

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ НАВАНТАЖУВАЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ СТЕНДУ ДЛЯ АКУСТИКО-ЕМІСІЙНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ДЕРЕВИНИ ТА КЛЕЄНИХ МАТЕРІАЛІВ

**Чаплигін Є.М., к.с.-г.н., Шевченко С.А., к.т.н., Карпусенко О.В.,
Чумак В.М.**

*(Харківський національний технічний університет сільського господарства
ім. П.Василенка)*

Розроблена методика визначення геометричних та силових параметрів навантажувального обладнання. Вихідними даними для розрахунку є межа міцності на вигин, розміри перетину зразка та його вигин під навантаженням.

Постановка проблеми. Клеєна деревина використовується все частіше – типовими сферами використання є столярно-будівельні вироби і дерев'яні клеєні конструкції. Тому актуальною є проблема контролю якості склеювання деревини [1] при виготовленні виробів та в експлуатації. Перспективним методом неруйнівного контролю зазначених виробів є акустико-емісійний метод.

Аналіз досліджень і публікацій. Перспективним методом неруйнівного контролю столярно-будівельних виробів і дерев'яних клеєних конструкцій є акустико-емісійний метод. Для розробки методик контролю клейових з'єднань необхідно розробити випробувальне обладнання – зокрема, навантажувальне. Опис стенду для випробування меблевих виробів наведено в [2]. Структура комп'ютеризованого комплексу для дослідження з'єднань на зубчастий шип, розміри зразків і навантажувального вузла комплексу наведені в [3]. Огляд схем навантаження при випробуваннях малих зразків деревини та пиломатеріалів на статичний вигин наведено в [4].

Невирішеною частиною проблеми є обґрунтування параметрів достатньо універсального навантажувального обладнання стенду для акустико-емісійних досліджень деревини та клеєних матеріалів, придатного для випробувань як спеціально виготовлених зразків, так і серійної продукції.

Метою даної роботи є розробка методики обґрунтування геометричних і силових параметрів навантажувальної частини стенду для акустико-емісійних досліджень деревини та клеєних матеріалів.

Результати дослідження. При виборі кінематичної схеми та параметрів навантажувальної частини стенду враховувались такі чинники:

– для випробувань клеєних з'єднань на зубчастий шип доцільно використовувати чотириточкову схему навантаження (з двома навантажувальними ножами);

– необхідність зменшення переміщення датчика акустичної емісії для запобігання генерації завад у з'єднувальному кабелі внаслідок трібоелектричного ефекту, а також для спрощення відеореєстрації процесу руйнування деревини та клейових з'єднань;

– доцільність дотримання певного сталого часу здійснення випробувань (це доцільним з огляду на залежність межі міцності від тривалості дії навантаження [4] та фіксований об'єм накопичуваних результатів вимірювань акустичної емісії, що призводить до обернено-пропорційної залежності частоти вимірювань від тривалості випробування);

– доцільність дотримання певного сталого переміщення рухомих частин навантажувального обладнання стенду під час здійснення випробувань (це дає змогу використовувати фіксовану швидкість подачі).

Враховуючи зазначені чинники, прийнято рішення виконати навантажувальну частину стенду за схемою, зворотною до схем [4] – тобто, з нерухомими навантажувальними ножами та рухомими опорами для кінцевих частин зразка – див. рис. 1.

Необхідно визначити розрахункові співвідношення між розмірами перетину зразка, відстанню між рухомими опорами та між навантажувальними ножами, стрілою прогину між навантажувальними ножами, стрілою прогину між опорами, напругою в деревині, силами реакцій в навантажувальних ножах та силами, з якими опори діють на зразок.

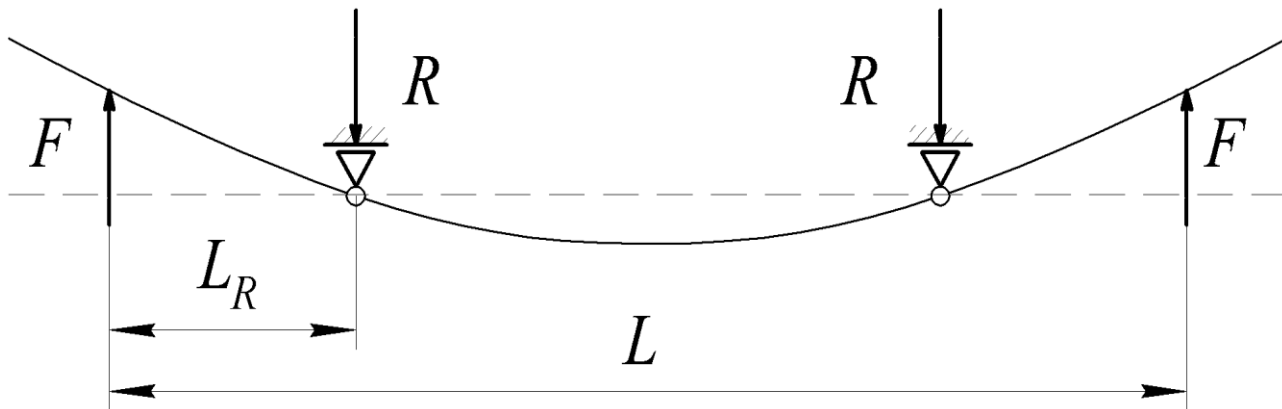


Рисунок 1 – Схема навантаження зразка

Аналіз почнемо з визначення кута повороту зразка у місці контактування з рухомою опорою. Для цього складемо рівняння, визначаючи відсічену площу епюри моментів у проміжку між навантажувальними ножами:

$$E J \theta(z) = E J \theta_0 + \frac{R L_R^2}{2} + R L_R (z - L_R) , \quad (1)$$

де E – модуль пружності, Па; J – момент інерції поперечного перетину зразка, м^4 ; θ – кут повороту, рад; R – реакція навантажувального ножа, Н; L_R – відстань від опори до навантажувального ножа, м; z – координата, м.

Виходячи з того, що на середині відстані між опорами кут повороту дорівнює нулю, визначимо кут повороту крайньої лівої зразка:

$$\theta_0 = -\frac{RL_R}{EJ} \left(\frac{L-L_R}{2} \right), \quad (2)$$

де L – довжина зразка, м.

Тепер визначимо переміщення зразка на ділянці між навантажувальними ножами. Для цього визначимо статичний момент відсіченої площі епюри відносно поточного перетину:

$$EJ v(z) = EJ \theta_0 z + \frac{RL_R^2}{2} \left(z - \frac{2}{3} L_R \right) + \frac{RL_R}{2} (z - L_R)^2 . \quad (3)$$

Застосовуючи коефіцієнт, що характеризує відносну відстань між навантажувальними ножами, перетворимо (3) з урахуванням (1):

$$L_R = \frac{L}{2} (1-d) , \quad (4)$$

$$EJ v(z) = RL^3 \left(-\frac{1}{24} + \frac{d^2}{16} - \frac{d^3}{48} \right) . \quad (5)$$

де d – відносна відстань між навантажувальними ножами

Це дає змогу визначити загальну стрілу прогину зразка, переміщення опор навантажувальних ножів відносно та прогину зразка на ділянці між навантажувальними ножами:

$$A = \frac{FL^3}{EJ} \left(-\frac{1}{24} + \frac{d^2}{16} - \frac{d^3}{48} \right) , \quad B = \frac{FL^3}{EJ} \left(-\frac{1}{24} + \frac{d^2}{8} - \frac{d^3}{12} \right) , \quad (6)$$

$$\Delta = B - A = \frac{FL^3}{EJ} \left(\frac{d^2 - d^3}{16} \right) . \quad (7)$$

Визначимо момент вигину зразка та максимальну напругу вигину в зразку:

$$M = \frac{FL}{2} (1-d) . \quad (8)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M y_{\max}}{J} = \frac{3(1-d)LF_{\max}}{bh^2} . \quad (9)$$

де M – момент вигину зразка, Н·м; де σ_{\max} – максимальну напруга вигину, Па; y_{\max} – максимальна відстань від нейтральної площини, м.

Для вибору межі вимірювань тензодатчика визначимо максимальну силу, з якою рухома опора діє на зразок (з такою самою силою навантажувальний ніж діє на заготовку)

$$F_{\max} = \frac{\sigma_{\max} b h^2}{3(1-d)L} \quad (10)$$

де F_{\max} – максимальна сила, з якою рухома опора діє на зразок, Н.

Перетворюючи (6) та (7) з урахуванням (10), одержимо:

$$\Delta = \frac{\sigma_{\max} L^3 d^2}{4 E h L} \quad (11)$$

$$|A| = \frac{\sigma_{\max} L^3}{12 E h L} \cdot (2 + 2d - d^2) \quad (12)$$

Рівняння (11, 12) утворюють систему, з якої можна визначити необхідні відстані між опорами та між навантажувальними ножами випробувального стенду:

$$L = \sqrt{\frac{E h \Delta}{\sigma_{\max}}} \cdot \left(\sqrt{3 + \frac{6|A|}{\Delta}} - 1 \right) \quad (13)$$

$$d = \frac{2}{\sqrt{3 + \frac{6|A|}{\Delta}} - 1} \quad (14)$$

Висновок. Розроблено методику визначення геометричних та силових параметрів навантажувального обладнання стенду для акустико-емісійних досліджень деревини та клейових матеріалів. Вихідними даними для розрахунку є межа міцності на вигин, розміри перетину зразка та його вигин під навантаженням. Одержані результати у подальшому будуть використані при випробуваннях зразків деревини та клеєних матеріалів.

Список літератури

1. Михайлівська Г.Є. Клеї для склеювання деревини / Г.Є. Михайлівська, В. В. Панов. – Львів: Афіша, 2002. – 179 с.
2. Zhang J. Acoustic emission detection of upholstered furniture frame damage / J. Zhang, F. Quin, L. Dai // Forest Prod. J. 57 (11), 2007. – Pp. 64–69.
3. Ayarkwa J. Monitoring acoustic emissions to predict modulus of rupture of finger-joints from tropical african hardwoods / Joshua Ayarkwa, Yoshihiko

Hiroshima, Kosei Ando, Yasutoshi Sasaki // Wood and Fiber Science. 33(3), 2001. – Pp. 450-464.

4. Волынский В.Н. Взаимосвязь и изменчивость физико-механических свойств древесины / В.Н. Волынский. - Архангельск. Изд-во АГТУ, 2000. – 196 с.

Аннотация

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ НАГРУЗОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ СТЕНДА ДЛЯ АКУСТИКО-ЭМИССИОННЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ДРЕВЕСИНЫ И КЛЕЕНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Чаплыгин Е.Н., Шевченко С.А., Карпусенко А.В., Чумак В.Н.

Разработана методика определения геометрических и силовых параметров нагрузочного оборудования. Исходными данными для расчета являются предел прочности на изгиб, размеры сечения образца и его изгиб под нагрузкой.

Abstract

RATIONALE THE EQUIPMENT LOAD PARAMETERS STAND FOR ACOUSTIC EMISSION STUDIES OF WOOD AND LAMINATED MATERIALS

Chaplyhin Y.M., Shevchenko S.A., Carpusenko A.V., Chumak V.M.

The technique of determining the geometric parameters and force parameters of equipment to create the load. The initial data for the calculation are the flexural strength, the size of the cross section of the sample and bend under load.