

Винтовые насосные установки

PCP Systems

ЧАСТЬ 2 - Part 2

Сэнди Уильямс, ALP (Artificial Lift Performance)
Джей Ф. Ли, PLTech LLC

Общие сведения о применении винтовых насосных установок для механизации добычи были приведены в части 1 настоящей статьи. В настоящей части 2 приводятся более подробные сведения об устройстве и принципах работы винтовых насосных установок.

Обойма насоса

Обойма насоса состоит из жесткого металлического корпуса, внутренняя поверхность которого облицована эластомером. Длина жесткого корпуса подбирается в зависимости от числа ступеней, необходимого для обеспечения заданного перепада давления на насосе. Как правило, приемлемым значением перепада давления считается 65 фунт/дюйм₂ на каждой ступени.

Правильный подбор эластомера имеет решающее значение для обеспечения нормального режима работы и долговечности насоса. Эластомер обоймы скважинного насоса обычно подвержен разбуханию под действием температур и флюидов в стволе скважины. Определение степени разбухания позволяет правильно подобрать размер ротора. В некоторых случаях при высокой степени разбухания эластомера роторы насосов заменяются на роторы меньшего диаметра по прошествии некоторого времени эксплуатации.

С целью подбора эластомера, наиболее подходящего для условий эксплуатации в стволе конкретной скважины, рекомендуется проводить испытания эластомеров с использованием пластовых флюидов.

Ниже перечислен ряд факторов, требующих учета при определении характеристик эластомера:

- » температура
- » содержание механических примесей
- » характеристики скважинных флюидов
- » применение химреагентов (ингибиторы солеотложения и коррозии, кислота и т. п.)
- » забойное давление и давление дегазации флюида
- » газовые примеси (например, H₂S и CO₂)
- » содержание ароматических углеводородов

Sandy Williams, ALP (Artificial Lift Performance)
J F Lea, PLTech LLC

Part One introduced the PCP artificial lift system. This part gives details on the components and operation of the PCP system.

Pump Stator

The pump stator consists of a metal housing with the elastomer stator bonded to the wall of the housing. The length of the housing may vary depending on the number of stages required to support the pressure differential across the pump. A rule of thumb is that a pressure differential of 65 psi/stage is acceptable.

Correct elastomer selection is the key to pump operation and longevity. When installed in the well, the elastomer will most likely swell use to temperature and well bore fluid effects. Being able to know the degree of swelling, will then allow selection of an appropriately sized rotor. In some operating areas where elastomer swelling is an issue, the rotor will be changed with time to a smaller rotor.

It is strongly recommended that elastomers be tested using well fluids to allow selection of the most appropriate elastomer type for the well conditions.

The following provides a list of some of the aspects that need to be taken into account in specification of the elastomer:

- » temperature
- » solids
- » well fluids
- » chemical treatments (scale / corrosion inhibitor, acid etc)
- » bottomhole pressure relative to fluid bubble point
- » gas contaminants (e.g. H₂S and CO₂)
- » aromatics

The correctly specified elastomer needs to be able to seal against the rotor but also needs to have the following properties to a greater or lesser degree depending upon the application:

- » gas permeation resistance
- » oil resistance

Правильно подобранный эластомер должен обеспечивать герметизацию на стыке обоймы и ротора насоса и обладать в той или иной степени, в зависимости от условий эксплуатации, следующими свойствами:

- » сопротивление проникновению газа;
- » устойчивость к воздействию нефти;
- » устойчивость к абразивным материалам;
- » прочность на растяжение;
- » пластичность;
- » твердость;
- » устойчивость к температурным воздействиям.

До начала применения винтового насоса на конкретном месторождении целесообразно провести испытания с целью оценки пригодности используемого в его конструкции эластомера для работы со скважинными флюидами с заданными характеристиками, в особенности в части разбухания эластомера. Разбухание эластомера под воздействием скважинных флюидов часто оценивается экспериментальным путем с последующим подбором приемлемых показателей.

Показатели оценки пригодности эластомеров для эксплуатации в заданных условиях приведены в следующей таблице.

Эластомер Elastomer	Оценка механических свойств Mechanical Properties	Устойчивость к Resistance to				Предельная температура, °C Temperature Limit (deg C)
		Абразивным веществам Abrasives	Ароматическим углеводородам Aromatics	H ₂ S H ₂ S	CO ₂ CO ₂	
Стандартный нитрил Standard Nitrile	Отлично Excellent	Хорошо Good	Удовлетв. Medium	Хорошо Good	Хорошо Good	120 120
Мягкий нитрил Soft Nitrile	Хорошо Good	Отлично Excellent	Неудовл. Poor	Хорошо Good	Неудовл. Poor	80 80
Эластомер с высоким содержанием акрилонитрила High Acrylonitrile	Хорошо Good	Удовлетв. Medium	Хорошо Good	Хорошо Good	Удовлетв. Medium	100 100
Гидрогенизированный нитрил Hydrogenated Nitrile	Хорошо Good	Отлично Excellent	Удовлетв. Medium	Отлично Excellent	Удовлетв. Medium	140 140
Фторуглерод Fluorocarbon	Удовлетв. Medium	Неудовл. Poor	Оч. хор. Very Good	Хорошо Good	Отлично Excellent	130 130

- » abrasion resistance
- » tensile strength
- » ductility
- » hardness
- » temperature resistance

Prior to a PCP being applied in a given operating area it is useful to perform tests to determine the suitability of a given elastomer in the wellbore fluids - particularly swelling of the elastomer. Trial and error are often used to set the pump in a test environment and allow the elastomer to swell in field operation, adjusted to finally an acceptable value.

Suitability of elastomers to a given application is summarised by the table below:

Pump Rotor

The rotor is normally 4140/4150 Carbon steel chrome plated with a coating. The purpose of the coating is to increase lubricity of the rod in the stator, resist corrosion and resist wear from solids. The coating is typically chrome but this may change with well conditions. In acidic conditions (< pH 6) stainless steel may be used in preference over carbon steel (with no chrome coating) and in high sand applications the rotor may be impregnated with boron to resist rotor wear.

Ротор насоса

Ротор обычно изготавливается из углеродистой стали марок 4140/4150 с хромированием и

When running the pump rotor it is critical that the rotor is fully engaged in the stator, not running high and not running on the tag bar and so correct space out is vital.

защитным покрытием. Покрытие предназначено для повышения смазочной способности ротора при контакте с обоймой, защиты от коррозии и износа под действием механических примесей. В качестве материала покрытия обычно используется хром, но в зависимости от условий в скважине возможно применение других материалов. В кислотных средах (pH<6) вместо углеродистой стали (без хромирования) могут применяться нержавеющие стали, а при высоком содержании песка возможно применение борсодержащих сталей для обеспечения устойчивости к износу.

При работе насоса крайне важно обеспечить полное вхождение ротора в обойму, таким образом, чтобы он не выходил за ее верхний край и не упирался в переводник. Выбор правильного взаимного расположения ротора и обоймы осуществляется следующим образом.

1. Рассчитывается длина колонны насосных штанг, обеспечивающая контакт с переводником в обойме винтового насоса.
2. Ротор спускается на колонне насосных штанг до упора в переводник и получения нулевого отсчета массы на подвеске колонны.
3. Колонна насосных штанг приподнимается с переводника и удерживается на весу.
4. Колонна приподнимается на величину расстояния от переводника до обоймы.
5. Колонна приподнимается на величину ожидаемого (расчетного) растяжения под действием дополнительных продольных нагрузок при работе насоса.

Колонна насосных штанг

Колонна насосных штанг:

- » воспринимает продольные нагрузки;
- » передает вращающий момент на ротор насоса.

При проектировании колонны насосных штанг следует принимать во внимание следующие факторы:

- » масса штанг и ротора;
- » максимальное напряжение в колонне штанг (сочетание вращательного момента и осевых нагрузок);
- » предел текучести металла штанг;
- » условия эксплуатации (соленая вода, H₂S);
- » усталостная прочность.

Продольные нагрузки на штанги обусловлены массой штанги (нагрузка направлена вниз), массой ротора (нагрузка направлена вниз) и поршневым эффектом, связанным с перепадом давлений на замках и центраторах (нагрузка направлена вверх).

The process for correct space out is:

1. Calculate rod string tally to reach tag bar within PCP stator
2. Run rotor on rod string until hit tag bar and have 0lbs weight
3. Pick up the weight of the rod string.
4. Pick up distance from tag-bar to stator
5. Pick up the expected (calculated) rod stretch due to axial load increase when pumping

Rod String

The function of the rod is to:

- » withstand axial loads
- » transmit torque to the rotor

In design of a rod system the following issues need to be considered:

- » weight of the rod and rotor
- » maximum stress in rod (combined torque and load)
- » yield Strength of rod material
- » operating environment (salt water, H₂S)
- » fatigue loading

Axial loads on the rod are due to the rod weight (↓), the weight of the rotor (↓) and a piston force (↑) due to the differential pressure across collars and centralisers.

Torque loads are a function of the pump differential pressure, efficiency of the pump, the pump internal friction, and a resistive torque of the fluid between the rod/couplings and tubing.

Torque Load

The total torque can be expressed as:

$$T_{total} = T_{pumpfriction} + T_{pumphydraulic} + T_{resistive}$$

where:

$T_{pumpfriction}$ is the torque required to overcome the fit between the stator and rotor and allow the pump to turn. The value is typically 65-100 ft.lbs and is known from experience rather than a direct calculation. In the case of a swollen elastomer this value be much higher

$T_{pumphydraulic}$ is due to the work that the pump does and is calculated from:

$$T_{pumphydraulic} = 0.0897 \times Q \times dP$$

where:

Q = flowrate (bbl/day)

dP = Pump differential pressure (psi)

$T_{resistive}$ is the torque required to overcome friction of the rod string rotating in the produced fluid and is calculated



Новая формула успеха: Пришел. Выполнил работу. Добился отличного результата!

Надежное силовое оборудование для самых различных условий работы.

При выполнении работ по восстановлению скважин простои недопустимы. В то же время, большинство переменных, влияющих на условия работы, находятся вне Вашего контроля. Применяя специализированные двигатели и трансмиссии фирмы Катерпиллер Вы сможете взять ситуацию под контроль. Наличие современных электронных узлов, быстрого ускорения, возможность длительной непрерывной работы при максимальной нагрузке и другие конструктивные особенности и преимущества обеспечивают непревзойденную надежность и эффективность при выполнении операций по восстановлению скважин. Любые операции, включая приготовление и закачку смеси при ГРП, цементирование, кислотная обработка, ловильные и другие работы по восстановлению скважин, благодаря оборудованию Катерпиллер будут выполняться максимально быстро и качественно. Компания Катерпиллер придает технической поддержке не меньшее значение, чем внедрению передовых разработок и совершенствованию нашей продукции. Поэтому мы всегда готовы помочь Вам в решении возникающих проблем.

Дополнительную информацию о том, как специализированное оборудование Катерпиллер поможет Вам эффективно восстанавливать скважины можно получить, связавшись с диллером Caterpillar в Вашем регионе или посетив веб-сайт www.cat-oilandgas.com

**Газовые двигатели в диапазоне
эффективной мощности:**
от 71 кВт (95 л.с.) до 6100 кВт (8180 л.с.)

**Дизельные двигатели в диапазоне
эффективной мощности:**
от 31 кВт (41,6 л.с.) до 16 000 кВт (21 760 л.с.)

Caterpillar Global Petroleum
13105 Northwest Freeway,
Suite 1100
Houston, Texas 77040-6321
Phone: 713-329-2207
Fax: 713-895-4280



TH55 Transmission



3512 FRAC Engine



Power Train for Well Service

Крутящие нагрузки зависят от перепада давления на насосе, к.п.д. насоса, трения в насосе и сопротивления жидкости в зазоре между штангами/замками и колонной насосно-компрессорных труб.

Скручивающая нагрузка

Суммарная скручивающая нагрузка определяется следующим образом:

$$T_{total} = T_{pumpfriction} + T_{pumphydraulic} + T_{resistive}$$

где

$T_{pumpfriction}$ – крутящий момент, необходимый для преодоления силы трения поверхностей обоймы и ротора и обеспечения вращения ротора. Эта величина обычно составляет 65-100 фут-фунтов и определяется эмпирически, а не расчетным путем. При разбухании эластомера ее значение заметно возрастает.

$T_{pumphydraulic}$ соответствует работе, производимой насосом, и рассчитывается по следующей формуле:

$$T_{pumphydraulic} = 0.0897 \times Q \times dP$$

где

Q = расход, барр./сут.

dP = перепад давления на насосе, фунт/дюйм₂

$T_{resistive}$ – крутящий момент, необходимый для преодоления трения вращения колонны насосных штанг в скважинном флюиде, который рассчитывается по формуле:

$$T_{resistive} = \frac{4.77 \times 10^{-8} \times ID_{tub}^2 \times D_{rod}^2 \times L \times \mu \times N}{ID_{tub}^2 - D_{rod}^2}$$

где

ID_{tub} – внутренний диаметр насосно-компрессорных труб, дюймы

D_{rod} – наружный диаметр колонны насосных штанг

L – длина колонны насосных штанг

μ – вязкость флюида, сП

N – частота вращения ротора насоса

Для получения корректного результата расчет производится с учетом полной длины секций насосных штанг, полной длины всех установленных замков и центраторов с получением для них суммарного значения $T_{resistive}$.

Крутящий момент в скважине, необходимый для работы насоса, указывается некоторыми производителями как мощность в лошадиных силах. Для перехода от крутящего момента к мощности в лошадиных силах при заданной частоте вращения используется следующая формула:

$$HP = \frac{T \times \text{об./мин}}{5252}$$

from:

$$T_{resistive} = \frac{4.77 \times 10^{-8} \times ID_{tub}^2 \times D_{rod}^2 \times L \times \mu \times N}{ID_{tub}^2 - D_{rod}^2}$$

where

ID_{tub} = Internal diameter of the tubing (inches)

D_{rod} = OD of the rod string

L = length of rod string

μ = fluid viscosity (cP)

N = rpm of pump

In order to perform this calculation properly it should be performed using the total length of rod section, total length of couplings and total length of centralisers installed and the $T_{resistive}$ for each added to give the total

The downhole torque required to turn the pump is quoted by some manufacturers in terms of HP. The following equation can be used to convert between torque and Hp for a given RPM

$$HP = \frac{T \times RPM}{5252}$$

where:

HP = Horsepower

T = Torque ft-lbs

Axial Load

The axial forces in the rod can be calculated from

$$F_{axial} = F_{pump} + F_{rods}$$

where

$$F_{rods} = \text{Pump depth} \times \text{rod weight (lb/ft)}$$

and

$$F_{pump} = dP \times A_{eff} - P_d \times A_{rod}$$

dP = Pump differential pressure (psi)

$$A_{eff} = 8eD + \frac{\pi D^2}{4} \quad 8ed \text{ (for a single lobe pump)}$$

D = diameter of rotor

e = eccentricity of rotor

P_d = pump discharge pressure

A_{rod} = area of rod

Rod Effective Stress

The combined loading of torque and axial load on the rod string can be accounted for using Von Mises stress equation. Calculation the torque and axial loads are best performed using software although there are a number of equations and tables that can be used to estimate the forces and calculate the effective stress on the rod. In order to ensure a safety factor an effective stress of less than 70-80% of maximum is used.

$$\text{Effective Stress} = \sqrt{\frac{1.6 \times 10^{-5} \times F_{axial}^2}{\pi^2 \times D^4} + \frac{0.1106 \times T_{total}^2}{\pi^2 \times D^6}}$$

NETZSCH

Партнерство на нефтяных промыслах Partnership in the Oilfield



Moskau



Tomsk



Samara



Almet'yevsk

...Добыча и транспорт высоковязкой нефти... Production and Transport of light and heavy crude oil... Добыча и транспорт высоковязкой нефти... Production and Transport of light and heavy crude oil...

...Добыча и транспорт высоковязкой нефти...



NETZSCH Oilfield Products GmbH
Gebrüder-Netzsch-Straße. 19
D-95100 Selb
Telefon: +49 9287 75-424
Telefax: +49 9287 75-427
E-mail: info.nop@netzsch.com
www.netzsch.com

где

HP – мощность в лошадиных силах
T – крутящий момент в фут-фунтах

Осевая нагрузка

Силы, действующие вдоль оси штанги, рассчитываются по формуле:

$$F_{axial} = F_{pump} + F_{rods}$$

где

$$\text{Действующее напряжение} = \sqrt{\frac{1.6 \times 10^{-5} \times F_{axial}^2}{\pi^2 \times D^4} + \frac{0.1106 \times T_{total}^2}{\pi^2 \times D^6}}$$

и

$$F_{pump} = dP \times A_{eff} - P_d \times A_{rod}$$

где

dP – перепад давления на насосе, фунт/дюйм²

$$A_{eff} = 8eD + \frac{\pi D^2}{4} \quad (\text{для однозаходного насоса})$$

D – диаметр ротора

e – эксцентриситет ротора

P_d – давление нагнетания насоса

A_{rod} – площадь сечения штанги

Действующее напряжение в штангах (штоке)

Комбинация нагрузок, вызванных крутящим моментом и осевой нагрузкой на колонну насосных штанг, рассчитывается при помощи уравнения фон Мизеса для определения напряжений. Расчет крутящего момента и осевых нагрузок наиболее целесообразно выполнять с использованием программных средств, хотя для оценки фактических напряжений в штангах существует ряд уравнений и расчетных таблиц. Для обеспечения надлежащего запаса надежности в расчетах используется величина действующего напряжения менее 70-80% максимального значения.

$$\eta = \frac{BPD, \text{ факт.}}{BPD/100 \text{ об./мин} \times \text{об./мин}/100}$$

Типы штанг

Для работы с винтовыми насосами могут применяться обычные насосные штанги для штанговых насосов. Тем не менее, ряд компаний в настоящее время предлагает штоки, проектируемые специально для винтовых насосов. На следующей иллюстрации приведены сравнительные характеристики штока диаметром 1 дюйм (вверху) и штанги для штангового насоса диаметром 1 дюйм (внизу).

Приводные штоки обладают следующими преимуществами:

- » замки меньшего размера (снижение требований к продольной прочности), снижающие износ насосно-

Rod Types

Normal sucker pump rods can be used to power the PCP but a number of companies now make Drive rods specifically for a PCP application.

Drive rods have the following advantages:

- » Smaller coupling (less requirement for axial strength) which reduces tubing wear and flow losses
- » Smaller upset so more resistant to fatigue
- » Thread designed for higher torque resistance

Correct Make-Up

Regardless of the type of rod used the coupling should have higher stress capacity than the body of the rods and yet when rod failures are sustained, they are typically in the coupling rather than the body of the rod. In order to avoid failures of the coupling it is critical to ensure correct make-up of the coupling. The key steps to successful make-up are:

1. Apply manufacturers recommendations (may differ by supplier)
2. The sucker rod specification API RP 11BR is not adequate for PCPs.
3. Ensure the coupling faces and rod shoulders are clean and free of grease.
4. Use the lubricant recommended by the manufacturer.
5. Only lubricate the pin, lightly.
6. Use torque make-up (JAM unit) rather than rotary displacement to ensure correct make-up (Note: if using rotary make up cards, the card will most likely be different from rod pump applications).
7. Every connection (both ends) needs to be subjected to correct make-up procedure and torque.
8. The make-up torque of the rods should be higher than the expected operating torque.

Continuous rod is available (co-rod) which is like coiled tubing only solid. Co-rod only requires a coupling at the top and the bottom of the rod string and so is more suited to deviated wells, causes less tubing wear and eliminates the potential for coupling failures.

Other Concerns

Consideration must also be given to the fact that the top of the rotor is moving eccentrically, as such the connection and first 30ft of rod above the rotor needs to be designed to accommodate such movement. It is recommended that a full sized sucker rod be used at exit but at least a pony rod no shorter than 8'.

In directional wells centralisers are often used to centralise the rod string and prevent rod and tubing wear. Spacing of centralisers is based on the profile of the wellbore.

- компрессорных труб и гидравлические потери;
- » меньшие размеры высаженных концов, повышающие устойчивость к усталостному разрушению металла;
- » резьба, рассчитанная на более высокие крутящие моменты.

Конструкция колонны штанг (штоков)

Независимо от конструкции штанг замки должны обладать большей устойчивостью к напряжениям, чем сами штанги (хотя, невзирая на это, разрыв колонн обычно происходит на замках, а не в самих штангах). Во избежание разрыва в замках важно обеспечить правильность затяжки соединений. Основные указания по порядку правильной затяжки соединений приведены ниже:

1. Соблюдение указаний производителя (отличаются для разных поставщиков).
2. Насосные штанги по техническим условиям API RP 11BR не подходят для винтовых насосов.
3. При выполнении соединений следует убедиться в отсутствии грязи и смазки на поверхностях замков и заплечиках штанг.
4. Использование смазочных средств в соответствии с рекомендациями производителя.
5. Нанесение небольшого количества смазки только на стопорной палец.
6. Для обеспечения правильной сборки затяжку следует производить по показаниям крутящего момента (измеритель крутящего момента), а не смещения (примечание: номограммы затяжки по значениям смещения обычно отличаются от номограмм, используемых для штанговых насосов).
7. Все соединения (с обеих сторон) следует выполнять в установленном порядке с соблюдением заданных значений крутящего момента.
8. Крутящий момент при затяжке соединений должен быть больше, чем расчетный крутящий момент при эксплуатации.

Выпускаются также цельные беззамковые штоки (co-rod), аналогичные по принципу применения колтюбингу, но выполненные как цельные штоки, а не как трубы. Цельные беззамковые штоки требуют установки всего двух замков в верхней и нижней точках колонны, что повышает их привлекательность в скважинах с отклонением от вертикали в связи со снижением износа насосно-компрессорных труб и устранения риска разрыва в замках.

Прочие соображения

Также следует принимать во внимание эксцентриситет движения верхней части ротора, требующий достаточной подвижности штока на участке длиной примерно 30 футов над ротором. В связи с этим рекомендуется применение на выходе насоса штанги полного диаметра в сочетании с укороченной

Drive system

The drive system is normally comprised of a drive head, speed reducer and a power source. The function of the drive system is to:

- » suspend the rod and carry axial loads
- » deliver torque to the rod
- » rotate the polished rod at desired RPM
- » prevent backspin
- » prevent escape of produced fluid

Various drivehead configurations are available that allow the drivehead to be vertically or horizontally. Typical HP is in the range of 10 - 100 HP.

Speed reducers are available that facilitate either fixed speed or variable speed drives. Variable speed drives allow for more well inflow uncertainty.

Prime movers can be electric motors, hydraulic motors or internal combustion engines. Electric motors are more efficient but require the wellsite to have electricity, although solar power can be used in some applications.

The required power output of the prime mover can be calculated from:

$$HP = \frac{1.904 \times 10^{-2} \times T_{rod} \times N}{\eta}$$

where :

- | | |
|------------------|------------------------------------|
| HP | = required horsepower |
| T _{rod} | = total calculated torque (ft.lbs) |
| N | = system rotational speed (RPM) |
| η | = efficiency of drive system |

PCP Design

The basic procedure for pump design is as follows:

1. Assume a design flowrate (STB/day), watercut, wellhead pressure, pump setting depth and reservoir inflow performance.
2. Calculate bottomhole flowing pressure for desired flowrate.
3. Calculate required intake pressure at pump depth.
4. Calculate pump discharge pressure (wellhead pressure + gravitational pressure loss + frictional loss).
5. Calculate pump differential pressure and convert to head by dividing by fluid gradient of produced fluid. To this point the design is what is also required for and ESP design when the TDH is calculated.
6. Examine pump specifications and curves, select appropriate pump to produce desired flowrate with RPM of less than 300 and expected pump differential of approximately 70% of pump maximum.
7. Calculate required surface torque.
8. Calculate forces in rod string for expected operating

насосной штангой длиной не менее 8 футов. Кроме того, не рекомендуется устанавливать переводники с уменьшенным проходным сечением на участке длиной 4 фута над насосом (согласно данным компании Weatherford).

В скважинах наклонно-направленного бурения для предупреждения износа штанг и НКТ часто применяются центраторы. Шаг установки центраторов определяется в зависимости от профиля искривления ствола скважины.

Привод

Привод обычно состоит из головки привода, редуктора и двигателя. Привод выполняет следующие функции:

- » подвеска штока и восприятие осевых нагрузок;
- » передача вращающего момента на ротор;
- » вращение штока с требуемой частотой;
- » предупреждение обратного вращения;
- » предупреждение утечки пластовых флюидов.

Существует ряд конструкций головок привода вертикальной или горизонтальной установки. Мощность привода обычно составляет от 10 до 100 л.с.

Производимые редукторы обеспечивают возможность эксплуатации с фиксированной или регулируемой частотой вращения. Приводы с регулируемой частотой вращения позволяют эксплуатировать скважины в большем диапазоне изменений дебита.

В качестве двигателей применяются электродвигатели, гидравлические моторы и двигатели внутреннего сгорания. Электродвигатели отличаются более высоким к.п.д., но требуют наличия источника электроэнергии на месте производства буровых работ (в качестве которого в некоторых случаях могут использоваться солнечные батареи).

Требуемая мощность двигателя рассчитывается по формуле:

$$HP = \frac{1.904 \times 10^{-2} \times T_{rod} \times N}{\eta}$$

где :

- HP – требуемая мощность в лошадиных силах
 Trod – суммарный расчетный крутящий момент, фут-фунт
 N – частота вращения, об./мин
 η – к.п.д. привода

Проектирование винтовых насосных установок

Ниже приведено краткое описание общего порядка проектирования винтовых насосных установок.

conditions, size rod string appropriately to ensure that rod string is adequate for loads (less than 70-80% effective stress).

9. Calculate HP requirement of drive head and bearing rating for axial load.
10. Determine power generation requirement.

Operation, Monitoring and Diagnosis

A typical monitoring system will include torque and RPM sensors to measure the mechanical system response. The majority of PCPs are applied in low cost operating areas and an operator is often reluctant to spend additional capital on equipment for monitoring of the PCP system.

Advanced monitoring systems will include a downhole sensor to measure pump intake and discharge pressures, pump discharge temperature and vibration. A controller can then be used in conjunction with a variable speed drive and remote diagnostic software to optimise well production within the system limits of rpm, torque and pump depth relative to fluid level.

The following table provides a summary of the measurements that can be taken:

Surface	Production	Downhole
RPM	Total Rate	Pump Intake pressure
Torque	Water Cut	Pump Discharge Pressure
WHP	Sand Rate	Pump Discharge Temperature
CHP		Pump Intake Temperature
WHT		Vibration
Diluent injection rate		

The efficiency is the ratio of the power to lift fluids from approximately the fluid level in the casing divided by the input power to the system.

One simple monitoring process can be the pump efficiency. The formula is:

$$\eta = \frac{BPD, actual}{BPD/100rpm \times rpm/100}$$

The simple formula showing what the production is as a % of the no-slip production is a method of estimating if the pump is too tight or too loose. If the efficiency is over 90% field experience should be monitored to see if pump is too tight to restart or breaks in the pump or rods occur. If the is lower than ~80% then experience may show the pump is set too loose in the shop and after the pump elastomer swells in field operation. It is one way to try to monitor performance without additional instrumentation. The following graph (figure 1) shows a plot of pump

Типичные данные при пуске скважины Typical Data - Well Start Up

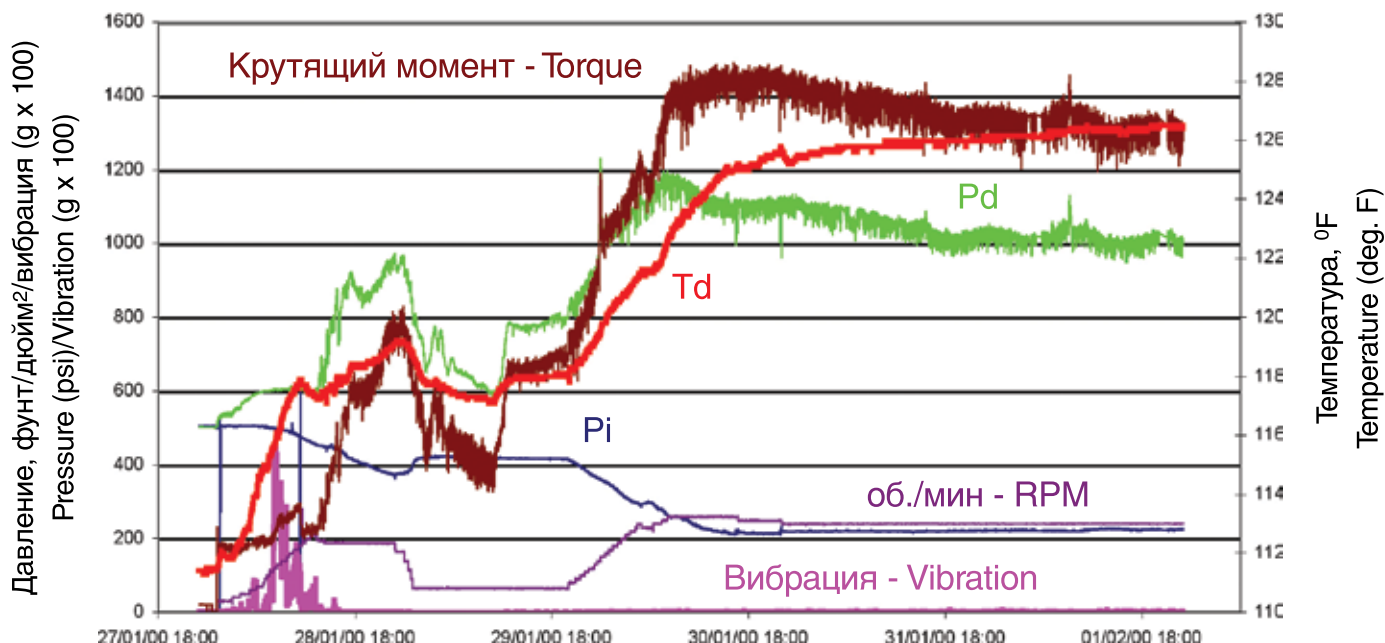


Рис. 1 : Типичные значения параметров при пуске винтового насоса

Fig. 1 : Typical data during PCP start-up

1. В качестве исходных данных принимается расчетный дебит (барр./сут при нормальных условиях), обводненность, устьевое давление, глубина установки насоса и характеристики притока пластовых флюидов.
2. Рассчитывается динамическое забойное давление при требуемом расчетном дебите.
3. Рассчитывается требуемое входное давление на глубине установки насоса.
4. Рассчитывается давление нагнетания насоса (устьевое давление + потери, обусловленные массой столба жидкости + потери на трение).
5. Рассчитывается перепад давления на насосе, величина которого пересчитывается в высоту столба жидкости исходя из градиента давлений для пластового флюида. Перечисленные этапы расчета совпадают с расчетом для погружных центробежных насосов, который также требует определения общей расчетной высоты нагнетания.
6. После этого исходя из технических характеристик и кривых эксплуатационных характеристик насоса подбирается насос, обеспечивающий требуемый дебит при частоте вращения менее 300 об./мин и расчетном перепаде давления около 70% от максимального значения для выбранного насоса.
7. После этого рассчитывается требуемый крутящий момент наземного привода.
8. Далее выполняется расчет нагрузок на колонну насосных штанг при проектных условиях

operating parameters acquired during a PCP start-up.

It can be observed that as pump RPM increases torque, discharge pressure and discharge temperature increase significantly. Conventional wisdom would say higher RPM means higher flow which means greater frictional pressure drop in the tubing resulting in an increased discharged pressure (discharge temperature increases as a result of increased heating in the PCP). However, consideration of the wellhead pressure trend shows that a large proportion of the pressure increase at the pump discharge is due to the increased wellhead pressure (due to increased pressure drop in the horizontal surface pipeline or pressure drop across the surface choke). This plot indicates the importance of considering the hydraulic parameters (pressure) as well as the mechanical measurements (torque and RPM) to understand the response of the system.

Through the use of measured downhole parameters it is possible to determine:

- » pump performance
- » fluid loss / slippage
- » tubing frictional pressure drop
- » torque due to pump
- » well inflow information for pump redesign

Common operational problems that can be diagnosed using a combination of surface data and measured

эксплуатации, диаметр колонны насосных штанг, обеспечивающий достаточную прочность для расчетных нагрузок (не более 70-80% действительного напряжения).

9. Далее рассчитываются требования к мощности головки привода и характеристики его подшипника с учетом осевой нагрузки.

10. Затем определяется требуемая мощность двигателя.

Эксплуатация, контроль и диагностика

Как правило, в состав системы контроля входят средства для оценки поведения механических компонентов системы за счет контроля крутящего момента и частоты вращения. Большинство винтовых насосных установок эксплуатируется на месторождениях с низкой себестоимостью добычи, в связи с чем операторы не склонны вкладывать дополнительные средства в системы контроля режима эксплуатации винтовых насосных установок.

В состав более сложных систем контроля входят скважинные приборы учета давления на сторонах всасывания и нагнетания, температуры флюида на стороне нагнетания, вибрации. При наличии подобных средств контроля возможно использование логического контроллера в сочетании с приводом с регулируемой частотой вращения и программными средствами дистанционной диагностики, которые позволяют оптимизировать режим отбора при соблюдении заданных граничных значений частоты вращения, крутящего момента и глубины установки насоса по отношению к уровню столба флюида в скважине.

Общие сведения о возможных контролируемых параметрах приведены в следующей таблице:

Наземные приборы	Отбор	Скважинные приборы
Частота вращения	Общий дебит	Давление на стороне всасывания
Крутящий момент	Обводненность	Давление на стороне нагнетания
Устьевое давление	Содержание песка	Температура на стороне нагнетания
Давление на устье обсадной колонны		Температура на стороне всасывания обсадной колонны
Устьевая температура		Вибрация
Расход подачи реагента		

Под коэффициентом полезного действия понимается отношение требуемой мощности для подъема флюида примерно от отметки уровня флюида в обсадной колонне к мощности привода.

Ниже рассмотрена несложная методика контроля, позволяющая оптимизировать к.п.д. насосной

downhole parameters are:

- » pump wear
- » excess pump friction (stator swelling)
- » plugged pump intake
- » pump off
- » tubing leak
- » excessive gas at pump intake
- » sand loading
- » parted rods

Production Optimisation

The key to production optimisation is to reduce the bottomhole pressure (P_{wf}), create more drawdown ($P_r - P_{wf}$) and allow the well to flow at a higher rate. Increasing the RPM for a PCP results in reduction of P_{wf} .

Traditional analysis methods have used 'Echometers' to infer the fluid level. A more advanced method is to use a downhole pressure sensor and measure the actual pressure. A direct measurement of the pump intake pressure is the most accurate method to determine whether there is an opportunity to produce at higher rates by drawing down the P_{wf} further (note it is also necessary to monitor casing pressure in conjunction with intake pressure).

Another system used with good success is to use the OGI system with a flow measuring system in the flowline (good for water, perhaps not for heavy viscous oil) and when rates drop, a VSD is signalled to slow the unit. A complete system of control algorithms are available with the system. No downhole sensors are needed.

A downhole pressure sensor can be used to monitor well pressure when the well is shut in (build-up) and provide an indication of reservoir pressure but downhole sensors are more prone to fail.

Automation

Automation provides the best means of optimising production whilst preventing equipment failure. The technology exists to automate the PCP system as follows:

Production	Protection
vary RPM to maintain constant Pi	prevent excessive Pd (shut in or low flow)
minimise Pi	prevent pump off ($P_i - P_{casing}$)
	prevent wrong rotation ($P_d < P_i$)
	prevent excessive Td (gas)
	sand detection
	$P_d - P_i$ vs Q over time (wear)
	Prevent rod over-torque

установки. В ней используется следующая формула:

$$\eta = \frac{BPD, \text{ факт.}}{BPD/100 \text{ об./мин} \times \text{об./мин}/100}$$

Эта несложная формула позволяет оценить отбор в процентах от отбора в идеальных условиях без учета обратного оттока, а также отклонение параметров натяга насоса от оптимального значения. При к.п.д. более 90% следует организовать контроль параметров эксплуатации для выявления возможного превышения натяга во избежание поломки приводного штока. При к.п.д. менее ~80% не исключено, что требуемый натяг не был обеспечен при сборке насоса и не достигается после разбухания эластомера в процессе эксплуатации. Изложенная выше методика позволяет контролировать эффективность эксплуатации насосной установки без использования дополнительных средств измерения.

На следующей иллюстрации (рис. 1) приведен график эксплуатационных параметров винтового насоса, построенный по данным измерений при его пуске.

Из приведенного графика видно, что по мере увеличения частоты вращения ротора имеет место значительное увеличение значений крутящего момента, давления нагнетания и температуры на стороне нагнетания. Принято считать, что увеличение частоты вращения ведет к увеличению расхода, что связано с увеличением перепада давлений в насосно-компрессорных трубах, которое ведет к росту давления нагнетания (при этом также имеет место повышение температуры на стороне нагнетания в результате более интенсивного нагрева работающего винтового насоса). Тем не менее, при рассмотрении динамики изменения устьевого давления выясняется, что значительная доля увеличения давления на стороне нагнетания насоса связана с ростом устьевого давления (вызванного увеличением перепада давления в наземных трубопроводах или на дросселе в составе наземного оборудования). Приведенный график подчеркивает важность учета гидравлических параметров (давление) в дополнение к механическим характеристикам (крутящий момент и частота вращения) для оценки поведения системы в целом.

Измерение параметров в стволе скважины позволяет определить следующие показатели:

- » к. п. д. насоса;
- » потери/обратный отток флюида;
- » перепад давления за счет трения в насосно-компрессорных трубах;
- » крутящий момент в результате работы насоса;

Alternative Deployment

As an alternative to powering the PCP using a rod string and drivehead it is also possible to use a downhole (ESP) motor to power the PCP.

In order to drive the PCP using a downhole motor it is necessary to use a gear reducer (9:1 or 11.5:1) to run the PCP at an acceptable speed (100 to 500 RPM).

This type of system has the following advantages over conventionally deployed PCPs:

- » Can be set deeper
- » Better suited to horizontal or directional wells
- » Reduces frictional pressure drop in the tubing
- » Eliminates potential for tubing wear

Some of these systems are designed such that the PC Pump can be moved and reinstalled using wireline or coil tubing while leaving the motor in the hole.

- » данные притока флюида в скважину для использования при пересмотре характеристик насоса.

Сочетание данных наземных и внутрискважинных измерений позволяет осуществлять диагностику следующих широко распространенных осложнений:

- » износ насоса;
- » повышенное сопротивление трения в насосе (разбухание обоймы);
- » закупорка всасывающего патрубка насоса;
- » отток;
- » утечки в насосно-компрессорных трубах;
- » высокое содержание газа на стороне всасывания насоса;
- » пескопроявление;
- » разрыв колонны штанг.

Оптимизация отбора

Ключевым условием для оптимизации отбора является снижение забойного давления (P_{wf}), увеличение депрессии ($P_r - P_{wf}$) обеспечение повышения дебита скважины. Увеличение частоты вращения ротора винтового насоса ведет к снижению величины P_{wf} .

Традиционно для контроля уровня флюида использовались методы эхометрии. Более современные методы предусматривают использование для этой цели внутрискважинных манометров для измерения фактических значений давления. Прямое измерение давления на всасывании насоса является наиболее точным способом оценки возможности повышения дебита за счет дальнейшего увеличения депрессии на пласт

(P_{wf}) (следует обратить внимание на необходимость контроля давления в обсадной колонне в увязке с давлением на всасывании).

Также хорошо зарекомендовала себя методика OGI, предусматривающая замер расходов в выкидной линии (наиболее целесообразна для воды, но, вероятно, мало пригодна для высоковязких тяжелых нефтей) со снижением частоты вращения вала регулируемого привода при снижении расходов. Предлагаемая система содержит полный набор необходимых алгоритмов управления. Для реализации упомянутой системы не требуется установки внутрискважинных датчиков.

Также возможно применение внутрискважинных манометров для контроля давления при останове скважины (набор давления) и определения пластового давления, но при этом следует помнить о повышенной вероятности выхода внутрискважинных приборов из строя.

Автоматизация

Автоматизацию следует считать наиболее целесообразным способом оптимизации отборов и предупреждения выхода оборудования из строя. Существуют технические решения для автоматизации работы винтовых насосных установок по перечисленным ниже показателям.

Варианты технических решений

Взамен наземного привода и приводного штока винтового насоса возможна установка внутрискважинного электродвигателя, приводящего в действие ротор винтового насоса.

При использовании скважинного двигателя в качестве привода винтового насоса необходимо применять редуктор (передаточное отношение 9:1 или 11,5:1), обеспечивающий приемлемую частоту вращения ротора винтового насоса (100-500 об./мин).

Системы с внутрискважинным двигателем обладают следующими преимуществами по сравнению с обычными винтовыми насосными установками:

- » возможность увеличения глубины установки;
- » более высокая пригодность для установки в горизонтальных и наклонно-направленных скважинах;
- » снижение перепада давления за счет трения в насосно-компрессорных трубах;
- » устранение риска износа насосно-компрессорных труб.

Некоторые из подобных систем предусматривают возможность подъема и повторной установки винтового насоса на канате или колтюбинге без подъема внутрискважинного двигателя.

Отбор	Защита
изменение частоты вращения вала привода для поддержания постоянного уровня P_i	предупреждение превышения значений P_d (останов или низкий дебит)
уменьшение значения P_i до минимума	предупреждение откачки ($P_i - P_{casing}$)
	предупреждение неправильного направления вращения ($P_d < P_i$)
	предупреждение чрезмерного увеличения значения T_d (газ)
	выявление пескопроявлений
	$P_d - P_i$ в зависимости от изменений Q во времени (износ)
	Предупреждение превышения крутящего момента на штоке



TYUMEN-2009

To effectiveness through cooperation!

II International Geoscience Conference & Exhibition

2-5 March 2009

FOR THE FIRST TIME will take place
in the Tyumen Technopark
“Western-Siberian Innovative
Centre of Oil and Gas”

IMPORTANT DATES:

PREPARING CONFERENCE & EXHIBITION:

- 31.12.2008** Deadline for early registration
- 15.01.2009** Deadline for abstract submission
- 20.01.2009** Deadline for booth booking
- 10.02.2009** Completion of technical program
- 10.02.2009** Deadline for pre-registration
- 10.02.2009** Deadline for workshops registration

CONFERENCE & EXHIBITION:

- 01.03.2009** Start of the on-site registration
- 01.03.2009** Courses and workshops
- 02.03.2009** Official opening, plenary session
- 02.03.2009** Exhibition opening, Ice-breaker reception
- 03.03.2009** Start of the scientific sessions
- 04.03.2009** Gala evening
- 05.03.2009** Conference and exhibition closing

