

Рис. 2. Зависимость вероятности нарушения устойчивости положения блока от величины ударного воздействия.

при $F < 0$ в 2,5 раза превышает предельное значение при $F > 0$). Кроме того, при относительно высоких частотах колебаний ($\omega \geq \pi/\tau$). Функция $\mu(F, \tau)$ меняется скачком от 0 до 1, что указывает на необходимость соблюдения при этих частотах условия "стопроцентной" устойчивости

$$\max |F| \leq \max \{ |F| \mid \mu(F, \tau) = 0 \}.$$

Полученные аналитические зависимости позволяют оценить устойчивость положения автономного бесфундаментного блока при вибрационных воздействиях и ударных нагрузках.

УДК 634.0.36

В.А. ДОБРОВОЛЬСКИЙ, ассистент (БТИ)

КИНЕМАТИКА РАСКРЯЖЕВОЧНОГО СТАНКА АЦ-3С

Многие параметры, обеспечивающие работоспособность станка, должны задаваться с учетом его кинематики. В особенности это касается системы надвигания пильного диска раскряжевочного станка, значительно влияющей на нагруженность и производительность последнего.

Предельно возможная сила P_H , развиваемая гидроцилиндром надвигания, определяется следующим образом:

$$P_H = P \Omega \sin \beta, \quad (1)$$

где P — давление в гидросистеме надвигания пильного диска; Ω — площадь поршня; β — угол между направлением действия сил от гидроцилиндра и продольной осью маятника, зависящий от кинематики пиления.

Сила надвигания в значительной степени определяется величиной силы отжима P_O , равной

$$P_O = a_o P_p, \quad (2)$$

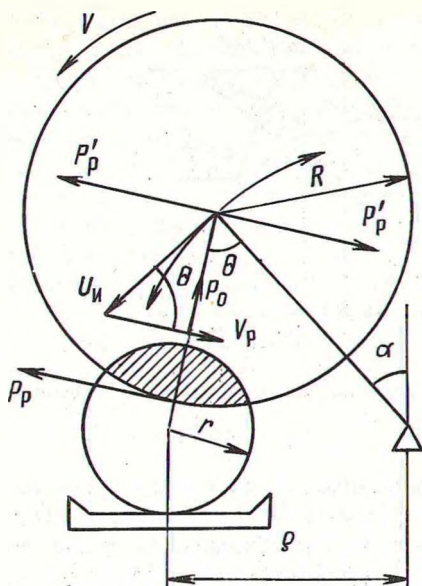


Рис. 1. Схема действующих на маятник - станка АЦ-3С сил резания и отжима.

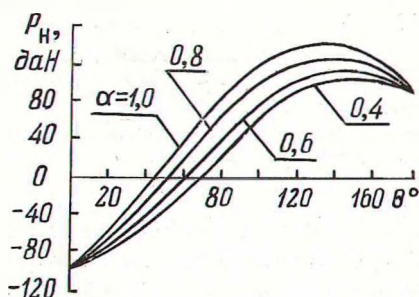


Рис. 2. Зависимость сил надвигания от кинематического угла встречи при различном затуплении пильных зубьев.

где a_0 — коэффициент, зависящий от формы зуба, размера угла резания δ_K и степени затупления зубьев. Так, при $\delta_K = 120^\circ$ и времени работы заточенным диском от 1 до 4 ч a_0 изменяется от 0,4 до 1; P_p — сила резания.

Часто в расчетах усилие отжима P_o принимают за усилие надвигания P_n . Такое допущение оправдано в тех случаях, когда кинематический угол встречи θ равен 90° и нет необходимости учитывать направление сил резания. При $\theta \neq 90^\circ$ всегда имеется составляющая силы сопротивления резанию, приложенная к пильному механизму и участвующая в надвигании [рис. 1].

Для определения сил надвигания с учетом кинематического угла встречи θ проф. А.Л. Бершадским предложена следующая зависимость [1]:

$$P_n = P_o \sin \theta \mp P_p \cos \theta, \quad (3)$$

т.е. алгебраическая сумма сил радиальной (отжима) P_o и сопротивления резанию P_p по направлению подачи определяет величину усилия подачи (или затягивания) P_n .

На величину силы надвигания влияет также вес качающегося пильного механизма, однако в АЦ-3С при всех положениях маятника он уравновешен силой демпферной пружины.

При некоторых соотношениях геометрии и кинематики резания второй член уравнения (3) может оказаться с минусом, т.е. описывать действие по направлению подачи, и по абсолютной величине быть больше первого члена, что вызовет самозатягивание пильного диска.

Найдем значения силы надвигания автоматического раскрывежочного станка АЦ-3С, входящего в линии ПЛХ-ЗАС и ЛО-15С, при следующих пара-

метрах: $P_p = 100$ даН; $\alpha_0 = 0,4-1,0$; $\theta = 0-180^\circ$, собственный вес пильного механизма уравновешен при всех положениях.

Решение дано графически на рис. 2. Анализируя полученные результаты, можно заключить следующее.

1. Сила надвигания в зависимости от θ принимает как положительные, так и отрицательные значения. При этом для $\theta = 0-45^\circ$ — только отрицательные, при $\theta = 45-70^\circ$ — как отрицательные, так и положительные, в зависимости от остроты зубьев, при θ свыше 70° — только положительные значения.

2. Пильный механизм при θ до $45-70^\circ$ получает вовлекаемую силу, и гидроцилиндр надвигания теряет свою функцию по перемещению в рез маятника с пильным диском.

3. Затупление зубьев пильного механизма снижает величину вовлекаемой силы.

4. Полученные значения P_n для $P_p = 100$ даН легко пересчитать для P_p любых других значений, используя прямую пропорциональность между ними.

В связи с большим влиянием на силу надвигания кинематического угла встречи представляет интерес установить пределы варьирования этого угла применительно к раскрывочному станку АЦ-3С.

Значения кинематического угла встречи θ описываются следующим выражением [2]:

$$\theta = \arctg \frac{\rho - r_m \sin \alpha}{r_m \cos \alpha - \frac{d}{2} \frac{l}{b_p} + l} + \alpha, \quad (4)$$

где ρ , l — расстояния между осью вращения маятника станка и продольной осью подающего транспортера соответственно по горизонтали и вертикали; r_m , α — радиус вращения маятника и его угол наклона от вертикали в текущий момент.

На рис. 3 дано решение уравнения (4) для АЦ-3С при следующих данных: $\rho = 0,975$ м, $l = 0,21$ м, $r_m = 0,96$ м, $d_{бр} = 10-60$ см, $\alpha = 15-60^\circ$.

Из решения видно, что для всех диаметров бревна процесс пиления от начала до конца ведется при остром угле θ . Это указывает на то, что при пилении всегда есть сила, помогающая надвиганию пильного диска в рез, при-

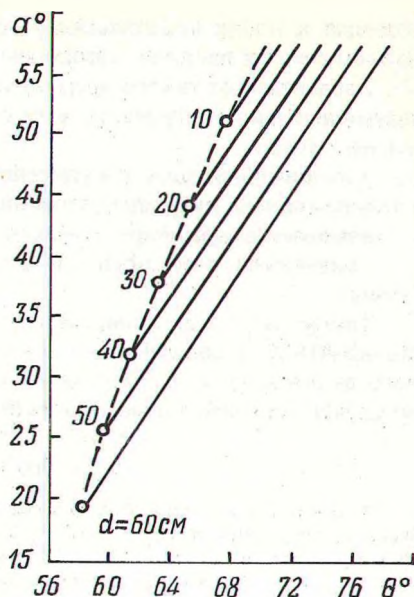


Рис. 3. Влияние угла наклона маятника и диаметра на кинематический угол встречи θ в АЦ-3С.

водящая к плохо управляемому процессу резания и способствующая оставкам диска в пропилах — стопорению его.

Избавиться от такого нежелательного явления, обусловленного острыми значениями кинематического угла встречи θ , можно несколькими способами, например:

установкой системы регулирования скорости надвигания пильного диска в зависимости от диаметра распиливаемого бревна;

изменением вращения пильного диска на обратное;

изменением взаимного расположения маятника с пильным диском и бревна.

Таким образом, в результате изучения кинематики раскряжевочного станка АЦ-ЗС определены основные факторы, влияющие на надвигание пильного диска в рез и процесс пиления в целом, а также внесены предложения по улучшению работоспособности станка.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бершадский А.А. О расчете режимов продольного пиления. — Лесная промышленность, 1964, № 12, с. 8—13. 2. Добровольский В.А., Ковалев Н.Ф. Дифференциальные уравнения колебаний фундаментов раскряжевочных станков АЦ-ЗС. — В сб.: Механизация лесозаготовок и транспорт леса. Минск: Вышэйшая школа, 1975, вып. 5, с. 10—23.

УДК 634.03:534

А.Ф. ТИХОНОВ, канд. техн. наук, профессор,

А.В. ГЕРМАЦКИЙ, канд. техн. наук,

В.А. СИМАНОВИЧ, ассистент,

П.Ф. РУДНИЦКИЙ, ст. преподаватель,

С.И. ДЕРВАНОВ, студент (БТИ),

В.Ф. ШАМАЛЬ, инженер (начальник ПТУ Минлеспрома БССР)

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КОЛЕСНЫХ ТРЕЛЕВОЧНЫХ ТРАКТОРОВ ЛТ-157 В УСЛОВИЯХ БССР

Интенсивное ведение лесозаготовок в условиях БССР требует внедрения новых технологических процессов и систем машин. Одним из путей решения вопроса бесперебойной поставки древесины потребителю является использование колесных тракторов класса 30 кН на подвозке древесины от лесосеки к магистральным дорогам.

Рассмотрим колесную транспортную систему, производящую трелевку деревьев в полуподвешенном состоянии и на прицепном технологическом оборудовании. Для этого воспользуемся известной методикой [1].

Удельные давления на грунт можно определить как отношение динамической нагрузки на площадь контакта шины с дорогой

$$z_y = \frac{Z_d}{S_0} \quad (1)$$