

ление интенсивности дыхания препаратом К-12 обусловлено, по-видимому, блокадой гликолитической системы. ЭОК стимулирует дыхание корней растений. Эта стимуляция предотвращается ингибитором АТФазных систем плазмалеммы – ионами серебра, что свидетельствует о модификации этим антисептиком пассивной проводимости мембран для ионов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1]. Лялин О.О., Ахмедов И.С., Ктиорова И.Н. Стимуляция и ингибирование электрогенеза плазмалеммы корневого волоска *Trianea bogotensis*//Тез. докл. совещания «Теоретические и экспериментальные вопросы процесса в сложных молекулярных и биологических системах».- Минск, 1981.- С. 37-38. [2]. Сафина-Осташевская Г.Ф., Гордон Л.Х. Действие фунгицидов на дыхательный газообмен корней пшеницы//Физиология растений.- 1984.- Т. 31, вып. 5.- С.896-900. [3]. В.П.Скулачев. Энергетика биологических мембран. - М.: Наука, 1989.- 564 с. [4]. Isomaa B. Interaction of surface active alcytrimetil ammonium salts with the erythrocyt membrane//Biochem. Pharmacol.- 1979.- Vol. 28.- P. 975. [5]. Wojtozak L. Effect of fatty acids and alcy-CoA on the permeability of mitoxondrial membranes to monovalent cation//FEBS Lett.- 1974.- Vol. 44.- P.- 25-30.

Поступила 26 января 1995 г.

УДК 674.053:621.334

С. В. ЕРШОВ

Архангельский государственный технический университет

Ершов Сергей Викторович родился в 1954 г., окончил в 1976 г. Архангельский лесотехнический институт, кандидат технических наук, доцент кафедры автоматизации обработки экономической информации Архангельского государственного технического университета. Имеет более 50 печатных работ в области лесопиления, исследования круглых пил, маркетинга, инновационного менеджмента.



ВЛИЯНИЕ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ НА КРИТИЧЕСКУЮ РАДИАЛЬНУЮ СИЛУ КРУГЛОЙ ПИЛЫ

Рассмотрено применение энергетического метода для изучения устойчивости к радиальным нагрузкам вращающихся круглых пил, показано влияние частоты вращения и начального напряженного состояния на величину критической радиальной силы.

The application of energetic method has been considered for studying the resistance of rotating circular saws to radial loads; the

influence of rotational speed and initial tensions on the value of ultimate radial force has been shown.

Анализируя работоспособность круглых пил, обычно рассматривают их динамическую устойчивость. Это понятие включает в себя устойчивость пилы к неравномерному нагреву и внешним нагрузкам при заданных начальном напряженном состоянии и частоте вращения. При потере пилой динамической устойчивости её параметры (температура нагрева, частота вращения, начальное напряженное состояние пилы и внешнее усилие), имеют предельные (критические) значения. Все эти величины взаимосвязаны, поэтому можно рассматривать только одну из них, учитывая действие остальных. Обычно это критическая частота вращения пилы и связанные с ней начальное напряженное состояние и неравномерный нагрев, влиянием внешних усилий пренебрегают [3]. Но для оценки работоспособности круглой пилы данных только о ее критической частоте вращения оказывается недостаточно. Иногда тонкая пила в зоне докритических частот вращения неработоспособна, поэтому, кроме этого параметра, для оценки работоспособности круглой пилы используют ее изгибную жесткость [2]. Обычно изгибная жесткость должна быть не менее 50 Н/мм, что дает пиле возможность эффективно сопротивляться внешним боковым силам. Такой метод оценки работоспособности пилы имеет два недостатка: необходимость использования сразу двух критериев и отсутствие явной связи с режимами пиления, что лишает возможности учитывать влияние размеров и породы распиливаемого материала, а также скорости подачи. Действительно, теория резания древесины позволяет определить радиальную P_R и окружную P_O составляющие силы резания. Боковая сила, регламентирующая требования к изгибной жесткости, будет зависеть от погрешностей установки пильного вала, правильности подготовки зубьев пилы и работы механизма подачи, т. е. от параметров, имеющих статистический характер.

Этих недостатков можно избежать, если за оценочный параметр принять критическое значение радиальной составляющей силы резания $P_R^{кр}$, определенное с учетом частоты вращения пилы. Выбранный параметр можно будет сравнивать с расчетным значением P_R , что дает возможность учитывать влияние режимов пиления. Такой подход не связан с традиционным пониманием динамической устойчивости пилы, которое сводится к изучению амплитуды и частоты ее вынужденных колебаний, а позволяет решать задачу устойчивости вращающегося диска к действию радиальной нагрузки. В связи с изложенным становится актуальным изучение зависимости критической радиальной силы круглой пилы от ее частоты вращения.

Воспользуемся вариационным принципом Остроградского – Гамильтона, согласно которому действительное движение системы выделяется из всех допустимых движений тем, что удовлетворяет условию экстремума интеграла

$$S = \int_{t_0}^{t_1} (T - U) dt, \quad (1)$$

где T, U - кинетическая и потенциальная энергия системы при ее заданных положениях в моменты времени t_0 и t_1 .

Будем использовать неподвижную в пространстве систему координат r, ψ , в которой пила вращается с угловой частотой ω (рис. 1).

Потенциальная энергия диска [4]

$$U = \frac{1}{2} D \int_{r_0}^R \int_0^{2\pi} \left[(\nabla w)^2 - 2(1-\mu) \left[\left(\frac{1}{r} w_r + \frac{1}{r^2} w_{\psi\psi} \right) w_r - \left(\frac{1}{r} w_{\psi} \right)^2 \right] \right] r dr d\psi + \\ + \frac{1}{2} h \int_{r_0}^R \int_0^{2\pi} \left[\sigma_r w_r^2 + \sigma_{\psi} \left(\frac{w_{\psi}}{r} \right)^2 \right] r dr d\psi - U_p, \quad (2)$$

где D - цилиндрическая жесткость, $D = E h^3 / [12(1-\mu^2)]$;

E - модуль упругости материала пилы;

h - толщина пилы;

μ - коэффициент Пуассона для материала пилы;

R - внешний радиус диска пилы;

r_0 - радиус зажимных шайб;

∇w - оператор Лапласа, $\nabla w = w_{rr} + w_r / r + w_{\psi\psi} / r^2$;

w - прогиб пилы;

σ_r, σ_{ψ} - радиальные и окружные напряжения в пиле;

U_p - работа, совершаемая силой P_R при деформации пилы [5] и $\psi = \psi_p$,

$$U_p = \frac{1}{2} P_R \int_{r_0}^R w_r^2 dr;$$

ψ_p - угловая координата точки приложения силы P_R .

Напряжения σ_r и σ_{ψ} равны сумме начальных напряжений, созданных проковкой или вальцеванием, и напряжений от центробежных сил инерции, пропорциональных квадрату угловой скорости ω :

$$\sigma_r = \sigma_0^r + \sigma_r^{\omega} = \sigma_r^i + \omega^2 R^2 \rho X(x);$$

$$\sigma_{\psi} = \sigma_{\psi}^y + \sigma_{\psi}^{\omega} = \sigma_{\psi}^i + \omega^2 R^2 \rho \Phi(x),$$

где x - безразмерная радиальная координата, $x = r/R$;

ρ - плотность материала пилы;

$X(x), \Phi(x)$ - функции от x [3].

Кинетическая энергия диска равна сумме энергий колебаний и вращения:

$$T = \frac{1}{2} \rho h \int_{r_0}^R \int_0^{2\pi} \left[\left(\dot{w}_r^2 \right)^2 + \omega^2 r \right] r dr d\psi. \quad (3)$$

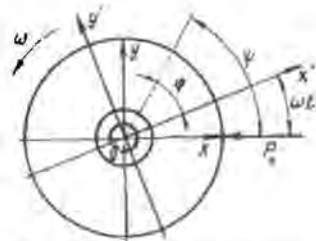


Рис. 1. Схема приложения нагрузки к вращающемуся диску пилы

Прогиб пилы в системе неподвижных координат (r, ψ) зависит от времени непосредственно и через координаты ψ (рис.1), поэтому

$$\frac{dw}{dt} = w_1 + \omega w_\psi. \quad (4)$$

Будем рассматривать формы потери устойчивости, неподвижные в пространстве, поскольку постоянная по значению и положению сила R может привести к потере устойчивости только по этим формам. Тогда $w_t = 0$ и

$$T = \frac{\omega^2}{2} \rho h \iint (w_\psi^2 + r) r dr d\psi. \quad (5)$$

Для упрощения расчетов расположим силу P_R вдоль оси x ($\psi_p = 0$). В этом случае форма потери устойчивости будет симметрична относительно этой оси и ее можно представить в виде суммы следующих координатных функций:

$$w = R \left[\frac{a_0}{2} u_0(x) + \sum_{\lambda=1}^n a_\lambda u_\lambda(x) \cos(\lambda\psi) \right], \quad (6)$$

где a_λ - неопределенные коэффициенты;

$u_\lambda(x)$ - функция от x [1],

$$u_\lambda(x) = R(x-c)^2(1+f_\lambda x + g_\lambda x^2); \quad (7)$$

c - безразмерный радиус защемления пилы шайбами, $c = r_0/R$;

f_λ, g_λ - коэффициенты, определяемые из условия удовлетворения $w(x)$ граничным условиям на внешней границе диска;

λ - число узловых диаметров.

Подставляя выражение (6) в (1) и выполняя условия экстремума ($dS/da_\lambda = 0$), получаем систему $(n+1)$ уравнений относительно коэффициентов a_λ :

$$a_\lambda \left[h_\lambda + z_\lambda - \Omega^2 (\lambda^2 y_\lambda - q_\lambda) \right] - \frac{P_R R}{D} \sum_{k=0}^n a_k b_{\lambda k} = 0, \quad (8)$$

$$\text{где } h_\lambda = \pi \int_c^1 \left[\left(u_{\lambda,x} + \frac{u_{\lambda,x}}{x} - \frac{\lambda^2 u_\lambda}{x^2} \right)^2 - 2(1-\mu) \left[\left(\frac{u_{\lambda,x}}{x} - \frac{\lambda^2 u_\lambda}{x^2} \right) u_{\lambda,xx} - \left(\frac{u_{\lambda,x}}{x} \right)^2 \right] \right] x dx;$$

$$z_\lambda = \frac{\pi h R^2}{D} \int_c^1 \left[\sigma_r(x) u_{\lambda,x}^2 + \sigma_\psi(x) \frac{\lambda^2 u_\lambda^2}{x^2} \right] x dx;$$

$$\Omega^2 = \frac{\omega^2 R^4 \rho h}{D};$$

$$y_\lambda = \pi \int_c^1 u_\lambda^2 x dx;$$

$$q_{\lambda} = \pi \int_c^1 \left[X(x) u_{\lambda,x}^2 + \Phi(x) \frac{\lambda^2 u_{\lambda}^2}{x^2} \right] x dx;$$

$$b_{\lambda,k} = \int_c^1 u_{\lambda,x} u_{k,x} dx;$$

$$\lambda = 0, 1, 2, \dots, n.$$

Эта система эквивалентна матричному уравнению

$$\left(\bar{H} - \frac{P_R R}{D} \bar{B} \right) \bar{A} = 0, \quad (9)$$

где $\bar{H}$, $\bar{B}$ - матрицы порядка $n+1$;

$\bar{A}$ - вектор столбца из коэффициентов a_{λ} .

Уравнение (9) может иметь решение только в том случае, когда его главный определитель равен нулю:

$$\left| H - \frac{P_R R}{D} B \right| = 0.$$

Это возможно только при определенных значениях множителя $P_R R/D$, равных собственным значениям матрицы HB^{-1} и соответствующих им значениям $P_R^{кр}$. Из значений $P_R^{кр}$ нас интересует только наименьшее. Соответствующий собственный вектор уравнения (8) будет состоять из коэффициентов a_{λ} , подстановка которых в уравнение (6) даст формулу потери диском устойчивости.

Уравнение (8) содержит коэффициенты z_{λ} , зависящие от начальных напряжений в пиле. Их можно определять используя частоты собственных колебаний пилы [3].

При колебаниях невращающегося диска, имеющего начальные напряжения, потенциальная энергия выражается формулой (3) при $P_R = 0$. Кинетическая энергия равна энергии поперечных колебаний и при гармонической зависимости прогиба пилы в процессе колебаний от времени $w_k = w \sin(pt)$ описывается формулой

$$T = \frac{R^2 \rho h p^2 \cos^2(pt)}{2} \int_c^1 \int_0^{2\pi} w^2 x dx d\psi, \quad (10)$$

где p - круговая частота колебаний по форме с λ узловыми диаметрами,

$$p = 2\pi v;$$

v - частота колебаний, Гц.

Подставляя выражения (10) и (3) в (1) и выполняя условия экстремума ($ds/da_{\lambda} = 0$), получаем систему уравнений

$$h_{\lambda} + z_{\lambda} - \frac{p^2 R^2 \rho h}{D} y_{\lambda} = 0. \quad (11)$$

Уравнения (11) имеют решения только при фиксированных значениях p . Поэтому в уравнении (8) можно использовать выражение

$$h_{\lambda} + z_{\lambda} = (4\pi^2 v_{\lambda}^2 \rho h / D) y_{\lambda}. \quad (12)$$

Из формулы (8) видно, что частота вращения оказывает влияние на критическую радиальную силу круглой пилы. Для примера приведем результаты расчета влияния частоты вращения на критическую радиальную силу для двух пил диаметром 800 мм, толщиной 3,2 мм, установленных в шайбы диаметром 160 мм. Первая пила имеет начальные напряжения, близкие к нулевым, а вторая до установки в шайбы – близкие к критическим. Частоты собственных колебаний этих пил взяты из работы [3]. Приведенные на рис. 2 графики показывают, что влияние частоты вращения на критическую радиальную силу круглой пилы напоминает ее влияние на изгибную жесткость той же пилы [2]. Для невращающейся пилы проковка снижает критическую радиальную силу. С увеличением частоты вращения критическая радиальная сила прокованной пилы сначала возрастает, достигая максимального значения, и затем уменьшается до нуля при минимальной критической частоте вращения, а для непрокованной пилы только уменьшается, приближаясь к нулю.

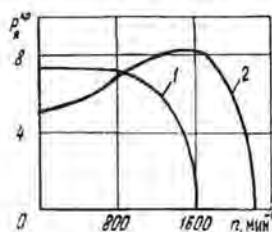


Рис. 2. Влияние частоты вращения на критическую радиальную силу круглой пилы: 1 - без начальных напряжений; 2 - прокованной до критического состояния

Приведенный пример показывает, что частота вращения круглой пилы оказывает существенное влияние на ее критическую радиальную силу. Хотя критическая радиальная сила невращающейся круглой пилы обычно намного превосходит величину радиальной составляющей силы резания, при рабочей частоте вращения она может уменьшаться до значения, соизмеримого с этой величиной, что приводит к потере устойчивости пилы. Однако вопрос об использовании P_R^{kp} в качестве критерия при оценке работоспособности круглых пил требует рассмотрения более широкого круга факторов, связанных как с пилой, так и с процессом резания древесины.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1]. Жодзишский Г.А. Влияние начальных напряжений от проковки и неравномерно нагрева на частоты свободных колебаний вращающихся круглых пил // Науч.тр./ЛТА.- 1959.- Вып.83. - С.238-253. [2]. Стахийев Ю.М., Ершов С.В. Максимально допустимая, оптимальная и универсальная частоты вращения круглой пилы // Лесн.журн.- 1990.- № 4.- С.66-70.- (Изв. высш. учеб. заведений). [3]. Стахийев Ю.М. Устойчивость и колебания плоских круглых пил.- М.: Лесн. пром-сть, 1977.- 296 с. [4]. Тимошенко С.П., Войновский-Кригер С. Пластинки и оболочки.- М.: Физматгиз, 1963.- 635 с. [5]. Тимошенко С.П. Устойчивость упругих систем.- М.: Гостехиздат, 1955.- 567 с. [6]. Эльсгольц Л.Э. Дифференциальные уравнения и вариационное исчисление.- М.: Наука, 1969.-423с.