

На правах рукописи

МИХЕЕВ АНДРЕЙ ЮРЬЕВИЧ

**ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И ПОВЫШЕНИЕ
НАДЕЖНОСТИ НАСОСОВ ПЕРИСТАЛЬТИЧЕСКОГО
ПРИНЦИПА ДЕЙСТВИЯ**

Специальность 05.02.13 – “Машины, агрегаты и процессы”

(Нефтегазовая отрасль)

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Уфа – 2004

Работа выполнена на кафедре «Нефтегазопромысловое оборудование» Уфимского государственного нефтяного технического университета.

Научный руководитель доктор технических наук, профессор
Султанов Байрак Закиевич.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
старший научный сотрудник
Бажайкин Станислав Георгиевич;

кандидат технических наук
Габдрахимов Наиль Мавлитзянович.

Ведущая организация ООО НГДУ «Уфанефть».

Защита состоится "21" декабря 2004 года в 10-00 на заседании диссертационного совета Д 212.289.05 при Уфимском государственном нефтяном техническом университете по адресу: 450062, Республика Башкортостан, г. Уфа, ул. Космонавтов, 1.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Уфимского государственного нефтяного технического университета.

Автореферат разослан "19" ноября 2004 года.

Ученый секретарь
диссертационного совета

Ибрагимов И.Г.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы

В настоящее время существует большое многообразие конструкций насосов, однако несмотря на это имеется ряд веществ, перекачка которых традиционными средствами в ряде случаев неэффективна, сопряжена с дополнительными затратами или различного рода сложностями. К таким веществам относятся высоковязкие, абразивосодержащие, химически активные, газонасыщенные, токсичные, летучие, радиоактивные, содержащие большое количество твердой фазы, волокнистых включений и др.

В нефтяной промышленности, в частности, актуальными являются проблемы, связанные с перекачиванием различного рода шламов, в том числе нефтесодержащих, из резервуаров и отстойников, перекачиванием высоковязких нефтепродуктов, дозированной подачей вредных или химически активных реагентов в различных технологических процессах, сбором разлитых нефтепродуктов с поверхности земли или воды и т.д.

Для решения подобных задач во многих странах мира начинают получать все большее распространение перистальтические насосы, которые, по данным internet-источников, представляют собой самый быстроразвивающийся тип современных насосов. Данные насосы отличаются простотой и имеют целый ряд преимуществ, позволяющих применять их для перекачивания практически любых веществ. При этом они полностью герметичны, что особенно важно, учитывая постоянно повышающиеся международные экологические стандарты.

Широкому распространению перистальтических насосов в нефтяной промышленности мешает низкий ресурс их рабочего органа. При этом большинство современных перистальтических насосов изготавливаются по одной конструктивной схеме, что накладывает ограничения по их дальнейшей модернизации. Методом увеличения надежности перистальтического насоса является применение принципиально новой конструктивной схемы его исполнения, а также выбор оптимального режима его эксплуа-

тации, при которых будут обеспечены максимально благоприятные условия нагружения его рабочего органа.

Создание перистальтического насоса повышенной надежности может способствовать его широкому распространению в нефтяной промышленности для решения широкого спектра задач.

Цель работы

Повышение надежности перистальтического шлангового насоса, разработка методов его расчета, а также исследование его рабочих параметров на натурном образце в лабораторных условиях.

Задачи исследований

1. Анализ известных конструкций перистальтических насосов.
2. Разработка теоретических методов расчета перистальтических шланговых насосов при полном и неполном сжатии шланга выжимными элементами.
3. Создание натурального образца перистальтического шлангового насоса для проведения испытаний.
4. Разработка усовершенствованной конструкции перистальтического шлангового насоса с повышенным ресурсом работы эластичного шланга.
5. Проведение лабораторных исследований рабочих характеристик двух конструкций перистальтического шлангового насоса и сопоставление полученных данных с теоретическими результатами.

Методы решения поставленных задач

Поставленные в диссертационной работе задачи решались путем проведения теоретических исследований, а также экспериментальных исследований на натурном образце перистальтического шлангового насоса в лабораторных условиях.

Научная новизна

1. Установлено, что повышение ресурса работы перистальтического шлангового насоса может быть обеспечено за счет снижения частоты циклов нагружения и амплитуды относительной деформации шланга выжимными элементами, а также за счет обеспечения режима его нагружения, максимально приближенного к гармоническому. При этом снижение количества выжимных роликов в насосе до одного, эксплуатация насоса при

неполном сжатии шланга, а также внесение в конструкцию насоса дополнительного элемента в виде эксцентричного выжимного цилиндра, расположенного между шлангом и выжимным роликом, может привести к увеличению ресурса работы насоса в два и более раза.

2. Получены аналитические формулы, связывающие подачу перистальтического шлангового насоса с его геометрическими параметрами, создаваемым перепадом давления, частотой вращения ротора, зазором в шланге, количеством витков шланга и количеством выжимных элементов. Установлено, что в случае эксплуатации насоса при неполном сжатии шланга развиваемое насосом давление связано с его подачей параболической зависимостью, при этом увеличение количества витков шланга приводит к пропорциональному увеличению развиваемого давления.

Основные защищаемые положения

1. Методы увеличения ресурса работы эластичного шланга в перистальтическом шланговом насосе.
2. Методы определения рабочих параметров перистальтического шлангового насоса.
3. Методы оценки ресурса и определения оптимального сжатия шланга перистальтического шлангового насоса.

Практическая ценность

Разработаны методы расчета рабочих параметров перистальтического шлангового насоса, а также методы сравнительной оценки ресурса работы шланга в насосе и оценки оптимального зазора в шланге на основе теоретических и экспериментальных данных. Разработанные расчетные методы могут применяться при проектировании насосов данного типа.

Разработан и изготовлен перистальтический шланговый насос усовершенствованной конструкции, натурный образец которого, оформленный в виде лабораторного стенда, используется в учебном процессе УГНТУ при проведении практических и лабораторных занятий студентами специальности 17.02.00 «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов».

Апробация работы

Основные положения работы докладывались на следующих конференциях: Международной научно-практической конференции «Актуаль-

ные проблемы Волго-Уральской нефтегазоносной провинции» (г. Уфа, УГНТУ, 2001 г.); Всероссийской научно-методической конференции «Передовые концепции механического образования в технических и технологических университетах по реализации государственных образовательных стандартов» (г. Уфа, УГНТУ, 2002 г.); 53-й научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых (г. Уфа, УГНТУ, 2002 г.); научно-практической конференции «Повышение эффективности разработки нефтяных месторождений республики Башкортостан» (г. Уфа, Башнипнефть, 2002 г.); 54-й научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых (г. Уфа, УГНТУ, 2003 г.); II Всероссийской учебно-научно-методической конференции «Реализации государственных образовательных стандартов при подготовке инженеров-механиков: Проблемы и перспективы» (г. Уфа, УГНТУ, 2003 г.).

Объем и структура работы

Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, основных выводов, списка использованных источников из 82 наименований. Работа содержит 152 страницы, включая 78 рисунков, 8 таблиц, а также 2 приложения.

Автор выражает благодарность коллективу преподавателей кафедры нефтегазопромыслового оборудования Уфимского государственного нефтяного технического университета, а также Ихсанову Д.Ф. за оказанную помощь при проведении диссертационных работ.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность работы, поставлены цель и основные задачи исследований, сформулирована научная новизна проведенных исследований и их практическая ценность.

В первой главе приведены результаты анализа известных конструкций перистальтических насосов.

Перистальтический насос представляет собой машину, работа которой основана на принципе перистальтики. Перистальтика – волнообразное сокращение полых трубчатых органов, способствующее передвижению их содержимого в определенном направлении.

Основным элементом перистальтического насоса является рабочий орган, представляющий собой упругий элемент, имеющий, как правило, трубчатую форму, по которому перекачиваемое вещество продавливается в сторону нагнетания с помощью выжимных элементов. При этом всасывание перекачиваемого вещества осуществляется за счет восстановления упругим рабочим органом своей изначальной формы.

На основании литературного обзора разработана классификация перистальтических насосов по конструктивным признакам. Показаны достоинства и недостатки известных конструктивных схем исполнения перистальтических насосов.

Установлено, что в мировой практике наибольшее распространение получили перистальтические насосы, в которых в качестве рабочего органа применяется эластичный шланг, расположенный U – образно в корпусе насоса. Для продавливания перекачиваемого вещества по шлангу применяются, как правило, два или три выжимных элемента, в качестве которых применяются свободно вращающиеся ролики или специальные башмаки, перемещающиеся по шлангу с трением скольжения в среде жидкой смазки.

Перистальтические шланговые насосы по сравнению с традиционными типами насосов имеют ряд преимуществ, к которым относятся:

- Полная герметичность, отсутствие уплотнений.
- Самовсасывание до 9 м вод. ст. без предварительной заливки.
- Возможность перекачивания практически любых химически активных сред (определяется материалом шланга).
- Возможность перекачивания сред с большим содержанием твердых и абразивных частиц, а также волокнистых включений.
- Стабильная работа с газонасыщенными и высоковязкими средами.
- Возможность длительной работы при отсутствии жидкости в насосе.
- Возможность реверсивной работы.
- Гладкая проточная часть, отсутствие клапанов, карманов. Отсутствие контакта перекачиваемого вещества с движущимися частями насоса.

В настоящее время во многих развитых странах перистальтические шланговые насосы выпускаются рядом фирм: PCM Pompes, Crucial, Watson-Marlow и др. Производимые ими насосы широко применяются во многих областях промышленности, и в частности применяются для откачки вязких, коррозионно-активных и загрязненных сред из резервуаров и отстойников, для сбора разлитых нефтепродуктов, для перекачивания бурового раствора и строительных цементных смесей, применяются в качестве насосов-дозаторов в различных технологических процессах и т.д.

Основным недостатком существующих перистальтических шланговых насосов является низкий ресурс работы применяемого эластичного шланга, который составляет, как правило, не более 2000 часов.

Ресурс работы шланга определяется стойкостью его материала к воздействию выжимных элементов и перекачиваемой среды, а также определяется условиями его нагружения, которые зависят от конструкции насоса. Поэтому при применении существующих шлангов единственным способом увеличения ресурса их работы является применение принципиально новой конструкции насоса, способной обеспечить благоприятные условия их нагружения.

Во второй главе приводятся аналитические исследования работы перистальтического шлангового насоса для случаев его эксплуатации при полном и неполном сжатии шланга выжимными элементами. Приводятся принципы расчета основных параметров насоса и оценки ресурса работы эластичного шланга.

Рассматривается насос конструкции УГНТУ, в котором эластичный шланг располагается в виде спирали на цилиндрическом барабане. Для продавливания перекачиваемого вещества по шлангу в данном насосе применяется один цилиндрический ролик (или несколько роликов). Проводится сравнительный анализ насоса со спиральным расположением шланга и насоса наиболее распространенной конструкции с U – образным

расположением шланга, в котором продавливание перекачиваемого вещества осуществляется посредством двух роликов.

В случае эксплуатации насоса при полном сжатии шланга выжимными элементами его подача не зависит от создаваемого давления, а зависит только от объема витка шланга и частоты вращения ротора:

$$Q = \frac{V_g \cdot n}{60}, \quad (1)$$

где V_g – объем одного полного витка шланга; n – число оборотов ротора насоса в минуту.

Объем витка шланга определяется конструкцией насоса и его геометрическими характеристиками. Увеличение количества выжимных роликов ведет к снижению объема витка шланга за счет увеличения количества сжатых участков по его длине. При этом снижается средняя подача насоса, что также приводит к увеличению неравномерности подачи.

Всасывание и нагнетание насоса происходят одновременно, поэтому его подача практически равномерна, при этом коэффициент неравномерности приближается к единице.

Основное влияние на подачу насоса оказывают его геометрические размеры (диаметр шланга, диаметр барабана) и частота вращения ротора.

КПД насоса определяется объемными, гидравлическими и механическими потерями. В случае эксплуатации насоса при полном сжатии шланга основное влияние на его КПД оказывают механические потери, идущие на теплообразование в материале шланга при перекатывании по нему роликов. Данные потери пропорциональны количеству одновременно сжатых участков по длине шланга, что определяется количеством его витков и количеством выжимных роликов. Соответственно для обеспечения максимального КПД насоса целесообразно применять минимальное количество роликов и минимальное количество витков шланга.

При работе насоса эластичный шланг подвергается многократным циклическим нагрузкам со стороны перекатывающихся по нему роли-

ков. При этом ресурс работы шланга определяется количеством циклов, выдерживаемых им до разрушения, и для допустимого интервала температур эксплуатации и скоростей вращения ротора насоса приблизительно определяется по формуле (2):

$$T = \frac{U}{n \cdot n_p \cdot 60}, \quad (2)$$

где T – ресурс работы эластичного шланга (в часах); U – количество циклов нагружения шланга до его разрушения; n – число оборотов ротора насоса в минуту; n_p – количество выжимных роликов.

На рис. 1 показано влияние количества выжимных роликов и числа оборотов ротора насоса на ресурс работы эластичного шланга.

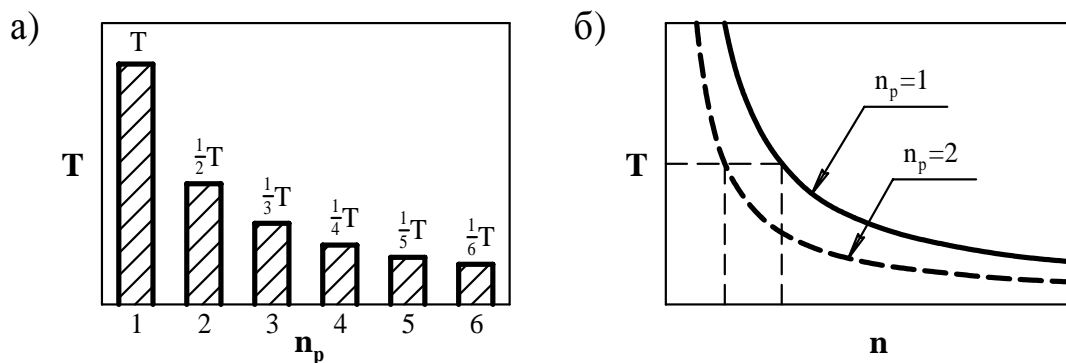


Рис. 1. Ресурс работы эластичного шланга:

- а) в зависимости от количества выжимных роликов;
- б) в зависимости от числа оборотов ротора насоса

Построенные графические зависимости показывают, что в конструкции насоса с одним роликом ресурс работы шланга может быть в 2 раза выше, чем в конструкции насоса с двумя роликами. Или для обеспечения такого же ресурса конструкцию насоса с одним роликом можно эксплуатировать при удвоенном числе оборотов ротора, что ведет к двукратному увеличению подачи насоса при прежних геометрических размерах.

Количество циклов нагружения, выдерживаемых шлангом до его разрушения со стороны перекачиваемых по нему выжимных роликов, определяется рядом факторов и в частности зависит от напряжений, возникающих в его стенках. Снижение напряжений в стенках шланга может

быть обеспечено за счет снижения степени деформации его поперечного сечения (см. рис. 2). При этом на сжатом сечении шланга будет иметь место гарантированный зазор $z > 0$.

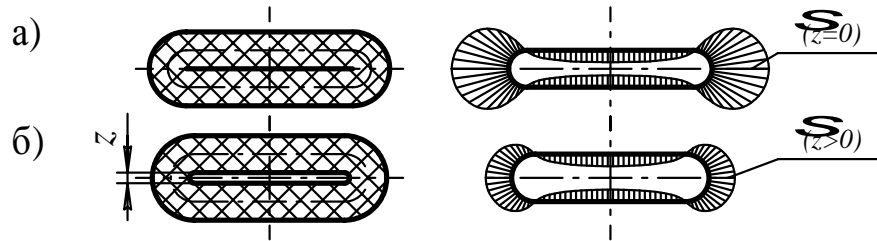


Рис. 2. Напряжения на сжатом сечении шланга:

а) при полном сжатии; б) при неполном сжатии

В случае эксплуатации насоса при неполном сжатии шланга перепад давления создается ступенчато за счет применения нескольких витков шланга или нескольких выжимных роликов:

$$P = \Delta P \cdot n_g \cdot n_p, \quad (3)$$

где P – суммарный перепад давления, создаваемый насосом; ΔP – перепад давления на одном сжатом участке шланга; n_g – количество витков шланга; n_p – количество выжимных роликов.

За счет гарантированного зазора на сжатом сечении шланга имеют место потери подачи, которые зависят от создаваемого насосом перепада давления. При этом подачу насоса можно определить в виде аналитической зависимости, описываемой следующей функцией:

$$Q = f(P, n_g, n_p, z, n, \rho, d_p, D_g, d_{in}, \delta, k_d), \quad (4)$$

где z – зазор на сжатом сечении шланга; ρ – плотность перекачиваемого вещества; d_p – диаметр ролика; D_g – диаметр барабана; d_{in} – внутренний диаметр шланга; δ – толщина стенки шланга; k_d – коэффициент деформации сечения шланга (от круглого до эллиптического).

На рис. 3 изображены теоретические характеристики $P=f(Q)$ при $z=1$ мм и $Q=f(z)$ при $P=0,5$ МПа для насоса конструкции УГНТУ с четырьмя витками спирального шланга $n_g=4$ и одним роликом $n_p=1$, а также для насоса с U – образным шлангом $n_g=0,5$ и двумя роликами $n_p=2$. Расчеты проводились для случая применения шланга диаметром 20 мм, размещенного на барабане диаметром 163 мм при перекачивании воды при числе оборотов ротора насоса $n=327$ об/мин.

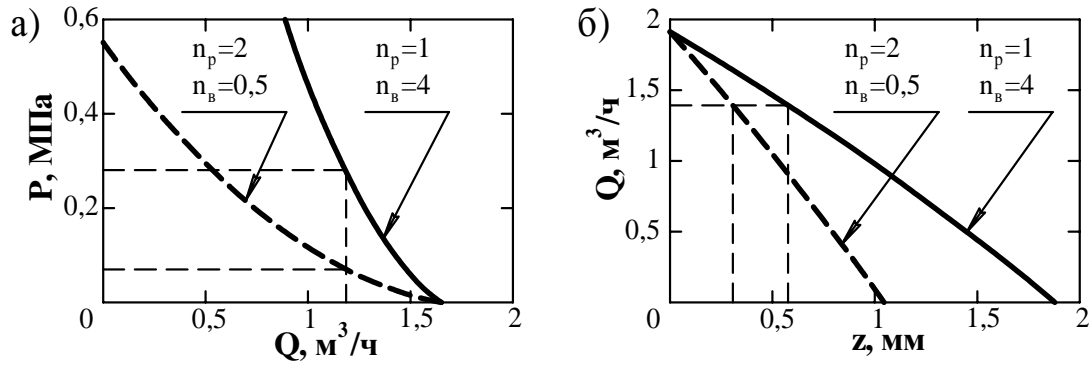


Рис. 3. Подача перистальтического шлангового насоса:

- а) в зависимости от создаваемого перепада давления;
 б) в зависимости от зазора на сжатом сечении шланга

Построенные графические зависимости показывают, что при размещении шланга в виде нескольких витков появляется возможность развивать насосом больший перепад давления (см. рис. 3, а). При этом соответственно появляется возможность эксплуатировать насос при большем зазоре на сжатом сечении шланга (см. рис. 3, б), что ведет к увеличению ресурса его работы. Зависимость $Q=f(z)$ также показывает дополнительную возможность регулирования подачи насоса путем изменения зазора на сжатом сечении шланга.

Полученные в работе аналитические зависимости, определяющие подачу насоса в случае его эксплуатации при неполном сжатии шланга, не учитывают вязкости перекачиваемого вещества и действительны только для турбулентного режима его движения по шлангу. Поэтому также были получены зависимости $Q=f(P, z)$ на основе экспериментальных данных, позволяющие проводить расчеты при перекачивании веществ, имеющих высокую вязкость при низких частотах вращения ротора насоса.

Для оценки влияния зазора на сжатом сечении шланга на его ресурс введен коэффициент ресурса k_T , показывающий, во сколько раз ресурс работы шланга исследуемого насоса при неполном его сжатии $T_{(z; n_p)}$ больше, чем ресурс работы шланга в насосе с U – образным его расположением и двумя роликами при полном его сжатии $T_{(z=0; n_p=2)}$.

$$k_T = \frac{T_{(z; n_p)}}{T_{(z=0; n_p=2)}}. \quad (5)$$

Увеличение зазора на сжатом сечении шланга ведет к увеличению ресурса его работы, а также к снижению подачи насоса (см. рис. 3, б). Поэтому для оценки эффективности эксплуатации насоса при неполном сжатии шланга введен коэффициент суммарного объема $k_{\Sigma V}$, показывающий, во сколько раз суммарный объем, перекачанный исследуемым насосом до выработки шлангом ресурса при неполном сжатии $\Sigma V_{(z; n_p)}$, больше суммарного объема, перекачанного насосом с U – образным шлангом и двумя роликами при полном сжатии $\Sigma V_{(z=0; n_p=2)}$.

$$k_{\Sigma V} = \frac{\Sigma V_{(z; n_p)}}{\Sigma V_{(z=0; n_p=2)}} = \frac{Q_{(z; n_p)}}{Q_{(z=0; n_p=2)}} \cdot k_T, \quad (6)$$

где $Q_{(z; n_p)}$ – подача исследуемого насоса в случае его эксплуатации при неполном сжатии шланга; $Q_{(z=0; n_p=2)}$ – подача насоса с U – образным шлангом и двумя роликами в случае его эксплуатации при полном сжатии шланга.

На рис. 4 изображены теоретические зависимости $k_T=f(z)$ и $k_{\Sigma V}=f(z)$ при $n=327$ об/мин и $P=0,5$ МПа для насоса конструкции УГНТУ с четырьмя витками спирального шланга $n_s=4$ и одним роликом $n_p=1$, а также для насоса с U – образным шлангом $n_s=0,5$ и двумя роликами $n_p=2$.

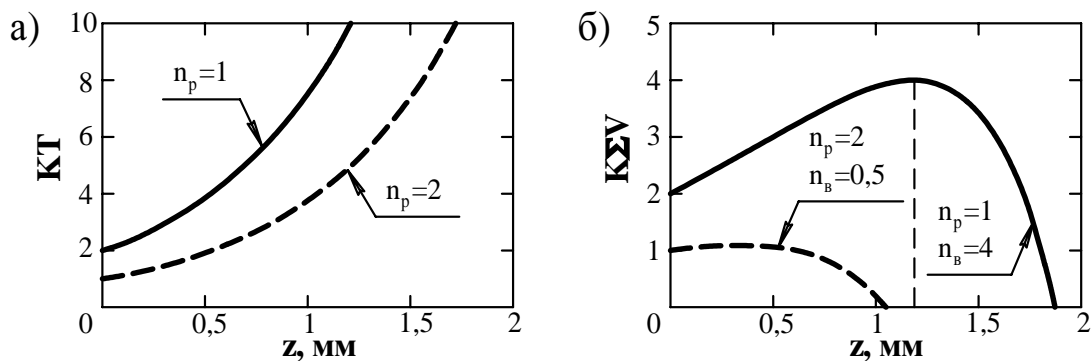


Рис. 4. Оценка оптимального зазора на сжатом сечении шланга:
а) коэффициент ресурса; б) коэффициент суммарного объема

Построенные графические зависимости показывают, что с увеличением зазора на сжатом сечении шланга ресурс его работы существенно возрастает (см. рис. 4, а). При этом, как было уже отмечено, снижение ко-

личества выжимных роликов также ведет к пропорциональному увеличению ресурса работы шланга.

Максимальное значение функции коэффициента суммарного объема (см. рис. 4, б) характеризует зазор на сжатом сечении шланга, при котором обеспечивается оптимальное сочетание его ресурса и подачи насоса. В случае размещения шланга в насосе в виде нескольких витков функция имеет экстремум при зазоре на сжатом сечении шланга большем нуля ($z > 0$), что говорит об эффективности эксплуатации насоса при неполном сжатии шланга.

Для конструкции насоса с U – образным шлангом и двумя роликами функция коэффициента суммарного объема не имеет ярко выраженного экстремума. При этом максимальное значение функции имеет место при зазоре на сжатом сечении шланга равном нулю, что свидетельствует о неэффективности эксплуатации насоса данной конструкции при неполном сжатии шланга.

Исследования аналитических зависимостей показывают, что экстремальное значение функции $k_{\Sigma V} = f(z)$ увеличивается с увеличением количества витков шланга, увеличением частоты вращения ротора насоса, и снижением требуемого перепада давления. Соответственно данные условия являются оптимальными для случая эксплуатации насоса при неполном сжатии шланга.

В третьей главе описывается устройство перистальтического шлангового насоса конструкции УГНТУ, созданного на основе патента RU №2175401 С2, 27.10.2001. Приводятся результаты исследований работы эластичного шланга в насосе. Рассматривается вопрос выбора частоты вращения ротора насоса в зависимости от условий эксплуатации.

На рис. 5 показано устройство созданного насоса. Статор насоса представляет собой цилиндрический барабан 2, жестко расположенный на оси 9, выполненной в виде трубы, которая крепится на раме 10 при помощи зажимов 5. Рабочий орган насоса, представляющий собой эластичный шланг 1, спирально расположен на барабане 2. Всасывающий и нагнета-

тельные концы шланга выводятся через специальные пазы внутрь трубы 9. Для обеспечения герметичности концы шланга запасовываются в специальные штуцера 11, расположенные по концам трубы 9. Ротор насоса представляет собой два диска 6 и 12, соединенных тягами 7. Диски расположены на подшипниках на оси 9 насоса. Для подвода энергии к одному из них крепится шкив ременной передачи 13. Между дисков установлен ролик 3, который крепится к ним своими концами. Для компенсации массы ролика с противоположной стороны ротора установлен противовес 8. Степень сжатия шланга 1 роликом 3 регулируется плавно при остановленном насосе путем поджатия регулировочных болтов 4.

Принцип работы насоса заключается в следующем:

Вращение от двигателя через шкив ременной передачи подводится к ротору насоса, который приводит в движение выжимной ролик. Ролик, сжимая эластичный шланг, отсекает в его витках ряд замкнутых полостей, которые при вращении ротора насоса перемещаются в сторону нагнетания. Всасывание перекачиваемой жидкости происходит при восстановлении сечения деформированного шланга за счет упругости его материала.

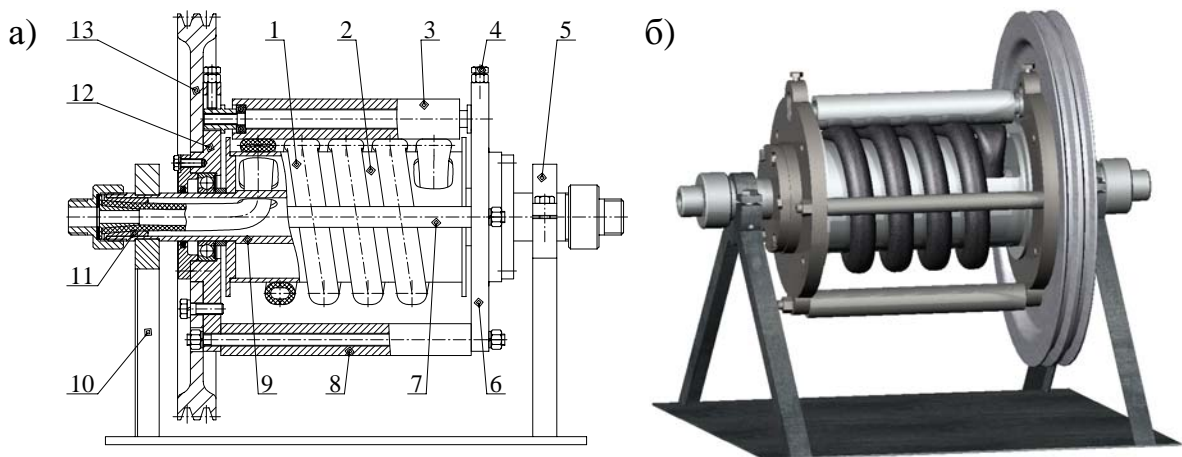


Рис. 5. Перистальтический шланговый насос:

а) чертеж; б) внешний вид

В качестве рабочего органа данного насоса могут применяться эластичные шланги, выпускаемые для существующих конструкций перистальтических насосов. При этом тип и материал шланга выбираются в зависимости от характеристик перекачиваемой среды и рабочего давления.

Для проведения лабораторных исследований был изготовлен натуральный образец насосной установки. В созданном насосе шланг располагался в виде спирали на барабане диаметром 163 мм. В качестве выжимного элемента применялся ролик диаметром 50 мм.

Целью экспериментов являлось исследование работы шланга в насосе. При этом проводились исследования способов расположения и фиксации шланга на барабане насоса.

При расположении спирального шланга на барабане с большим шагом навивки, в его витках возникают дополнительные сдвигающие нагрузки, вызывающие преждевременный выход его из строя.

Для улучшения условий работы шланга, в том числе для предотвращения сдвига его витков, изначально предлагалось размещать шланг в выполненной на барабане спиральной проточке. Проведенные экспериментальные исследования доказывают неэффективность данной меры, т.к. в процессе приработки, вследствие эластичности материала, шланг занимает определенное положение на барабане, которое может не совпасть с предсказанным теоретически. При этом происходит преждевременное разрушение шланга в результате закусывания его между роликом и бортами проточки.

В ходе теоретических и экспериментальных исследований определен оптимальный шаг навивки шланга на барабан в зависимости от размеров шланга исходя из условия соприкосновения его витков в сжатом состоянии. Произведен расчет геометрических параметров барабана насоса для размещения на нем необходимого количества витков шланга требуемого диаметра.

В процессе приработки насоса отмечается удлинение шланга. Теоретически и экспериментально установлена взаимосвязь между удлинением шланга и остаточными деформациями его поперечного сечения. Установлено, что удлинение шланга может достигать до 10% от общей длины его витков, расположенных на барабане. Поэтому с увеличением количества

витков шланга отмечается тенденция к образованию складки со стороны нагнетания насоса.

В ходе испытаний насоса шланг фиксировался на барабане с помощью клея 88 НП. При расположении шланга на барабане с правильно выбранным шагом навивки, а также при монтаже шланга с предварительным натяжением и при обеспечении возможности беспрепятственного накопления образующейся складки шланга, необходимость применения специальных средств фиксации шланга к барабану (типа клея, вулканизации и т.п.) отсутствовала.

В случае применения в насосе шлангов высокого давления, не обладающих высокой термостойкостью ($-20; +80$ °С), при неправильном выборе частоты вращения ротора возникает опасность перегрева шланга.

Для определения допустимой частоты вращения ротора насоса в зависимости от условий эксплуатации, произведен пересчет соответствующей диаграммы приводимой для насосов конструкции Watson-Marlow. Полученная диаграмма позволяет определить допустимую частоту вращения ротора насоса в зависимости от температуры перекачиваемой жидкости и рабочего давления.

В ходе испытаний насоса проводилась наработка в течение 110 часов при использовании в качестве рабочего органа маслобензостойкого шланга (ТУ 38605185 92), имеющего внутренний диаметр 20 мм и толщину стенки 7 мм. Нарботка проводилась при частоте вращения ротора насоса 95 об/мин и давлении 0,4 МПа, при этом подача насоса составляла $0,9$ м³/ч.

В четвертой главе описывается усовершенствованная конструкция перистальтического шлангового насоса с повышенным ресурсом шланга, отличающаяся конструкцией выжимного элемента. Приводится расчет подачи насоса, а также анализ влияния конструкции выжимного элемента насоса на условия нагружения шланга.

Для снижения воздействия выжимного ролика на шланг в конструкцию насоса был внесен дополнительный элемент в виде цилиндра, представляющий собой промежуточное звено между роликом и шлангом.

Выжимной цилиндр надевается поверх спирального шланга и сжимает его витки за счет своего эксцентричного расположения. Эксцентриситет расположения цилиндра обеспечивается роликом, который смещает его относительно положения равновесия. При работе насоса ролик перекачивается по цилиндру, заставляя его совершать движения, соответствующие установленному эксцентриситету. При этом замкнутые объемы, отсекаемые цилиндром в витках шланга при его сжатии, перемещаются в сторону вращения ротора насоса, в результате чего обеспечивается перемещение перекачиваемой среды в сторону нагнетания.

Расчет основных параметров насоса усовершенствованной конструкции проводится согласно принципам, изложенным во второй главе. Однако в расчетах фигурирует объем витка шланга, который зависит от конфигурации выжимного элемента. Поэтому, с учетом геометрических характеристик элементов насоса, были получены аналитические зависимости, определяющие объем витка шланга и соответственно подачу насоса при сжатии шланга выжимным цилиндром.

Сравнительный анализ конструкций насоса с выжимным роликом и выжимным цилиндром проводился по нагрузкам, действующим на шланг, а также по режиму нагружения шланга в процессе работы насоса.

В конструкции насоса с выжимным роликом шланг испытывает сложнапряженное состояние на локально деформированных участках, имеющих малый радиус кривизны. При этом под влиянием силы трения возникает повышенный износ шланга, а также возникают напряжения растяжения, ведущие к чрезмерному удлинению шланга в сторону вращения ротора насоса вследствие проявления текучести его материала. Режим нагружения шланга при этом является импульсным (см. рис. 6, а), причем синусоидальные импульсы нагружения сменяются периодами отдыха, многократно превосходящими их по времени. Известно, что для эластичных материалов импульсный режим нагружения не является благоприятным. В то время как при гармоническом режиме нагружения ресурс их работы может быть в несколько раз выше, чем при импульсном.

В конструкции насоса с выжимным цилиндром сжатые участки шланга имеют значительный радиус кривизны, что обеспечивает благоприятный характер напряжений. Влияние силы трения на шланг и соответственно его износ сведены к минимуму, поскольку шланг непосредственно контактирует только с охватывающим его выжимным цилиндром. Режим нагружения шланга в данном случае приближается к гармоническому (см. рис. 6, б) и в частности при посадке цилиндра с натягом таковым является.

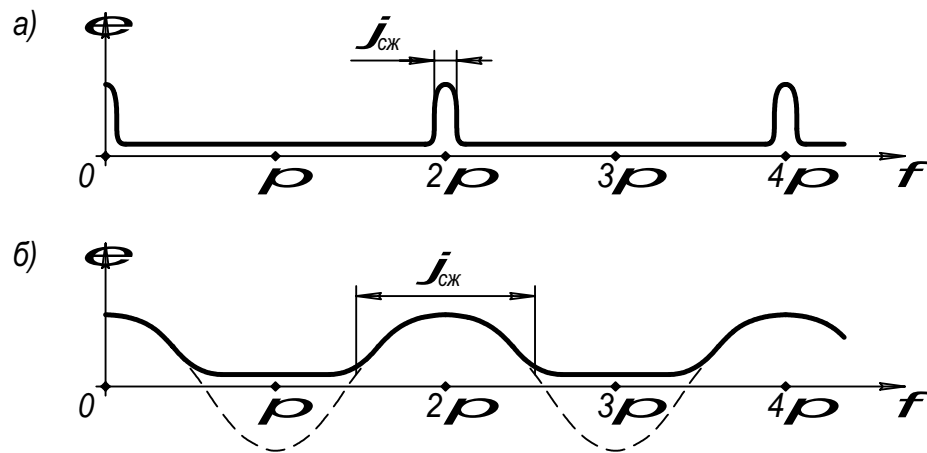


Рис. 6. Относительная деформация эластичного шланга в зависимости от угла поворота ротора насоса:

- а) в конструкции насоса с выжимным роликом;
- б) в конструкции насоса с выжимным цилиндром

Для проведения лабораторных исследований, насосная установка, описанная в третьей главе, была усовершенствована путем добавления в ее конструкцию выжимного цилиндра диаметром 207 мм. В ходе испытаний усовершенствованного насоса наблюдалась его стабильная работа.

Для обеспечения благоприятных условий нагружения шланга и легкости монтажа насоса был произведен расчет оптимального диаметра выжимного цилиндра в зависимости от геометрических характеристик барабана насоса и применяемого эластичного шланга.

Ресурс работы шланга в насосе с выжимным цилиндром может быть в несколько раз больше, чем в насосе с выжимным роликом, однако для подтверждения данного предположения предстоит провести длительные ресурсные испытания в реальных условиях.

В пятой главе приводятся результаты лабораторных исследований рабочих характеристик двух конструкций перистальтического шлангового насоса (с выжимным роликом и выжимным цилиндром).

Целью экспериментов являлось исследование работы насоса на различных режимах эксплуатации, проверка теоретических характеристик насоса, сравнительный анализ конструкций насоса с выжимным роликом и выжимным цилиндром.

Основными теоретическими характеристиками, подлежащими экспериментальной проверке, являются зависимости подачи насоса от создаваемого перепада давления, зазора на сжатом сечении шланга и частоты вращения ротора. Также представляет интерес исследование влияния вязкости перекачиваемого вещества на характеристики насоса.

Для проведения сравнительного анализа характеристик двух конструкций насоса наиболее объективным критерием является КПД, который можно определить, имея экспериментальные данные относительно подачи насоса и момента на его роторе.

Исследования работы насоса проводились на созданном лабораторном стенде. Провод насоса осуществлялся посредством электродвигателя, частота вращения ротора которого регулировалась с использованием частотного преобразователя. Подача насоса измерялась по изменению уровня перекачиваемой жидкости в мерной емкости. Регулирование давления осуществлялось задвижкой на нагнетании насоса и измерялось манометром. Зазор на сжатом сечении шланга устанавливался регулировочными болтами, воздействующими на ролик насоса. Момент на роторе насоса измерялся как реактивный момент на его статоре посредством динамометра.

Проведенные экспериментальные исследования доказывают возможность эксплуатации насоса как при полном, так и при неполном сжатии шланга выжимным элементом (роликом или цилиндром).

Экспериментально установлено, что влияние на подачу насоса создаваемого давления, частоты вращения ротора и зазора на сжатом сечении шланга соответствует теоретическому как для насоса с выжимным роли-

ком, так и для насоса с выжимным цилиндром. Погрешность теоретических методик определения подачи насоса в случае его эксплуатации при полном сжатии шланга составила 2,6 % для насоса с выжимным роликом и 2,2 % для насоса с выжимным цилиндром.

Для сравнения насосов двух конструкций произведен расчет их КПД на основе экспериментальных данных для случая их эксплуатации при полном сжатии шланга при давлении 0,5 МПа и расположении шланга на барабане насоса в виде одного витка. Для насоса с выжимным роликом значение КПД составило 46,2 %, а для усовершенствованного насоса с выжимным цилиндром 40,6 %. Сопоставив полученные цифры, имеем КПД насоса с выжимным роликом в 1,14 раза больше, чем КПД насоса с выжимным цилиндром.

Для оценки влияния вязкости перекачиваемого вещества, в случае эксплуатации насоса при неполном сжатии шланга, проводились исследования зависимости подачи насоса от создаваемого давления на воде и на индустриальном масле марки И20А (ГОСТ 20799-75) при разных частотах вращения ротора насоса. Было отмечено, что повышение вязкости перекачиваемого вещества влияет на форму характеристики аналогично увеличению количества витков спирального шланга (см. рис. 3). Данный эффект показывает возможность эксплуатировать насос при большем зазоре в шланге для создания того же давления и подачи, что ведет к увеличению ресурса работы шланга (см. рис. 4).

Уменьшение зазора на сжатом сечении шланга при работе насоса ведет к возрастанию момента на его роторе. Чрезмерное пережатие шланга ведет к резкому увеличению момента, что ведет к снижению КПД насоса и повышенному износу шланга. Во избежание чрезмерного пережатия, в современных перистальтических насосах применяются шланги, выполненные с повышенной степенью точности. Эксплуатация насоса при неполном сжатии шланга (при гарантированном зазоре) исключает возможность чрезмерного его пережатия, что позволяет применять шланги, выполненные с низкой степенью точности.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Разработана классификация перистальтических насосов по конструктивным признакам. Установлено, что наибольшее распространение в мировой практике получили насосы, в которых в качестве рабочего органа применяется U – образно расположенный эластичный шланг.

2. Проведены аналитические исследования работы перистальтического шлангового насоса, в ходе которых разработаны принципы расчета основных параметров насоса, а также разработаны принципы сравнительной оценки ресурса работы шланга в насосе и выбора оптимального зазора в шланге.

3. На основе патента RU № 2175401 С2, 27.10.2001 разработан и изготовлен натурный образец установки перистальтического шлангового насоса со спиральным расположением эластичного шланга. За счет применения в данном насосе в качестве выжимного элемента лишь одного выжимного ролика ресурс работы шланга в нем может быть выше до 2-х раз, по сравнению с ближайшими аналогами.

4. Созданный перистальтический шланговый насос был усовершенствован путем внесения в его конструкцию дополнительного элемента в виде эксцентричного выжимного цилиндра, представляющего собой промежуточное звено между роликом и спиральным шлангом. При этом за счет обеспечения более благоприятного режима нагружения шланга ресурс его работы может многократно возрасти.

5. Проведены экспериментальные исследования характеристик двух конструкций перистальтического шлангового насоса (с выжимным роликом и с выжимным цилиндром) на различных режимах эксплуатации. Отмечено, что результаты замеров подачи насоса хорошо согласуются с теоретическими данными. Установлено, что КПД усовершенствованного насоса с выжимным цилиндром приблизительно в 1,14 раза меньше, чем КПД насоса с выжимным роликом.

Основные результаты диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Султанов Б.З., Ихсанов Д.Ф., Михеев А.Ю. Разработка ротационного насоса выжимного действия // Актуальные проблемы Волго-Уральской нефтегазоносной провинции: Тез. докл. междунар. науч.-практ. конф. – Уфа: Изд-во УГНТУ, 2001. – С. 59-60.

2. Михеев А.Ю. Расчет подачи ротационного выжимного насоса // Повышение эффективности разработки нефтяных месторождений республики Башкортостан: Сб. тез. докл. науч.-практ. конф. – Уфа: Изд-во БашНИПИнефть, 2002. – С. 22-23.

3. Михеев А.Ю., Ихсанов Д.Ф. Рабочий орган ротационного выжимного насоса // Материалы 53-й науч.-техн. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых УГНТУ: Сб. тез. докл. – Уфа: Изд-во УГНТУ, 2002. – С. 96.

4. Михеев А.Ю. Потери подачи в перистальтическом шланговом насосе // Передовые концепции механического образования в технических и технологических университетах по реализации государственных образовательных стандартов: Материалы Всерос. науч.-метод. конф. – Уфа: Изд-во УГНТУ, 2002. – С. 158-159.

5. Михеев А.Ю. Влияние количества выжимных роликов на ресурс работы перистальтического шлангового насоса // Материалы 54-й науч.-техн. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых: Сб. тез. докл. – Уфа: Изд-во УГНТУ, 2003. – Ч.1. – С. 196-197.

6. Михеев А.Ю. Потери энергии в перистальтическом шланговом насосе // Материалы 54-й науч.-техн. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых: Сб. тез. докл. – Уфа: Изд-во УГНТУ, 2003. – Ч.1. – С. 195-196.

7. Михеев А.Ю. Увеличение ресурса работы перистальтического шлангового насоса // Материалы 54-й науч.-техн. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых: Сб. тез. докл. – Уфа: Изд-во УГНТУ, 2003. – Ч.1. – С. 194-195.

8. Михеев А.Ю., Султанов Б.З. Механический коэффициент полезного действия перистальтического шлангового насоса // Реализации государст-

венных образовательных стандартов при подготовке инженеров-механиков: Проблемы и перспективы: Материалы II Всерос. учеб.-науч.-метод. конф. – Уфа: Изд-во УГНТУ, 2003. – С. 155-158.

9. Михеев А.Ю., Ихсанов Д.Ф. Влияние скорости вращения ротора и конструкции выжимного элемента на ресурс работы перистальтического шлангового насоса // Реализации государственных образовательных стандартов при подготовке инженеров-механиков: Проблемы и перспективы: Материалы II Всерос. учеб.-науч.-метод. конф. – Уфа: Изд-во УГНТУ, 2003. – С. 158-162.

10. Михеев А.Ю. Число оборотов ротора перистальтического шлангового насоса // Реализации государственных образовательных стандартов при подготовке инженеров-механиков: Проблемы и перспективы: Материалы II Всерос. учеб.-науч.-метод. конф. – Уфа: Изд-во УГНТУ, 2003. – С. 162-166.