

УДК 622.235
**МЕТОДИКА РАСЧЁТА УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ
ШАРОШЕЧНЫХ ДОЛОТ**

Студент гр. 10205117 Есман Н.М

Научный руководитель – ст. преподаватель Куранова О.В.

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

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 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 забою:

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

где L – расчётный ресурс подшипника, об.; a_1 – коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от надёжности; a_2 – коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от особых свойств подшипника; a_3 – коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от условий работы подшипника; C – грузоподъёмность подшипника; P – нагрузка; k – показатель степени, равный в соответствии с результатами экспериментов: $k = 3$ – для шариковых, $k = 10/3$ – для роликовых подшипников.

В связи с особенностями конструкции опор качения шарошки роликовые подшипники несут основную нагрузку, а шариковый подшипник служит замковым механизмом. Поэтому при учёте осевых нагрузок особое внимание следует уделять расчёту ресурса роликовых подшипников.

Результирующая формула примет следующий вид:

$$L = 10^6 \cdot \left(\frac{\sigma_B}{\sigma_H} \right)^{10/3} \cdot \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_B} \cdot \sigma_m},$$

где σ_{-1} – предел выносливости материала, МПа; σ_a – амплитуда переменных напряжений цикла, МПа; σ_B – предел прочности материала, МПа; σ_m – среднее напряжение цикла, МПа;

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

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

2) Циклическая нагрузка при перекачивании шарошки с зубка на зубок характеризуется ударными нагрузками, возникающими при ударе очередного зубка о поверхность забоя. Для подшипника шарошки расчётный ресурс следует измерять числом циклов нагружения. напряжение в ролике подшипника качения шарошки, возникающее при ударе, равно:

$$\sigma_p^{\max} = 600 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_r}{z \cdot D_p \cdot L_p}} \cdot \frac{2(v_6 + v_s / 2)}{2(v_6 + v_s / 2) - v_s / 2},$$

максимальное напряжение в шарике подшипника качения

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

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

$$v_s = 15n_{вр} \cdot D_1 \cdot \frac{\pi}{k}, \quad v_6 = \frac{40 \cdot P_{oc} \cdot v_{вр}}{\Pi_6 \cdot D_1^2},$$

где k – количество зубцов всех рядов шарошки, v_s – скорость вращения вокруг оси, v_6 – скорость бурения. $n_{вр}$ – частота вращения шарошечного долота, об/мин; D_1 – диаметр шарошечного долота, м, Π_6 – показатель буримости.

3) Циклическая нагрузка, характеризующаяся изменением физико-механических свойств горной породы, имеет схожий механизм. Напряжение в ролике опор качения:

$$\sigma_p^{\max} = 600 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_r}{z \cdot D_p \cdot L_p}} \cdot \frac{2(v_b + v_s / 2)}{2(v_b + v_s / 2) - v_s / 2} \cdot \frac{2\Pi_b + 2\Delta\Pi_b}{2\Pi_b + \Delta\Pi_b} \cdot k_{\text{инд}}$$

Напряжение в шарике опор качения:

$$\sigma_{\text{ш}}^{\max} = 1800 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_r}{z \cdot D_{\text{ш}}^2}} \cdot \frac{2(v_b + v_s / 2)}{2(v_b + v_s / 2) - v_s / 2} \cdot \frac{2\Pi_b + 2\Delta\Pi_b}{2\Pi_b + \Delta\Pi_b} \cdot k_{\text{инд}},$$

где $\Delta\Pi_b$ – колебание показателя буримости (0, 1, 2, 3, 4), $k_{\text{инд}}$ – коэффициент формы индентора; $k_{\text{инд}} = 0,79$ для индентора, имеющего форму закруглённого цилиндра; $k_{\text{инд}} = 0,47$ для индентора, имеющего форму правильного конуса; $k_{\text{инд}} = 0,7$ для индентора, имеющего форму выпуклого конуса.

Рассмотренные выше расчёты позволяют проанализировать наиболее явные нагрузки, которые стоит учитывать при выборе материала шарошечного долота. Расчёты позволяют оптимизировать работу бурильного инструмента, продлевая его срок службы путём рационального выбора материала шарошки.

Литература

1. Техника, технология и опыт бурения скважин на карьерах / под ред. В.А. Перетолчина. // М.: Недра, 1993. 286 с.
2. Виноградов В.Н. [и др]. О критерии усталостной прочности зубьев шарошек // Долговечность газонефтепромыслового оборудования и инструмента: труды МИНХ и ГП. 1968. Вып. 81. С. 20-25.