.

Ширина контактного пояса должна находиться в пределах $L = 3,0...6,0$ мм в зависимости от диаметра вала насоса. Чем ниже давление и меньше диаметр вала насоса, тем уже может быть выполнен контактный пояс.

Разработка конструкции торцового уплотнения валов водяных и нефтяных насосов. Торцовое уплотнение разработано с учетом предъявляемых требований.

Торцовое уплотнение (рис. 1) состоит из: контактных взаимозаменяемых колец 1 пары трения; гильзы вала 2; аксиально-подвижной втулки 3; корпуса уплотнения 4; регулировочной гайки 5; штифтов 6 и винтов 7, для фиксации аксиально-подвижного узла от проворота; пружин 8; уплотнительных колец 9, 10, 11 и 12. На рабочие поверхности контактных колец нанесен износостойкий слой из композиционного материала на основе разнозернистых порошков карбида вольфрама и медьсодержащей матричной связки.

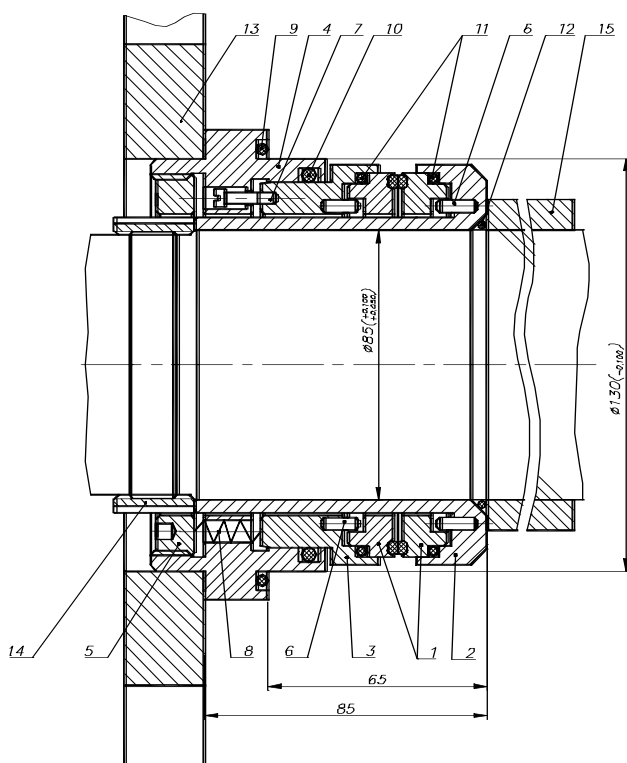


Рис. 1. Торцовое уплотнение валов насосов типа "Д" и "НМ"

Контактные кольца 1 установлены в гильзе вала 2 и втулке 3 на резиновых уплотнительных кольцах 11 и удерживаются от проворота штифтами 6. Аксиально-подвижная втулка относительно корпуса 4 уплотнения фиксируется от проворота винтом 7 и в осевом направлении поджимается пружинами 8, расположенными в отверстиях корпуса по среднему диаметру аксиально-подвижной втулки. Уплотнения по корпусу насоса и аксиально-подвижной втулке и валу выполнены резиновыми кольцами круглого сечения 9, 10 и 12. Уплотнение крепится на корпусе насоса нажимным фланцем 13, а по валу – гайкой 14. Величина предельного нагружения контакта устанавливается регулировочной гайкой 5 и дистанционной втулкой 15.

Стандовые и промышленные испытания торцового уплотнения. Были изготовлены образцы торцовых уплотнений, которые прошли испытания на обкаточных стендах и в промышленных условиях.

Испытания торцовых уплотнений на стендах проводились в два этапа: статической опрессовки и при вращении вала в условиях близких к их работе на насосах.

В качестве рабочей среды при испытании торцовых уплотнений на стенде применялось масло индустриальное И-30.

Торцовое уплотнение устанавливалось в испытательную головку стенда. В рабочую камеру подавалось масло под давлением 0,5 МПа. Уплотнение проверялось на герметичность в течение 2–5 минут. В процессе опрессовки вал проворачивали вручную. При отсутствии утечки давление поднималось до 8,0 МПа и 5 минут велось наблюдение. В течение этого времени давление не изменялось и видимой утечки не отмечалось. Затем давление снижали до 0,5 МПа и включали стенд в работу. Поднимая давление до 2,5 МПа измеряли в течение одного часа объемную утечку масла через торцовое уплотнение. Утечка в начальный период составляла 50–30 см³/ч и к концу испытаний становилась практически нулевой.

Затем, без отключения стенда, давление масла поднимали до 5,0 МПа и проводили обкатку уплотнения в течение двух часов. Величина утечки не изменилась и составила не более 30 см³/ч.

После обкатки стенд выключали. Устанавливали давление 2,5 МПа и выполняли пуски и остановки стенда до десяти раз. Режим работы торцового уплотнения не изменился.

Промышленные испытания проведены на насосе Д-1250-65 насосной станции второго подъема ПО "Минскводоканал". Данный насос подает питьевую воду в городскую сеть водоснабжения. После установки уплотнения были опрессованы, и насос введен в эксплуатацию. Торцовые уплотнения находятся в эксплуатации более трех лет. За этот период не отмечалось ни одного отказа насосного агрегата. Насос периодически останавливался и включался в работу. При давлении в корпусе насоса 0,8 МПа утечки через уплотнение не отмечено.

Наработка уплотнения за период эксплуатации составила 4281 час. Уплотнения находятся в дальнейшей эксплуатации.

Сократились затраты на эксплуатацию и ремонт насоса. Улучшились условия работы обслуживающего персонала.

Заключение. На основе выполненных рекомендаций разработана конструкция торцового уплотнения вала насоса Д-1250-65. Проведены стендовые и промышленные испытания уплотнений. В промышленных условиях уплотнения показали высокие надежность и долговечность. Улучшились условия работы обслуживающего персонала, сократились затраты на эксплуатацию и ремонт насосного агрегата.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Харламенко, В.И. Эксплуатации насосов магистральных нефтепродуктопроводов / В.И. Харламенко, М.В. Голуб – М.: Недра, 1978 г. – 231 с.
2. Голуб, М.В. Износостойкие композиционные материалы на основе карбида вольфрама, меди и никеля // В кн.: Долговечность трущихся деталей машин. – М.: Машиностроение, 1985 г. – Вып. 1. – С. 217–234.
3. Голуб, В.М. Опыт эксплуатации торцовых уплотнений насосов магистральных нефтепроводов / В.М. Голуб, М.В. Голуб // Вестник БрГТУ – 2003. №4 (22) Машиностроение – С. 27–30.

Материал поступил в редакцию 28.09.09

GOLUB V.M., GOLUB M.V. Designing, manufacturing and tests of face condensation

On the basis of the experience, saved by the authors, of designing, manufacturing and operation of face condensation some recommendations for manufacture of condensation of shaft of petroleum and water pumps are considered. Are given the description of a design of face condensation of the pump D-1250-65, and also results of his test on the stand and in industrial conditions.