

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДЕФОРМИРУЕМОСТИ ДЕТАЛЕЙ ШАРОШЕЧНОГО ДОЛОТА

Пяльченков В.А.^{1,2}

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

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

Предлагается схема статического взаимодействия шарошечного долота с недеформируемым забоем, в которой каждая шарошка опирается на забой только одним зубком, находящемся в вертикальном положении. Если корпус долота под действием осевой нагрузки будет перемещаться строго вертикально без перекосов, то реакция взаимодействия зубков шарошек с забоем будет зависеть от вертикальной жесткости опорного узла шарошки. Приводятся результаты аналитического исследования вертикальной жесткости узла шарошки, установленной на трех подшипниках качения на деформируемой цапфе с учетом контактной деформации деталей подшипников. Из условия равновесия шарошки и условия совместной деформации деталей опоры получены зависимости, позволяющие определить величины реакций в подшипниках и вертикальные перемещения зубка шарошки, взаимодействующего с забоем при различных вариантах приложения нагрузки к шарошке. Результаты расчетов позволяют сделать вывод о том, что вертикальная жесткость шарошечного узла имеет максимальное значение при контакте с забоем средних венцов шарошки. Предлагаемая методика может использоваться для аналитической оценки загруженности венцов шарошек и оптимизации конструкции вооружения и опор долота.

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

ANALYTICAL RESEARCH OF DEFORMABILITY OF DETAILS OF SHAROSHECHNOGO CHISEL

Ryalchenkov V.A.^{1,2}

¹Federal STATE budgetary educational institution of higher professional education "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

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

The scheme of static interaction with non-deformable rock bit slaughter in which each cone is based on slaughtering only one clove, located in a vertical position. If the bit body under the action of axial load will move vertically without distortions, the reaction of cloves cones with slaughter will depend on the vertical stiffness of the support assembly cone. The results of the analytical study of vertical stiffness cutter assembly mounted on three bearings rolling pin on a deformable contact with the strain of bearing components. From the equilibrium conditions and terms of the joint cone deformation parts support depend stiffness sharoshechnogo node has a maximum value when in contact with the slaughter secondary cutter rims. The proposed method can be used to assess the analytical workload crowns cones and optimize the design of weapons and supports bit.

Keywords: drill, chisel, cone, support, weapons cutter, load, stiffness, durability

Изучению вопросов надежности и работоспособности бурового и нефтепромыслового оборудования и инструмента посвящено значительное число аналитических и экспериментальных исследований, например [4,8,9,10]. Экспериментальные исследования нагруженности элементов вооружения шарошечного долота [2,3] показали, что осевая нагрузка, действующая на долото, распределяется неравномерно как по шарошкам, так и по венцам каждой шарошки. Результаты исследований зачастую противоречивы. Это объясняется весьма сложным характером процесса взаимодействия шарошечного долота с

забоем, зависящим от большого числа факторов. Каждая шарошка, перекатываясь по забою, совершает сложное движение, складывающееся из вращения шарошки вокруг оси цапфы, вращения вокруг вертикальной оси долота, и вертикального поступательного движения по мере разрушения горной породы. Так как шарошки не связаны между собой кинематически, то количества зубков, одновременно находящихся в контакте с забоем, является случайной величиной, и соответственно, число связей долота с забоем также будет величиной переменной. Максимальное осевое усилие действует на зубок в момент перехода его через вертикальное положение. А так как зубки венцов шарошки смещены друг относительно друга по образующим, то можно предположить, что наиболее часто каждая шарошка будет контактировать с забоем лишь одним зубком, находящимся в вертикальном положении. Это допущение особенно справедливо при бурении крепких и особо крепких пород. Исходя из этого предположения, рассмотрим в статическом состоянии долото, каждая шарошка которого опирается на плоский забой одним зубком (Рис.1).

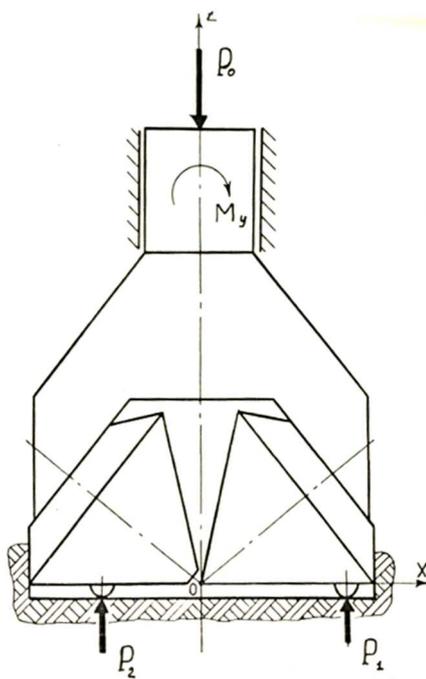


Рис.1.Схема сил, действующих на долото

Корпус долота и забой будем считать недеформируемым и, кроме того, примем, что долото при приложении нагрузки может перемещаться только параллельно оси Z без перекосов. При этом условии перемещения точек приложения усилий P_1 и P_2 относительно корпуса долота будут одинаковы. Данная система является один раз статически неопределимой, и для нахождения неизвестных величин P_1 и P_2 мы можем использовать одно уравнение статики (1) и условие деформации системы (2):

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

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

Для решения данной системы необходимо установить зависимость между величиной нагрузки, действующей на зубок шарошки и вертикальным перемещением этого зубка. Для трехшарошечного долота последовательность рассуждений остается такой же. Зависимости эти могут быть получены аналитически или экспериментально.

Конструкция опорных узлов всех шарошек долота одинакова и поэтому вертикальная жесткость каждой шарошки будет изменяться в зависимости от того, на каком радиусе долота находится зубок, контактирующий в данный момент с забоем. Рассмотрим одну секцию долота. На шарошку секции действует сила P , параллельная оси долота на расстоянии R от оси долота (Рис.2). Необходимо определить вертикальное перемещение точки приложения силы.

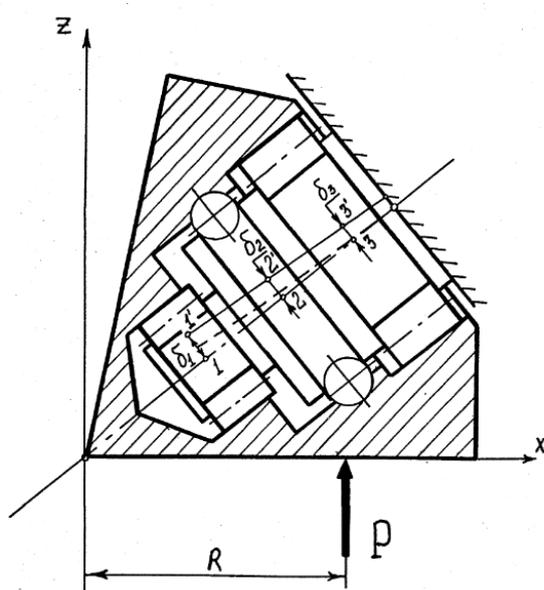


Рис.2. Расчетная схема шарошечного узла

Деформация корпуса шарошки будет незначительной по сравнению с деформацией цапфы и контактными деформациями в подшипниках и ею можно пренебречь. Таким образом, перемещение шарошки будет происходить за счет деформации цапфы и упругих контактных деформаций в подшипниках. Для того чтобы определить эти деформации, необходимо знать величины реакций в подшипниках. Решение данной задачи приведено в работах [5] и [6]. Используя результаты этого решения перейдем к определению величины вертикального перемещения точки А шарошки (Рис.3), в которой приложена сила P . Пусть система координат ZOX будет неподвижной, а система $Z_2O_2X_2$ — подвижной, жестко связанной с шарошкой, начало координат которой находится в центре нижнего шарика. При приложении силы P шарошка переместится и система координат $Z_2O_2X_2$ займет новое положение $Z_3O_3X_3$.

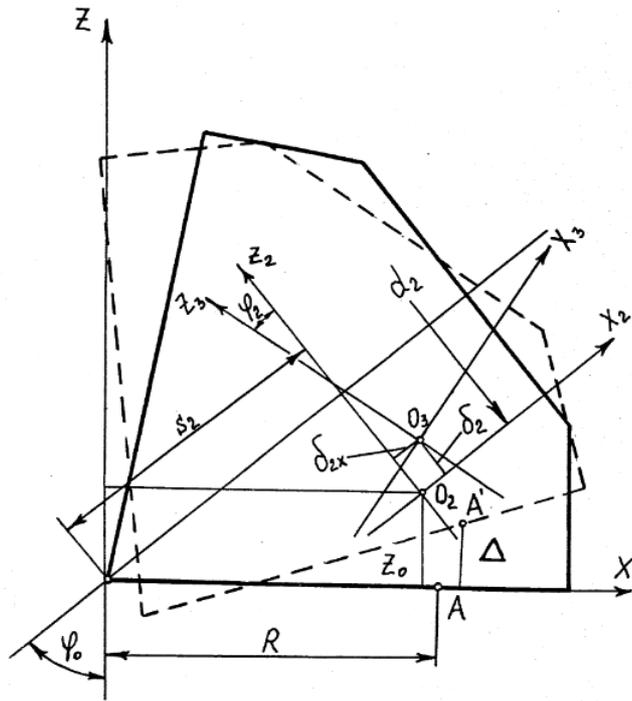


Рис.3. Схема к расчету вертикальных перемещений точки приложения внешней силы

Считаем, что радиальное перемещение точки $O_2 - \delta_2$ нам известно [5]. Осевое перемещение точки $O_2 - \delta_{2x}$ происходит под действием осевой силы в шариковом подшипнике F_{2S} . Для определения осевого перемещения воспользуемся методикой, приведенной в работе [1]. Поскольку мы приняли, что радиальные зазоры в подшипниках равны нулю, то первоначальный угол контакта шариков с беговыми дорожками также будет равен нулю. Для этого случая осевое перемещение подшипника δ_{2x} , фактический угол контакта шариков с беговыми дорожками α и действующая осевая сила F_{2S} связаны зависимостями:

$$\delta_{2x} = (\gamma * d_2) \tan \alpha; \quad (3)$$

$$F_{2S} = C^* \left(\frac{1}{\cos \alpha} - 1 \right)^{\frac{3}{2}} * \sin \alpha; \quad (4)$$

Где:

C^* – силовая характеристика подшипника

γ – коэффициент, зависящий от размеров подшипника.

Поскольку уравнение (4) нельзя решить в явном виде, то его решают приближенно, введя замену переменного $\alpha = X$, и используя разложение в ряды тригонометрических функций $\frac{1}{\cos X}$ и $\sin X$, учитывая в первом из них три, а во втором два члена. Тогда уравнение (4) преобразуется к виду:

$$\frac{X^4}{2^{\frac{3}{2}}} \cdot \left(1 + \frac{5}{12} \cdot X^2 \right) \left(1 - \frac{1}{6} \cdot X^2 \right) = \frac{F_S}{C^*}; \quad (5)$$

Решение этого уравнения методом последовательных приближений имеет вид:

$$X_k = \frac{X_0}{\sqrt[4]{\left(1 + \frac{5}{12} \cdot X_{k-1}^2\right) \cdot \left(1 - \frac{1}{6} \cdot X_{k-1}^2\right)}}; \quad (6)$$

Где: $k = 1, 2, \dots$

Проверка показала, что уже при $k=1$ значение α_1 практически не отличается от α . По найденному значению угла контакта α определяем из выражения (3) искомое перемещение шарика δ_{2x} . Угол поворота φ_2 системы координат $Z_3O_3X_3$ может быть определен из рассмотрения радиальных деформаций в замковом шариковом и одном из радиальных подшипников (рис.2).

$$\varphi_2 = \arctg\left(\frac{\delta_3 - \delta_2}{a_6}\right); \quad (7)$$

При перемещении шарошки точка А займет новое положение – A^1 . Для определения величины вертикального перемещения точки А необходимо найти координату Z точки A^1 в системе координат ZOX . Координаты точки A^1 в системе координат $Z_3O_3X_3$ можно определить:

$$X_3 = R \cdot \sin \varphi_0 - S_2; \quad (8)$$

$$Z_3 = d^2/2 - R \cdot \cos \varphi_0;$$

Для определения координат точки A^1 в системе ZOX запишем формулы перехода из системы координат $Z_3O_3X_3$ в систему ZOX . Координаты точки A^1 в системе $Z_3O_3X_3$ определяется:

$$X_2 = X_3 \cdot \cos \varphi_2 - Z_3 \sin \varphi_2 + \delta_{23}; \quad (9)$$

$$Z_2 = X_3 \cdot \sin \varphi_2 + Z_3 \cdot \cos \varphi_2 + \delta_2;$$

Тогда искомая величина Z , равная вертикальному перемещению точки А определится:

$$\Delta = Z = Z_0 + Z_2 \cdot \sin \varphi_0 + X_2 \cdot \cos \varphi_0; \quad (10)$$

Где,

$$Z_0 = S_2 \cdot \cos \varphi_0 - \frac{d_2}{2} \cdot \sin \varphi_0; \quad (11)$$

Получить интересующие нас зависимости вертикального перемещения точки А от силы Р и радиуса ее приложения R в явном виде не представляется возможным. Поэтому эти

зависимости были получена для опоры долота Ш215,9К-ПВ в виде таблицы значений при различных величинах P и R .

По результатам расчетов построены графические зависимости вертикального перемещения шарошки от величины, действующего на шарошку усилия и радиуса его приложения, приведенные на Рис.4.

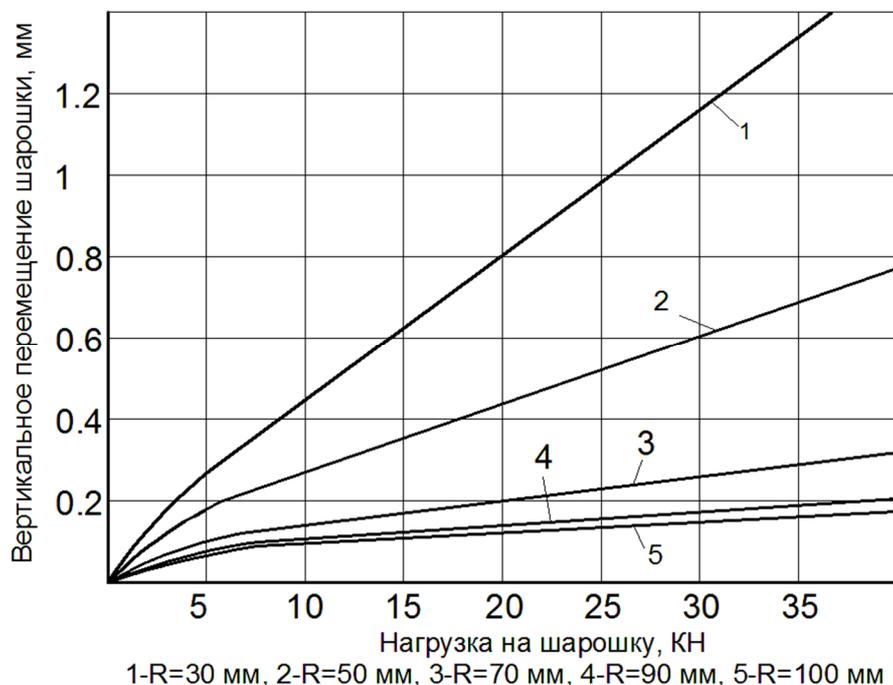


Рис.4. Расчетные зависимости вертикального перемещения шарошки от величины и радиуса приложения внешнего усилия

Как следует из приведенных графиков, изменение вертикального перемещения шарошки от действующего усилия имеет линейную зависимость при нагрузках $P \geq 10$ кН. Зависимость вертикального перемещение шарошки от радиуса приложения усилия имеет более сложный характер. При увеличении радиуса до $R = 90$ мм величина деформации уменьшается, т.е. осевая жесткость системы возрастает.

При дальнейшем увеличении радиуса приложения нагрузки расчетная осевая жесткость системы вновь несколько снижается. Изменение осевой жесткости шарошечного узла при изменении радиуса приложения внешней нагрузки на шарошку определяется, очевидно, изменением напряженного состояния деталей опоры шарошки [7]. При изменении радиуса приложения внешней нагрузки происходит перераспределение нагрузки между подшипниками [5].

Предлагаемая методика аналитического исследования деформируемости деталей долота может использоваться для аналитической оценки загруженности венцов шарошек и оптимизации конструкции вооружения и опор шарошечного долота.

Список литературы

1. Ковалев М.Н., Народецкий М.З. Расчет высокоточных подшипников качения. – М.: «Машиностроение», 1980. - 373 с.
2. Комм Э.Л., Перлов Г.Ф., Мокшин А.С. Исследование нагруженности секций шарошечного долота // Труды ВНИИБТ. – М., 1976. – Вып. 36. – С. 27-36.
3. Кулябин Г.А., Долгушин В.В., Наумов И.А., Касимов М.М. К совершенствованию конструкций элементов буровых долот и повышению эффективности углубления скважин // Известия вузов. Нефть и газ. – 2007. - № 7 . – С.24-29
4. Методы обеспечения надежности эксплуатации скважинного оборудования [Текст] / Р.Я. Кучумов, В.А. Пяльченков, Д.В. Пяльченков ; ТюмГНГУ. - Тюмень : ТюмГНГУ, 2005. - 148 с.
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. Исследование распределения нагрузки между подшипниками опоры шарошечного долота с использованием фотоупругой модели // Известия вузов. Нефть и газ. – 2014. - № 1. – С.57-61.
8. 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.
9. Пяльченков Д.В. Моделирование показателей надежности скважинного оборудования с помощью алгоритма «гибели и размножения» // Интернет-журнал «Науковедение». 2013 №5 (18) [Электронный ресурс].- М. 2013. – Режим доступа: <http://naukovedenie.ru/PDF/09tvn513.pdf>, свободный – Загл. С экрана.
10. Пяльченков Д.В. Моделирование показателей надежности нефтяных насосных установок с применением резервирования // Интернет-журнал «Науковедение». 2013 №5 (18) [Электронный ресурс].-М. 2013. – Режим доступа: <http://naukovedenie.ru/PDF/59tvn513.pdf>, свободный – Загл. с экрана.

Рецензенты:

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

г. Тюмень;

Первошиков С.И., д.т.н., профессор кафедры «Прикладная механика» ФГБОУ ВПО
«Тюменский Государственный нефтегазовый университет», г. Тюмень.