

денный момент инерции всего механизма, который необходим для нахождения скорости вылета заготовки.

#### Выводы.

1. Определена кинетическая энергия механизма резания.
2. Построен график зависимости скорости движения заготовки от ее массы.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Оборудование деревообрабатывающее. Требования безопасности к конструкции: ГОСТ 12.2.026.0–1993. Введ. 01.01.1996. Минск: Государственный комитет по стандартизации Республики Беларусь, 1996. С. 46.

2. Межотраслевые правила по охране труда в лесной, деревообрабатывающей промышленности и в лесном хозяйстве: постановление Министерства труда и социальной защиты Республики Беларусь и Министерства лесного хозяйства Республики Беларусь, 30 дек. 2008 г., № 211/39 // Национальный правовой интернет портал Республики Беларусь. URL: [http://www.pravo.by/pdf/2009-147/2009-147\(016-099\).pdf](http://www.pravo.by/pdf/2009-147/2009-147(016-099).pdf) (дата обращения: 11.03.2020).

3. Безопасность деревообрабатывающих станков. Станки круглопильные. Часть 4. Станки многопалочные для продольной резки с ручной загрузкой и/или выгрузкой: СТБ ЕН 1870-4-2006. Введ. 01.01.2007. Минск: Государственный комитет по стандартизации Республики Беларусь, 2006. С. 36.

УДК 674.053:621.934

Студ. А.А. Савченя

Науч. рук. канд. техн. наук А.А. Гришкевич

(кафедра деревообрабатывающих станков и инструментов БГТУ)

### **РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ ПИЛЫ ДИСКОВОЙ СБОРНОЙ**

В настоящее время деревообрабатывающая промышленность находится на высоком техническом уровне своего развития. Существует огромное количество оборудования, режущего инструмента, различного рода приспособлений. Важное место в технологическом процессе занимают и круглопильные станки.

В силу того, что любой инструмент подвержен износу, вопрос времени его замены всегда будет актуален. Так как установка пил на валу и их крепление весьма длительно во времени, то его уменьшение является задачей актуальной.

Суть предлагаемой конструкции пилы дисковой заключается в том, что пила состоит из 3-х частей: диска и двух съёмных сегментов.

Данная конструкция позволит один раз установить центральную часть, а съёмные сегменты заменять по мере износа. Это значительно упростит и ускорит замену инструмента.

При проектировании новой конструкции инструмента за основные параметры взяты размеры пилы 1-1-500-70-6-32 исполнения I из ГОСТ Р 54489-2011 «Пилы дисковые для бревнопильных станков и автоматических линий», а именно: диаметр  $D = 500$  мм, диаметр посадочного отверстия  $d = 70$  мм, толщиной диска  $s = 3$  мм, числом зубьев  $z = 32$ , уширение на сторону 1 мм. Угловые параметры инструмента: задний угол  $\alpha = 15^\circ$ , угол заострения  $\beta = 50^\circ$ , передний  $\gamma = 25^\circ$ , угол резания  $\delta = 65^\circ$ .

При теоретическом расчёте конструкции инструмента (рисунок 1) была принята базовая машина TD-500 с параметрами: мощность двигателя  $P = 18$  кВт; частота вращения пил  $n = 2000$  мин<sup>-1</sup>; диаметр пилы  $D = 500$  мм. Остальные данные, такие как: скорость резания  $V_e = 52,3$  м/с; касательная составляющая силы резания  $F_x = 330,78$  Н; радиальная составляющая силы резания  $F_r = 396,94$  Н; сила инерции  $F_{и} = 7030,55$  Н получены расчётным путём. Масса сегментов и центра определена с помощью программы «Компас».

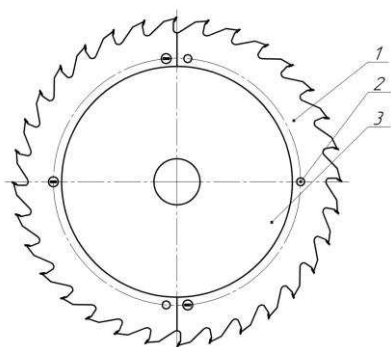


Рисунок 1 – Пила дисковая сборная. 1 – сегмент съёмный; 2 – винт; 3 – корпус.

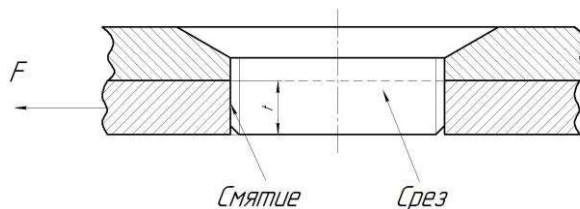


Рисунок 2 – Схема нагружения винтового соединения

В данном проекте съёмные сегменты крепятся за счет винтов с потайной головкой. Произведем расчет винтов на смятие и срез [1]. Схема нагружения винтового соединения представлена на рисунке 2.

Произведём проверочный расчет штифтов по напряжениям смятия:

$$\sigma_{см} = \frac{F}{i \cdot \pi \cdot r \cdot t} \leq [\sigma_{см}],$$

где  $F$  – сумма сил, действующих на винт ( $F=7434.85$  Н);  $i$  – количество винтов (3 шт.);  $r$  – радиус винта (3 мм);  $t$  – рабочая длина (1,5мм.);  $[\sigma_{см}]$  – допустимое напряжение смятия (для стали  $[\sigma_{см}] = 190$  МПа

Проведя расчеты, получим, что  $\sigma_{см} = 175,5 \text{ МПа}$ , то есть условие прочности выполняется.

Произведём проверочный расчёт штифтов по напряжениям среза:

$$\tau_{ср} = \frac{F}{i \cdot \left( \frac{\pi \cdot d^2}{4} \right)} \leq [\tau_{ср}],$$

где:  $F$  – сумма сил, действующих на винт ( $F = 7434,85 \text{ Н}$ );  $i$  – количество винтов (3);  $d$  – диаметр винта (6 мм);  $[\tau_{ср}]$  – допускаемое напряжение среза (для стали  $[\tau_{ср}] = 110-190 \text{ МПа}$ ).

Проведя расчеты, получим, что  $\tau_{ср} = 87,7 \text{ МПа}$ , то есть условие прочности выполняется.

Результаты расчётов крепёжных винтов на срез и смятие показали, что потребуются винты с размерами, не стандартизированными ГОСТ 17475-80 [2] что в дальнейшем может привести к дополнительным затратам при производстве. Также для целесообразности конструкции потребуется весьма точное изготовление каждой из деталей, что тоже скажется на конечной стоимости данного инструмента.

### **Выводы**

Таким образом, выполненный расчёт показал, что напряжение на смятие равно  $[\sigma_{см}] = 175,5 \text{ МПа}$ , на срез  $[\tau_{ср}] = 87,7 \text{ МПа}$ , допускаемое напряжение равно  $[\sigma_{см}] = [\tau_{ср}] = 190 \text{ МПа}$  что даёт нам 7,6% и 53,8% запас по прочности соответственно. Однако для использования такого типа пил в производстве потребуются исследования в реальных условиях, где присутствуют дополнительные специфические факторы, влияющие на работоспособность конструкции.

### **ЛИТЕРАТУРА**

1. Н. В. Бурносков, Проектирование и производство деревообрабатывающего оборудования / Н. В. Бурносков С. А. Гриневич. БГТУ, 2008. – С.
2. ГОСТ 17475-80 «Винты с потайной головкой классов точности А и В. Конструкция и размеры».