

УДК 622.276.53.054.4

**МЕТОДИКА РАСЧЕТА ШТАНГОВЫХ КОЛОНН ДЛЯ ВИНТОВЫХ
НАСОСНЫХ УСТАНОВОК**

**METHODOLOGY FOR CALCULATING SUCKER ROD STRING
OF PROGRESSING CAVITY PUMP**

Уразаков К.Р., Латыпов Б.М., Исмагилов Р.Р.

**ФГБОУ ВПО « Уфимский государственный нефтяной технический
университет», г. Уфа, Российская Федерация**

K.R. Urazakov, B.M. Latypov, R.R. Ismagilov

**FSBEI HPE “Ufa State Petroleum Technological University”,
Ufa, the Russian Federation**

e-mail: bulatti@hotmail.com

Аннотация. В статье приведена методика расчета колонны насосных штанг для установок штанговых винтовых насосов. Методика расчета включает в себя определение осевой, крутящей и изгибающих нагрузок действующих на колонну насосных штанг, при добыче нефти, а также при их подъеме, во время спускоподъемных операций при обслуживании скважины.

Методика расчета, из-за громоздкости, показана только для трех-интервальных скважин, включающих вертикальный, наклонный участки ствола скважины, а также участок с локальным искривлением (участок набора зенитного угла и спада зенитного угла). Для других типов профилей ствола скважины - методика идентична.

В данной работе предлагается методика расчета напряжений в металле штанг с учетом экспериментально полученной зависимости совместного влияния вязкости нефти, относительной скорости движения трущихся тел

и удельной нормальной нагрузки в результате исследований пар трения элементов штанговой насосной установки. Для пар трения муфты о трубы, штанги о трубы, штанги о центраторы, ротор насоса о статор, в работе представлены зависимости коэффициентов трения от числа Зоммерфельда.

Предложенная методика позволяет производить расчеты для выбора конструкции штанговой колонны, винтовой насосной установки с поверхностным приводом, с учетом граничного и гидродинамического трений и прогнозировать оптимальные их параметры на стадии проектирования. Комплексный подход к расчету даст возможность разработать соответствующие технические решения для дальнейшего совершенствования конструкций элементов колонны штанг, в целях снижения нагрузок и потребляемой винтовой насосной установкой мощности.

Abstract. The article consider a methodology for calculation the sucker rod string of progressing cavity pump. Method of calculation involves determining the axial, torsion and bending loads acting on the rod string during their rotation, as well as their rise during tripping operations.

Method of calculation is given only for three-interval wells including vertical and inclined sections of the wellbore, as well as the section of the wellbore with the local curvature.

The article describes the method of calculation of the stress in the metal sucker rod with the experimentally obtained dependence of the joint impact of the oil viscosity, the relative velocity of the rubbing bodies and specific normal load, as a result, of research of friction pairs of elements sucker rod for progressing cavity pump. The article consider the friction coefficients depending on the number of Sommerfeld for pairs of friction (coupling on tube, rods on tube, rod on centralizers and the pump rotor on the stator).

The proposed method allows designing rod string with the boundary and hydrodynamic friction, and predicting their optimal parameters at the design stage. An integrated approach to the calculation will allow developing

appropriate technical solutions for further improving the design elements of the rod string, in order to reduce loads and power consumption of the installation.

Ключевые слова: коэффициент трения, насосная штанга, число Зомерфельда, винтовой насос, прочностной расчет, нефтяная скважина.

Key words: coefficient of friction, sucker rod, number of Zomerfeld, PCP, strength analysis, oil well.

В процессе эксплуатации установок штанговых винтовых насосов (УШВН), штанговая колонна испытывает значительные крутящие нагрузки при работе установки, и растягивающие нагрузки при подъеме колонны во время подземного ремонта. В этой связи необходимо рассчитать напряжения в штанговой колонне, возникающие при кручении и от осевых усилий.

Расчет колонны штанг винтовой насосной установки при их подъеме аналогичен расчету для штанг установок штанговых скважинных насосов (УШСН). Отличием является лишь дополнительная нагрузка, необходимая для извлечения винта насоса из статора [1].

При работе УШВН колонны штанг на участках локального искривления ствола из-за вращения по траектории “вокруг своей оси” испытывают большие, по сравнению с колоннами для плунжерных насосов, знакопеременные нагрузки. Кроме того, при вращении колонны штанг, возникают значительные крутящие моменты на преодоление сил трения в подземной части УШВН. В результате, эксплуатационный ресурс штанг снижается, а возможность возникновения аварии, соответственно, возрастает.

Отсутствие в известных методиках расчета штанговых колонн для винтовых насосов поэлементного учета коэффициента трения (для тела штанг, муфт и штанговых центраторов) существенно снижает их точность. В данной работе предлагается методика расчета напряжений в металле

штанг на базе экспериментально полученной зависимости совместного влияния вязкости нефти, относительной скорости движения трущихся тел и удельной нормальной нагрузки в результате исследований пар трения элементов штанговой насосной установки [2].

Методика расчета, из-за громоздкости, показана только для трехинтервальных скважин, включающих вертикальный, прямолинейный наклонный, вогнутый и выпуклый участки ствола. Для других типов профилей – методика идентична.

1 Расчет штанговой колонны с учетом нагрузок, возникающих в добыче нефти, установками штанговых винтовых насосов

При вращении, штанговая колонна УШВН испытывает одновременно крутящие, осевые и изгибающие нагрузки. Ниже приведена методика расчета всех составляющих нагрузок и условие прочности.

1.1 Определение напряжений кручения в штангах

Напряжения кручения обусловлены наличием момента на преодоление сил трения, возникающих при вращении колонны штанг. Необходимый момент – это сумма сил вязкого трения колонны штанг о жидкость; сил граничного трения элементов штанговой колонны о внутреннюю стенку насосно-компрессорных труб (НКТ); сил трения ротора насоса, о резиновый статор и момента, необходимого для подъема жидкости (рисунок 1).

Напряжения кручения определяются как отношение крутящего момента $M_{кр}$, возникающего при вращении штанговой колонны к полярному моменту сопротивления поперечного сечения штанги $W_{кр}$:

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} \quad (1)$$

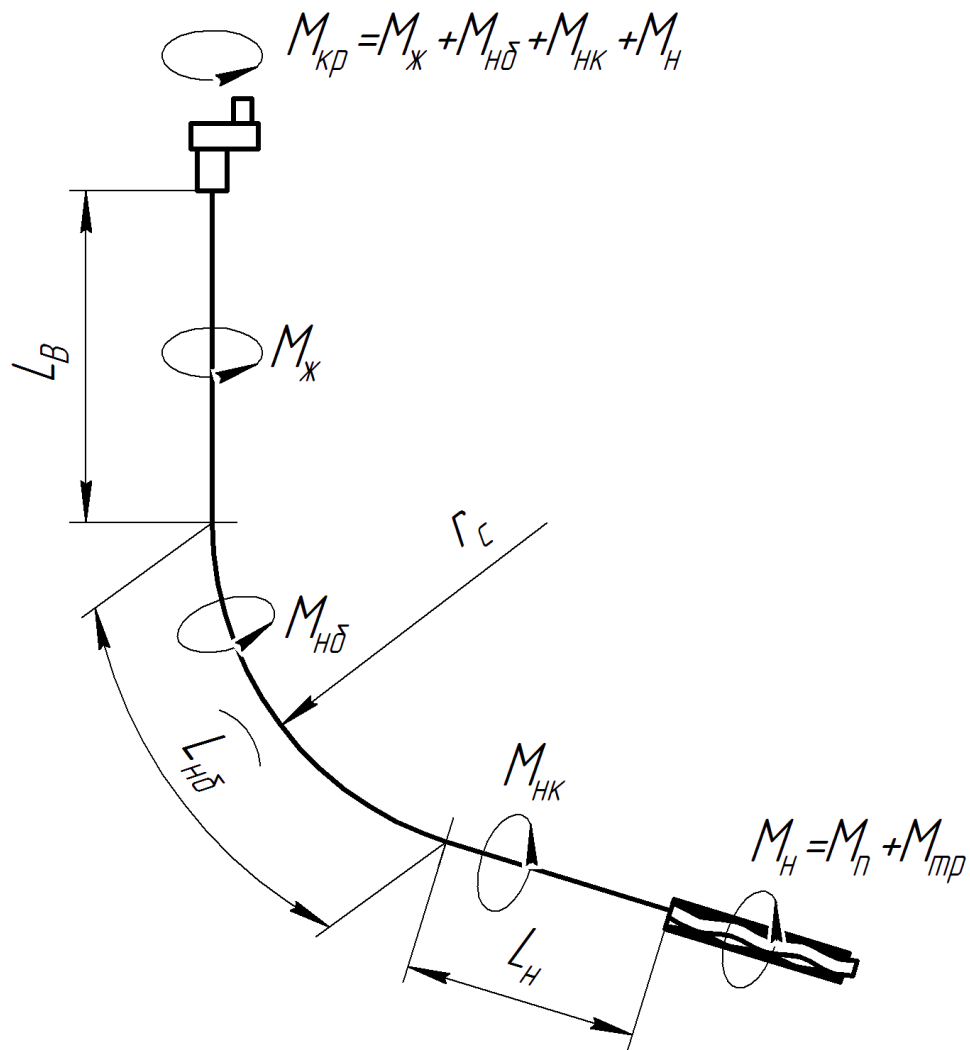


Рисунок 1. Распределение крутящих моментов, действующих на штанговую колонну

Крутящий момент при вращении штанговой колонны, можно рассчитать по формуле [3]:

$$M_{кр} = M_{жс} + M_{гр} + M_n \quad (2)$$

где $M_{жс}$ – момент на вязкое трение колонны штанг о жидкость, Н·м;

$M_{гр}$ – момент на граничное трение колонны штанг о стенки НКТ, Н·м;

M_n – момент на вращение ротора насоса, Н·м.

Расчет крутящего момента на преодоление гидравлического сопротивления при вращении колонны штанг в кольцевом пространстве с учетом вязкости жидкости, проводят по формуле [14]:

$$M_{жс} = \left(\frac{\psi(R_1, R_2)}{Re_{\omega}} + \frac{10^{-9} \cdot Re_z}{0,2 \cdot Re_z + 1,83} \right) \cdot L \cdot \rho \cdot \frac{\omega}{2}, \quad (3)$$

$$\psi = 16 \cdot \pi \cdot \frac{R_1^2 \cdot (R_2^2 - R_1^2) \cdot (R_2^2 + R_1^2)}{R_2^2 - R_1^2} \quad (4)$$

где R_1, R_2 – радиусы штанг и внутренней поверхности лифтовых труб, м

$$Re_z = \frac{v \cdot (D - d) \cdot \rho}{\mu}, Re_{\omega} = \frac{\omega \cdot (D - d)^2 \cdot \rho}{\mu} \quad (5)$$

где v – скорость течения в жидкости в кольцевом пространстве, м/с;

D – внутренний диаметр лифтовых труб, м;

d – диаметр штанг, м;

ρ – плотность жидкости, кг/м³;

μ – динамическая вязкость жидкости, Па·с;

ω – угловая скорость вращения колонны штанг, с⁻¹;

L – длина колонны штанг, м.

Момент на граничное трение штанговой колонны о стенки НКТ складываются из двух составляющих: на трение на участке набора кривизны и на наклонном участке.

$$M_{ср} = M_{нб} + M_{нк} \quad (6)$$

На участке набора зенитного угла потери на трение будут рассчитываться как:

$$M_{нб} = \sum \left\{ \left[D_m \cdot l_{oi} + (l_{ш} + 2 \cdot l_{oi}) \cdot \frac{d}{2} \right] \cdot f \cdot q \cdot \sin(\alpha_i) \right\}, \quad (7)$$

где D_m – диаметр штанговой муфты, м;

l_{oi} – расстояние от муфты до точки касания тела штанги с нижней образующей внутренней стенки НКТ (при наличии центраторов расстояние от центратора, до внутренней стенки НКТ), м;

f – коэффициент трения между НКТ и штанговыми муфтами или штанг о центраторы (при наличии центраторов);

$l_{ш}$ – длина одной штанги, м;

q – вес одного метра штанг, Н/м.

На наклонном участке потери на трение будут рассчитываться как:

$$M_{нк} = \left[D_m \cdot l_0 + (l_{ш} + 2 \cdot l_0) \cdot \frac{d}{2} \right] \cdot f \cdot q \cdot \sin(\alpha) \cdot \frac{L_n}{L_{ш}}, \quad (8)$$

где L_n – длина наклонного участка, м.

Для определения коэффициента трения, предлагается использовать зависимости коэффициента трения f от числа Зоммерфельда So [4]. Ниже приведена зависимость для различных пар трения.

$$f = \exp(a + b \cdot \ln(100 \cdot \sqrt{So})) \quad (9)$$

В таблице 1 приведены значения коэффициентов к зависимости 9.

Таблица 1. Значения коэффициентов для различных пар трения

Наименование коэффициента	Пара трения Штанга-центратор	Пара трения Муфта-труба	Пара трения Штанга-труба
a	-1,921	-1,920	-1,099
b	-0,422	-0,218	-0,180

Расчет для участка спада зенитного угла, проводится по аналогии с участком набора.

При вращении металлического ротора о резиновый статор винтового насоса, крутящий момент складывается из двух составляющих: на подъем жидкости; на трение ротора о статор.

Момент, затрачиваемый на вращение ротора насоса, рассчитывается как:

$$M_n = M_{п} + M_{тр}, \quad (10)$$

где $M_{п}$ – момент, затрачиваемый на подъем жидкости, Н·м;

$M_{тр}$ – потери момента на трение в паре винт-статор, Н·м.

$$M_n = \frac{P \cdot Q}{\eta_{зм}}, \quad (11)$$

где P – давление развиваемое насосом, Па;

Q – подача насоса, м³/с;

$\eta_{зм}$ – гидромеханический КПД.

$$M_{тр} = f_n \cdot r_g \cdot (N_H + N_\Gamma) \quad (12)$$

где f_n – коэффициент трения винта о резиновый статор;

N_H – составляющая прижимной силы от натяга, Н;

N_Γ – составляющая прижимной силы, возникающая при работе насоса, Н.

$$N_H = \frac{P_H \cdot \pi^2 \cdot L_g \cdot \sqrt{2 \cdot \delta \cdot r_g - \delta^2}}{T_o} \sqrt{e^2 + \frac{T_o^2}{4 \cdot \pi^2}} \quad (13)$$

где P_H – давление статора на ротор, вызванное натягом, Па;

L_g – длина винта, м;

δ – натяг винта, м;

e – эксцентриситет, м;

r_g – радиус винта, м;

T_o – шаг обоймы, м.

Давление статора на ротор, определяется известной зависимостью напряжения от деформации эластомера статора (натяга):

$$P_H = \frac{C \cdot \delta}{\delta + B \cdot h} \quad (14)$$

где B, C – коэффициенты, характеризующие соответственно максимально возможное относительное сжатие и наибольшее достижимое усилие при сжатии эластомера.

h – толщина эластомера.

$$N_\Gamma = 2 \cdot P \cdot r_g \cdot T_o \quad (15)$$

Зависимость коэффициента трения винта о резиновый статор также подчиняется ранее приведенной закономерности от числа Зоммерфельда и для насоса 40-Т-025 имеет вид [6]:

$$f = 1,2 \cdot \sqrt{So} + 0,009 + \frac{0,48}{1 + 97 \cdot \sqrt{So}}, \quad (16)$$

где So – число Зоммерфельда.

$$So = \frac{\mu \cdot V}{R_{об}}, \quad (17)$$

где μ – динамическая вязкость жидкости (смазки), Па·с;

V – окружная скорость вращения ротора, м/с;

$R_{об}$ – реакция обоймы (прижимающая нагрузка статора к ротору), Н/м.

$$R_{об} = k \cdot \delta \quad (18)$$

где k – жесткость эластомера статора;

δ – натяг.

Наибольшее значение коэффициента трения достигается на минимальных частотах вращения штанговой колонны.

Коэффициент трения покоя больше, чем трения скольжения, поэтому при пуске насоса, момент на преодоление сил трения будет больше, в то же время, в начальный момент времени составляющая момента трения на подъем жидкости близка к нулю. В этом случае пусковой момент незначителен, поэтому для расчетов допустимо использование зависимости f от числа So при установившемся вращении колонны штанг.

1.2 Определение напряжений, вызванных осевым растяжением колонны штанг при добыче нефти

Привод колонны штанг, обеспечивает не только вращение колонны, но и удерживает ее на весу. При этом максимальные напряжения от осевого растяжения, возникают у устья скважины. Осевое растяжение колонны

штанг обусловлено весом колонны штанг на вертикальных и наклонных участках, а также осевой силой, возникающей в насосе при вращении ротора [7].

Напряжения, вызванные осевым растяжением, определяются как:

$$\sigma_p = \frac{Q}{S_{ш}} \quad (19)$$

где Q – осевая растягивающая сила;

$S_{ш}$ – площадь сечения штанговой колонны, м².

Осевая растягивающая сила, возникающая в верхнем сечении колонны насосных штанг, определяется как (рисунок 2):

$$Q = T_p + q \cdot L_B \cdot \cos(\alpha) + q r_c \cdot (\sin(\alpha_k) - \sin(\alpha_n)) + q \cdot L_H$$

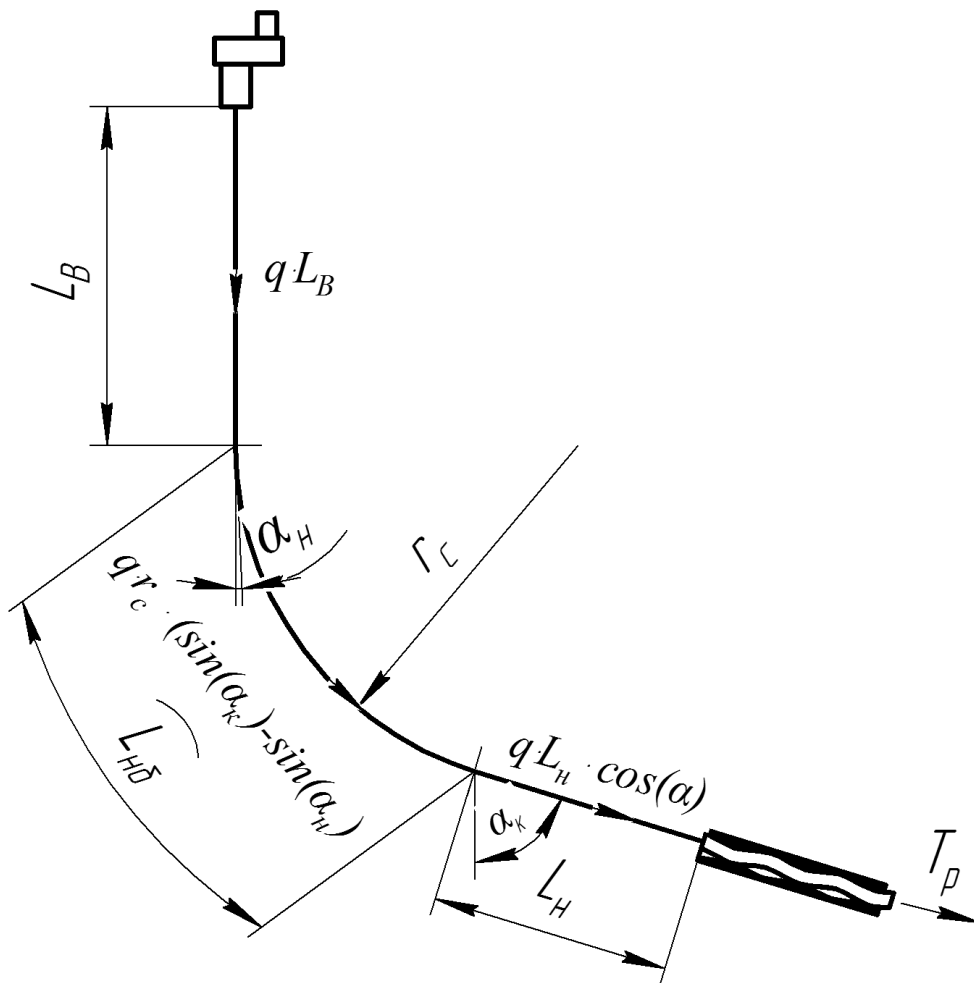


Рисунок 2. Распределение осевых сил, действующих на штанговую колонну

$$Q = T_p + q \cdot L_n \cdot \cos(\alpha_k) + q \cdot r_c \cdot (\sin(\alpha_k) - \sin(\alpha_n)) + q \cdot L_g \quad (20)$$

где T_p – нагрузка на ротор насоса при работе УШВН, Н;

q – вес одного метра штанг, Н/м;

L_n – длина наклонного участка, м;

r_c – радиус кривизны участка скважины, м;

α_n, α_k – зенитные углы вначале участка набора кривизны и в конце соответственно;

L_g – длина вертикального участка, м.

Нагрузка на ротор насоса при работе УШВН:

$$T_p = T_n + T_z \quad (21)$$

где T_n – гидравлическая сила от перепада давления в насосе, Н;

T_z – осевая составляющая силы в косозубом зацеплении рабочих органов винтового насоса, Н.

$$T_n = \rho \cdot g \cdot (H_d \cdot S_k - l \cdot S_{un}) + (P_0 + \Delta p_{mp}) \cdot (S_k - S_{un}), \quad (22)$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м³;

H_d – динамический уровень жидкости в скважине, м;

l – глубина подвески, м;

P_0 – давление на устье, Па;

Δp_{mp} – потери давления при подъеме скважинной продукции, Па;

S_k – площадь проекции контактных линий рабочего органа, м² (Для кинематического соотношения $1:2 S_k = \pi \cdot e \cdot (c_e^2 + 2)$;

c_e – коэффициент формы зуба.

$$T_z = P \cdot S \cdot z_2 \quad (23)$$

где P – давление насоса, Па;

S – площадь живого сечения рабочих органов насоса, м²;

z_2 – число заходов винта.

Для однозаходного винта – $S = 4 \cdot e \cdot d$.

1.3 Определение изгибающих нагрузок

При направленном профиле скважины, на деформированную колонну штанг действует изгибающий момент, зависящий от радиуса и длины искривленного участка. Возникающие изгибающие напряжения определяются как:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} \quad (24)$$

где M_u – изгибающий момент, Н·м;

Изгибающий момент определяется как:

$$M_u = \frac{E \cdot I}{r_c} \quad (25)$$

где E – модуль упругости, Па;

I – момент инерции сечения штанги, м⁴;

r_c – радиус кривизны участка, м.

1.4 Расчет на прочность штанг при совместном действии изгиба, кручения и растяжения

Наиболее опасным участком, является место, где происходит действие трех напряжений от: осевого растяжения, изгиба и кручения. Оценку статической прочности штанг, в данном случае, можно произвести, используя условие прочности по гипотезе Мора [8]:

$$\sigma_{экв} = \sigma_1 - \frac{[\sigma_p]}{[\sigma_c]} \sigma_3 \leq [\sigma_p] \quad (26)$$

где σ_1 и σ_3 – главные напряжения.

$$\sigma_1 = \frac{\sigma}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \quad (27)$$

$$\sigma_3 = \frac{\sigma}{2} - \frac{1}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \quad (28)$$

где σ – нормальные напряжения, Па;

τ – касательные напряжения, Па.

Для изготовления насосных штанг используются пластичные материалы, для которых условие прочности Мора, превращается в третью теорию прочности, поскольку для таких материалов принимается условие $[\sigma_p] = [\sigma_c]$.

Нормальные напряжения в опасном сечении определяются сложением напряжений вызванных изгибом σ_u и растяжением σ_p :

$$\sigma = \sigma_u + \sigma_p \quad (29)$$

В скважинах с направленным профилем, значительны амплитуды напряжений штанговой колонны, поэтому для направленных участков, необходимо учитывать усталостное разрушение штанг.

Наибольшие значения амплитуды колебания касательных напряжений возникают в начальный промежуток времени после запуска насоса. Это обусловлено колебаниями частоты вращения ротора винтового насоса, из-за неравномерности зависимости коэффициента трения ротора о статор винтового насоса, от частоты вращения. В работе [9], установлено, что эти колебания распространяются на ограниченной длине от насоса.

Наибольшие значения амплитуды нормальных напряжений от изгиба возникают на направленных участках.

Коэффициент запаса прочности при усталостном разрушении штанг [10]:

$$n = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_a}{\tau_{-1}}\right)^2} + \frac{\sigma_m}{1,8 \cdot \sigma_e}} \quad (30)$$

где σ_m – среднее значение напряжений цикла, Па;

σ_a, τ_a – амплитуда напряжений, Па;

σ_{-1}, τ_{-1} – пределы выносливости при изгибе, кручении, Па;

σ_e – предел прочности, Па.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}, \sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (31)$$

Где $\sigma_{\max}, \tau_{\min}$ – максимальные и минимальные напряжения соответственно.

2 Расчет на прочность штанг при подъеме колонны

Основные напряжения в колонне штанг, вызванные осевым растяжением и изгибом при их подъеме, возникают в наиболее опасных сечениях – у устья и на участках интенсивного пространственного искривления скважины.

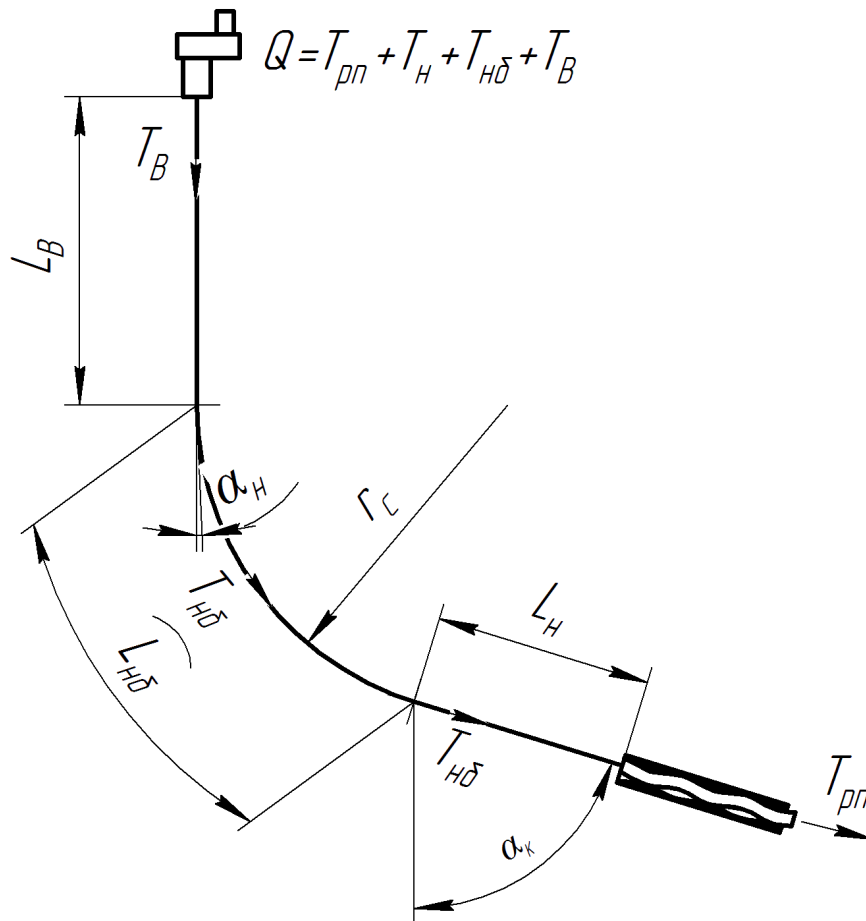


Рисунок 3. Действие осевых нагрузок на штанговую колонну

Осевая нагрузка складывается из: осевой нагрузки в зоне сочленения колонны штанг с ротором винтового насоса при подъеме штанг из скважины T_{pn} ; осевой нагрузки на наклонном участке T_n , наборе кривизны $T_{нб}$ и вертикальном участке T_v .

Для определения основных нагрузок, рассмотрим отдельные участки трехинтервальной скважины.

2.1 Участок стабилизации зенитного угла

Осевая нагрузка на границе между участками набора и стабилизации зенитного угла в основном определяется весом колонны и растягивающей нагрузкой в зоне сочленения колонны штанг с ротором винтового насоса при подъеме штанг из скважины:

$$T_{нк} = T_{pn} + q \cdot L_n \cdot \cos(\alpha) + q \cdot L_n \cdot f \cdot \sin(\alpha) \quad (32)$$

где q – вес единицы длины штанг в жидкости, Н/м;

α – зенитный угол наклонного участка скважины, градус;

T_{pn} – растягивающая нагрузка в зоне сочленения колонны штанг с ротором винтового насоса при подъеме штанг из скважины (от перепада давления), Н;

f – коэффициент трения элементов штанговой колонны.

$$T_{pn} = \rho \cdot g \cdot (H_{ст} \cdot S_k - l \cdot S_{ш}) + P_0 \cdot (S_k - S_{ш}) \quad (33)$$

где $H_{ст}$ – статический уровень жидкости в скважине, м;

2.2 Участок набора зенитного угла

Для определения осевой нагрузки рассмотрим участок набора угла скважины с зенитными углами α_n и α_k на концах его и с радиусом кривизны R отрезок колонны штанг. Отрезок колонны штанг, представляет собой гибкую нить, на которую действуют распределенные силы от веса колонны q , силы трения $F_{тр}$ и реакции опоры N (рисунок 4).

Условие равновесия такой гибкой нити представляет собой известное дифференциальное уравнение [12]:

$$\begin{cases} \frac{dT}{dS} + F_{mp} + q \cdot \cos(\alpha) = 0, \\ \frac{T}{R} - N \pm q \cdot \sin(\alpha) = 0. \end{cases} \quad (34)$$

где T – растягивающая сила;

$F_{mp} = f \cdot N$ – сила трения;

N – реакция стенки НКТ;

\pm – знак (-) на участке скважины с увеличением зенитного угла, знак (+) на участке скважины с уменьшением зенитного угла.

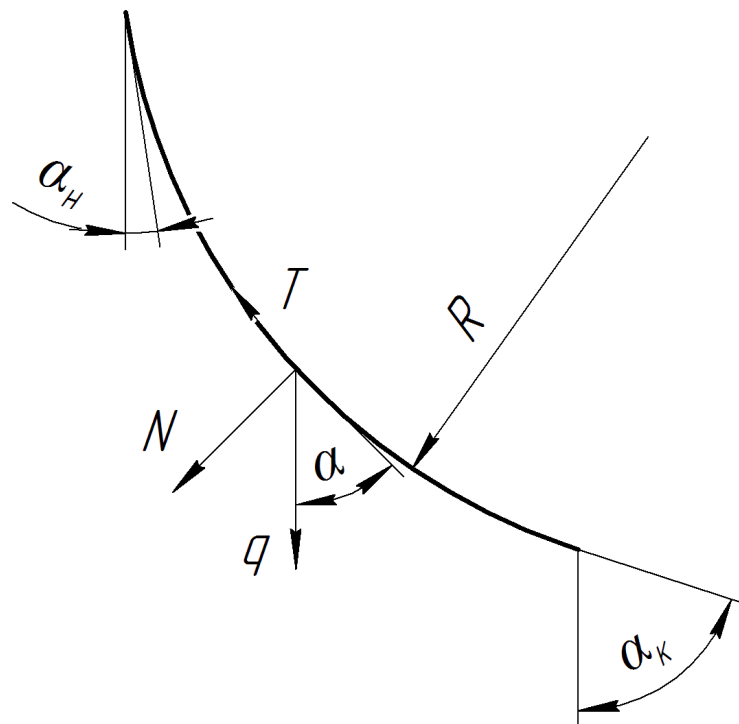


Рисунок 4. Действие сил на участке набора кривизны

$$\begin{cases} \frac{dT}{dS} + f \cdot N + q \cdot \cos(\alpha) = 0, \\ \frac{T}{R} - N \pm q \cdot \sin(\alpha) = 0. \end{cases} \quad (35)$$

Подставляя N из нижнего уравнения системы 35 в верхнее уравнение системы 35, получаем:

$$\frac{dT}{dS} + f \cdot \left(\frac{T}{R} \pm q \cdot \sin(\alpha) \right) + q \cdot \cos(\alpha) = 0 \quad (36)$$

Заменяя dS на $R \cdot \alpha$

$$\frac{dT}{d\alpha} = -f \cdot T \mp f \cdot R \cdot q \cdot \sin(\alpha) - R \cdot q \cdot \cos(\alpha) = 0 \quad (37)$$

В результате решения данного дифференциального уравнения получаем две зависимости для определения растягивающей силы на участке с локальным искривлением.

На участке с увеличением зенитного угла:

$$T(\alpha) = c \cdot e^{-\alpha \cdot f} - R \cdot q \cdot \sin(\alpha) \quad (38)$$

На участке с уменьшением зенитного угла:

$$T(\alpha) = c \cdot e^{-\alpha \cdot f} + \frac{f^2 \cdot R \cdot q \cdot \sin(\alpha) - R \cdot q \cdot \sin(\alpha) - 2f \cdot R \cdot q \cdot \cos(\alpha)}{f^2 + 1} \quad (39)$$

При $T(\alpha_k) = T_n, \alpha = \alpha_k$, определив «с» получаем две зависимости для определения растягивающей силы.

На участке с увеличением зенитного угла:

$$T_{нб} = (T_n + R \cdot q \cdot \sin(\alpha_k)) \cdot e^{(\alpha_k - \alpha_n) \cdot f} - R \cdot q \cdot \sin(\alpha_n) \quad (40)$$

На участке с уменьшением зенитного угла:

$$T_{нб} = \left(T_n + \frac{f^2 \cdot R \cdot q \cdot \sin(\alpha_k) - R \cdot q \cdot \sin(\alpha_k) - 2f \cdot R \cdot q \cdot \cos(\alpha_k)}{f^2 + 1} \right) \cdot e^{(\alpha_k - \alpha_n) \cdot f} - \frac{f^2 \cdot R \cdot q \cdot \sin(\alpha_n) - R \cdot q \cdot \sin(\alpha_n) - 2f \cdot R \cdot q \cdot \cos(\alpha_n)}{f^2 + 1} \quad (41)$$

Общая осевая нагрузка для колонны штанг равна:

$$Q = T_{нб} + q \cdot L_{\theta} \quad (42)$$

Общая осевая нагрузка для колонны с участком увеличения зенитного угла равна:

$$Q = (T_{pn} + q \cdot L_n \cdot \cos(\alpha) + q \cdot L_n \cdot f \cdot \sin(\alpha) + R \cdot q \cdot \sin(\alpha_k)) \cdot e^{(\alpha_k - \alpha_n) \cdot f} - R \cdot q \cdot \sin(\alpha_n) + q \cdot L_g \quad (43)$$

Общая осевая нагрузка для колонны с участком уменьшения зенитного угла равна:

$$Q = (T_{pn} + q \cdot L_n \cdot \cos(\alpha) + q \cdot L_n \cdot f \cdot \sin(\alpha) + \frac{f^2 \cdot R \cdot q \cdot \sin(\alpha_k) - R \cdot q \cdot \sin(\alpha_k) - 2f \cdot R \cdot q \cdot \cos(\alpha_k)}{f^2 + 1}) \cdot e^{(\alpha_k - \alpha_n) \cdot f} - \frac{f^2 \cdot R \cdot q \cdot \sin(\alpha_n) - R \cdot q \cdot \sin(\alpha_n) - 2f \cdot R \cdot q \cdot \cos(\alpha_n)}{f^2 + 1} + q \cdot L_g \quad (44)$$

Значение коэффициентов трения штанг о трубы и других пар трения представлены в работе [4]. Коэффициент трения зависит от числа So и для пары трения штанг о трубы выглядит как:

$$f = 30,51 \cdot \sqrt{So} + 0,06 + \frac{0,49}{1 + 5770 \cdot \sqrt{So}} \quad (45)$$

При эксплуатации скважин с высоковязкой нефтью, следует учесть также силу гидродинамического сопротивления для участка колонны штанг, погруженных под статический уровень жидкости в скважине, при спускоподъемных операциях. Множество формул для определения гидродинамических сил сопротивления приведены в работе [13]. Наиболее простая формула, которую допустимо использовать для расчетов, выглядит как:

$$F_{тр} = 16,9 \cdot \mu \cdot L_{жс} \cdot v_{сно} \cdot m^{5,49} \quad (46)$$

где $L_{жс}$ – длина колонны штанг, погруженных под статический уровень жидкости в скважине в начальный момент подъема;

$v_{сно}$ – скорость подъема колонны штанг;

m – отношение радиуса штанг, к радиусу насосно-компрессорных труб.

Наибольшие напряжения могут возникать либо на устье скважины от осевого растяжения или на криволинейном участке от совместного

действия растяжения и изгиба, поэтому в первом случае, расчет на прочность следует проводить по формуле:

$$\sigma_p = \frac{Q}{S_{ш}} \quad (47)$$

где Q – осевая растягивающая сила, Н;

$S_{ш}$ – площадь сечения штанговой колонны, м².

Во втором случае, при совместном действии растяжения и изгиба, эквивалентные напряжения определяются из суммы изгибающих и растягивающих напряжений:

$$\sigma_{эkv} = \sigma_u + \sigma_p \quad (48)$$

После получения числовых значений напряжений, производится их сопоставление и выбор максимального, по которому будет осуществляться проектирование колонны штанг.

Выводы

1. Разработана комплексная методика расчета напряжений, возникающих в штанговой колонне винтовой насосной установки, работающей в наклонно направленной скважине.

2. Предложенная методика позволяет производить расчеты по выбору конструкции штанговой колонны, винтовой насосной установки с поверхностным приводом, с учетом граничного и гидродинамического трений и прогнозировать оптимальные их параметры на стадии проектирования.

3. Комплексный подход к расчету даст возможность разработать соответствующие технические решения для дальнейшего совершенствования конструкций элементов колонны штанг, в целях снижения нагрузок и потребляемой установкой мощности.

Список используемых источников

- 1 Уразаков К.Р., Здольник С.Е., Нагуманов М.М. Справочник по добыче нефти. СПб: ООО Недра, 2012. 672 с.
- 2 Уразаков К. Р., Латыпов Б. М., Исмагилов Р. Р. Экспериментальные исследования коэффициента трения элементов штанговой колонны винтовых насосных установок// Нефтегазовое дело: электрон. науч. журн. 2015. №3. С.256–270. URL: http://ogbus.ru/issues/3_2015/ogbus_3_2015_p256-270_UrazakovKR_ru.pdf
- 3 Закиров А.Ф., Уразаков К.Р., Абуталипов У.М. Методика расчета потерь крутящего момента в подземной части винтовых насосов// сб. науч. тр. Башнипинефть. №100. 2000. С. 116-120.
- 4 Уразаков К.Р. Эксплуатация наклонно направленных насосных скважин. М.: Недра, 1993. 169 с.
- 5 Крылов А.В. Одновинтовые насосы. М.: Гостоптехиздат, 1962. 156 с.
- 6 Абуталипов У.М. Совершенствование эксплуатации наклонно направленных скважин установками винтовых насосов с поверхностным приводом: автореф. дис.... канд. техн. наук, Уфа, 2005. 22 с.
- 7 Уразаков К.Р., Янтурин А.Ш., Закиров А.Ф. Расчет штанговых колонн для привода винтовых насосов в наклонно направленных скважинах //НТС «Нефтепромысловое дело». №4. 1999. С. 31-36.
- 8 Ицкович Г.М., Винокуров А.И., Минин Л. С. Руководство к решению задач по сопротивлению материалов. М.: Высш. шк., 1970. 544 с.
- 9 Давыдов А.Ю. Оценка влияния крутильных колебаний штанговой колонны на работу винтовой насосной установки: автореф. дис.... канд.техн.наук. УГНТУ, 2002. 24 с.
- 10 Долинский Ф.М., Михайлов М.Н. Краткий курс сопротивления материалов. М.: Высш. шк., 1988. 432 с.

11 Балденко Д.Ф., Балденко Ф.Д., Гноевых А.Н. Одновинтовые гидравлические машины: в 2 т. М.:ООО «ИРЦ Газпром», 2005. Т.1 Одновинтовые насосы. 488 с.

12 Меркин Д.Р. Введение в механику гибкой нити. М.: Наука, 1980. 240 с.

13 Насосная добыча высоковязкой нефти из наклонных и обводнённых скважин / Уразаков К.Р.[и др.] // М.: Недра-Бизнесцентр, 2003. 303 с.

14 Пальчиков А.Л., Валеев А.М. Гидравлические сопротивления в скважинных винтовых установках при добыче высоковязкой нефти // Нефтепромысловое дело. №3. 2009. С. 28-31.

References

1 Urazakov K.R., Zdol'nik S.E., Nagumanov M.M. Spravochnik po dobyche nefiti. SPb: ООО Nedra, 2012. 672 s. [in Russian].

2 Urazakov K.R., Latypov B.M., Ismagilov R.R. Experimental studies of the friction coefficient for the elements of the progressing cavity pumps // Electronic scientific journal "Oil and Gas Business". 2015. №3. P.256-270. URL:

http://ogbus.ru/issues/3_2015/ogbus_3_2015_p256-270_UrazakovKR_ru.pdf

3 Zakirov A.F., Urazakov K.R., Abutalipov U.M. Metodika rascheta poter' krutyashchego momenta v podzemnoj chasti vintovyh nasosov // Sb. nauch. Tr. Bashnipineft'. № 100. 2000. С. 116-120. [in Russian].

4 Urazakov K.R. EHkspluatsiya naklonno napravlennyh nasosnyh skvazhin. М.: Nedra, 1993. 169 s. [in Russian].

5 Krylov A.V. Odnovintovye nasosy. М.: Gostoptekhizdat, 1962. 156 s. [in Russian].

6 Abutalipov U.M. Sovershenstvovanie ehkspluatscii naklonno napravlennyh skvazhin ustanovkami vintovyh nasosov s poverhnostnym privodom. – Avtoreferat diss. k.t.n., Ufa, 2005, 22 s. [in Russian].

7 Urazakov K.R., YAnturin A.SH., Zakirov A.F. Raschet shtangovyh kolonn dlya privoda vintovyh nasosov v naklonno napravlennyh skvazhinah //NTS «Neftepromyslovoe delo». №4. 1999. S. 31-36. [in Russian].

8 Ickovich G. M., Vinokurov A. I., Minin L. S. Rukovodstvo k resheniyu zadach po soprotivleniyu materialov. M.: Vyssh. shk., 1970. - 544 s.

9 Davydov A.YU. Ocenka vliyaniya krutil'nyh kolebanij shtangovoj kolonny na rabotu vintovoj nasosnoj ustanovki. Avtoreferat dis.... k.t.n., UGNTU, 2002. 24 s. [in Russian].

10 Dolinskij F. M., Mihajlov M. N. Kratkij kurs soprotivleniya materialov. - M.: Vyssh. shk., 1988. 432 s. [in Russian].

11 Baldenko D.F., Baldenko F.D., Gnoevyh A.N. Odnovintovye gidravlicheskie mashiny: V 2 t. M.: OOO «IRC Gazprom», 2005. T. 1 Odnovintovye nasosy. 488 s. [in Russian].

12 Merkin D.R. Vvedenie v mekhaniku gibkoj niti. M.: Nauka, 1980. 240 s. [in Russian].

13 Nasosnaya dobycha vysokovyazkoj nefti iz naklonnyh i obvodnyonnyh skvazhin / Urazakov K.P. [i dr.] // M.: «Nedra-Biznescentr», 2003. 303 s. [in Russian].

14 Pal'chikov A.L., Valeev A.M. Gidravlicheskie soprotivleniya v skvazhinnyh vintovyh ustanovkah pri dobyche vysokovyazkoj nefti // Neftepromyslovoe delo. №3. 2009. S. 28-31. [in Russian].

Сведения об авторах

About the authors

Уразаков К. Р., д-р техн. наук, профессор кафедры «Технологические машины и оборудование», ФГБОУ ВПО УГНТУ, г. Уфа, Российская Федерация

K. R. Urazakov, Doctor of Engineering Science, Professor of the Chair “Technological Machinery and Equipment” FSBEI HPE USPTU, Ufa, the Russian Federation

Латыпов Б. М., канд. техн. наук, ассистент кафедры «Технологические машины и оборудование» ФГБОУ ВПО УГНТУ, г. Уфа, Российская Федерация.

B. M. Latypov, Candidate of Engineering Sciences, Assistance of the Chair “Technological Machinery and Equipment” FSBEI HPE USPTU, Ufa, the Russian Federation

e-mail: bulatti@hotmail.com

Исмагилов Р. Р., аспирант кафедры «Технологические машины и оборудование» ФГБОУ ВПО УГНТУ, г. Уфа, Российская Федерация

R. R. Ismagilov, Post-graduate Student of the Chair “Technological Machinery and Equipment” FSBEI HPE USPTU, Ufa, the Russian Federation