

## ПРИЧИНЫ РАЗРУШЕНИЯ БУРОВОГО ИНСТРУМЕНТА

Студент гр. 10205118 Здор Д.В., Зотов А.А.

*Научный руководитель – к.т.н., доцент Куранова О.В.*

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

Буровое долото испытывает при работе значительные статические и динамические осевые нагрузки, и действие переменного крутящего момента. Поэтому их конструкция должна быть рассчитана на экономически обоснованный срок службы, так как долото является инструментом одноразового использования. Восстановление долот экономически не оправдывается при современной технике их производства. Попытки создания долот со сменными рабочими органами до настоящего времени не дали положительных результатов.

При бурении горных пород буровой инструмент и буровой став испытывают спектр сложных нагрузок. Наиболее сложным механическим узлом бурового става является буровой инструмент. Его детали испытывают сложнейшие по структуре и величине нагрузки, однако, он имеет ресурс, в основе которого лежат механические свойства материалов. В 80% случаев шарошечный буровой инструмент (ШД) отказывает в работе по причине разрушения подшипниковых узлов. Подшипники качения шарошек испытывают сложную циклическую нагрузку:

1. Циклическая нагрузка на тело качения подшипника при качении шарошки по забюю описывается уравнениями расчётного ресурса подшипника, в том числе:

$$L = 10^6 * a_1 * a_2 * a_3 * \left(\frac{C}{P}\right)^k$$

где L – расчётный ресурс подшипника, об.; a1 – коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от надёжности; a2 – коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от особых свойств подшипника; a3 – коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от условий работы подшипника; C – грузоподъёмность подшипника, Н; P – нагрузка, Н; k – показатель степени, равный в

соответствии с результатами экспериментов:  $k = 3$  – для шариковых.

Для подшипника шарошки расчётный ресурс следует измерять числом циклов нагружения. Максимальное напряжение в ролике подшипника качения:

$$\sigma_{\text{ш}}^{\text{max}} = 600 * \sqrt[3]{\frac{F_r}{z * D_p * L_p}}$$

максимальное напряжение в шарике подшипника качения:

$$\sigma_{\text{ш}}^{\text{max}} = 1800 * \sqrt[3]{\frac{F_r}{z * D_{\text{ш}}^2}}$$

где  $F_r$  – радиальное усилие, прилагаемое к подшипнику, Н;  $z$  – количество тел качения в подшипнике;  $D_p$  – диаметр ролика, мм;  $L_p$  – длина ролика, мм;  $D_{\text{ш}}$  – диаметр шарика, мм.

Ресурс подшипника с учётом дополнительной циклической нагрузки:

$$L = 10^6 * \left(\frac{\sigma_{\text{в}}}{\sigma_{\text{н}}}\right)^{10/3} * \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\text{а}} * \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\text{в}}} * \sigma_{\text{м}}}$$

где  $\sigma_{-1}$  – предел выносливости материала, МПа;  $\sigma_{\text{а}}$  – амплитуда переменных напряжений цикла, МПа;  $\sigma_{\text{в}}$  – предел прочности материала, МПа;  $\sigma_{\text{м}}$  – среднее напряжение цикла, МПа;

$$\sigma_{\text{а}} = \frac{\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}}}{2}$$

$$\sigma_{\text{а}} = \frac{\sigma_{\text{max}} + \sigma_{\text{min}}}{2}$$

где  $\sigma_{\text{max}}$  и  $\sigma_{\text{min}}$  – максимальное и минимальное напряжения, возникающие при ударах при увеличении крепости горной породы либо при перекатывании зубьев шарошки, МПа.

Циклическая нагрузка при перекатывании шарошки с зубка на зубок характеризуется ударными нагрузками, возникающими при ударе очередного зубка о поверхность забоя. Данный процесс характеризуется изменением кинетической энергии и переходом последней в энергию механического удара. Изменение кинетической энергии бурового органа характеризуется изменением скорости. Средняя скорость движения бурового инструмента равна

скорости бурения. Но при перекачивании шарошки в поверхность забоя поочередно ударяются зубки А, Б и В, и шарошка вращается согласно направлению стрелки (рис. 1).

Уровень энергии, с которой зубья шарошки опускаются на забой, характеризуется мощностью, передаваемой от привода подачи и привода вращения, передаваемой к рабочему органу:

$$N = \frac{A}{t} = \frac{\Delta E}{t} = \frac{m(v_2^2 - v_1^2)}{2 * t}$$

где N – мощность, передаваемая от привода подачи к буровому инструменту бурового станка с учетом КПД подачи, Вт;  $\Delta E$  – изменение кинетической энергии при продвижении бурового инструмента через породу, Дж; m – эквивалентная масса, характеризующая массу рабочего органа и энергию подающего привода, кг;  $v_1$  и  $v_2$  – скорость равномерного продвижения бурового инструмента при бурении породы 1 и 2 с соответствующими физико-механическими свойствами, м/с (здесь порода 2 имеет показатель буримости больше чем порода 1); t – время переходного процесса, т.е. период, за который скорость подачи бурового инструмента изменяется от значения 1 до значения 2. В случае с перекачиванием зубьев шарошки  $v_1$  – скорость отдельного зубца шарошки при  $h_2 = x/2$ , а  $v_2 = 0$ .

Напряжение в ролике подшипника качения шарошки, возникающее при ударе, равно:

$$\sigma_{p.уд.}^{max} = 600 * \sqrt[3]{\frac{F_r}{z * D_p * L_p} * \frac{2v_1}{2v_1 - \Delta v}}$$

Напряжение в шарике подшипника качения шарошки, возникающее при ударе, равно:

$$\sigma_{ш}^{max} = 1800 * \sqrt[3]{\frac{F_r}{z * D_{ш}^2} * \frac{2v_1}{2v_1 - \Delta v}}$$

Напряжение в шарике подшипника качения шарошки, возникающее при ударе, равно:

$$\sigma_{\text{ш}}^{\text{max}} = 1800 * \sqrt[3]{\frac{F_r}{z * D_{\text{ш}}^2} * \frac{2(v_6 + v_s/2)}{2(v_6 + v_s/2) - v_s/2}}$$

При расчете коэффициента износа. Коэффициент износа рабочей поверхности долота  $\Theta_z$  характеризует темп падения мгновенной механической скорости в процессе работы долота на забое и представляет собой обратную величину логарифмического декремента убывания указанной скорости. Значение  $\Theta_z$  зависит от абразивных свойств породы, износостойкости рабочей поверхности долота и параметров режима бурения.

Для достижения высоких технико-экономических показателей бурения скважин необходим постоянный контроль за технологическим процессом и оперативное управление работой долота. Указанный контроль и оперативное управление должны осуществляться бурильщиком с его поста и инженером с диспетчерского пункта.

Правильная обработка долот имеет большое значение в достижении высоких показателей их работы, а следовательно в ускорении строительства скважин и в снижении стоимости бурения. Огромную роль при этом играет знание особенностей различных типов и моделей долот, закономерностей работы долота на забое, влияния главнейших факторов на показатели работы долот и правильное применение этих знаний к конкретным условиям бурения.

#### *Литература*

В.Г. Беликов, С.А. Посташ. “Рациональная обработка и износостойкость шарошечных долот” –М.: Недра, 1972. А.О. Шигин, А.В. Гилёв. “МЕТОДИКА РАСЧЕТА УСТАЛОСТНОЙ Сибирский федеральный университет. В.Н. Виноградов, Г.М. Сорокин. “Долговечность буровых долот ” –М.: Недра, 1977. Султанов Б.З. Забойные буровые машины и инструмент / Б.З. Султанов, Н.Х. Шаммасов. –М.:Недра, 1976.