

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»  
УКРАЇНСЬКЕ ТОВАРИСТВО З МЕХАНІКИ РУЙНУВАННЯ МАТЕРІАЛІВ  
НАУКОВЕ ТОВАРИСТВО ІМЕНІ ШЕВЧЕНКА  
РЕДАКЦІЯ ЖУРНАЛУ «МАШИНОЗНАВСТВО»



**10-й МІЖНАРОДНИЙ СИМПОЗИУМ  
УКРАЇНСЬКИХ ІНЖЕНЕРІВ-МЕХАНІКІВ  
У ЛЬВОВІ  
ПРАЦІ**

**10-th International Symposium of Ukrainian  
Mechanical Engineers in Lviv  
PROCEEDING**



**Львів  
25 — 27 травня 2011 р**

ДОСЛІДЖЕННЯ ВІЛЬНИХ ПОПЕРЕЧНИХ КОЛИВАНЬ КРУГЛОЇ ПИЛКИ

INVESTIGATION OF OWN TRANSVERSE VIBRATIONS OF RING SAW

Лідія Дзюба<sup>1</sup>, Ольга Меньшикова<sup>1</sup>, Ігор Ребезнюк<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Львівський державний університет безпеки життєдіяльності,  
вул. Клепарівська, 35, м. Львів, 79007, Україна

<sup>2</sup>Національний лісотехнічний університет України,  
вул. Генерала Чупринки, 103, м. Львів, 79057, Україна

*Abstract. The dependence of frequency of own vibrations of ring saw on their angular velocity as well as on internal profile conditions and geometric parameters were established.*

На деревообробних підприємствах для повздовжнього розпилювання деревини широко використовують круглопилкові верстати. Під час різання кругла пилка обертається з достатньо великою кутовою швидкістю. Незрівноваженість круглої пилки та обертових деталей механізму різання, радіальні та осьові коливання пилкового вала призводять до поперечних коливань диска круглої пилки. Унаслідок цього може збільшуватись ширина пропилу, знижуватись його якість, через що збільшуються відходи деревини в трачіння. Крім того, у разі збігання частоти вільних поперечних коливань пилкового диска з частотою його обертання можливим є настання резонансу та втрата круглою пилкою працездатного стану. Тому частота вільних коливань диска круглої пилки є важливим параметром для оцінювання її вібраційних властивостей.

Щоб дослідити вільні коливання, диск круглої пилки моделюємо кільцевою пластиною, зовнішній контур якої вільний, а внутрішній пружно закріплений, що відповідає закріпленню пилкового диска планшайбою з гумовими прокладками. Напруження в пилковому диску від обертання враховуємо радіальною силою, яка розтягає серединну площину кільцевої пластини. Диференціальне рівняння вільних поперечних коливань пилкового диска в полярних координатах  $r, \theta$  має вигляд:

$$D\Delta\Delta w - N\Delta w + m \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0, \quad (1)$$

де  $w = w(r, \theta, t)$  – прогин пилкового диска,  $\Delta = \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2}$  – оператор Лапласа в

полярних координатах,  $D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}$  – циліндрична жорсткість пилкового диска,  $E, \mu$  – модуль

Юнга та коефіцієнт Пуассона матеріалу пилкового диска,  $h$  – товщина,  $m = \rho h$  – маса одиниці площі диска,  $\rho$  – густина матеріалу,  $N = N(r)$  – радіальна сила, яка розтягує серединну поверхню пилкового диска під час його обертання. Ця сила змінюється вздовж радіуса пилкового диска та залежить від кутової швидкості його обертання.

Граничні умови для розв'язування диференціального рівняння (1) прийнято такими: зовнішній контур пилкового диска вільний, отже на ньому зведена поперечна сила  $Q_r^*$  та згинальний момент  $M_r$  дорівнюють нулеві; внутрішній контур пилкового диска, який затискається фланцями з гумовою прокладкою, вважаємо пружно закріпленим так, що в поперечному напрямі можливі незначні переміщення. Тоді для цього контуру граничні умови такі:  $Q_r^* + cw = 0$ ;  $M_r = 0$ , де  $c$  – коефіцієнт жорсткості закріплення внутрішнього контуру.

За таких граничних умов розв'язано нелінійне диференціальне рівняння (1) наближеним методом Бубнова-Гальоркіна в середовищі Maple V. Унаслідок розв'язування отримано значення частот вільних коливань пилкового диска та досліджено залежність частот вільних коливань від кутової швидкості обертання пилкового диска, його товщини та коефіцієнта жорсткості закріплення внутрішнього контуру диска.