

стороны ведущей ветви. Этому распределению нагрузки соответствуют значения  $\psi > 1$  и  $\psi < 1$ . Дополнительное нагружение зубьев, определяемое отклонением  $\Delta\psi$  относительно  $\psi = 1$ , для силовых передач составляет до 30 %.

Существует мнение, что условие одинакового нагружения зубьев на дуге обхвата, т. е.  $\psi = 1$ , способствует их наибольшей долговечности [2]. Для обеспечения этого условия рекомендуется увеличить номинальный шаг зубьев ведущего шкива на эффективную поправку  $\Delta p_z$ , найденную расчетом [2]. Это достигается увеличением делительного диаметра шкива с числом зубьев  $z_0$  на  $\Delta d = \Delta p_z z_{ш} / \pi$ .

Однако одинаковое нагружение зубьев, обеспечиваемое указанным способом, в реальных условиях выполняется только для зубьев ремня, шаг которых равен номинальному значению.

Погрешности шага зубьев вызывают при работе передачи периодические изменения распределения нагрузки на дугах обхвата шкивов, характеризующие параметром  $\Delta\psi$ , значение которого может достигать 100 % [3].

Критерием выхода зубьев ремня из строя для понижающих передач (меньший шкив ведущий) является их износ со стороны, сопрягающейся с ведущим шкивом. Для повышающих передач (меньший шкив ведомый) в качестве критерия разрушения зубьев ремня выступает их усталостное разрушение в результате изнашивания со стороны ведомого шкива.

Первичные повреждения зубьев в виде начального износа их капроновой обкладки, приводящие в конечном итоге к разрушению по обоим указанным критериям, образуются при входе зубьев в зацепление со шкивами [3].

Для повышения долговечности ремней необходимо произвести коррекцию шкивов: увеличить шаг зубьев ведущего и уменьшить шаг зубьев ведомого шкивов.

При максимальной разгрузке входящих в зацепление зубьев, когда нагрузка с них полностью снимается, зубья, выходящие из зацепления, получают дополнительную нагрузку, достигающую 100 % первоначальной и более. Это обстоятельство ограничивает  $\Delta p_z$  коррекции шкивов, так как дополнительное нагружение зубьев может ускорить их разрушение.

Решение задачи по определению коррекции шкивов сводится в сущности к определению оптимального распределения нагрузки между зубьями, характеризующего коэффициентом  $\psi$ . Оптимальное распределение нагрузки можно найти при испытаниях, если, регистрируя ряд экстремальных значений коэффициента  $\psi$ , сравнивать степень разрушения зубьев ремней с увеличенным и уменьшенным шагами.

Результаты испытаний подтверждают справедливость изложенного предположения. Например, рассмотрим данные испытаний зубчатых ремней с модулем  $m = 4$  мм,  $z = 150$  производства Бобруйского завода РТИ.

Испытания проводились при передаточных числах  $u_1 = 80/25$ ,  $u_2 = 25/80$ , частоте вращения меньших шкивов  $n = 1450$  мин<sup>-1</sup> и удельной нагрузке  $P = 20$  Н/мм. Геометрические параметры шкивов и ремней соответствовали ГОСТ 3805114–76. Распределение нагрузки регистрировалось на ленте осциллографа. Возможность сравнения износа зубьев при разных значениях  $\psi$  обеспечена выбранным соотношением чисел зубьев ремня и меньших шкивов  $z_p/z_{ш} = 150/25 = 6$ , когда характер распределения нагрузки повторяется с каждым пробегом ремня (через шесть оборотов шкива) благодаря сопряже-

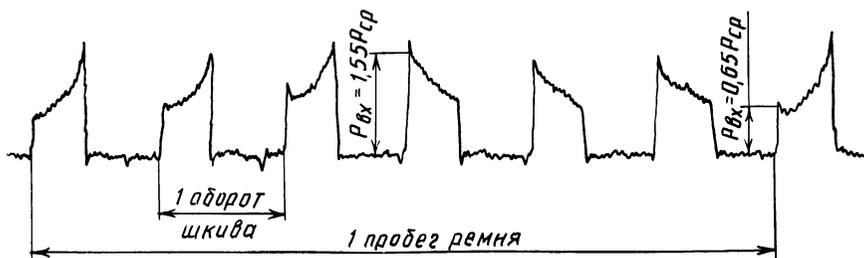


Рис. 1. Осциллограмма распределения нагрузки на дуге обхвата ведущего шкива

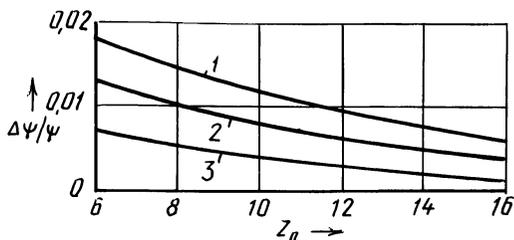


Рис. 2. Коррекция шага зубьев шкивов для обеспечения различных распределений нагрузки:

1 -  $\psi = 0,4$ ; 2 -  $\psi = 0,6$ ; 3 -  $\psi = 0,8$

нию одних и тех же зубьев ремня и шкива.

При определении коэффициентов выбирались осциллограммы, повторяющиеся через шесть оборотов шкива. Для передачи с  $u_1 = 3,2$  и  $u_2 = 0,31$  зафиксированы максимальные и минимальные значения коэффициентов  $\psi$ . Для  $u_1 = 3,2$  входу ремня в зацепление с ведущим шкивом соответствовали значения  $\psi_{\max} = 1,55$  и  $\psi_{\min} = 0,65$  (рис. 1).

Выход ремня из строя происходил из-за износа группы зубьев  $z = 20...30$  с увеличенным шагом, т. е. при  $\psi_{\max} = 1,55$ . Остальные зубья ремня при наличии, как правило, неразрушающей обкладки оставались целыми.

Следовательно, для данной передачи зубья ремня с уменьшенным шагом при  $\psi = 0,65$  обладают большей долговечностью, чем зубья с увеличенным шагом при  $\psi = 1,55...1$ .

Для второй передачи с  $u_2 = 0,31$  были зафиксированы экспериментальные значения коэффициента  $\psi$ , равные 0,4 и 1,4. Выход ремней из строя происходил вследствие усталостного разрушения зубьев с уменьшенным шагом при  $\psi = 1,2$ . Возникновению усталостной трещины у основания зубьев предшествовал износ в этом месте обкладки со стороны, сопрягающейся с меньшим ведомым шкивом. Зубья ремня с увеличенным шагом, т. е. при  $\psi = 0,4$ , имели меньшую степень разрушения без заметного износа, несмотря на их дополнительное нагружение при выходе из зацепления.

Таким образом, для передачи с  $u_1 = 3,2$  и  $u_2 = 0,31$  рациональным распределением нагрузки, соответствующим большей долговечности зубьев, является разгрузка входящих в зацепление зубьев ремня, имеющего уменьшенные и увеличенные шаги, характеризуемая коэффициентами  $\psi = 0,65$  и  $\psi = 0,4$ .

Приведенные результаты испытаний относятся к передачам, у которых шаг зубьев шкивов равен номинальному значению шага зубьев ремня.

Для дополнительной проверки возможностей коррекции шкивов были проведены испытания передач с теми же параметрами, но с скорректированными меньшими шкивами (корректированный шаг зубьев ведущего шкива 12,64 мм и ведомого 12,53 мм). Выбранные значения шага зубьев шкивов обеспечивали разгрузку входящих в зацепление с ведущим шкивом зубьев ремня номинального шага, характеризуемую для передачи с  $u_1 = 3,2$  значением  $\psi$ , близким к 0,65, и разгрузку входящих в зацепление с ведомым шкивом зубьев ремня номинального шага, характеризуемую для передачи с  $u_2 = 0,31$  значением  $\psi$ , близким к 0,4. Коррекцию  $\Delta p_z$  определяли по графику (рис. 2), построенному на основе опытных и расчетных данных.

Минимальные значения коэффициентов  $\psi$ , соответствующие при  $u_1 = 3,2$  входу в зацепление зубьев ремня с уменьшенным шагом и при  $u_2 = 0,31$  входу в зацепление зубьев ремня с увеличенным шагом, составляли 0,3 и 0,1.

Испытания зубчатых ремней производства Бобруйского завода РТИ показали, что в результате коррекции ведущего и ведомого шкивов (разгрузки входящих в зацепление зубьев соответственно на 35 % и 65 %) долговечность передач повышается в среднем на 35 %.

При выполнении коррекции во избежание набегания зубьев в зацепление необходимо ширину впадины шкивов увеличить по сравнению с предусмотренной ОСТ 3805114—76 на  $\Delta p_z (z_0 + 2)$ . Следует учитывать также, что возможна лишь коррекция шкивов передач зубчатыми ремнями (модули 4... 10 мм) с металлическим тросом, шкивов с числом зубьев менее 25 (при модуле 4 и 5 мм) или менее 30 (при модуле 7 и 10 мм), а также шкивов для неревверсивных передач.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Гуревич Ю.Е. Распределение нагрузки между зубьями ремня, находящимися в зацеплении со шкивом // Механические передачи. — М., 1971. — С. 134—152.
2. Арбузов М.О. Влияние шага зубьев шкива на распределение нагрузки между зубьями ремня // Станки и инструмент. — 1972. — № 5. — С. 33—34.
3. Наталевич А.Н. Исследование условий повышения работоспособности зубчато-ременных передач: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — Минск, 1982. — 21 с.

## КРАТКИЕ СООБЩЕНИЯ

УДК 621.923.1:669.018.25

Т.В.ВАСИЛЕНКО (БПИ),  
О.А.ГУТФРАЙНДТ (БРПО ПМ)

### ЗАВИСИМОСТЬ ШЕРОХОВАТОСТИ ПОВЕРХНОСТИ ДЕТАЛЕЙ ИЗ БЕЗВОЛЬФРАМОВОГО ТВЕРДОГО СПЛАВА КХН-15 ОТ РЕЖИМОВ ШЛИФОВАНИЯ

Изучено влияние глубины резания  $t$  и поперечной подачи  $S_{\text{поп}}$  на среднее арифметическое отклонение профиля  $Ra$  обработанной поверхности при шлифовании деталей из безвольфрамового твердого сплава КХН-15. Применяли алмазные круги ПП250×76 с содержанием алмазов 100 % на связке Б1 зернистостью 80/63, 100/80, 125/100. Исследования выполнены на плоскошлифовальном станке мод. ЗГ71. Образцы имели форму брусков с размерами сторон 10×20×40 мм. Охлаждающая жидкость – водный раствор  $\text{Na}_2\text{CO}_3$ .

Параметр шероховатости  $Ra$  определяли с помощью профилографа-профилометра мод. 201. Зависимость  $Ra$  от глубины шлифования устанавливали при варьировании ее значений в пределах 10...45 мкм и постоянных значениях скорости резания  $v = 35$  м/с, поперечной подачи  $S_{\text{поп}} = 0,9$  мм/ход и продольной подачи  $S_{\text{прод}} = 8$  м/мин. При обработке образцов алмазным кругом зернистостью 125/100 параметр  $Ra$  изменялся в пределах 0,16...0,25 мкм; кругом зернистостью 100/80 – в пределах 0,42...0,52 мкм; 80/63 – в пределах 0,23...0,43 мкм.

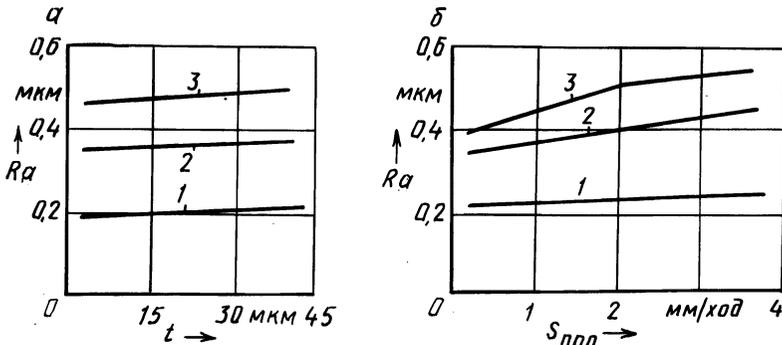


Рис. 1. Зависимость шероховатости поверхности от параметров режима шлифования при обработке алмазными кругами АСР:

1 – зернистость 125/100; 2 – 80/63; 3 – 100/80