



УДК 539.3

ВЛИЯНИЕ ЗАХОДНОСТИ ВЗД НА ЕГО УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ

INFLUENCE POWER SECTION LOBE CONFIGURATION OF POSITIVE DISPLACEMENT MOTORS ON ITS FATIGUE STRENGTH

Деркач Николай Дмитриевич

кандидат технических наук,
генеральный конструктор,
ЗАО «НГТ», г. Пермь
nikolaiderkach@gmail.com

Добрынина Алена Константиновна

студентка,
Пермский государственный
национальный исследовательский университет
alyona_0101@mail.ru

Пестренин Валерий Михайлович

кандидат физико-математических наук, доцент,
Пермский государственный
национальный исследовательский университет
pestreninvm@mail.ru

Пестренина Ирина Владимировна

кандидат технических наук, доцент,
Пермский государственный
национальный исследовательский университет
ipestrenina@gmail.com

Аннотация. Изучается влияние заходности ВЗД ДР-178.NGT на его усталостную прочность. Для оценки прочности элементов конструкций двигателя используется критерий Данг Вана (Dang Van). Исследование динамических явлений, сопровождающих работу ВЗД, проводится на основе балочной конечно-элементной модели. Показано, что изучаемый двигатель с заходностью 4/5 обладает большим запасом прочности по сравнению с тем же двигателем, имеющим заходность 7/8. Выявлено также, что при большей заходности (7/8) ВЗД ДР-178.NGT больше подвержен воздействию высокочастотных возмущений (с частотой до 10 Гц). Механические воздействия различного вида (продольные, изгибные, крутильные) на КНБК с частотой более 10 Гц существенного влияния на усталостные прочностные характеристики ВЗД не оказывают.

Ключевые слова: винтовой забойный двигатель, влияние заходности, запас прочности, критерий прочности.

Derkach Nikolai Dmitrievich

Candidate of Technical Sciences,
General Designer,
CJSC «NGT», Perm
nikolaiderkach@gmail.com

Dobrynina Alena Konstantinovna

Student,
Perm State national
research university
alyona_0101@mail.ru

Pestrenin Valery Mikhailovich

Candidate of Science
(Physics and Mathematics),
Associate Professor,
Perm State national
research university
pestreninvm@mail.ru

Pestrenina Irina Vladimirovna

Candidate of Technical Sciences,
Associate Professor,
Perm State national
research university
ipestrenina@gmail.com

Annotation. The effect of the PDM DR-178.NGT lobe configuration on its fatigue strength is studied. Strength of engine structural elements is estimating using the Dang Van criterion. The study of dynamic phenomena accompanying the work of the PDM is carried out on the basis of a beam finite element model. It is shown that the engine with a 4/5 setting has a larger margin of safety compared with the same engine with a 7/8 setting. It was also revealed that with a larger lobe configuration (7/8), the PDM DR-178.NGT is more susceptible to high frequency disturbances (up to 10 Hz). Mechanical impacts of various types (longitudinal, bending, torsional) on a bottomhole assembly with a frequency of more than 10 Hz have no significant effect on the fatigue strength characteristics of the PDM.

Keywords: positive displacement motor, the influence of the lobe configuration, safety factor, strength criterion

Введение

Винтовой забойный двигатель (ВЗД) используется для бурения скважин на нефть и газ с 1966 года. В настоящее время, благодаря постоянному совершенствованию конструкции, ВЗД широко используется во всем мире для бурения скважин глубиной до 8000 метров. Одной из конструктивных особенностей ВЗД является смещение оси ротора относительно оси статора на величину эксцентриситета. Вследствие такого смещения работа двигателя сопровождается наличием сил инерции, обуславливающих, даже в стационарном состоянии, отклонение двигателя и примыкающей к нему колонны от оси скважины. Поэтому динамические явления в ВЗД (продольные, крутиль-



ные и изгибные колебания) реализуются не в окрестности статически равновесного состояния (как, например, в турбобуре [1]), а в окрестности динамически равновесного (стационарного) состояния. Механические процессы, сопровождающие работу ВЗД, изучались в работах [1–12]. В монографиях [1–3] описан принцип его действия, установлены усилия и моменты, действующие со стороны промысловой жидкости на элементы двигателя. В диссертации [4] методом динамических податливостей проводились исследования свободных и вынужденных поперечных колебаний ВЗД. В статье [5] поперечные колебания ВЗД изучались экспериментально при его работе на стенде. В работах [11,12] исследование изгибных, крутильных, продольных и взаимосвязанных колебаний ВЗД проводится на основе его балочной конечно-элементной модели.

В настоящей работе балочная модель ВЗД используется для выявления влияния параметра заходности двигателя на его динамические и прочностные характеристики. Исследование проводится для ВЗД ДР-178.NGT методом конечных элементов с применением инженерного пакета ANSYS.

1. Балочная модель компоновки низа буровой колонны. Постановка задачи

Компоновка низа буровой колонны (КНБК) представляет собой взаимодействующие между собой части – утяжеленные буровые трубы (УБТ), двигатель, переводник, долото и центраторы (рис. 1,а). В двигателе выделяются корпус (статор) и «система ротора»: ротор, карданный вал и шпиндель. Вследствие того, что реализуемый в работе метод исследования динамических процессов в забойном двигателе является численным, он применяется к конкретному наиболее популярному буровому инструменту. Здесь рассматриваются двигатели ДР-178.NGT.4/5.54.M23 с заходностью 4/5 и ДР-178.NGT.7/8.55.M23 с заходностью 7/8 (рис. 1,б,в).

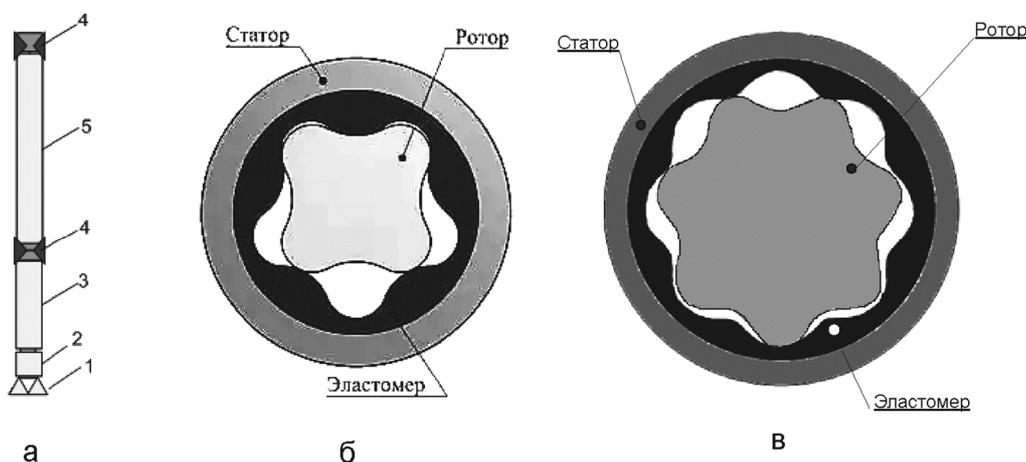


Рисунок 1 – а – компоновка НБК; б – сечение двигателя с заходностью 4/5; в – сечение двигателя с заходностью 7/8; 1 – долото; 2 – переводник; 3 – ВЗД; 4 – центратор; 5 – УБТ

Каждая из частей КНБК моделируется балками кусочно-постоянного сечения. Участок балки одного сечения далее называется секцией. В балочной модели (рис. 2) рассматриваемой КНБК содержится тридцать одна секция.

Каждая секция разбивается на балочные конечные элементы, количество элементов подбирается, исходя из необходимой точности вычислений. Карданный вал соединяется с ротором и шпинделем шарнирами, передающими осевое и поперечное усилие, а также крутящий момент. Взаимодействие между статором и другими частями конструкции описывается упругими элементами, жестко-радиальными и упорными в продольном направлении связями. Действие бурового раствора сводится к распределенным крутящим моментам, приложенным к ротору $m_{кр}^r(z)$ и статору $m_{кр}^s(z)$, распределенной осевой силе $p^r(z)$ и $p^s(z)$, перекашивающему моменту $m_{пр}^r(z)$, $m_{пр}^s(z)$ [1–3]. Кроме того, промысловая жидкость обуславливает сжимающее усилие на верхнем торце ротора P^r .

Действие на УБТ отброшенной части буровой колонны заменяется продольным усилием P^S , радиальными и поворотными упругими элементами на верхнем конце. Балочная модель КНБК позволяет включить в расчетную схему сколь угодно большую часть буровой колонны. В настоящей работе верхняя часть буровой колонны отсечена выше УБТ по верхнему центратору. Это упрощает формулировку граничных условий при взаимодействии УБТ со стенкой скважины. Двигатель работает с долотом $\varnothing 215,9$ мм. Диаметры долота и корпуса обуславливают зазор 18,95 мм. Взаимодействие долота с забоем моделируется реактивным крутящим моментом $M_{кр}^r$, радиальными и изгибными упругими связями.

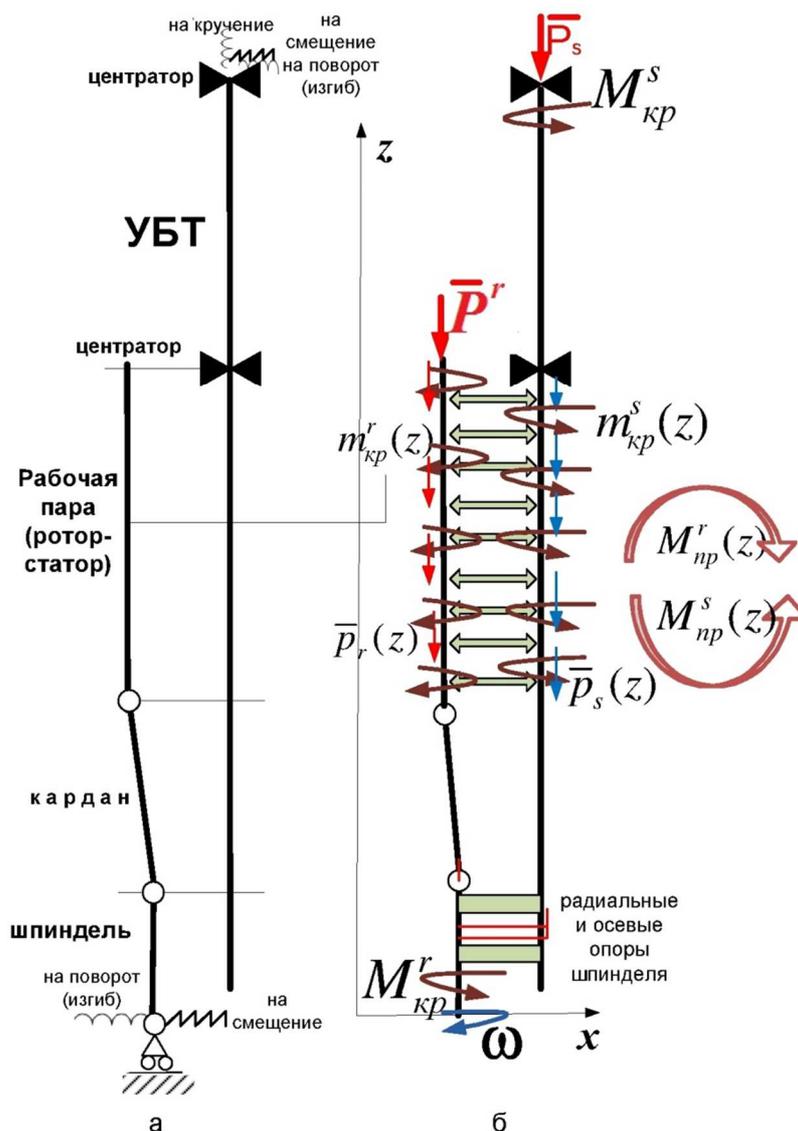


Рисунок 2 – Расчетная схема КНБК: а – составные части; б – приложенные нагрузки

Считается, что необходимые для вычислений нагрузок жесткости, коэффициенты демпфирования, материальные характеристики и т.п. известны или являются варьируемыми параметрами. Принимается, что КНБК находится в вертикальном положении и при своем движении контактирует с упругими стенками скважины посредством центраторов. Задача состоит в исследовании влияния параметра заходности на динамические и прочностные характеристики ВЗД, ее решение строится на основе описанной выше модели КНБК.

2. Исследование влияния заходности ВЗД на его динамические прочностные характеристики

Стационарное движение рассматриваемого винтового забойного двигателя при различных заходностях, отвечающие этим движениям собственные частоты и формы КНБК, а также динамические характеристики приведенных усилий в сечениях двигателя при продольных, крутильных и изгибных возмущениях рассматривались по методике, приведенной в работах [11, 12]. Оценка прочностных параметров элементов конструкции проводилась по критерию усталостной прочности Dang Van

$$\tau + a\sigma \leq b, \tag{1}$$

где τ – локальные касательные напряжения σ – гидростатическое давление. Параметры a и b для стали рекомендованы [13] такими: $a = 0,345$, $b = 0,28\sigma_e$, $\sigma_e = 1200$ Мпа – предел прочности.

Проводится исследование оценки запаса прочности двигателя ДР-178.NGT с заходностями 4/5 и 7/8 в диапазоне нагрузки на долото 5–20 т при изгибных, продольных и крутильных гармонических



возмущениях стационарного движения. Считается, что изгибные возмущения обусловлены изменением на 1 % поперечного усилия на долоте, продольные возмущения – изменением на 1 % продольной силы на верхнем центраторе, крутильные – изменением на 1 % крутящего момента на роторе и статоре по отношению к значениям этих параметров в стационарном режиме. Коэффициент запаса прочности рассчитывался для всех элементов конструкции. В таблицах 1, 2 приводятся его минимальные значения.

Таблица 1 – Минимальные коэффициенты запаса прочности $b/(\tau + a\sigma)$ в элементах ВЗД с заходностью 4/5

Возмущение (частота и вид)				Отклик
Частота, Гц	изгибное	продольное	крутильное	
0,5	2,27	2,27	2,27	ZX, ZY + кр
1	4,56	4,59	4,67	ZX, ZY + кр
2	–	–	14,8	
2,5	15,7	15,7	11,9	
6	–	14,2	26,0	
6,5	18,1	18,1	–	
7	20,0	20,0	–	
8,5	9,7	–	–	кр
9,5	9,9	–	–	ZX, ZY
10,5	10,8	10,8	–	

Таблица 2 – Минимальные коэффициенты запаса прочности $b/(\tau + a\sigma)$ в элементах ВЗД с заходностью 7/8

Возмущение (частота и вид)				Отклик
Частота, Гц	изгибное	продольное	крутильное	
0,5	1,40	1,40	1,43	ZX, ZY + кр
1	3,25	3,25	3,19	ZY + кр
2	6,67	6,67	9,9	ZX, ZY + кр
2,5	8,74	8,74	21,4	ZX, ZY и кр
3	20,8	3,25	–	ZX, ZY + кр
7	7,04	7,04	–	ZX, ZY
7,5	5,47	5,47	–	ZX, ZY
8,5	7,85	–	–	Z
9,5	7,24	7,24	–	кр
10	–	8,91	–	ZX, ZY
10,5	12,0	–	–	

В первой колонке таблиц 1, 2 приводятся значения частот возмущения, при которых в элементах ВЗД возникает напряженное состояние с пониженным запасом прочности (меньше 10). Как правило, такие частоты возмущения близки или кратны собственным частотам конструкции. Диапазон приведенных в таблицах частот возмущений значительно превышает рабочий диапазон вращения долота. Однако, в конструкции ВЗД имеются механизмы возмущения высокочастотных пульсаций [2, 11, 12], что объясняет необходимость изучения реакции системы на более широкий диапазон частот возмущения. В колонках 2–4 приводятся минимальные значения коэффициентов запаса прочности, отвечающие заданной частоте возмущения. Прочерки означают отсутствие реакции ВЗД на возмущение данного вида. Минимальные значения коэффициента запаса прочности приходятся чаще всего на центральную часть кардана, а также на следующие элементы конструкции: нижние и верхние опоры шпинделя (и осевые, и радиальные), низ рабочей пары. В пятой колонке указывается характер отклика системы на заданное возмущение. Приняты обозначения (ось z направлена по оси КНБК; x, y – в ортогональной оси плоскости):

- Z – продольные колебания;
- XZ, YZ – изгибные колебания соответственно в плоскостях xz, yz;
- кр – крутильные колебания.



Сравнение представленных в таблицах 1 и 2 данных позволяет сделать следующие выводы:

- двигатель ДР-178.NGT с заходностью 4/5 обладает большим прочностным усталостным запасом, чем тот же двигатель с заходностью 7/8;
- при заходности 7/8 рассматриваемый ВЗД больше подвержен воздействию высокочастотных возмущений (с частотой до 10 Гц);
- механические возмущения различного вида при частоте более 10 Гц существенного влияния на усталостные прочностные характеристики ВЗД не оказывают;
- приведенные в таблицах 1, 2 значения коэффициента запаса усталостной прочности носят качественный характер, так как они отвечают конкретным возмущениям с амплитудой, равной 1 % от соответствующей нагрузки в стационарном режиме.

Литература:

1. Лебедев Н.Ф. Динамика гидравлических забойных двигателей. – М. : Недра, 1981. – 251 с.
2. Забойные винтовые двигатели для бурения скважин / М.Т. Гусман [и др.]. – М. : Недра, 1981. – 232 с.
3. Балденко Д.Ф., Балденко Ф.Д., Гноевых А.Н. Винтовые забойные двигатели : справочное пособие. – М. : Недра, 1999. – 375 с.
4. Бобров М.Г. Исследования поперечных колебаний винтового забойного двигателя : Дисс. ... канд. техн. наук : 05.04.07– Машины и агрегаты нефтяной и газовой промышленности. – М., 2000. – 171 с.
5. Исследования поперечных колебаний винтового забойного двигателя / М.В. Двойников [и др.] // Бурение и нефть. – 2010. – № 1. – С.10–12.
6. Карапетов Р.В., Бекетов С.Б. Совершенствование конструкций винтовых забойных двигателей – одно из направлений повышения эффективности строительства и ремонта скважин // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2007. – С. 77–82.
7. Кочнев А.М., Кочнева Б.В. Обзор информации по забойным двигателям // Нефтяное хозяйство. – 1979. – № 8. – С. 59–61.
8. Бобров М.Г. Результаты внедрения новых винтовых забойных двигателей Пермского филиала ВНИИБТ // Вестник ассоциации буровых подрядчиков. – 2000. – № 1. – С. 36–40.
9. Балденко Д.Ф., Медведева Л.Н. Усовершенствование конструкции рабочих органов забойных винтовых двигателей // Машины и нефтяное оборудование. – 1982. – № 5. – С. 9–10.
10. Павлык В.Н., Шулупов В.А. Об эффективности применения винтовых забойных двигателей // Вестник ассоциации буровых подрядчиков. – 2002. – № 4. – С. 24–25.
11. Деркач Н.Д., Пестренин В.М., Пестренина И.В. Балочная динамическая модель винтового забойного двигателя // Булатовские чтения. – 2017. – Т. 3. – С. 64–75.
12. Деркач Н.Д., Пестренин В.М., Пестренина И.В. Влияние КНБК на динамику винтового забойного двигателя ДР-240.NGT при бурении долотами большого диаметра // Нефть. Газ. Новации. – 2017. – № 11. – С. 35–39.
13. Massounave J., Bailon J.P., Dickson J.L. La fatigue des matériaux et des structures. 2nd ed. – Paris : HERMES (1997). – Ch. 6. – P. 255.

References:

1. Lebedev N.F. Dynamics of hydraulic downhole motors. – M. : Nedra, 1981. – 251 p.
2. Bottom-hole screw motors for well drilling / M.T. Guzman [at al.]. – M. : Nedra, 1981. – 232 p.
3. Baldenko D.F., Baldenko F.D., Pugnoyev A.N. Screw downhole motors: reference manual. – M. : Nedra, 1999. – 375 p.
4. Bobrov M.G. Research of the transverse oscillations of the screw downhole motor : Diss. ... Candidate of Technical Sciences: 05.04.07 – Machines and units of oil and gas industry. – M., 2000. – 171 p.
5. Investigations of the transverse oscillations of the screw downhole motor / M.V. Dvoynikov [et al.] // Drilling and oil. – 2010. – № 1. – P.10–12.
6. Karapetov R.V., Beketov S.B. Improvement of the screw bottom-hole motor constructions is one of the directions of the construction and well workover efficiency increase // Gornyi information-analytical bulletin (scientific and technical journal). – 2007. – P. 77–82.
7. Kochnev A.M., Kochneva B.V. Information review on the downhole motors // Oil industry. – 1979. – № 8. – P. 59–61.
8. Bobrov M.G. Results of implementation of the new downhole screw motors of the Perm branch of VNIIBT // Vestnik of the Association of Drilling Contractors. – 2000. – № 1. – P. 36–40.
9. Baldenko D.F., Medvedeva L.N. Improvement of the design of the downhole screw motor organs // Machines and oil equipment. – 1982. – № 5. – P. 9–10.
10. Pavlyk V.N., Shulepov V.A. About the efficiency of the downhole screw motors application // Bulletin of the Drilling Contractors Association. – 2002. – № 4. – С. 24–25.
11. Derkach N.D., Pestrin V.M., Pestrinina I.V. Beam dynamic model of the screw downhole motor // Bulatovskie readings. – 2017. – V. 3. – P. 64-75.
12. Derkach N.D., Pestrin V.M., Pestrinina I.V. Influence of the BHA on the dynamics of the wine-to-wheel bottomhole motor DR-240.NGT when drilling with large diameter bits // Oil. Gas. Innovations. – 2017. – № 11. – P. 35–39.
13. Massounave J., Bailon J.P., Dickson J.L. La fatigue des matériaux et des structures. 2nd ed. – Paris : HERMES (1997). – Ch. 6. – P. 255.