

поставке потребителю в России) с массовой долей серы 0,3 % масс. (класс 1), с плотностью при 20 °С 817,0 кг/м³ (тип 0), с массовой концентрацией хлористых солей 53,2 мг/дм³, с массовой долей воды 0,5 %, с давлением насыщенных паров 27,3 кПа, с содержанием механических примесей 0,023 % (группа 1), при отсутствии сероводорода (вид 1) обозначена 1.0.1.1 ГОСТ Р 51858-2002. Требуемые показатели качества товарной нефти согласно ГОСТ Р 51858-2002 представлены в таблице.

Вода, закачиваемая в пласт должна удовлетворять условиям:

– содержание ТВВ, не более (согласно ОСТ 39-225-88) 40 мг/л;

– содержание нефтепродуктов, не более 50 мг/л.

На проектируемой установке производится подготовка нефти, и ее транспортировка на пункт сдачи-приема Дулисьминского месторождения. На первом этапе обустройства Дулисьминского нефтегазоконденсатного месторождения продукция скважин будет поступать на УПН по однотрубной нефтегазосборной системе. Продукция скважин – газожидкостная смесь (ГЖС) – с рабочим давлением 0,6 МПа и температурой (0-5) °С поступает через электроприводные задвижки на фильтры. Перед фильтрами в газожидкостную смесь от добывающих скважин дозировочными насосами блока УДХ-1 по трубопроводу, через узел ввода реагента подается деэмульгатор «Флэк-Д-012» для лучшего расслоения водонефтяной эмульсии. После фильтров ГЖС поступает через задвижки во входной сепаратор (С-0/1 V=50 м³), в котором при рабочем давлении 0,6 МПа осуществляется частичная дегазация продукции скважин. Технологический уровень жидкости в сепараторе С-0/1 поддерживается с помощью регулирующего клапана, установленного на выходном из С-0/1 нефтепроводе. После входного сепаратора водонефтяная эмульсия с растворенным попутным газом через регулятор уровня направляется на подогрев в путевой подогреватель ПП-1,6 для подогрева до 45 град. °С. Технологической схемой УПН предусмотрена возможность подогрева газожидкостной смеси до температуры плюс 45 °С. Обводненная нефть поступает в подогреватели ПП-1/1,2 через отключающие электроприводные задвижки и подогретая через отключающие электроприводные задвижки, направляется в сепаратор водоотделитель С-1/1, при этом электроприводная задвижка закрыта. В трехфазный сепаратор водоотделитель С-1/1 поступает нефть, где при рабочем давлении 0,4 МПа и температуре 45 °С осуществляется дальнейшая дегазация продукции скважин и сброс пластовой воды. Далее нефть из сепаратора водоотделителя С-1/1 направляется в сепаратор обезвоживания и обессоливания С-2/1. Технологический уровень жидкости в сепараторе С-1/1 поддерживается с помощью регулирующего клапана, установленного на выходном из С-1/1 нефтепроводе. Рабочее давление в аппарате равное 0,4 МПа поддерживается регулятором давления, который установлен на газопроводе из С-1/1 на факел высокого давления. На выходе из С-1/1 нефтепроводе установлены смесители пресной воды СПВ-1, СПВ-1,2, через которые в водонефтяную эмульсию подается пресная вода для обессоливания пластовой воды, оставшейся в нефти после сброса в сепараторе С-1/1. Пресная вода из артезианских скважин с давлением 1,5 МПа через задвижку и расходомер подается в трубную часть теплообменников ТО-1/1-3. В теплообменниках вода нагревается до 40°С и подается в смесители пресной воды СПВ-1,2. В сепараторе обезвоживания и обессоливания С-2/1 при рабочем давлении 0,35 МПа и температуре 40°С осуществляется окончательный сброс воды. Из сепаратора обезвоживания и обессоливания С-2/1 нефть через регулирующий клапан, поддерживающий рабочее давление 0,35 МПа в С-2/1, задвижки поступает на концевую сепарационную установку нефти КСУ-1. В сепараторе концевой сепарационной установки нефти КСУ-1 осуществляется полное разгазирование и дегазирование нефти при рабочем давлении 0,005 МПа и температуре 35°С. Для более полной дегазации нефти в сепаратор КСУ-1 подается газ для барботажа из газосепаратора ГС-1. Из КСУ-1 подготовленная нефть поступает на прием насосов Н-1-3 насосной станции внешней откачки НВО. В насосную станцию внешней откачки нефти НВО нефть поступает через задвижки. На всасывающих трубопроводах каждого насоса установлены фильтры.

Литература

1. Леонтьев С.А. Расчет технологических установок системы сбора и подготовки скважинной продукции. – Тюмень: 5-е изд., 2010. –119 с.
2. Р.С. Сулейманов, А. Р. Хафизов, В. В. Шайдаков и др. Сбор, подготовка и хранение нефти и газа. Технологии и оборудование: учебное пособие. – Уфа: Нефтегазовое дело, 2007. –450с.
3. Сарданашвили А.Г., Львова А.И. Примеры и задачи по технологии переработки нефти и газа – М. 1965. –456 с.
4. Кузнецов А.А. Примеры расчёта процессов и аппаратов химической технологии. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Химия, 1980 –256с.
5. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. – М.: Химия, 1971. –784с.
6. Технологический регламент установки подготовки нефти Дулисьминского НКМ.

АНАЛИЗ И ЛОКАЛИЗАЦИЯ ДЕГРАДАЦИИ УСТАНОВОК ЭЛЕКТРОЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ (УЭЦН) ПО ПАРАМЕТРАМ И ВЫЯВЛЕНИЕ МОДЕЛЕЙ ДЕГРАДАЦИИ ДЛЯ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ФАКТИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ УЭЦН

А.В. Большунов

Научный руководитель - профессор П.Н. Зятиков

Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск, Россия

Существующие методы мониторинга (простой анализ вибрации) не являются достаточным для прогнозирования начинающихся неисправностей в насосе. Состояние таких компонентов, как валы и рабочие колеса насоса, роликовые подшипники и приводные детали контролируется путем оценки конкретных вибраций, вибрации от потока возбуждения и структурный звук в роликовых подшипниках. Проверка включает в себя и операционные

параметры, такие как скорость потока, давление всасывания, выходное давление, мощность привода, скорость, контроль температуры подшипника и утечки. Информация о состоянии автоматически передается в систему диспетчеру. Для расследования обнаружения зарождающихся неисправностей в центробежных насосах, основное внимание было уделено использованию системы анализа вибрации и токовых сигналов электродвигателя.

Источники вибрации центробежного насоса:

Рабочий механизм центробежного насоса

Центробежный насос состоит из вращающихся элементов (рабочего колеса и вала насоса) и неподвижных элементов (электродвигатель и связанный с ним охлаждающий вентилятор, корпус и подшипники). Рабочий насос генерирует вибрации как механическими, так и гидродинамическими источниками. Механические источники неизменно генерируются вращением неуравновешенной массы и трением в подшипниках. Гидродинамическая вибрация обусловлена возмущениями потока жидкости и взаимодействием лопастей ротора (особенно с улиткой или направляющими лопатками). Генерируемая вибрация заставляет насос вибрировать поверхность, которая затем будет выступать в качестве увеличителя шумов, излучающих шум. Таким образом, основные механизмы, генерирующие вибрацию и шум, одинаковы. Вибрация накачки содержит как широкополосный шум, так и дискретные пики частоты [3].

Широкополосный шум относится к турбулентности потока и выделению вихрей, особенно в узкие промежутки между ротором насоса и соседними неподвижными частями корпуса. Турбулентный шум будет минимальным, когда насос работает с максимальной эффективностью. Нестандартные скорости потока создают дополнительный гидравлический шум, особенно для очень низких скоростей потока, когда происходит внутренняя рециркуляция между областями всасывания и нагнетания насоса.

Когда скорость потока превышает расчетную скорость потока, турбулентность потока и вихрь пограничного слоя усиливают друг друга и увеличиваются. Дискретные компоненты в спектре накачки обусловлены взаимодействием лопастей ротора с соседними неподвижными объектами (например, улиткой) в потоке из-за дискретного характера лопастей ротора насоса. Эти механизмы генерируют спектральные пики на частоте вращения (RF) или частоты прохода лопатки (BPF) насоса и их более высокие гармоники. В расчетной точке турбулентность потока минимальна, поэтому дискретные компоненты, особенно низшие гармоники, как правило, доминируют в спектре (рис. 1). Вдали от проектной точки турбулентный шум будет увеличиваться и в конечном итоге даже превысит тональный шум.

Источники вибрации

Все машины с движущимися частями генерируют механические силы при работе. Профиль вибрации, возникающий в результате движения, является результатом дисбаланса - всегда существует некоторый дисбаланс в реальных механизмах, в отличие от расчетов. Причины вибраций представляют серьезную проблему из-за повреждения насоса и трубопроводов. Чрезмерная вибрация в насосе может быть результатом неправильной установки или технического обслуживания, неправильного монтажа гидравлического соединения с системой трубопроводов [4].

Вибрация может быть определена как просто циклическое или колебательное движение механизма. Силы, возникающие внутри машины, вызывают вибрацию. Эти силы:

1. Изменение направления со временем. Например, сила, создаваемая вращающимся дисбалансом.

2. Изменение амплитуды или интенсивности во времени. Например, несбалансированные магнитные силы, генерируемые в асинхронный двигатель из-за неравного воздушного зазора между якорем двигателя и статором.

3. Результат трения между вращающимися и неподвижными компонентами машины.

4. Результат от ударов, таких как удары, создаваемые элементами качения подшипника, проходящего из-за дефектов в опорных дорожках качения.

5. Результат от случайно генерируемых сил, таких как турбулентность потока в устройствах для обработки жидкости (лопасти, воздухоудовки и насосы).

Когда внутреннее давление в жидкости достигает давления паров, в низком давлении образуются полости области, они разрушаются, когда они достигают места более высокого давления в насосной системе, это явление происходит за короткое время в работающем центробежном насосе. Кавитация также может вызвать вибрацию насоса. Это происходит, когда система доступна для сети, всасывающей напор (NPSHa) меньше, чем требуется для насоса (NPSHr). Показания кавитирующего насоса может включать в себя шум, колебания расхода, снижение давления нагнетания и вибрации. Это вызывает вибрации и вздутие пузырьков пара, которые вводят ударные волны в насос и сокращают жизненный цикл всех механических компонентов насоса. Компоненты, которые обычно выходят

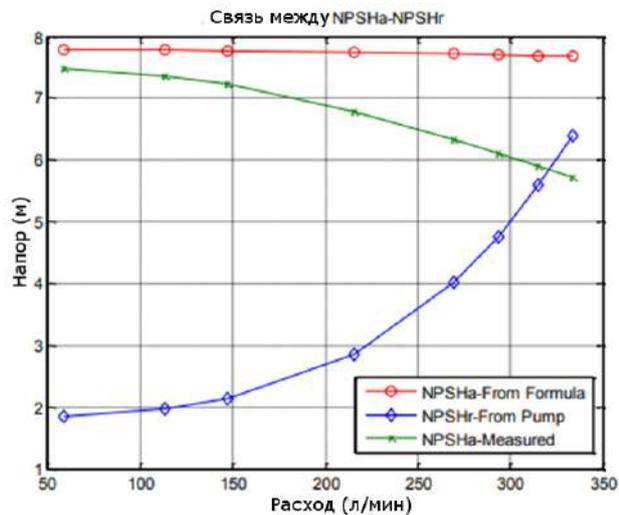


Рис. 1 Производительность насоса, связь между расходом и напором

из строя: рабочие колеса, изношенные кольца и кожухи. Если кавитация присутствует, NPSHa следует увеличить выше NPSHr путем внесения изменений в конструкцию или работу системы для уменьшения или устранения кавитации. Кавитация не всегда вызывает вибрацию насоса, а индуцированная вибрация часто бывает случайной и неизмеримой. Одной из других причин вибрации, вызванной потоком, при частоте прохождения лопасти в насосы центробежного диффузора - неподходящий радиальный зазор между рабочим колесом и спиральными лопастями. Маленький зазор может быть предпочтительным для увеличения производительности насоса, напора и эффективности. Тем не менее, это может вызвать сильные пульсации высокого давления внутри насоса и, как следствие, к высокой вибрации компонентов насоса [2].

Вибрация меняется в зависимости от условий эксплуатации. Увеличивается со временем износа рабочего колеса и потерей давления на выходе связана с потерей эффективности насоса, поэтому мощность, потребляемая насосом, либо останется неизменной, либо увеличится по мере износа. С износом регистрационные записи будут указывать на постепенное изменение производительности в течение некоторого периода времени [1]. Падение по давлению нагнетания часто сопровождается повышенной вибрацией, поскольку ограничение потока начинает вызывать кавитация (рис. 2). Если при отклонении также присутствует вибрация, в рабочем колесе может быть засорение, вызывающее физический дисбаланс.

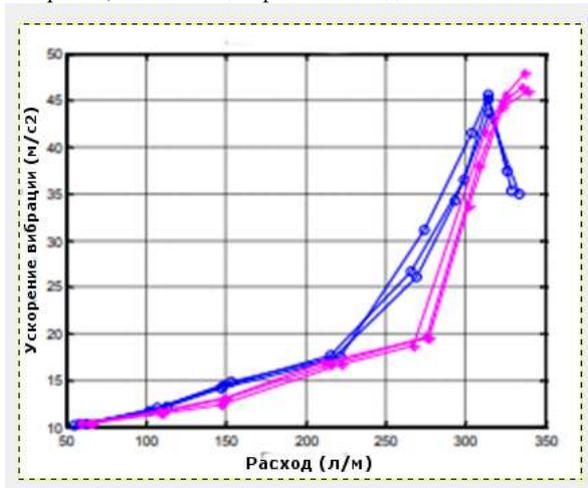


Рис.2. Зависимость расхода и ускорения вибрации

Взаимодействие крыльчатка / улитка является важным конструктивным параметром в разработке высокоэнергетических насосов. Результаты всех испытаний показывают, что уровень вибрации увеличивается с увеличением скорости потока и с различными показаниями, это связано с разным типом дефектов.

Типичные дефекты возможно графически сопоставить и выявить модель деградации, а значит и конкретный дефект, и идентифицировать место зарождающейся неисправности.

Будут проведены дальнейшие исследовательские работы для более детального изучения зависящих параметров и их корреляции и изучения использования различных методов диагностирования неисправности насосов.

Вращающийся срыв - это нестабильность потока, возникающая в большинстве типов центробежных насосов, когда расход снижается ниже расчетного значения. Помимо механических колебаний, которые могут быть вызваны срывом, генерируемый акустический шум, который, также может быть важной проблемой. Условия резонанса могут вызвать чрезмерные уровни вибрации, которые в свою очередь потенциально вредны для оборудования и окружающей среды. Насосы, их опорная конструкция и трубопроводы подвержены различным потенциальным проблемам структурной вибрации. Проблемы с вибрацией насоса обычно возникают в корпусах подшипников и опоре конструкции.

Выводы:

Эксперименты проводились на центробежном насосе высокого давления (одноступенчатый), чтобы изучить влияние на колебания давления из-за различных неисправностей рабочих колес при разных скоростях потока. Эффект на насос, производительность также рассматривается.

Литература

1. Кагарманов И. И. Особенности эксплуатации УЭЦН: Учебное пособие // Самара: ИД «РОСИНГ». – 2006. – с. 216.
2. Мищенко И. Т. Расчеты при добыче нефти и газа // М.: Нефть и газ. – 2008. – 295 с.
3. Escaler X. et al. Detection of cavitation in hydraulic turbines // Mechanical systems and signal processing. – 2006. – Т. 20. – №. 4. – С. 983-1007.
4. Ковалев В. З., Архипова О. В. Методика управления энергоэффективностью и надежностью электротехнического комплекса УЭЦН // Современные проблемы науки и образования. – 2014. – №. 6. – С. 188-188.