

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1]. Анучин Н.П. Лесная таксация. - М.: Лесн. пром-сть, 1982. - 551 с. [2]. Озолин Г.П., Шамсиев К.Ш., Стыпинский В.В. Интродукция и выращивание быстрорастущих пород в Узбекистане. - Ташкент: Фан, 1969. - 148 с. [3]. Фузайлов Д.М. Древесина Узбекистана. - Ташкент: Фан, 1983. - 133 с.
-

УДК 674.053: 621.935

Т.С. ИСУПОВА

Архангельский государственный технический университет

**К ВОПРОСУ О ДИНАМИКЕ
РЫЧАЖНО-ГРУЗОВОГО МЕХАНИЗМА НАТЯЖЕНИЯ ПИЛЫ
ВЕРТИКАЛЬНОГО ЛЕНТОЧНОПИЛЬНОГО СТАНКА**

Рассмотрена динамическая модель рычажно-грузового механизма натяжения пилы вертикального ленточнопильного станка с учетом массы и жесткости подвески нижнего пильного шкива и сделана попытка установить влияние радиального биения нижнего пильного шкива на формирование напряженного состояния полотна пилы.

The dynamic model of leverage-loading mechanism of vertical bandsaw blade tensioning with reference to mass and rigidity of lower saw pulley suspension has been considered as well as an attempt to determine the influence of radial pulsation of lower saw pulley on forming saw blade stress has been made.

В конструкциях вертикальных ленточнопильных станков часто применяют рычажно-грузовой механизм натяжения, так как он достаточно прост и не требует серьезных затрат на обслуживание. Изучению работы этого механизма в различных условиях уделяют достаточно много внимания.

В предыдущих работах [1, 2] рычажно-грузовой механизм натяжения мы рассматривали как двухмассовую динамическую модель.

Жесткость подвески нижнего пильного шкива считали бесконечно большой, а нижний пильный шкив имел идеальную форму и не мог служить источником возмущений. На самом деле это не так. Жесткость подвески нижнего пильного шкива действительно значительно больше жесткости подвески груза противовеса, но нижний пильный шкив (как и верхний) может быть источником возмущений системы.

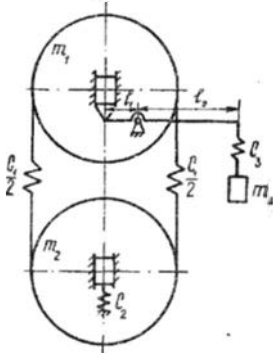


Рис. 1.

Для оценки степени влияния радиального биения и дисбаланса нижнего пильного шкива на изменение напряженного состояния полотна ленточной пилы рассмотрим трехмассовую динамическую модель механизма резания с рычажно-грузовым механизмом натяжения (рис. 1). Здесь обозначено: C_1 – продольная жесткость ленточной пилы; C_2 и C_3 – соответственно жесткости подвесок нижнего пильного шкива и груза противовеса; m_1 , m_2 и m_3 – соответственно массы подвесок верхнего и нижнего пильных шкивов и груза противовеса.

Уравнения Лагранжа в данном случае имеют вид:

$$m_1 \ddot{x}_1 + C_1 x_1 + C_3 x_1 \frac{l_2^2}{l_1^2} - C_1 x_2 + C_3 x_3 \frac{l_2}{l_1} = Q_1(t) ;$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + C_1 x_2 + C_2 x_2 - C_1 x_1 = Q_2(t) ;$$

$$m_3 \ddot{x}_3 + C_3 x_1 \frac{l_2}{l_1} + C_3 x_3 = Q_3(t) ,$$

где x_1 , x_2 и x_3 – соответственно обобщенные координаты центров верхнего и нижнего пильных шкивов и центра тяжести подвески груза противовеса;

l_1 и l_2 – соответственно меньшее и большее плечи рычага механизма натяжения;

$Q_i(t)$ – обобщенная возмущающая сила.

Считаем, что возмущающие силы изменяются по гармоническому закону. Рассматривая отдельно возмущения по верхнему и нижнему пильным шкивам, определим перемещения трех сосредоточенных масс системы:

возмущения по верхнему шкиву

$$x_1 = \frac{Q_1(C_1 + C_2 - m_2 \omega^2)(C_3 - m_3 \omega^2)}{D} \sin \omega t ;$$

$$x_2 = \frac{Q_1 C_1 (C_3 - m_3 \omega^2)}{D} \sin \omega t;$$

$$x_3 = \frac{Q_1 C_3 \frac{l_2^2}{l_1} (C_1 + C_2 - m_2 \omega^2)}{D} \sin \omega t;$$

возмущения по нижнему шкиву

$$x_1 = \frac{Q_2 C_1 (C_3 - m_3 \omega^2)}{D} \sin \omega t;$$

$$x_2 = \frac{Q_2 (C_1 + C_3 \frac{l_2^2}{l_1^2} - m_1 \omega^2) (C_3 - m_3 \omega^2) - Q_2 C_3^2 \frac{l_2^2}{l_1^2}}{D} \sin \omega t;$$

$$x_3 = \frac{-Q_1 C_1 C_3 \frac{l_2}{l_1}}{D} \sin \omega t .$$

Здесь ω – циклическая частота вращения пильных шкивов;

$$D = (C_1 + C_3 \frac{l_2^2}{l_1^2} - m_1 \omega^2) (C_1 + C_2 - m_2 \omega^2) (C_3 - m_3 \omega^2) -$$

$$- (C_1 + C_2 - m_2 \omega^2) C_3^2 \frac{l_2^2}{l_1^2} - (C_3 - m_3 \omega^2) C_1^2 .$$

На рис. 2 представлена зависимость изменения напряжений в полотне ленточной пилы от жесткости подвески нижнего пильного шкива. Кривая 1 соответствует возмущению по верхнему пильному шкиву, кривая 2 – по нижнему шкиву с радиальным биением $r = 0,3$ мм.

Как показывают проведенные исследования, радиальное биение оказывает более существенное влияние на величину изменения напряжений в полотне ленточной пилы по сравнению с дисбалансом пильного шкива.

Как видно из рис. 2, радиальное биение нижнего пильного шкива влечет за собой большее изменение напряженного состояния инструмента нежели такое же радиальное биение верхнего пильного шкива.

При жесткости подвески нижнего пильного шкива на два порядка больше продольной жесткости ленточной пилы величина C_2 практически не влияет на $\Delta\sigma$.

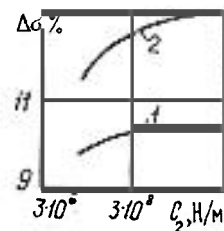


Рис. 2.