

МЕХАНИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА ДРЕВЕСИНЫ
И ДРЕВЕСИНОВЕДЕНИЕ

УДК 621.932.2

КОЛЕБАНИЯ НОЖЕЙ
ПЕРЕДВИЖНЫХ СУЧКОРЕЗНЫХ МАШИН

О. П. АФАНАСЬЕВ, А. Л. ЛЕОНОВ

Московский лесотехнический институт, ЦНИИМЭ

Опыт эксплуатации сучкорезных машин свидетельствует, что при некоторых условиях возникают резонансные колебания ножей. В результате происходит преждевременный износ механизмов прижима и снижается качество обрезки: высота остатков сучьев превышает допустимые значения, а, кроме того, в некоторых местах ножи внедряются в ствол. Это побудило изучить колебательные характеристики системы: определить спектр частот вынуждающей силы и рассчитать собственные частоты колебаний ножей.

В данном случае вынуждающую силу определяют неровности древесного ствола. Профиль ствола рассматривают здесь как случайный процесс изменения высоты неровностей во времени. Для определения спектра частот возмущающей силы профили стволов записывали на ленту самопишущего прибора при скорости протаскивания 1 м/с, затем профилограммы переводили в дискретно-цифровую форму и исследовали на ЭЦВМ методами спектрально-корреляционного анализа случайных процессов по стандартным программам.

В результате обработки получены спектральные плотности входных воздействий для стволов различных пород и диаметров. На рис. 1 представлен спектральный ансамбль вынуждающей силы для разных текущих диаметров D_T стволов ели при скорости протаскивания 1 м/с.

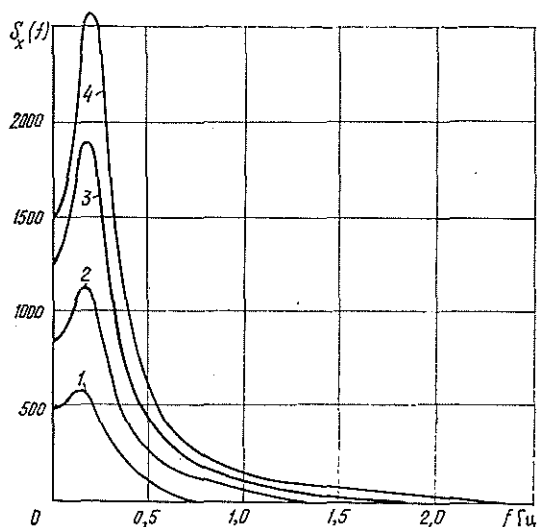


Рис. 1.

1 — $D_T = 10$ см; 2 — 20; 3 — 30; 4 — 40 см.

Спектральные плотности для осины и березы имеют аналогичный характер.

Как показал анализ, максимальная энергия колебаний сосредоточена на частотах, Гц, равных 0,13—0,16 для ели; 0,16—0,23 для березы; 0,15—0,20 для осины. Весь спектр частот находится в диапазоне 0,0—2,3 Гц. Очевидно, при скорости протаскивания 2,5—3 м/с верхняя граница диапазона находится в интервале 5,75—6,9 Гц.

Динамические схемы, описывающие поперечные движения ножей, существенно зависят от конструктивного исполнения машины. Поэтому исследуем колебания ножей для двух конкретных типов машин: ЛП-30Б и ЛО-115.

На рис. 2 приведена кинематическая схема привода ножей сучкорезной головки машины ЛП-30Б. Работает она следующим образом. Рабочая жидкость от гидронасоса через распределитель поступает в поршневую полость гидроцилиндра 2 прижима ножей. Шток гидроцилиндра через систему рычагов прижимает боковые сучкорезные ножи 1 и 4 с зубчатыми секторами к стволу дерева 6; 5 — центральный неподвижный нож; 3 — зубчатая рейка. Если после прижима ножей к хлысту гидрораспределитель закрыть, а ствол из-под ножей убрать, то получим колебательную систему, близкую к линейной. Некоторая нелинейность обусловлена различием объемов жидкости в поршневой и штоковой полостях гидроцилиндра, различием поверхности поршня, соприкасающейся с жидкостью в этих полостях, газонасыщением рабочей жидкости и, наконец, люфтами в шарнирах, особенно у изношенной машины.

Определим частоту собственных колебаний ножей, рассматривая их как линейную систему с одной степенью свободы. Для этого применим уравнение Лагранжа II рода. В качестве обобщенной координаты выбираем угол поворота ножа, отсчитанный от положения равновесия. Угловая скорость ω ножей является обобщенной скоростью.

Кинетическая энергия системы складывается из энергии собственно ножей, энергии рычагов, связывающих ножи со штоком гидроцилиндра, энергии штока, поршня и жидкости в гидроцилиндре и, наконец, энергии жидкости в трубопроводах, соединяющих гидроцилиндр с распределителем. Кинетическую энергию соединительных рычагов считаем малой вследствие малости их общей массы и малости перемещений по сравнению с массой и перемещением ножей. Выражения для кинетической энергии отдельных элементов системы имеют вид:

$$E_1 = 2 \left(\frac{1}{2} I \omega^2 \right);$$

$$E_2 = \frac{1}{2} m \dot{x}^2;$$

$$E_3 = \frac{1}{2} m_1 \dot{x}_1^2.$$

Здесь E_1 , E_2 , E_3 — кинетическая энергия соответственно ножей, штока с поршнем и жидкости в гидроцилиндре, жидкости в трубопроводах;

I — моменты инерции ножей относительно оси вращения;

ω — угловая скорость ножей;

$m = 5,14$ кг — масса штока с поршнем и жидкости в гидроцилиндре;

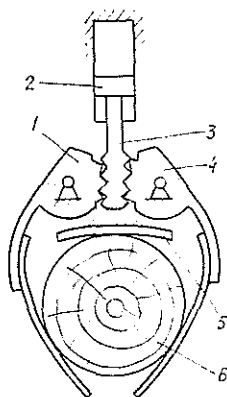


Рис. 2.

\dot{x} — скорость поршня;
 $m_1 = 1,7$ кг — масса жидкости в трубопроводах;
 \dot{x}_1 — скорость жидкости в трубопроводах*.

Моменты инерции ножей определяли экспериментально на основе измерения периода их собственных колебаний под действием силы тяжести при отсоединенных рычагах

$$I = 4,44 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Передаточное отношение определено экспериментально

$$i = \frac{\varphi}{x} \approx \frac{\omega}{\dot{x}} = 5,27 \text{ 1/м},$$

где φ — угол поворота ножа;
 x — соответствующее перемещение штока.

Связь между скоростями \dot{x} и \dot{x}_1 устанавливали расчетным путем из условия равенства объемного расхода в гидроцилиндре и трубопроводах

$$\frac{\dot{x}_1}{x} = \frac{d^2}{(d_1)^2} = \frac{12,5^2}{2,5^2} = 25.$$

В итоге кинетическую энергию системы можно записать в виде

$$E = E_1 + E_2 + E_3 = \frac{1}{2} a \omega^2,$$

где $a = 10,6$ — коэффициент инерции.

С целью определения потенциальной энергии, запасаемой системой при отклонении от равновесного положения, проведены следующие эксперименты. С помощью домкрата шток гидроцилиндра при нейтральном положении распределителя перемещали в сторону поршневой полости и снимали зависимость давления в поршневой полости от перемещения штока.

На рис. 3 приведена зависимость давления p в поршневой полости цилиндра от перемещения штока Δ .

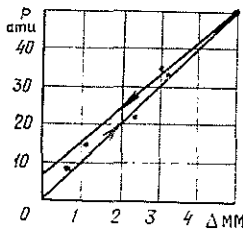


Рис. 3.

Используя эту зависимость и зная диаметр поршня ($d = 125$ мм), определяли жесткость гидросистемы; она составила $1,2 \cdot 10^4$ Н/мм. Аналогично вычисляли жесткость рычагов, соединяющих ножи со штоком гидроцилиндра. Для этого ножи устанавливали неподвижно, а точку соединения рычагов со штоком гидроцилиндра перемещали; жесткость рычагов составила $4 \cdot 10^4$ Н/мм. С учетом найденного выше передаточного отношения вычислена угловая жесткость $C_{\text{угл}}$, т. е. величина момента, который нужно приложить к одному из ножей для того, чтобы угол между ними изменился на один радиан:

$$C_{\text{угл}} = 3,33 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Запасаемую потенциальную энергию Π можно вычислить по формуле

$$\Pi = C_{\text{угл}} \frac{\varphi^2}{2}.$$

Пренебрегая трением и подставляя найденную кинетическую и потенциальную энергии в уравнение Лагранжа II рода, записанное в виде

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \omega} \right) - \frac{\partial E}{\partial \varphi} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} = 0,$$

получаем дифференциальное уравнение движения системы

$$a\ddot{\varphi} + C_{\text{угл}} \varphi = 0.$$

* Пограничный слой считаем тонким, а значит, изменение скорости по сечению трубопровода — малым.

Угловая частота собственных колебаний системы

$$\omega = \sqrt{\frac{C_{\text{угл}}}{a}} = \sqrt{\frac{3,33 \cdot 10^4}{10,6}} = 56 \text{ 1/с.}$$

Собственная частота

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = 8,92 \text{ Гц.}$$

Данная частота несколько превышает найденные ранее частоты вынужденных колебаний ножей, обусловленных неровностями обрезаемого хлыста. Поэтому резонансные явления возникать не должны. Однако собственная частота системы может существенно снизиться, если жидкость в гидросистеме газонасыщена, так как в этом случае падение давления в гидроцилиндре, вследствие утечек или из-за уменьшения толщины хлыста, сопровождается падением жесткости гидросистемы.

Следовательно, для борьбы с резонансом необходимо поддерживать высокое давление в гидроцилиндре, для этого, например, следует производить обрезку сучьев при открытом гидрораспределителе.

Теперь оценим собственные частоты колебаний ножей у машины ЛО-115. Кинематическая схема сучкорезной головки машины ЛО-115 приведена на рис. 4.

В данной конструкции усилие прижима ножей создается с помощью предварительно сжатых пружинных прижимных элементов 1 и 5. Гидроцилиндры поворота ножей 7 служат лишь для раскрытия боковых поворотных ножей 2 и 4 при загрузке хлыста, а на процесс обрезки они практически не влияют, так как их полости в это время соединены между собой. При оценке колебательных свойств системы влияние гидроцилиндра учитывать не будем. На рис. 4 обозначено также: 3 — ствол дерева; 6 — центральный неподвижный нож.

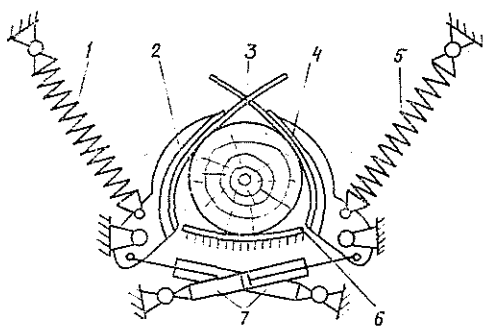


Рис. 4.

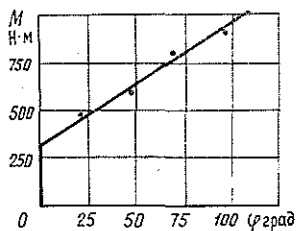


Рис. 5.

На рис. 5 приведена зависимость между углом поворота ножей φ и величиной момента M , приложенного к ножам. Анализ ее приводит к выводу о невозможности описания данной системы в рамках линейной теории.

Действительно, при изменении толщины хлыста даже на несколько сантиметров ножи поворачиваются всего на несколько градусов, а пружина 3 (рис. 4) изменяет свою длину не более, чем на 10 % от величины ее полной деформации.

Допустим, что после отскока ножа от хлыста его последующий удар о ствол абсолютно упругий, а значит, движение ножа виброудар-

ное. Для описания такого движения разработан математический аппарат*. Пусть собственные (без ударов) колебания системы являются гармоническими, тогда зависимость обобщенной координаты q от времени t представляет собой синусоиду (рис. 6, а). Пусть при некотором значении q_1 обобщенной координаты происходит упругий удар, так что обобщенная скорость меняет знак на противоположный. На рис. 6, а это означает, что система из положения 1 скачком переходит в положение 2, а в итоге обобщенная координата, отсчитанная от значения q_1 , изменяется по закону, показанному на рис. 6, б. В действительности картина несколько сложнее, однако для оценки частоты нелинейных колебаний ножа мы ограничимся этой упрощенной схемой.

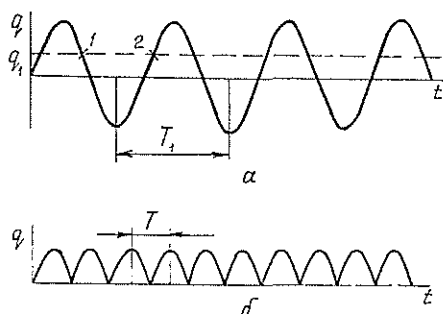


Рис. 6. Зависимость обобщенной координаты q от времени t .

а — при безударных колебаниях; б — при упругом ударе.

Из анализа рис. 6 нетрудно определить, что период T нелинейных колебаний зависит как от упругих и инерционных свойств системы, так и от амплитуды колебаний.

Допустим, что величина q_1 составляет 90 % от q_{max} , тогда

$$T = 0,142 \sqrt{\frac{T}{C}} = 0,156 \text{ с.}$$

Этому соответствуют частоты, соизмеримые с частотой вынужденных колебаний, а значит становятся возможными отскоки ножей при обрезке сучьев.

Проведенный анализ показал, что у рассмотренных сучкорезных машин возможны резонансные явления, для подавления которых необходимо изменять либо режим работы, либо динамические свойства систем.

Поступила 10 декабря 1984 г.

УДК 621.933.6 : 620.17

ПРОЧНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ СЕПАРАТОРА НИЖНИХ ШАТУННЫХ ПОДШИПНИКОВ ЛЕСОПИЛЬНЫХ РАМ

Л. А. ШАБАЛИН, Е. Г. КУЧУМОВ

Уральский лесотехнический институт

Повышение частоты вращения кривошипа и увеличение хода пильной рамки (ПР) двухэтажных лесопильных рам последних моделей привели к существенному снижению долговечности их нижних шатунных подшипников (НШП). При этом выход из строя НШП часто обусловлен усталостными отказами сепараторов, прочность элементов которых в настоящее время не вычисляют из-за отсутствия расчетных зависимостей по динамической нагруженности и напряженному состоянию.

На рис. 1, а приведена конструкция двухрядного сферического роликоподшипника, установленного в нижней головке шатуна. Сепаратор этого подшипника выполнен в виде кольца (только для лесорам с ходом пильной рамки 600 мм) или же двух колец с зубьями на торцевых поверхностях.

* Кобринский А. Е., Кобринский А. А. Виброударные системы.—М.: Наука, 1973.