

*В.С. Гавриш, к.т.н., доц.
Національний університет водного господарства та природокористування,
О.С. Медвідь, інженер
ТзОВ ВО "Дніпропромремонт", Дніпродзержинське представництво*

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ МАШИНИ ДЛЯ ВИГОТОВЛЕННЯ ГАБІОННОЇ СІТКИ

У роботі здійснено аналіз напружено деформованого стану дроту при його деформації в процесі скручування відповідним вузлом і визначено технологічний момент, який при цьому виникає, залежно від геометричних параметрів скрутки.

Ключові слова: габійна сітка, кут скручування, деформування, гвинтова навивка.

В работе произведен анализ напряженно деформированного состояния проволоки при ее деформации в процессе скручивания соответственным узлом и определен технологический момент, который при этом возникает, в зависимости от геометрических параметров скрутки.

Ключевые слова: габионная сетка, угол скручивания, деформирование, винтовая навивка.

In work the analysis of the tensely deformed state of wire is carried out during his deformation in the process of wring the proper knot and certainly technological moment which here arises up depending on the geometrical parameters of connection.

Key words: gabion net, wind-up angle, deforming, screw spooling.

Постановка проблеми. Кручена металева сітка використовується для облаштування берегоукріплювальних споруд (габійні кріплення), армування ґрунту та дорожнього полотна при будівництві доріг, а також у ландшафтному дизайні. Її використання дозволяє здешевити будівництво та експлуатацію даних споруд, підвищити їх надійність. Широке застосування такої сітки в якості будівельного матеріалу стримується відсутністю засобів для механізації процесу її виготовлення. У Національному університеті водного господарства та природокористування (м. Рівне) розроблено конструкцію машини [1], яка дозволяє механізувати процес її виготовлення шляхом скручування дротів між собою за допомогою шестерні з похилими пазами, які виконані в двох сусідніх западинах зубів (рис. 1). Тіло між пазами має форму пальця круглого чи еліпсоподібного перерізів. При обертанні шестерні 1, дротини 5 деформуються по обидва боки пальця 4 і з'єднуються між собою,

утворюючи сторону вічка (рис. 2). У процесі скручування дрід піддається деформуванню шляхом згинання та кручення, і в результаті його осьова лінія дістає форму спіралі.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженню робочого процесу деформування дроту присвячені роботи з виготовлення канатів вантажопідйомної техніки [2, 3], визначення стійкості при деформуванні стрижнів у класичній механіці [4, 5] та процесів скрутки дротів при виготовленні кручених металевих сіток [6].

У роботах [2, 3] розглядається більше геометрична будова та напружено-деформований стан дроту при деформуванні вже готової гвинтової лінії дроту в канаті. Крім того, у зв'язку із специфікою технологічного процесу виготовлення канатів, не враховується деформація кручення осі дроту та силові фактори, що її спричиняють.

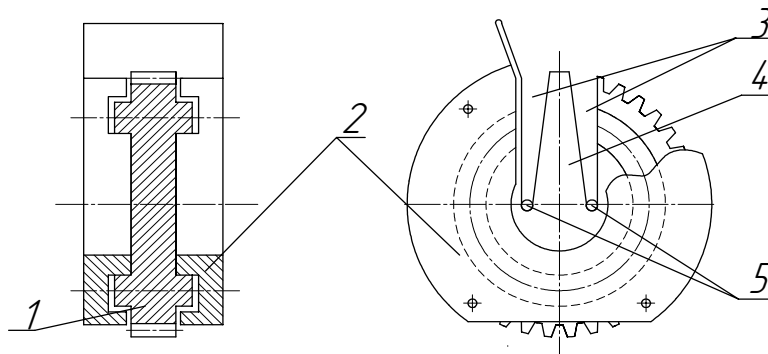


Рисунок 1 – Скручуючий механізм шестерня з пальцем:

1 – скручуюча шестерня; 2 – корпус; 3 – радіальні пази; 4 – палець; 5 – дрід

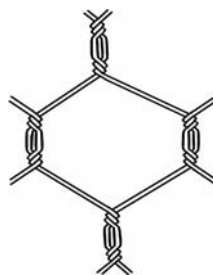


Рисунок 2 – Фрагмент сітки

Роботи [4, 5] характеризують поведінку дроту при його деформуванні лише в пружній зоні.

У роботі [6] при визначенні технологічного моменту скручування зроблено припущення, що скрутка – це стрижень, який має крутильну жорсткість, пропорційну модулеві пружності другого роду G . У результаті цього не враховується деформація згину дротин при утворенні сітки, що призводить до похибок у розрахунках при визначенні технологічного моменту.

Формулювання цілей статті. Дослідження напружено-деформованого стану дроту в процесі утворення скрутки і силових

факторів, що виникають при цьому, дасть можливість визначити параметри обладнання з'єднання дротин у вічко (скручування) та вдосконалити його конструкцію.

Виклад основного матеріалу. У деформованому стані один виток скрутки має вигляд, зазначений на рисунку 3. Дріт у скрутці являє собою стрижень круглого перерізу, осьова лінія якого має форму просторової гвинтової лінії, що навивається навколо нерухомої умовної осі О-О на відстані радіуса дроту r .

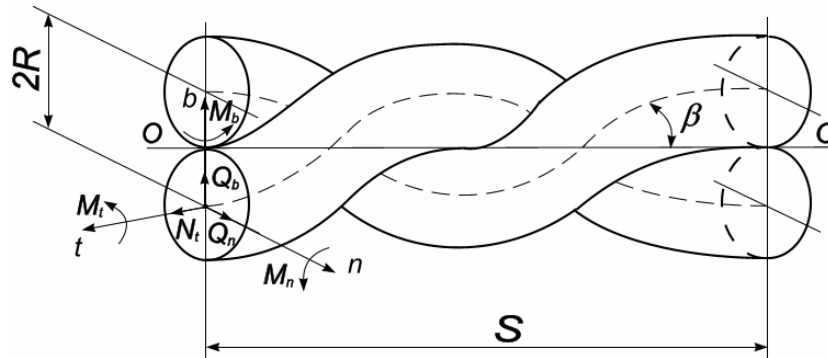


Рисунок 3 – Схема внутрішніх силових факторів, що діють в перерізі дроту

Згідно з [7] кривина ω_b та кручення ω_t центральної гвинтової осі дроту виражаються залежностями

$$\begin{cases} \omega_b = \chi = \frac{\sin^2 \beta}{R} \\ \omega_t = k = \frac{\sin \beta \cdot \cos \beta}{R} \end{cases} \quad (1)$$

У даних формулах застосовано наступні позначення:

r – радіус дроту, м;

β – кут підйому гвинтової лінії дроту (кут скручування);

S – довжина зони скручування.

При утворенні гвинтової лінії в процесі скручування крайні перерізи дроту повертаються один відносно до іншого на певний кут θ . Це необхідно враховувати при визначенні напружень та крутного моменту. Зі схеми деформації (рис. 4) видно, що осьова лінія має форму гвинтової лінії кручення навколо умовного циліндра, радіус якого дорівнює радіусові дроту. Якщо припустити, що ковзання дроту в крутильній парі відсутнє, то поворот $d\theta$ відрізка дроту ds по дузі радіуса r становитиме

$$d\theta = \cos \beta \cdot d\varphi, \quad (2)$$

де φ – кут, що визначає положення осьової лінії при навивці навколо умовного циліндра.

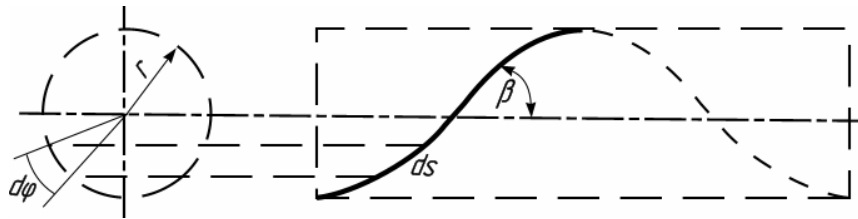


Рисунок 4 – Схема для визначення кута скручування дроту

Загальний кут скручування дроту θ при повній гвинтовій навивці на один крок можна визначити шляхом інтегрування виразу (2) по $d\varphi$ в межах $0 \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2}$

$$\theta = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos \beta d\varphi. \quad (3)$$

Якщо припустити, що кут підйому гвинтової лінії по довжині скрутки є величиною незмінною, то розв'язок інтеграла (3) буде таким:

$$\theta = 2\pi \cos \beta. \quad (4)$$

Дроти при скручуванні піддаються рівномірній по всій довжині пружно-пластичній деформації згину та кручення. Пружні зусилля, що при цьому виникають в поперечному перерізі дроту (рис. 3), приводяться до головного вектора \bar{Q} та головного моменту \bar{M} , проєкції яких на вісь рухомого тригранника t, n, b дають відповідно нормальну силу N_t , поперечні сили Q_n і Q_b , згинальні моменти M_b та M_n і крутний момент M_t .

Для визначення нормальної N_t і поперечних Q_n і Q_b сил запишемо рівняння рівноваги елемента деформованого дроту, використовуючи рівняння Кірхгофа [8], векторний вигляд яких у рухомій системі координат t, n, b має вигляд

$$\begin{cases} \frac{d\bar{Q}}{ds} + [\bar{\omega} + \bar{Q}] = -\bar{q} \\ \frac{d\bar{M}}{ds} + [\bar{\omega} + \bar{M}] + [\bar{t} + \bar{Q}] = -\bar{m} \end{cases}, \quad (5)$$

де \bar{q} і \bar{m} – інтенсивності зовнішнього силового і моментного навантажень на одиницю довжини осі деформованого дроту; $\bar{\omega} = \chi \bar{b} + k \bar{t}$ – вектор миттєвої кутової швидкості обертання рухомого тригранника t, n, b навколо свого початку; $\bar{t}, \bar{n}, \bar{b}$ – одиничні орти осей t, n, b .

Проектуючи векторні рівняння (6) на осі рухомого тригранника t, n, b і враховуючи, що при умові рівномірної деформації по всій довжині дроту $Q = const$, $M = const$ та $q_t = q_n = q_b = 0$, а також очевидні умови

$$\begin{aligned} \bar{Q} &= N_t \bar{t} + Q_n \bar{n} + Q_b \bar{b}; \\ \bar{M} &= M_t \bar{t} + M_n \bar{n} + M_b \bar{b}, \end{aligned}$$

отримаємо

$$\begin{cases} -\chi Q_n = 0; \\ -\chi M_n = 0; \\ kQ_n = 0; \\ \chi N_t - kQ_b = 0; \\ \chi M_t - kM_b = Q_b; \\ kM_n = -Q_n. \end{cases} \quad (6)$$

Із залежностей (6) випливає

$$\begin{cases} Q_n = 0; \\ M_n = 0; \\ Q_b = \chi M_t - kM_b; \\ N_t = \frac{1}{\chi}(kQ_b). \end{cases} \quad (7)$$

Таким чином отримані залежності для визначення силових параметрів при деформуванні дроту у вузлі скручування.

За такою схемою навантаження дроту та обрису його центральної лінії, які змінюються в процесі скручування, складно визначити значення вищезазначених силових факторів.

Крім того, якщо в повній мірі не будуть нейтралізовані пружні деформації, осьова лінія дроту, після зняття навантажень, може змінити свої геометричні параметри.

Тому зусилля та моменти, з якими потрібно діяти на дрід при його деформуванні в процесі скручування, в даній роботі доцільно визначати, виходячи із заданих параметрів осьової лінії дроту у скрутці. Така задача буде оберненою до тих, які вирішуються в теорії пружно-пластичних деформацій.

При визначенні силових параметрів, що діють в перерізі дроту, доцільно скористатися припущеннями:

– враховуючи, що при збільшенні кута β співвідношення між кривиною χ та круткою k зменшується, то при $\beta = 60^\circ$ повздовжньою силою N_t в розрахунках можна знехтувати;

– матеріал дроту однорідний, тобто модуль жорсткості постійний по всій його довжині.

Тоді в перерізі дроту при деформуванні будуть діяти поперечна сила Q_b , згинаючий $M_{зг}$ і крутний $M_{кр}$ моменти. Останні можуть бути визначені з напружено-деформованого стану дроту, який із схематизованої діаграми можна звести до виду [9]:

$$\sigma_x = \begin{cases} E\varepsilon_x & (\varepsilon_x < \varepsilon_m); \\ \sigma_m & (\varepsilon_x \geq \varepsilon_m); \end{cases} \quad (8)$$

$$\tau_{xt} = \begin{cases} G\gamma_{xt} & (\gamma_{xt} < \gamma_m); \\ \tau_m & (\gamma_{xt} \geq \gamma_m); \end{cases} \quad (9)$$

де σ_m , τ_m – відповідно межі текучості матеріалу дроту при розтягуванні і зсуві; ε_m , γ_m – відповідно деформації розтягу та кутова, що відповідають межі текучості; E , G – модулі пружності відповідно першого та другого роду.

У даному випадку, для низьковуглецевих сталей, з яких виготовляється дріт, лінійне зміцнення матеріалу (ефект Баушингера) при деформуванні можна не враховувати [10].

Визначення згинального і крутного моментів у перерізі дроту слід здійснювати, скориставшись припущеннями:

- попередня пружно-пластична деформація є глибокою, щоб для пластичної зони були вірні гіпотези плоских перерізів і прямих радіусів;
- розвантаження відбувається за лінійним законом.

Для дроту круглого перерізу, що зігнутий опуклістю вгору так, що волокна у верхньому напівперерізі розтягнуті, і закручений проти руху стрілки годинника, при попередньому деформуванні лінійна деформація при згинанні та кутова деформація при крученні відповідно рівні

$$\varepsilon_x = \chi\rho \sin \varphi, \quad (10)$$

$$\gamma_{xt} = \rho\theta', \quad (11)$$

де ρ , ψ – полярні координати точок перерізу, причому кут відраховується від осі n (рис. 5).

Тоді, згідно з умовами (8) і (9), переріз дроту буде розподілений на дві частини (пружну і пластичну).

Пружне ядро в даному випадку (рис. 5) деформування матиме форму еліпса, півосі a_m та b_m якого можна знайти з формул:

$$a_m = \frac{\sqrt{3}\varepsilon_m}{\theta}; \quad (12)$$

$$b_m = \frac{\varepsilon_m}{\sqrt{\chi^2 + \frac{1}{3}\theta'^2}}. \quad (13)$$

Межа пружної зони, визначена з умови пластичності Мізеса – Генки [8], має вигляд

$$\rho_m = \frac{a_m b_m}{\sqrt{a_m^2 \sin^2 \psi + b_m^2 \cos^2 \psi}}, \quad (0 \leq \psi \leq 2\pi). \quad (14)$$

Або, враховуючи (12) та (13), формулу (14) можна записати у вигляді

$$\rho_m = \frac{\varepsilon_m}{\sqrt{\chi^2 \sin^2 \psi + \frac{1}{3} \theta'^2}}. \quad (15)$$

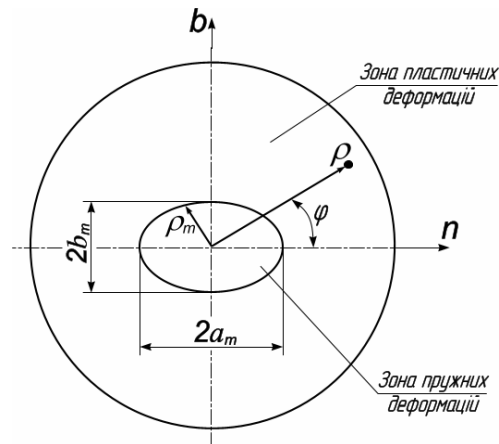


Рисунок 5 – Схема для визначення пружної зони в перерізі дроту

Зважаючи на нерівномірність виникнення деформацій у перерізі дроту, при визначенні напружень слід врахувати глибину пластичних деформацій. Дану умову можна врахувати, використовуючи наступну формулу [9]

$$\nu = 1 + \frac{\varepsilon_{nl}}{\varepsilon_{np}} = \frac{\varepsilon_i}{\varepsilon_m} = \frac{\rho}{\rho_m} = \frac{\rho}{\varepsilon_m} \sqrt{\chi^2 \sin^2 \varphi + \frac{1}{3} \theta'^2}, \quad (16)$$

де ν – функція глибини пластичних деформацій; ε_i – інтенсивність деформацій.

З урахуванням даних викладок нормальні напруження в перерізі становлять

$$\sigma_x = \begin{cases} E\chi\rho \sin \varphi, & (\rho \leq \rho_m); \\ \frac{1}{\nu} E\chi\rho \sin \varphi = E\chi\rho_m \sin \varphi, & (\rho \geq \rho_m), \end{cases} \quad (17)$$

а дотичні напруження

$$\tau_{xt} \begin{cases} G\rho\theta', & (\rho \leq \rho_m); \\ \frac{1}{\nu} G\rho\theta' = G\rho_m\theta', & (\rho \geq \rho_m). \end{cases} \quad (18)$$

Згинаючий момент в перерізі можна знайти за формулою

$$M_b = \frac{b_m \chi \sigma_m}{2} \left(\frac{d^3 \theta'^2}{9 \varepsilon_m \chi} \left[\Pi\left(\frac{\pi}{2}, r^2, r\right) - F\left(\frac{\pi}{2}, r\right) \right] - \frac{\pi b_m^2}{\sqrt{3} \theta'} \right), \quad (19)$$

а формулу для крутного моменту можна записати у вигляді

$$M_t = \frac{G\theta' b_m}{6} \left[d^3 F\left(\frac{\pi}{2}, r\right) - \frac{3\pi a_m b_m^2}{2\theta} \left(\chi^2 + \frac{2}{3} \theta'^2 \right) \right], \quad (20)$$

де $F(\frac{\pi}{2}, r)$ – повний еліптичний інтеграл першого роду; $\Pi(\frac{\pi}{2}, r^2, r)$ – повний еліптичний інтеграл третього роду в формі Лежандра; $r = \frac{\chi b_m}{\varepsilon_m}$ – модуль інтеграла [7].

Розрахувавши дані моменти при різних кутах скручування, а отже, і при різних параметрах скрутки, отримаємо наступні графіки зміни згинаючого та крутного моментів (рис. 6).

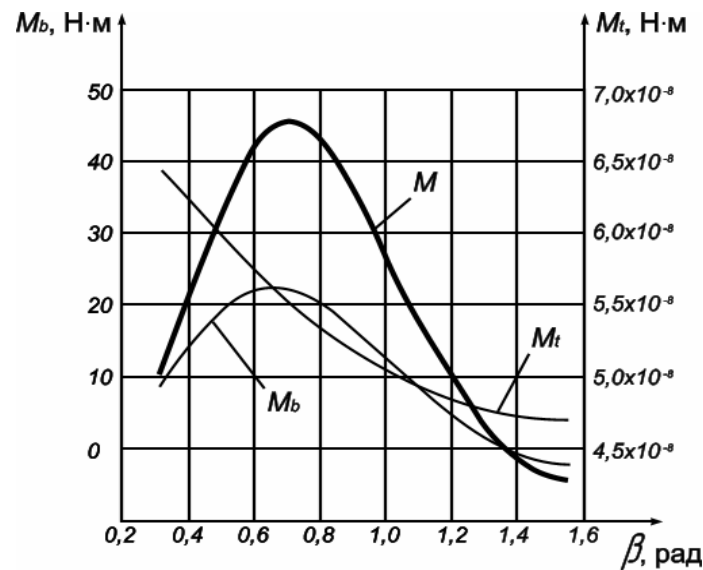


Рисунок 6 – Залежність технологічного моменту в дроті від кута скручування

Моменти M_b і M_t , а також поперечна сила Q_b (рис. 7) створюють відносно осі скрутки технологічний крутний момент, який називається моментом пружної віддачі [6]. Його величину можна отримати як суму моментів цих силових факторів відносно осі скрутки

$$M_{mex} = 2(M_b \sin \beta + M_t \cos \beta - Q_b r \cos \beta) . \quad (21)$$

Виразивши Q_b з рівнянь (7), підставивши χ та k з (1), отримаємо

$$M_{mex} = 2((1 + \cos^2 \beta)M_b \sin \beta + (1 - \sin^2 \beta)M_t \cos \beta) . \quad (22)$$

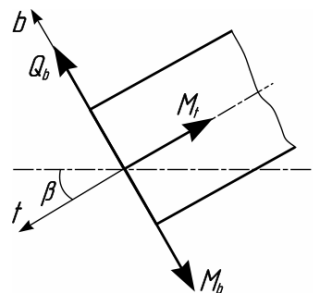


Рисунок 7 – Схема силових факторів, що створюють технологічний момент при скручуванні дроту

Висновки та перспективи подальших досліджень. Аналізуючи дані графіки, можна зробити висновок, що крутний момент, який виникає в процесі скручування дроту, малий у порівнянні зі згинаючим. Досліджуючи графік, видно, що функція технологічного моменту при куті скручування $0 \leq \beta \leq \pi/2$ є випуклою, а його величина починає спадати, коли кут β стає більшим за 0,7 рад, що визначає його межі при геометричному розташуванні крутильних пар механізму з'єднання дротин у вічко при обґрунтуванні конструктивних параметрів машини.

ЛІТЕРАТУРА

1. Деклараційний патент на винахід України № 3375, МКИ В 21 F 27/02. Пристрій для виготовлення кручених металевих сіток / О.С. Медвідь (UA), В.С. Гавриш (UA), С.Х. Медвідь (UA); заявл. 03.02.04; опубл. 15.11.01, Бюл. №1.
2. Малиновський В.А. Сталеві канати. Ч. 1. Деякі питання технології, розрахунку та проектування / В.А. Малиновський. – Одеса: Астропринт, 2001. – 188 с.
3. Глушко М.Ф. Стальные подъемные канаты / М.Ф. Глушко. – К., 1966. – 328 с.
4. Светлицкий В.А. Механика стержней: учеб. для втузов: в 2-х ч. Ч. 1. Статика / В.А. Светлицкий. – М.: Высш. шк., 1987. – 320 с.
5. Попов Е.П. Теория и расчет гибких упругих стержней / Е.П. Попов. – М.: Наука, 1986. – 296 с.
6. Пахаренко В.Л. Изыскание и обоснование основных параметров машины для изготовления габрионных сеток: автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук / В.Л. Пахаренко. – Ровно, 1987. – 187 с.
7. Корн Г. Справочник по математике: для науч. работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн. – М.: Наука, 1973. – 832 с.
8. Ильюшин А.А. Пластичность / А.А. Ильюшин. – М.: ОГИЗ, 1948. – 377 с.
9. Малинин Н.Н. Прикладная теория пластичности и ползучести: учебник для студентов втузов / Н.Н. Малинин. – М.: Машиностроение, 1968. – 400 с.
10. Слоним А.З. Машины для правки листового и сортового материала / А.З. Слоним, А.Л. Сонин. – М.: Машиностроение, 1975. – 208 с.