

## ДОСЛІДЖЕННЯ ВТРАТИ СТАЛОЇ ФОРМИ ТІЛОМ НАМОТУВАННЯ

С.Є. Блохін, Д.Л. Колосов, Національний гірничий університет, Україна  
 Г.І. Танцура, Дніпродзержинський державний технічний університет, Україна  
 О.Л. Колосов, Московський державний університет технологій та управління, Росія

Одержані аналітичні залежності для визначення зусилля, прикладання якого до тіла, утвореного шляхом багат шарового намотування плоского ненавантаженого каната на барабан, може призвести до втрати його сталої форми. Отримані результати уточнюють відомий механізм взаємодії шарів намотаного на барабан плоского тягового органа та мають бути використані при проектуванні та використанні механізмів з бобінним виконавчим органом.

**Вступ.** Світовий океан займає значну частину поверхні земної кулі. Видобуток корисних копалин в цій частині планети може здійснюватися на значних глибинах. Підняття вантажів за таких умов вимагає застосування тягових органів значної тягової спроможності, стійких до агресивного водного середовища. Таким умовам задовольняють плоскі тягові органи, в яких сталеві троси запресовані в оболонку з еластичних матеріалів. Такий канат можна намотувати в декілька шарів на барабан. Один кінець каната приєднують до барабана, до другого кінця каната приєднують вантаж. Канат в процесі транспортування вантажу намотується на бобіну. Намотана частина каната виконує функцію тіла, на яке намотується наступний шар каната (рис. 1).

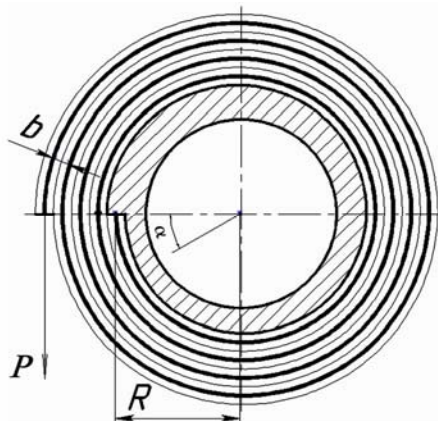


Рис. 1. Поперечний переріз бобіни, утвореної багат шаровим намотуванням плоского каната

Це тіло сприймає зовнішнє навантаження, деформується та впливає на роботу підйомної машини. За окремих умов воно може втрачати сталу форму та навіть унеможливити експлуатацію машини. Визначення умов, за яких не відбувається втрата форми тілом намотування – **актуальна** науково-технічна задача.

**Стан питання і постановка задачі дослідження.** В роботі [1] досліджено умови втрати сталої форми для каната ступінчастої конструкції, намотаного в декілька шарів. При цьому шари вважалися такими, що не мають взаємного зсуву. Відсутність взаємного зсуву може бути забезпечена силами тертя, які виникають за наявності взаємного тиску шарів.

В роботі [2] досліджено напружено-деформований стан (НДС) плоского гумотросового каната, намотаного в декілька шарів на бобіну. Шари вважали кільцями, насадженими один на інший без натягу та без зазорів. До зовнішнього з укладених шарів прикладали рівномірно розподілену силу стискання. Під дією вказаної сили поміж верхніми двома шарами також виникали сили стискання, водночас третій шар практично не тиснув на четвертий. Але при цьому між шарами можуть не діяти сили тертя та, як слід, виникати умови взаємного ковзання шарів каната. Умови виникнення

такої можливості мають бути досліджені та враховані в подальшому при проектуванні та використанні механізмів з бобінним виконавчим органом. **Мета роботи** полягає у визначенні зусилля, прикладання якого до тіла, утвореного шляхом багат шарового намотування плоского ненавантаженого каната на барабан, може призвести до втрати його сталої форми.

**Основний зміст роботи.** Верхні шари розглянемо як окреме кільце, навантажене рівномірно розподіленою радіальною силою. Рівняння втрати плоскої та просторової сталої форми кругового кільця представимо у вигляді [3]

$$\frac{d^6 u_\varphi}{d\varphi^6} + \left(2 + \frac{q_r a^3}{B_y}\right) \frac{d^4 u_\varphi}{d\varphi^4} + \left(1 + \frac{q_r a^3}{B_y}\right) \frac{d^2 u_\varphi}{d\varphi^2} = 0, \quad (1)$$

$$\frac{d^6 \gamma}{d\varphi^6} + \left(2 + \frac{q_r a^3}{B_r}\right) \frac{d^4 \gamma}{d\varphi^4} + \left(1 + \frac{q_r a^3}{B_r}\right) \frac{d^2 \gamma}{d\varphi^2} = 0, \quad (2)$$

де  $a$  – радіус кільця;  $B_y$ ,  $B_r$  – відповідно жорсткість при згині в площині та при згині з площини кільця.

Інтеграл рівняння (1)

$$u_\varphi = C_1 + C_2 \varphi + C_3 \sin \varphi + C_4 \cos \varphi + C_5 \sin \left( \sqrt{1 + \frac{q_r a^3}{B_y}} \varphi \right) + C_6 \cos \left( \sqrt{1 + \frac{q_r a^3}{B_y}} \varphi \right), \quad (3)$$

де  $k = \sqrt{1 + \frac{q_r a^3}{B_y}}$ ;  $C_i$  – невідомі сталі інтегрування,  $i = 1, \dots, 6$ .

Складові зі сталими  $C_1$ ,  $C_3$ ,  $C_4$  відповідають переміщенню кільця як жорсткого тіла і їх враховувати не будемо.

Умова періодичності деформування вимагає рівності переміщень, їх перших і других похідних в точках, що відповідають куту  $\varphi$ , рівному нулеві та  $2\pi$  й приводить до однорідної системи рівнянь

$$C_2 2\pi + C_5 \sin \left( 2\pi \sqrt{1 + \frac{q_r a^3}{B_y}} \right) + C_6 \left[ \cos \left( 2\pi \sqrt{1 + \frac{q_r a^3}{B_y}} \right) - 1 \right] = 0,$$

$$C_5 \left[ \cos \left( 2\pi \sqrt{1 + \frac{q_r a^3}{B_y}} \right) - 1 \right] - C_6 \sin \left( 2\pi \sqrt{1 + \frac{q_r a^3}{B_y}} \right) = 0,$$

$$C_5 \sin \left( 2\pi \sqrt{1 + \frac{q_r a^3}{B_y}} \right) + C_6 \left[ \cos \left( 2\pi \sqrt{1 + \frac{q_r a^3}{B_y}} \right) - 1 \right] = 0.$$

Із системи отриманих рівнянь  $C_2$  має дорівнювати нулю. Відповідно рівень системи зменшується до мінімального. Її визначник, прирівняний нулю, дозволяє отримати умову критичного стану кільця, стиснутого рівномірно розподіленою силою [3]

$$\cos \left( 2\pi \sqrt{1 + \frac{q_r a^3}{B_y}} \right) = 1.$$

Звідки  $\sqrt{1 + \frac{q_r a^3}{B_y}}$  має бути цілим числом, що відповідає кількості хвиль. Мінімальна кількість хвиль може становити лише дві. При двох хвилях кільце, після втрати кругової форми, набуде нової симетричної форми відносно двох розташованих під прямим кутом площин – стане еліпсоподібним.

З наведеного маємо

$$\sqrt{1 + \frac{q_r a^3}{B_y}} = 2.$$

Відповідно критичне розподілене навантаження без виходу кругового кільця з площини визначається залежністю

$$q_y = \frac{3B_y}{a^3}.$$

Подібність рівнянь (1) та (2) дозволяє отримати критичне значення розподіленого навантаження внаслідок виходу кругового кільця з площини

$$q_r = \frac{3B_r}{a^3}.$$

Втрати форми, яка відбувається без виходу кругового кільця з площини пов'язана як із збільшенням, так і зменшенням його радіусу. Зменшення радіусу призведе до притискання кільця до попереднього шару каната – це змінить схему навантаження кільця. Зміна схеми навантаження кільця усуне можливість втрати форми. З іншого боку, навіть коли усі шари набудуть еліптичної форми, плоский канат може намотуватися та змотуватися з бобіни. Працездатність машини при цьому несуттєво зміниться.

В той же час вигин кільця з площини створює умови намотування плоского каната на нециліндричну поверхню. Відбудеться зміна кінематики процесу намотування каната на барабан та на наступні шари. Така зміна призведе до зміщення з площини симетрії барабана та площини симетрії попередніх шарів каната, площини дії рівнодіючої сил натягнення тросів в канаті. Зміщення зумовить появу моменту, який в свою чергу, зумовить деформування тіла, утвореного попередніми шарами та ще більшої зміни умов роботи виконавчого органа підйомної машини – барабана. Тому для підйомних машин з бобінним виконавчим органом та плоским тяговим канатом небезпечною є втрата сталої форми, яка пов'язана з вигином намотаного кільця з його площини. З вищенаведеного видно, що ця втрата залежить від діаметра намотаного витка та його жорсткості на згин в площині каната. Троси в канаті з'єднані гумою – це дозволяє прийняти жорсткість каната на згин рівною сумарній жорсткості його тросів. При цьому треба враховувати, що жорсткість троса суттєво залежить від сили натягнення троса [4].

Розглянута вище сила стискання спричиняється зусиллям натягнення каната. Умова недопущення втрати сталості для сили натягнення каната, що намотується на бобіну має вигляд

$$N < \frac{3B_r}{a^2}. \quad (4)$$

Відзначимо, що в роботі [1], з урахуванням прийнятих нами позначень, ця умова має вигляд

$$N < \frac{\pi B_p}{\left( \sum_{k=r}^K m_k (d + 2\Delta) \right)^2}, \quad (5)$$

де  $B_p = \frac{E(n_r t + d)^3 \pi \left( R + \sum_{k=1}^K m_k (d + 2\Delta) \right)}{12}$  – жорсткість умовного стрижня з розмірами пе-

перізу  $(n_r t + d) \times \pi \left( R + \sum_{k=1}^K m_k (d + 2\Delta) \right)$  на згин;  $E$  – приведений модуль пружності пакету з

декількох шарів каната.

Згин відбувається в площині, нормальній до осі тросів, в напрямку виміру ширини каната. Значення приведенного модулю  $E$  суттєво залежить від співвідношення геометричних параметрів гуми та розташування тросів в перерізі каната, товщини гумових обкладинок.

Величина  $\sum_{k=r}^K m_k (d + 2\Delta)$  відповідає сумарній товщині намотаних шарів ступені каната. З цього можна зробити висновок, що в залежностях (4) та (5)

$$a > \sum_{k=r}^K m_k (d + 2\Delta).$$

Жорсткість  $B_r$  пропорційна приведеному модулю пружності тросів каната на розтяг та не може бути меншою за сумарну жорсткість тросів в кільці, втрата сталості якого розглядається. Жорсткість  $B_p$  пропорційна приведеному модулю пружності пакета з декількох шарів. Наявність гумових обкладинок суттєво впливає на його приведений модуль пружності. Встановлення співвідношень параметрів  $B_r$  та  $B_p$  можливе лише для заданих значень конструктивних параметрів барабана машини, та намотаного на нього каната.

Умови (4) та (5) мають виконуватися при різних схемах намотування каната та його навантаження. Так, умова втрати сталої форми верхніми шарами каната виникає у випадку, коли канат намотано без натягнення, а після цього до нього приклали силу. Умова втрати форми усіма шарами можлива лише у разі їх сумісного деформування на барабані, наприклад коли поміж шарами діють такі сили стискання, що сили тертя унеможливають взаємний зсув шарів. Коли в процесі експлуатації машини можливі обидва випадки то і перевірка умов має бути проведена для обох випадків.

**Висновки.** Одержані результати дозволяють визначати зусилля, прикладання якого до тіла, утвореного шляхом багатшарового намотування плоского ненавантаженого каната на барабан, може призвести до втрати сталої форми. Отримані залежності уточнюють відомий механізм взаємодії шарів намотаного на барабан плоского тягового органа та мають бути використані при проектуванні та використанні механізмів з бобінним виконавчим органом.

В процесі експлуатації машин з бобінним виконавчим органом є можливість втрати сталої форми за двома схемами. За першої схеми втрата сталої форми відбувається для усього тіла намотування – як верхніх шарів, так і усього тіла.

#### Список літератури

1. Колосов Д.Л., Білоус О.І. Стійкість ступінчастого каната на барабані машини підйому підводного робота // Збірник наукових праць Національного гірничого університету. – Дніпропетровськ. – 2010. – №35. – Ч.2. – С. 137-142.
2. Бельмас І.В., Лубинець О.М., Бобильова І.Т. Напружено-деформований стан гумотросового каната намотаного без попереднього натягнення в декілька шарів // Сборник научных трудов керченского государственного морского технологического университета и днепропетровского государственного технического университета. – Керчь-Днепропетровск. – 2012. – Вып. 13. – С. 153-156.
3. Рекач В.Г. Руководство к решению задач прикладной теории упругости – М.: Высш. школа. – 1984. – 287 с.
4. Бельмас И.В., Ропай В.А. Экспериментальное определение изгибной жесткости троса в зависимости от осевого натяжения // Известия Вузов. Горный журнал. – 1988. – №12. – С. 75-76.