

ти и создание условий, обеспечивающих надежное удаление стружки из зоны резания.

Следует отметить, что конструкция шнекового сверла позволяет использовать одновременно оба эти пути, кроме того, данное сверло отличается простотой изготовления и по нашему мнению, является одной из наиболее целесообразных конструкций для сверления глубоких отверстий в сталях.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Б а к у л и н М.В. Высокопроизводительный метод глубокого сверления отверстий на расточных станках. — М., 1950. 2. Б а р у н В.А. Работа на сверлильных станках. — М., 1963. 3. К о м и с с а р о в а З.И. Сверло для сверления глубоких отверстий в жаропрочной и нержавеющей стали конструкции ЛМИ. — Науч.-техн. информ. "Передовой научно-технический и производственный опыт". — М., 1966. 4. Проектирование металлорежущих инструментов / Под ред. И.И. Семенченко — М., 1963. 5. Ч е т в е р и к о в С.С. Металлорежущие инструменты (проектирование и производство). — М., 1965. 6. Р е з н и к о в А.Н. Твердосплавное сверло для обработки глубоких отверстий. — Станки и инструмент, 1965, № 3. 7. Спиральное сверло Э.Я. Ивашин, Э.М. Дечко, В.И. Масарновский и др. — Бюлл. изобр., 1968, №20.

УДК 621.833.531

Т. РОГОЗИНСКИ, А.В. КУЗЬМИН,  
Е. САМКОВИЧ, А.Н. НАТАЛЕВИЧ

#### ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАЦЕПЛЕНИЯ РОЛИКОВОЙ ЦЕПИ СО ЗВЕЗДОЧКОЙ

Теоретический анализ зацепления роликовой цепи со звездочкой позволил определить, что в нормально нагруженной передаче нагрузка на цепь неравномерна по всему углу охвата. Степень нагрузки отдельных зубьев зависит от величины нагрузки, передаваемой передачей. Из-за этого звездочки цепной передачи нужно представлять не в виде правильных многогранников (рис. 1, а), а в виде многогранников с меняющимся расстоянием между точками соприкосновения роликов цепи со звездочкой и осью звездочки (рис. 1, б).

Приняв такую модель передачи, можно констатировать, что во время поворота звездочки происходит скольжение роликов по зубу. Целью исследований являлось определение влияния величины нагрузки на количество зубьев звездочки, воспринимающих нагрузку и скорости скольжения ролика цепи по зубу звездочки.

Исследования проводили на стенде, схема которого представлена на рис. 2. Стенд снабжен специальной измерительной звездочкой, дающей возможность записи радиального перемещения ролика цепи при различных нагрузках передачи.

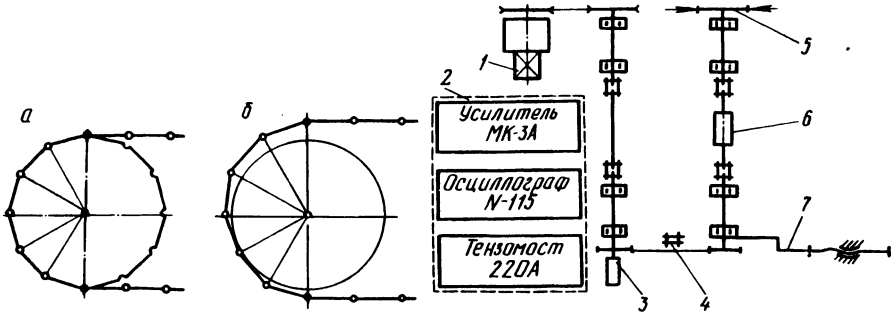


Рис. 1. Схема зацепления цепи со звездочкой.

Рис. 2. Схема испытательного стенда:  
 1 — привод; 2 — измерительный блок; 3 — токосьемник; 4 — исследуемая передача; 5 — тормоз; 6 — моментоизмеритель; 7 — натяжное устройство.

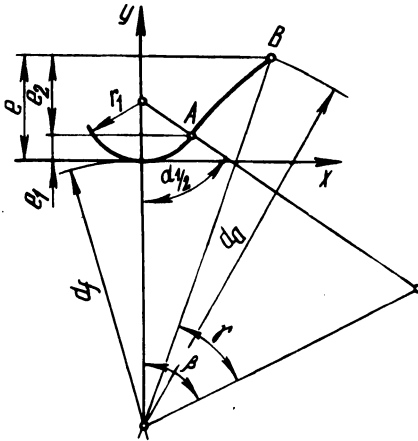
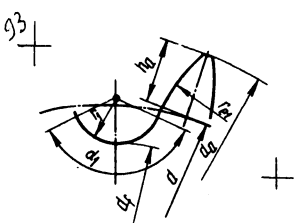


Рис. 3. Форма впадины звездочки.

Исследования проводились на передаче, состоящей из роликовой приводной цепи шагом  $t = 15,875$  мм и звездочки с формой зубьев, соответствующей польскому стандарту PN-73/м-84161. Применялись звездочки с количеством зубьев  $z_1 = z_2 = 35$ , число звеньев цепи  $m = 116$ , величины нагрузки 0; 100 и 250 Нм.

Данные сравнения теоретических и действительных размеров зубьев звездочек представлены в таблице.

Величина	Профиль звездочки	Значения величин, мм	
		по стандарту ПНР (P -73/M-84161)	действительная
$r_1$		4,87	4,95
$\alpha_1$		$137^{\circ}43'$	$117^{\circ}43'$
$r_{el}$		42,85	108,47
$d$		177,1	177,1
$d_a$		182,6...187,3	187,3
$d_f$		167,45	167,2
$h_a$		3,11...5,46	5,46

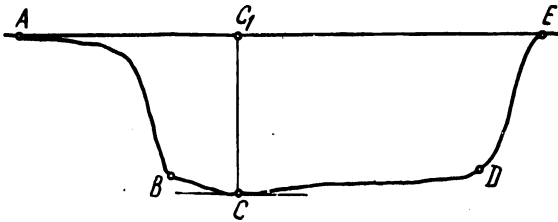


Рис. 4. Осциллограмма перемещений.

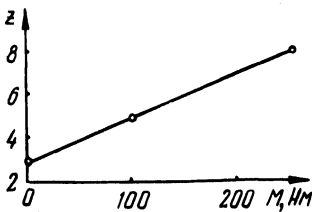
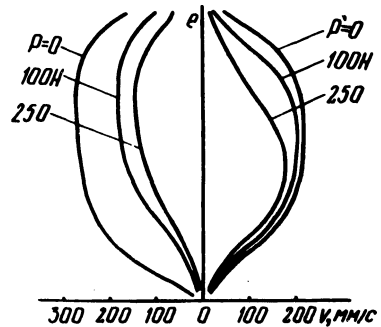
Рис. 5. Зависимость числа зубьев  $Z$ , воспринимающих нагрузку, от величины нагрузки передачи.

Рис. 6. Изменение скорости радиального перемещения ролика в зависимости от нагрузки передачи.

Анализ формы впадины звездочек (рис. 3) показывает, что ордината точки А

$$e_1 = \left( r_1 - \frac{d_1}{2} \right) \left( 1 - \cos \frac{\alpha_1}{2} \right)$$

является малой величиной ( $e_1 = 0,06$  мм) и поэтому полученные осциллограммы (примерная осциллограмма приведена на рис. 4) следует принимать как запись перемещения ролика по радиусу на отрезке  $e_2$  (рис. 3)

$$e_2 = -\frac{d_a}{2} \cos(\beta - \gamma) - \frac{d_t}{2},$$

где  $\beta = \arcsin \frac{r_1 + r_{e_1}}{A} \sin \frac{\alpha_1}{2};$

$$A = \sqrt{B^2 + (r_1 + r_{e_1})^2 - 2B(r_1 + r_{e_1}) \cos \frac{\alpha_1}{2}};$$

$$B = \frac{d_t}{2} + r_1;$$

$$\gamma = \arcsin \frac{\left(\frac{d_e}{2}\right)^2 + A^2 - r_{e_1}^2}{d_a A}.$$

Точки А и Е на осциллограмме (рис. 4) соответствуют моменту начала соприкосновения ролика и звездочки и выходу ролика из зацепления. Точка С соответствует моменту перехода ролика с рабочей части впадины на затылочную. Отрезок АС<sub>1</sub>, параллельный оси абсцисс, является мерой числа зубьев, воспринимающих нагрузку.

Результаты исследований приведены на рис. 5, 6. На рис. 5 представлена зависимость числа зубьев, воспринимающих нагрузку от величины нагрузки передачи. Экспериментальная зависимость является линейной. На рис. 6 показаны изменения скорости радиального перемещения ролика звена цепи в зависимости от нагрузки передачи. Правая сторона диаграммы соответствует рабочей стороне впадин, а левая — затылочной.

Аналогичный характер имеют кривые скорости перемещения роликов по профилю зуба звездочки.

Таким образом, можно сделать следующие выводы.

1. Экспериментальные исследования зацепления роликовой приводной цепи со звездочкой показывают, что расположение роликов на звездочке зависит от нагрузки передачи. Экспериментальная зависимость числа зубьев, воспринимающих нагрузку, от величины нагрузки является линейной.

2. Скорость вхождения ролика во впадину уменьшается с увеличением нагрузки, передаваемой передачей. Максимальная величина скорости перемещается в направлении дна впадины на рабочей части и в направлении вершины зуба на затылочной части. На основании этого можно предположить, что в мало нагруженных передачах износ происходит на вершине зуба, а в сильно нагруженных передачах износ будет значительным у основания зуба.