

УДК 620. 193. 16

**А. П. Вержанский**, д.т.н., проф., **А. Н. Махненко**, аспирант, Московский государственный горный университет

E-mail: [kaftmr@msmu.ru](mailto:kaftmr@msmu.ru)

## **Обеспечение качества соединения твердосплавных зубцов в шарошках буровых долот**

*Предложен метод повышения качества соединения твердосплавных зубцов в шарошках, применение которого обеспечивает достижение в соединении одинакового, стабильного натяга, близкого к наибольшему значению, что повышает стойкость буровых долот.*

**Ключевые слова:** долото, шарошка, твердосплавный зубец, соединение, натяг.

**A. P. Verzhansky, A. N. Makhnenko**

## **Quality Assurance Compound Carbide Teeth in Cutter Drill Bits**

*Proposed a method for improving the quality of the connection carbide teeth in a cutter, applications that achieve the same in the compound, a stable interference fit close to the highest value, which increases the resistance of drill bits.*

**Keywords:** chisel, cutter, carbide tooth, a compound tightness.

На буровых станках типа СБШ-250 МН, применяемых как для разведочного бурения, так и в тяжелых условиях при открытой добыче твердых горных пород, широко используют трехшарошечные долота. Трехшарошечные секционные долота, в отличие от других бурильных инструментов, не подвергаются восстановлению и не могут быть использованы повторно. Все это определяет особенности их конструкторского исполнения и технологических решений, принимаемых при их изготовлении.

Режущую способность шарошек создают твердосплавные зубцы. В рассматриваемом долоте твердосплавные зубцы расположены 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 [1]:

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

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 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  $\Delta_d^B, \Delta_d^H$  - предельные отклонения базовых отверстий в шарошке;

$\Delta_d^B, \Delta_d^H$  - предельные отклонения базовой цилиндрической поверхности зубцов.

Анализ полученных значений показывает, что при запрессовке зубцов может формироваться очень малый или даже 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.

Для устранения этого дефекта и достижения стабильного качественного соединения зубцов с шарошкой с гарантированным натягом, величина которого соответствует предельному значению  $N = 0,08 \dots 0,1 \text{ мм}$ , предложено заменить принятый согласно технологии 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 расчетного условия реализации метода групповой взаимозаменяемости допуски увеличивающего  $d$  и уменьшающего  $D$  звеньев должны быть равными  $T_d = T_D$

[2]. Для этого уменьшим нижнее отклонение базовой цилиндрической поверхности зубца до значения  $\Delta_d^u = 0,09 \text{ мм}$ , 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  $\Delta_N \Rightarrow \min$ ,

принимая 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 сортировки зубцов и распределения отверстий по четырем группам:

	Группа I		Группа II		Группа III		Группа IV	
	$\Delta^H$	$\Delta^B$	$\Delta^H$	$\Delta^B$	$\Delta^H$	$\Delta^B$	$\Delta^H$	$\Delta^B$
Зубки $d = 10_{0,09}^{0,13}$	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 предельных отклонений, которые в данном случае определяют наибольшее  $N_{нб}$  и наименьшее  $N_{нм}$  значения натяга в соединении:

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

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

$$\text{Для группы II: } N_{нб} = 0,11 - 0,01 = 0,1 \quad N_{нм} = 0,1 - 0,02 = 0,08$$

$$\text{Для группы III: } N_{нб} = 0,12 - 0,02 = 0,1 \quad N_{нм} = 0,11 - 0,03 = 0,08$$

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

Таким образом, проверка подтвердила правильность расчета предельных отклонений размеров отверстий в шарошках и диаметральные размеры зубцов при сортировке их по четырем группам. При таком разбиении в соединении имеет место наибольший натяг, что обеспечивает

требуемую прочность закрепления зубцов в шарошках. При этом различие величины натяга в соединениях не превышает 20% и составляет 0,02 мм.

Для выявления характера напряжения, возникающего в сопряжении при наличии в нем предельного натяга и действующей нагрузки было проведено моделирование состояния соединения. Результаты моделирования показаны на рис. 1, где приведена комплексная эпюра формирования напряжений в соединении базовой цилиндрической поверхности зубца с отверстием в шарошке при натяге  $N=0.08$  мм. Эпюра получена с использованием программного обеспечения «Static structural (ANSYS)» при задании действующей на твердосплавный зубец нагрузки  $P=1000$ Н. Т.о., исследования показывают, что при создании в соединении требуемого натяга контактные напряжения на поверхности сопряжения составляют порядка 920 МПа, в результате контактные деформации в стыках не превышают 95..120 мкм, что определяет надежное качественное соединение зубца с корпусом шарошки.



Рис. 1. Эпюра напряжений в соединении базовой цилиндрической поверхности зубца с отверстием в шарошке

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

### **Выводы**

1. Установка твердосплавных зубцов в корпус шарошки по методу полной взаимозаменяемости влечет за собой формирование в соединении различного по величине натяга, что является причиной снижения качества соединения, а следовательно и уменьшение стойкости буровых долот.
2. Для повышения качества соединения зубцов с корпусом путем создания в соединении стабильного натяга предложено использовать метод групповой взаимозаменяемости, предусматривающий сборку изделия из деталей, принадлежащих определенной группе.
3. Сборка деталей по группам, в которых размеры базовых поверхностей зубцов и отверстий рассчитаны по предложенной методике, позволяет получить в соединении требуемый, стабильный натяг, колебание которого не превышает 20%.
4. Моделирование формируемых в соединении напряжений с учетом действующей на резец нагрузки показывает, что контактные деформации в стыках не превышают допустимых значений, при которых обеспечивается надежное качественное соединение зубца с корпусом шарошки

### **Список литературы**

1. **Тимирязев В.А., Кутин А.А., Схиртладзе А.Г.** Основы технологии машиностроения. Учебник для вузов, МГТУ «Станкин», 2011, 393с.
2. **Радкевич Я.М., Схиртладзе А.Г., Лактионов Б.И.** Метрология, стандартизация и сертификация / М.: Высшая школа, 2007. 791с