

Величина изменения формы зуба заготовки под действием пластического деформирования поверхностного слоя металла определяется, в основном, припуском под обработку. Наилучшие результаты получаются при припуске на обработку в пределах от 0,02 до 0,04 миллиметра с каждой стороны зуба заготовки. При завышении припусков на обработку металл может накапливаться в районе ножки зуба, что может привести к поломке накатника.

При профильном накатывании с продольным движением подачи ($S_{\text{прод}}$) наличие на накатниках заборного конуса предопределяет появление и радиального движения подачи, скорость которого ($S_{\text{пп}}$) зависит от величины угла заборного конуса:

$$S_{\text{пп}} = S_{\text{прод}} \operatorname{tg} \beta, \quad (4)$$

где: $S_{\text{пп}}$ – скорость движения поперечной подачи; $S_{\text{прод}}$ – скорость движения продольной подачи; β – угол заборного конуса накатника.

Угол заборного конуса обычно лежит в пределах 5 ... 15 град. Поэтому величина скорости поперечной подачи равна: $S_{\text{пп}} = (0,09 \dots 0,2)S_{\text{прод}}$.

Следовательно, при накатывании с продольным движением подачи величина поперечной подачи (а следовательно, и завал зуба), будет значительно меньше, чем при накатывании с поперечным движением подачи.

Для накатывания тремя накатниками типично обжатие детали, что дает возможность работать с большей скоростью деформаций, большими применяемыми силами и, следовательно, с меньшим временем на обработку.

За счет установки накатников по вершинам равностороннего треугольника в процессе обработки создается центрирующий эффект, что хорошо разгружает технологическую систему СПИД.

Выводы

1. Холодное профильное накатывание с продольным движением подачи обеспечивает большую точность обработки по сравнению с накатыванием с поперечным движением подачи.
2. Накатывание тремя накатниками обеспечивает большую производительность обработки, чем накатывание одним или двумя накатниками.

Обеспечение качества изготовления буровых долот

д.т.н., проф. Вержанский А.П., Махненко А.Н.
Московский государственный горный университет
(499) 2302492

Аннотация. В статье рассмотрена методика расчета точности неподвижных соединений с использованием метода групповой взаимозаменяемости

Ключевые слова: зубчатое колесо, накатывание, спираль, движение подачи, погрешность профиля.

Одним из характерных изделий, выпускаемых для горнодобывающей отрасли, является трехшарошечное долото Ш-244.5 ОК-ПГВ с твёрдосплавными шарошками, которое является буровой насадкой к специальным станкам для буровзрывного способа добычи руды. Долото обеспечивает бурение в очень крепких горных породах и рудах с $f \geq 15$ по Протодьяконову. Основными деталями данного изделия являются корпус долота, три лапы, на которых располагаются три шарошки с многочисленными зубцами (рисунок 1).

В корпус шарошки запрессовываются твердосплавные зубцы, а сам корпус шарошки устанавливается на лапу. Для снижения трения между лапой и корпусом шарошки установлены цилиндрические и сферические тела качения. На рисунке 1 приведена размерная цепь, определяющая тепловой зазор B_{Δ} , создаваемый в роликовой опоре шарошки:

$$B_{\Delta} = -B_1 + B_2 - B_3 - B_4$$

При вращении долота зубцы трех шарошек перекатываются, попеременно внедряются в горную породу и под действием осевой нагрузки вызывают её разрушение.

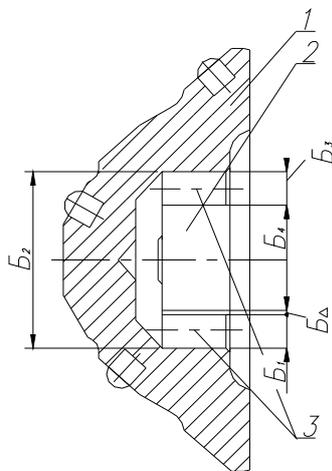


Рисунок 1 – Схема установки шарошки: 1 - корпус шарошки; 2 - лапа; 3 - ролики

Режущую способность шарошек создают твердосплавные зубцы (резцы), расположенные в трех рядах по периметру, на вершине и на обратном конусе шарошки. Общее число зубцов на одной шарошке равно 66, а на долоте, состоящем из трех шарошек, количество зубцов составляет 198 штук. Различный износ, затупление и выкрашивание отдельных зубцов приводит к потере режущей способности долота, к изменению баланса нагрузки на трех комплектных шарошках. Следствием этого является отклонение (увод) долота от задаваемого при бурении осевого направления.

Установку твердосплавных зубцов в корпус шарошки осуществляют путем их запрессовки, при которой обеспечивается посадка $\varnothing 10 \text{ H9/z11}$. Для этого в корпусе шарошки создают на многоцелевом станке сетку базовых отверстий, каждое из которых задается определенными линейными и угловыми координатами.

Все базовые отверстия $\varnothing 10 \text{ H9}$ обрабатывают путем выполнения трех переходов: 1- сверление $D_1 = 9,4^{+0,4}$; 2 - зенкерование $D_2 = 9,8^{+0,1}$; 3 – развертывание в окончательный размер $D_3 = 10^{+0,04}$. Это означает, что имеет место общее уточнение базового отверстия $\varepsilon_{об}$, получаемое как отношение допуска $T_3 = 0,04$, достигаемого после развертывания, к допуску $T_1 = 0,4$, полученному на первом переходе после сверления.

$$\varepsilon_{об} = T_1/T_3 = 0,4/0,04 = 10.$$

Многочисленные зубцы получают путем спекания твердого сплава. Базирование зубца осуществляется по цилиндрической поверхности $d = 10^{+0,13}_{+0,04}$, выполняющей роль двойной направляющей базы, и по примыкающему к ней торцу. Таким образом, предельные значения натяга (наибольшего $N_{нб}$ и наименьшего $N_{нм}$), получаемого при установке зубцов в корпус шарошки соответственно составляют:

$$N_{нб} = \Delta_d^B - \Delta_D^H = 0,13 - 0 = 0,13 \text{ мм},$$

$$N_{нм} = \Delta_d^H - \Delta_d^B = 0,04 - 0,04 = 0 \text{ мм},$$

где Δ_d^B, Δ_d^H - предельные отклонения базовых отверстий в шарошке;

Δ_d^B, Δ_d^H - предельные отклонения базовой цилиндрической поверхности зубцов.

Анализ полученных значений показывает, что при запрессовке зубцов может иметь место нулевой натяг $N_{нм} = 0 \text{ мм}$, при этом изменение натяга в соединении составляет:

$$\Delta_N = N_{нб} - N_{нм} = 0,13 \text{ мм}.$$

Все это отрицательно сказывается на прочности соединения зубца с корпусом шарошки. При отсутствии натяга или при его малых значениях силы резания, возникающие при бурении породы, отрывают зубцы от корпуса шарошки, следствием чего является потеря режущей способности долота.

С целью устранения этого дефекта и обеспечения стабильного качественного соединения зубца с шарошкой с гарантированным большим натягом $N = 0,08 \dots 0,1$ мм предложено заменить принятый согласно технологии сборки метод полной взаимозаменяемости на метод групповой взаимозаменяемости, т.е. перейти на селективную сборку зубцов с корпусом шарошки.

Для расчета количества групп сортировки и предельных отклонений диаметральных размеров отверстий D и зубцов d в группах представим рассматриваемое соединение как трехзвенную размерную цепь, в которой замыкающим звеном является создаваемый натяг N , а составляющими звеньями – диаметральные размеры отверстия D и вала d .

$$N = d - D.$$

Согласно расчетному условию реализации метода групповой взаимозаменяемости допуски увеличивающего d и уменьшающего D звеньев должны быть равными $T_d = T_D$ [1]. Для этого уменьшим нижнее отклонение базовой цилиндрической поверхности зубца до значения $\Delta_d^H = 0,09$ мм, в результате требования к точности базовой поверхности зубца составят $d = 10_{0,09}^{0,13}$ и соответственно получим:

$$T_d = T_D = 0,04 \text{ мм.}$$

Для получения соединений с малым числовым разбросом натяга $\Delta_N \Rightarrow \min$ принимаем четыре группы сортировки $n = 4$ (I, II, III, IV), в которых допуски на диаметральные размеры отверстий и зубцов составляют 0,01 мм. В результате получим следующую таблицу 1 сортировки зубцов и распределения отверстий по четырем группам.

Таблица 1

	Группа I		Группа II		Группа III		Группа IV	
	Δ^H	Δ^B	Δ^H	Δ^B	Δ^H	Δ^B	Δ^H	Δ^B
Зубцы $d = 10_{0,09}^{0,13}$	0,09	0,1	0,1	0,11	0,11	0,12	0,12	0,13
Отверстия $D = 10^{+0,04}$	0	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04

Проверку правильности разбиения зубцов и отверстий на 4-и группы и правильности назначения предельных отклонений размеров в группах выполняем по формулам:

$$N_{нб} = \Delta_d^B - \Delta_D^H; N_{нм} = \Delta_d^H - \Delta_d^B.$$

$$\text{Для группы I: } N_{нб} = 0,1 - 0 = 0,1; N_{нм} = 0,09 - 0,01 = 0,08.$$

$$\text{Для группы IV: } N_{нб} = 0,13 - 0,03 = 0,1; N_{нм} = 0,12 - 0,04 = 0,08.$$

Таким образом, проверка подтвердила правильность расчета предельных отклонений размеров отверстий в шарошках и диаметральных размеров зубцов при сортировке их по четырем группам. При таком разбиении различие величины натяга в соединениях не превышает 20%, что составляет 0,02 мм.

В процессе сборки с помощью проходных и непроходных калибров измеряются фактические размеры отверстий в шарошках, а затем по приведенной выше таблице выбираются зубцы соответствующего диаметра. В результате достигается прочное качественное соединение зубцов с корпусом шарошки, при котором значительно повышается стойкость бурильных долот.

Литература

1. Проектирование технологии автоматизированного машиностроения. Под ред. ЮМ. Соломенцева. М.:Высшая школа, 1999. 416с.