

РАСЧЕТ НАГРУЖЕННОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ ВООРУЖЕНИЯ ДОЛОТА

Пяльченков В.А.^{1,2}

¹ФГБОУ ВПО «Тюменский государственный нефтегазовый университет Минобрнауки России», Тюмень, Россия, (625000, г. Тюмень, ул. Володарского, 38), e-mail: general@tsogu.ru

²ФГБОУ ВПО «ГАУ Северного Зауралья Минсельхоза России», Тюмень, Россия (625000, г. Тюмень, ул. Республики, 7)

Приведены результаты аналитических исследований загрузки элементов вооружения шарошечного долота. Для аналитической оценки величины усилий, действующих на зубки шарошек, рассмотрено в статическом состоянии долото, закрепленное в колонне бурильных труб или буровом стае, каждая шарошка которого опирается на плоский забой одним зубком, на который со стороны забоя действует осевое усилие. Для раскрытия статической неопределимости составлены уравнения деформации системы. Расчет нагрузок, действующих на венцы шарошек, был проведен применительно к схеме расположения вооружения по шарошкам долота Ш215,9К-ПВ. Для определения величин усилий на зубки использовались зависимости между величиной нагрузки, действующей на зубок шарошки, и вертикальным перемещением этого зубка, полученные ранее аналитически и экспериментально. Установлено, что максимальная нагрузка действует на венцы, расположенные в средней части радиуса долота. Результаты расчетов подтверждены экспериментально. Полученные результаты могут использоваться для оптимизации конструкции вооружения и опор шарошечных долот на стадии их проектирования.

Ключевые слова: бурение, долото, шарошка, опора, вооружение шарошки, нагрузка, жесткость.

CALCULATION OF LOADED ELEMENTS OF BIT CUTTING STRUCTURE

Ryalchenkov V.A.

¹FGBOU VPO "Tyumen State oil and gas University, Ministry of education and science of Russia, Tyumen, Russia (625000, Tyumen, street Volodarskogo, 38), e-mail: general@tsogu.ru

²FGBOU VPO "HAU Northern Zauralye the Ministry of agriculture of Russia, Tyumen, Russia (625000, Tyumen, street Republic, 7)

The results of the analytical issledovanlyafauny elements of cutting roller bit. For analytical estimation of input forces acting on the teeth of the cutters are considered in a static condition the bit is secured in the drill pipe or drill rod, each cutter which rests on a flat bottom one cloves, which face side of axial force acts. For disclosure redundancies the equations of deformation of the system. Calculation of loads acting on the cutters, was conducted in relation to the scheme of arrangement of the arms on the cutter bit Ш215,9К-ПВ. To determine the quantities of effort on teeth used dependence between the magnitude of the load acting on the tooth of the milling cutter and vertical movements of the teeth previously obtained analytically and experimentally. Installed, comaximal load acts on the crowns, located in the middle part of the radius of the bit. The results of calculations are confirmed experimentally. The obtained results can be used to optimize the design of weapons and supports roller bits at the stage of their design.

Keywords: drilling, bit, cutter, support, weapons, cutters, loading, stiffness.

Надежность и долговечность нефтепромыслового и бурового оборудования и инструмента зависит от многих факторов [1; 3; 10]. Одним из таких факторов является величина усилия, действующего на рабочие элементы. Для буровых долот такими элементами являются зубки шарошек, непосредственно воздействующие на разрушаемую породу. Анализ работ, посвященных исследованию силовых характеристик работы долот [2; 8], показывает недостаточную изученность данной проблемы. Для аналитической оценки величины усилий, действующих на зубки шарошек, рассмотрим в статическом состоянии долото, закрепленное в колонне бурильных труб или буровом стае, каждая шарошка которого опирается на

плоский забой одним зубком, на который со стороны забоя действует осевое усилие P (рис. 1) [7]. Полученная система сил является статически неопределимой, т.к. для определения неизвестных величин P_1 и P_2 можно использовать лишь одно уравнение статики:

$$\sum Z_i = 0; P_1 + P_2 = P_0. \quad (1)$$

Для составления дополнительного уравнения деформации введем некоторые допущения. Забой будем считать недеформируемым. Деформации корпуса долота также не учитываем и, кроме того, считаем, что долото при положении нагрузки может перемещаться только параллельно оси Z без перекосов. При этих допущениях мы можем еще более упростить схему, заменив шарошки пружинами. Тогда при положении к долоту нагрузки P_0 деформация обеих пружин будет одинакова:

$$\Delta_1 = \Delta_2. \quad (2)$$

Теперь для определения неизвестных P_1 и P_2 нам достаточно знать зависимость между величиной нагрузки, действующей на зубок шарошки, и вертикальным перемещением этого зубка. Такие зависимости были получены аналитически [7] и экспериментально [9] для долота Ш215,9К-ПВ.

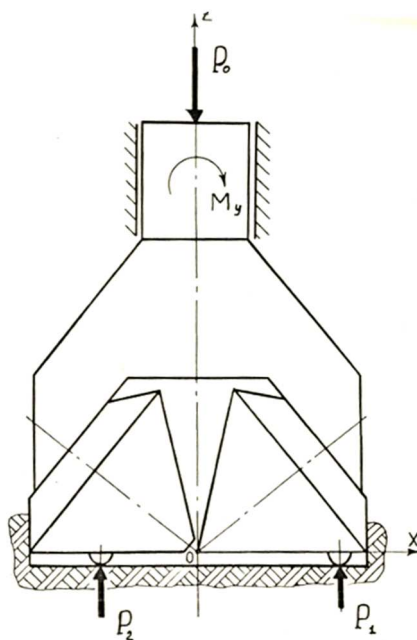


Рис. 1. Схема сил, действующих на долото.

Для расчета усилий, действующих на зубки шарошек долота при различных вариантах взаимодействия вооружения с забоем, необходимо иметь аналитические выражения, связывающие вертикальные перемещения точки шарошки, в которой приложена нагрузка - Δ , величину действующей нагрузки - P и радиус приложения нагрузки - R . С этой целью зависимости, полученные аналитически и в результате эксперимента, аппроксимируем отрезками полиномов вида:

$$\Delta_{РАСЧ} = C_{1P} \cdot P_I + C_{2P} \cdot R_I + C_{3P} \cdot R_I^2 + C_{4P} \cdot P_I \cdot R_I + C_{5P} \cdot P_I R_I^2. \quad (3)$$

$$\Delta_{ЭКСП} = C_{1Э} \cdot P_I + C_{2Э} \cdot R_I + C_{3Э} \cdot R_I^2 + C_{4Э} \cdot P_I \cdot R_I + C_{5Э} \cdot P_I R_I^2. \quad (4)$$

Полученные выражения хорошо описывают несходные зависимости $\Delta_{расч.}$ и $\Delta_{эсп.}$ от P_i и R_i . Отклонение не превышает 5%. Для расчета усилия, действующего на каждую шарошку долота, контактирующую с забоем только одним зубком, необходимо решить систему из трех уравнений:

$$P_1 + P_2 + P_3 = P_0;$$

$$\Delta_1 = \Delta_2; \quad (5)$$

$$\Delta_1 = \Delta_3.$$

Поскольку зависимости Δ от P_i и R_i получены расчетом и экспериментально описываются функцией одного вида, то систему (5) решаем в общем виде. В результате подстановки в систему (5) вместо значений Δ_1 их выражения через P_i и R_i и решения этой системы были получены выражения для определения усилий и P_1 , P_2 и P_3 , действующих на каждую шарошку:

$$P_3 = P_0 \cdot \epsilon_4 + a_4;$$

$$P_2 = (P_3 \cdot \epsilon_3 + a_3 - a_2) / \epsilon_2; \quad (6)$$

$$P_1 = (P_2 \cdot \epsilon_2 + a_2 - a_1) / \epsilon_1;$$

здесь P_0 - осевая нагрузка на долото; $\epsilon_1 - \epsilon_4$ и $a_1 - a_4$ - коэффициенты, зависящие от R_i и от величин коэффициентов полиномов (3) и (4) $C_1 \div C_5$.

Пользуясь выражениями (6), можно рассчитать усилие, действующее на каждую шарошку долота при любом варианте взаимодействия шарошки с забоем. Расчет нагрузок, действующих на венцы шарошек, был проведен применительно к схеме расположения вооружения по шарошкам долота П215,9К-ПВ.

Предположив, что все шарошки вращаются с одинаковой частотой, и выбрав какое-либо произвольное взаимное положение шарошек за исходное, определяем в каждый момент времени радиус положения одного зубка на каждой шарошке, который контактирует с забоем и ось которого в данный момент времени находится в вертикальной плоскости. Зубки, которые в данный момент времени также находятся в контакте с забоем, но их оси не находятся в вертикальной плоскости, в расчете не учитываем.

Таким образом, за время, когда каждая шарошка совершит полный оборот (т.е. все зубки войдут во взаимодействие с забоем), мы получим ряд сочетаний радиусов положения зубков на первой - R_1 , второй - R_2 и третьей - R_3 шарошках. Для долота П215,9К-ПВ таких сочетаний получилось 37. Нагрузка, воспринимаемая разными зубками одного и того же

венца шарошки, будет различной, так как величина ее зависит от того, какие венцы других шарошек в данный момент находятся в контакте с забоем, поэтому усилие, действующее на отдельные венцы шарошек, определялось как среднее за один оборот шарошки. По выражениям (6) были рассчитаны величины усилий, действующих на венцы всех шарошек долота П215,9К-ПВ. Расчет проведен в двух вариантах.

В первом случае в качестве зависимости вертикальной жесткости шарошки от величины и радиуса приложения усилия принята зависимость (3), полученная в результате теоретического анализа деформируемости деталей долота, а во втором варианте в качестве расчетных приняты экспериментальные значения деформаций, определяемых по выражению (4). Результаты расчетов при осевой нагрузке на долото $P = 80$ кН приведены на рис. 2. Здесь же для сравнения представлена зависимость распределения осевой нагрузки по венцам долот П215,9К-ПВ и П215,9ТКЗ-ЦВ, полученная экспериментально [8].

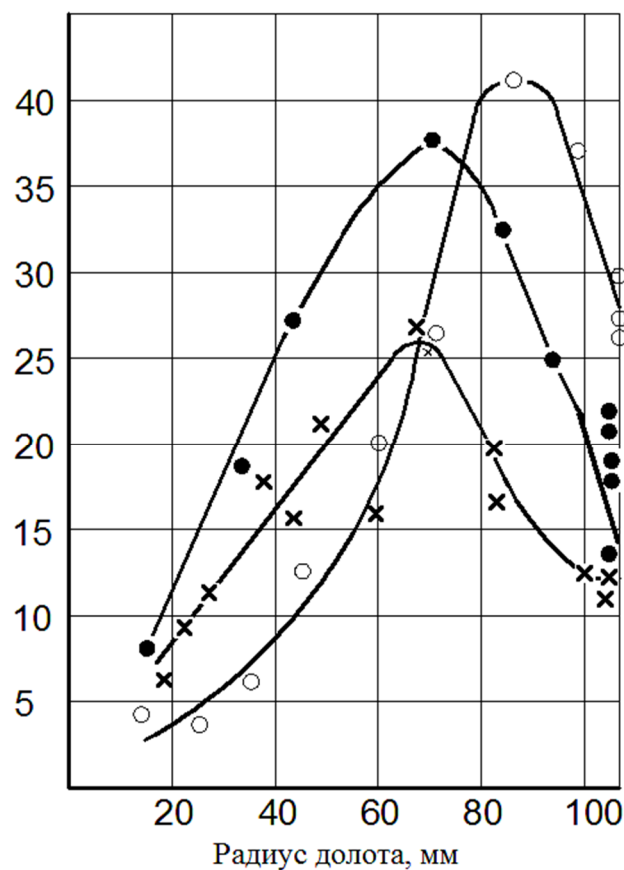


Рис. 2. Расчетные и экспериментальные зависимости нагруженности венцов шарошек ($P = 80$ кн):

о - теоретическое, ● - экспер.-теоретич., x - экспериментальное.

Все три кривые имеют приблизительно одинаковый характер: максимальная нагрузка действует на венцы, расположенные в средней части радиуса долота. Однако если положение

максимумов у экспериментальной и экспериментально-теоретической зависимостей совпадают и приходятся на средний венец шарошки I, расположенной на радиусе $R = 71$ мм, то положение максимума теоретической зависимости сдвинуто ближе к периферии и приходится на средний венец шарошки II, расположенной на радиусе $R = 84$ мм. Кроме того, экспериментально-теоретические значения усилий на всех венцах и теоретические значения усилий на венцах, расположенных на радиусе $R > 65$ мм, превышают фактические значения усилий. Это связано, вероятно, с тем, что при расчетах предполагалось, что каждая шарошка контактирует с забоем только одним зубком, находящимся в вертикальном положении. Фактически же в каждый момент времени, наряду с рассматриваемым зубком, с забоем взаимодействует еще один или даже несколько зубков, воспринимающих на себя часть нагрузки, приходящейся на рассматриваемую шарошку. Величины усилий, действующие на различные венцы шарошек, определенные экспериментально-теоретическим методом, отличаются от действительных значений усилий, определенных экспериментально, не более чем на 30-35%. Поэтому, на наш взгляд, использование предлагаемого здесь экспериментально-теоретического метода оценки величин усилий, действующих на венцы шарошек долота, вполне приемлемо для проверки оптимальности расположения вооружения по шарошкам долота на стадии его проектирования.

Полученные результаты позволяют сделать вывод о том, что неравномерность загрузки отдельных венцов шарошек, расположенных на разных радиусах долота, при бурении крепких пород, для которых внедрение зубка в породу за один акт взаимодействия с забоем незначительно, вызвана, главным образом, различной вертикальной жесткостью системы «шарошка - забой», изменяющейся при изменении положения точки контакта шарошки с забоем вдоль радиуса долота. Изменение вертикальной жесткости обусловлено изменением характера напряженного состояния [4] и, следовательно, изменением жесткости опорного узла шарошки при перемещении точки приложения внешней нагрузки вдоль образующей конуса шарошки.

Наибольшую вертикальную жесткость шарошка будет иметь в случае, если линия действия внешней силы проходит через центр нижнего, наиболее нагруженного шарика [9]. В этом случае нагрузка распределяется между всеми тремя подшипниками опоры, что значительно повышает контактную жесткость опорного узла. При изменении положения точки приложения нагрузки происходит перераспределение нагрузки между подшипниками. В этом случае нагрузка будет восприниматься только двумя подшипниками - шариковым и большим роликовым, либо шариковым и малым роликовым подшипниками. Таким образом, при перекачивании шарошки в контакт с забоем поочередно входят зубки, расположенные

на разных радиусах долота, и шарошка постоянно совершает качательные движения вокруг нижнего шарика замкового подшипника.

Список литературы

1. Методы обеспечения надежности эксплуатации скважинного оборудования / Р.Я. Кучумов, В.А. Пяльченков, Д.В. Пяльченков ; ТюмГНГУ. - Тюмень : ТюмГНГУ, 2005. - 148 с.
2. Пуртова И.А. Исследования силовых и кинематических характеристик работы шарошечного долота // Современные проблемы науки и образования. – 2015. - № 1. - URL: www.science-education.ru/121-17815 (дата обращения: 10.04.2015).
3. Пяльченков В.А., Кучумов Р.Я., Пяльченков Д.В. Численное моделирование показателей надежности установок ЭЦН с помощью алгоритма системы с «быстрым» восстановлением // Известия вузов. Нефть и газ. – 2005. - № 4. - С. 43-49.
4. Пяльченков В.А. Исследование распределения нагрузки между подшипниками опоры шарошечного долота с использованием фотоупругой модели // Известия вузов. Нефть и газ. – 2014. - № 1. – С. 57-61.
5. Пяльченков В.А. Аналитическое определение реакций в опорах шарошечного долота // Известия вузов. Нефть и газ. – 2014. - № 3. – С. 66-72.
6. Пяльченков В.А. К оценке долговечности подшипников опоры шарошечного долота // Современные проблемы науки и образования. – 2014. - № 6. - URL: www.science-education.ru/120-16677 (дата обращения: 08.01.2015).
7. Пяльченков В.А. Аналитическое исследование деформируемости деталей шарошечного долота // Современные проблемы науки и образования. – 2015. - № 1. - URL: www.science-education.ru/121-17246 (дата обращения: 02.02.2015).
8. Пяльченков В.А. Методы исследования нагруженности вооружения и подшипников опоры шарошечных долот // Известия вузов. Нефть и газ. – 2015. - № 1. - С. 88-95.
9. Пяльченков В.А. Экспериментальное исследование деформируемости элементов шарошечного долота // Современные проблемы науки и образования. – 2015. - № 1. - URL: www.science-education.ru/121-17926 (дата обращения: 05.04.2015).
10. Пяльченков Д.В. Моделирование показателей надежности скважинного оборудования с помощью алгоритма «гибели и размножения» // Наукоеведение : интернет-журнал. – 2013. - № 5 (18) [Электронный ресурс]. – Режим доступа <http://naukovedenie.ru/PDF/09tvn513.pdf>, свободный.

Рецензенты:

Долгушин В.В., д.т.н., профессор, директор Института промышленных технологий и инжиниринга ФГБОУ ВПО «Тюменский государственный нефтегазовый университет», г. Тюмень;

Бабичев Д.Т., д.т.н., профессор кафедры «Прикладная механика» ФГБОУ ВПО «Тюменский государственный нефтегазовый университет», г. Тюмень.