

## ON THE AXISYMMETRIC WAVES PROPAGATION IN LAMINATED COMPOSITE INCOMPRESSIBLE MATERIAL WITH INITIAL STRESSES

*Within the framework of linearized theory of elasticity for bodies with initial stresses propagation of the axisymmetric waves in laminated composite incompressible material with initial stresses at slipping layers is investigated. Numerical researches are carried out for incompressible material with potential of type Treloar and material with potential of type of Bartenev-Khazanovich.*

УДК 677.053.27

## МОДЕЛЮВАННЯ КОМПЛЕКСНОГО ВПЛИВУ ГЕОМЕТРИЧНИХ ТА СИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ НА МЕХАНІЗМ КРІПЛЕННЯ БОБІНИ ПЕРЕМОТУВАЛЬНИХ МАШИН

**Завертанний Б.С., асп., Манойленко О.П., к.т.н., доц.**

Київський національний університет технологій та дизайну

**Акимов О.О., к.т.н., доц., Новрузова А.П., студ.**

Чернігівський національний технологічний університет, [botanuga@ukr.net](mailto:botanuga@ukr.net)

При виготовленні та використанні матеріалів у текстильній промисловості відіграє велику роль перемотування ниток на бобіни. Якість ниток залежить від багатьох факторів (умов формування, очищення, типу розкладки, натягу нитки при розкладанні, типу намотування та ін.). Одночасно продуктивність та якість роботи перемотувальних машин в більшості залежить від частоти обертання бобіни [1]. Суттєвий вплив на швидкісні характеристики перемотувальних машин відіграє надійність закріплення бобіни, яка зумовлена силами  $T_1$  та  $T_2$  (рис. 1), які діють зі сторони механізму кріплення бобіни, а також від коефіцієнта тертя між поверхнями бобіни та бобінотримача.

Система рівноваги сил бобіни, яка встановлена в двох конічних цангах бобінотримача, які силою затиску  $P$  (зусилля пружини механізму кріплення) утримують її в процесі намотування ниток (пряжі) наведена на рис. 1.

Загальне рівняння рівноваги системи має вигляд [2, 3]:

$$F_1 \cos \alpha_1 + N_1 \sin \alpha_1 + F_2 \cos \alpha_2 + N_2 \sin \alpha_2 - P = 0; \quad (1)$$

де  $F_1$ ,  $F_2$  – відповідно, сили тертя в передній та задній частинах цанги бобінотримача;

$T_1$ ,  $T_2$  - відповідно, сили тиску зі сторони передньої та задньої частин цанги на бобіну;  $N_1$ ,  $N_2$  - відповідно, нормальні сили до поверхні конуса

бобіни;  $P$  - сила тиску пружини механізму кріплення;  $\alpha_{1,2}$  – відповідно, кути нахилу передньої та задньої частин цанги бобінотримача.

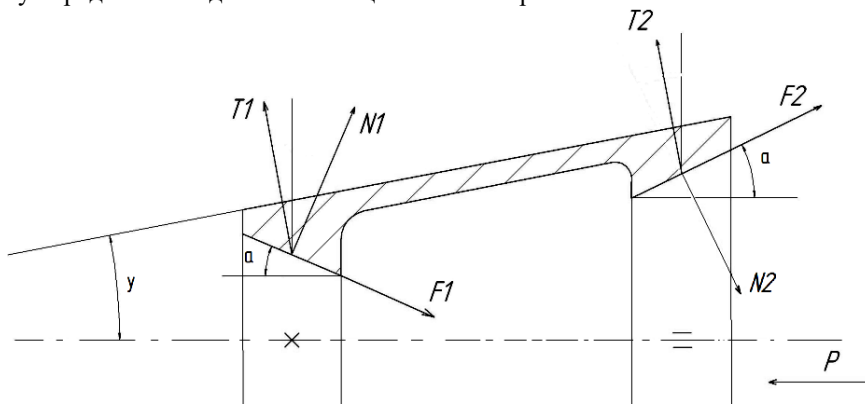


Рис. 1. Система дії сил на бобіну при її закріпленні на бобінотримачі

При відсутності похибок виготовлення поверхонь конусів ( $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$ ) зусилля затиску бобіни визначаються виразом:

$$T(\alpha, f, P) = \frac{P \cdot \cos(\alpha) \cdot \cos(\gamma)}{2 \cdot (f \cdot \cos(\alpha) + \sin(\alpha))} \quad (2)$$

де  $\gamma$  – кут нахилу твірної конуса бобіни, (в типових бобінах  $\gamma = 3,05^\circ$ );

$f$  – коефіцієнт тертя.

З метою визначення величини впливу кожного параметру на величину та закон зусилля затиску бобіни на бобінотримачі проведено моделювання сили затиску  $T(\alpha, f, P)$  для трьох випадків, при яких один із параметрів приймався постійним. Значення параметрів та діапазон варіювання приймався згідно [4]. Матриця варіювання параметрів представлена таблицею 1.

Таблиця 1 - Матриця варіювання параметрів

№ п/п мод.	Функція	Діапазон варіювання параметрів			Значення фіксованих параметрів
		$P=20 \div 200\text{H}$	$f = 0,1 \div 0,9$	$\alpha_{1,2} = 10 \div 70^\circ$	
1	$T(\alpha = \text{const}, f, P)$	-	+	+	$30^\circ$
2	$T(\alpha, f = \text{const}, P)$	+	-	+	0,2
3	$T(\alpha, f, P = \text{const})$	+	+	-	100 Н

Комплексний вплив параметрів  $f$ ,  $P$  та  $\alpha$  на величину сили затиску бобіни механізмом фіксації для трьох моделей:  $T(\alpha, f=0,2, P)$ ,  $T(\alpha=30^\circ, f, P)$  та  $T(\alpha, f, P=100\text{H})$  наведені діаграмами відповідно на рисунках 2, а-в.

В результаті моделювання встановлено що збільшення кута  $\alpha$  призводить до зменшення необхідної величини зусилля затискання (рис. 2, а, в), що також спостерігається при збільшенні коефіцієнта тертя  $f$ , тобто іншими словами

збільшення коефіцієнта тертя призводить до зменшення зусилля пружини  $P$  необхідного для утримування бобіни в рівновазі. Збільшення зусилля зі сторони пружини  $P$  призводить до прямо пропорційного збільшення зусилля притискання бобіни (рис. 2, а, б).

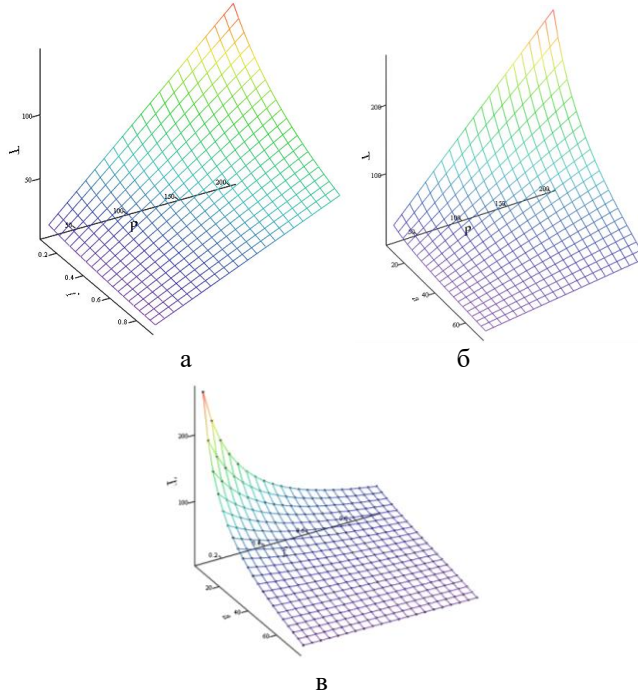


Рис. 2. Діаграми значень сил затиску: а – функція  $T(\alpha, f=0,2, P)$ ; б – функція  $T(\alpha=30^\circ, f, P)$ ; в – функція  $T(\alpha, f, P=100H)$ .

**Висновок.** Результати дозволяють оптимально визначити зусилля затиску пружини в залежності від матеріалу бобіни, конструктивних особливостей механізму кріплення та геометрії конусів цапг бобінотримача.

1. Коритынский Я. И. Динамика упругих систем текстильных машин/ Я.И. Коротынский. – М.: Лег.и пищ.пром-сть, 1982. – 272 с
2. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики: Учеб. для вузов.-10-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1986, – 416 с., ил.
3. Тези доповідей Міжнародної науково-технічної конференції «Інженерія та технології: наука, освіта, виробництво» (15-16 листопада 2018 року). – Луцьк : Інф.-вид. відділ Луцького НТУ, 2018. – 300 с.
4. Процессы и оборудование производства волокнистых и пленочных материалов / Жмыхов И.Н., Гальбрайт Л.С., Акулич А.В. - Мн.:Вышэйшая школа, 2013. - 587 с.

## **THE MODELING OF COMPLEX INFLUENCE OF GEOMETRIC AND POWERFUL CHARACTERISTICS ON THE MECHANISM OF BOBBIN FIXING OF REWINDING MACHINES**

*In this work was held the modeling of geometrical and powerful characteristics influence on the mechanism of the bobbin fixing. The created model allows to carry out preliminary designing and analysis of the fixing mechanism.*

УДК 539.3

## **ГЕОМЕТРИЧЕСКИ НЕЛИНЕЙНЫЙ АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОБОЛОЧЕК С ОТВЕРСТИЕМ ПРИ КРУЧЕНИИ**

**Колодяжный А.П., к.т.н., доц.**

Днепропетровский национальный университет им. Олеся Гончара, г. Днепр, Украина

**Медникова М.А.**

Государственное предприятие «ЖБ «Южное» г. Днепр, Украина  
Mednikova1990@gmail.com

Представлен конечноэлементный анализ напряженного состояния (НС) упругих круговых цилиндрических оболочек, ослабленных круговым отверстием, свободным от каких-либо внешних усилий. Нижнее краевое сечение оболочки неподвижно защемлено. Верхнее сечение скреплено с торцом – твердой пластиной (rigid body), имеющей 6 степеней свободы. Оболочка нагружается крутящим моментом  $M_k$ , вектор которого направлен по ее оси и прикладывается в центре торца. НС исследуется на всем диапазоне нагружения - от начальных значений до предельных нагрузок, приводящих к исчерпанию несущей способности. Основное внимание уделено окрестности отверстия, в которой возникают области концентрации напряжений. Линейный статический анализ, часто используемый для определения максимальных напряжений в таких элементах конструкций, не отражает характер изменения напряжений при росте внешней нагрузки. Коэффициент концентрации напряжений (ККН) не зависит от нагрузки. В данной работе проведено численное исследование в нелинейной постановке для широкого диапазона длин оболочек и радиусов отверстий, при различных комбинациях которых определены зависимости ККН от величины крутящего момента на всем диапазоне нагружения. Показано, что поля напряжений, в отличие от линейной модели деформирования, трансформируются в процессе нагружения. ККН, полученные при учете геометрической нелинейности деформирования, зависят не только от геометрических параметров рассматриваемого образца, но и от уровня нагрузки. Можно выделить два типа поведения зависимости ККН от уровня нагрузки и от параметров конструкции.