

УДК 621.825

DOI: 10.15276/pidtt.1.60.2019.03

Проценко В. О.

ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ ПАЛЬЦІВ ЗАТИСКНИХ МЕХАНІЗМІВ ДЛЯ ЗАКРІПЛЕННЯ КАНАТІВ

***Анотація.** Наведено результати теоретичних досліджень напруженого стану деталей затискних механізмів для закріплення сталевих канатів. Розроблено основи розрахунку на міцність пальців затискних механізмів. Представлені розрахункові моделі побудовані з позицій забезпечення рівномірності пальців на згин, кручення та розтяг і закріплюваного каната на зріз. Виходячи зі співвідношення механічних властивостей матеріалів закріплюваного каната та пальця отримано графіки для вибору розмірів пальців затискних механізмів в залежності від діаметра закріплюваного каната. Отримані компактні рекомендації дозволяють суттєво спростити конструювання затискних механізмів для закріплення сталевих канатів.*

***Ключові слова:** муфта, канат, напруження, розрахунок, конструювання.*

Вступ. Вибір оптимальних з точки зору ресурсозбереження параметрів деталей машин може бути джерелом значного резерву зниження витрат на їх виготовлення та експлуатацію, а відтак є важливим завданням для сучасного машинознавства. Тому розроблення основ раціонального конструювання деталей машин є ключем до зниження собівартості і може бути виконане зокрема за рахунок забезпечення їх рівномірності.

Постановка задачі. Для пальців затискних механізмів, що реалізують закріплення каната за рахунок пере тискання його в отворах чи пазах рухомих та нерухомих деталей затискних механізмів на попередніх етапах розроблення цих конструкцій були використані достатньо грубі припущення, що вносили в конструкцію пальців завищені запаси і відповідно не сприяли економічності. Вивчення механізму закріплення канатів [1] дає резерв для уточнення оцінки напруженого стану пальців та отримати основні співвідношення для їх раціонального конструювання, що і становить мету даної роботи.

Виклад основного матеріалу. Рівномірність пальців і канатів вважатимемо забезпеченою, якщо при досягненні, за рахунок затиску, в канаті напружень рівня границі міцності на зріз $\tau_{взрк}$, напруження у деталях затискних механізмів не повинні перевищувати границі теку

© Проценко В. О., 2019

чості σ_{mn} їх матеріалу для забезпечення можливості їх повторного використання навіть за перевищення границі міцності і зрізання каната під час його закріплення.

Для цього на попередньому етапі визначимо силу, яка повинна бути прикладена до каната для його зрізання (з урахуванням раніше отриманого співвідношення $\tau_{взрк}/\sigma_{вк} \approx 0,4$)

$$F_{зр} = 2A_{\Sigma}\tau_{взрк} = 0,8A_{\Sigma}\sigma_{вк}, \quad (1)$$

де $\sigma_{вк}$ - границя міцності канатного дроту.

Сумарна площа дротин може бути визначена через діаметр каната d_k

$$A_{\Sigma} = \frac{\pi d_k^2}{4} \psi_3, \quad (2)$$

де ψ_3 - коефіцієнт заповнення дротом перерізу каната.

Для більшості канатів, що використовуються для піднімально транспортних машин $\psi_3 = 0,40 \dots 0,48$. Приймаючи в запас міцності $\psi_3 = 0,5$, з урахуванням (2), перетворимо вираз (1)

$$F_{зрк} = 0,3d_k^2\sigma_{вк}. \quad (3)$$

На першому етапі визначимо основні розміри пальців затискних механізмів в залежності від діаметра каната, який ними закріплюється. Одразу введемо новий параметр - коефіцієнт діаметра пальця відносно діаметра каната $\psi_{nk} = d_n/d_k$. Звідки діаметр пальця, виражений в діаметрах каната становитиме $d_n = \psi_{nk}d_k$.

Умовою рівноміцності каната на зріз та пальця на відсутність пластичних деформацій буде рівність зусиль зрізу каната $F_{зрк}$ та пружної деформації пальця $F_{он}$

$$F_{зат} = F_{зрк} = F_{он}. \quad (4)$$

Визначимо раціональну величину коефіцієнта ψ_{nk} в залежності від співвідношення механічних властивостей матеріалу канатного дроту та пальця.

Для цього розглянемо напружений стан пальця із пазом під установку каната. У небезпечному перерізі I-I (рис. 1) палець сприйматиме сумісну дію розтягу силою $F_{зат}$, згину моментом $M_{зг} = 0,5d_k F_{зат}$ та кручення моментом тертя T_n в нарізі, що викликать в небезпечній зоні AB еквівалентні напруження σ_{En} (5), які у рівномірній конструкції не повинні перевищувати границю текучості матеріалу пальця σ_{mn} . Еквівалентні напруження обчислюватимемо за четвертою теорією міцності [2], де з урахуванням викладеного, матимемо систему (5).

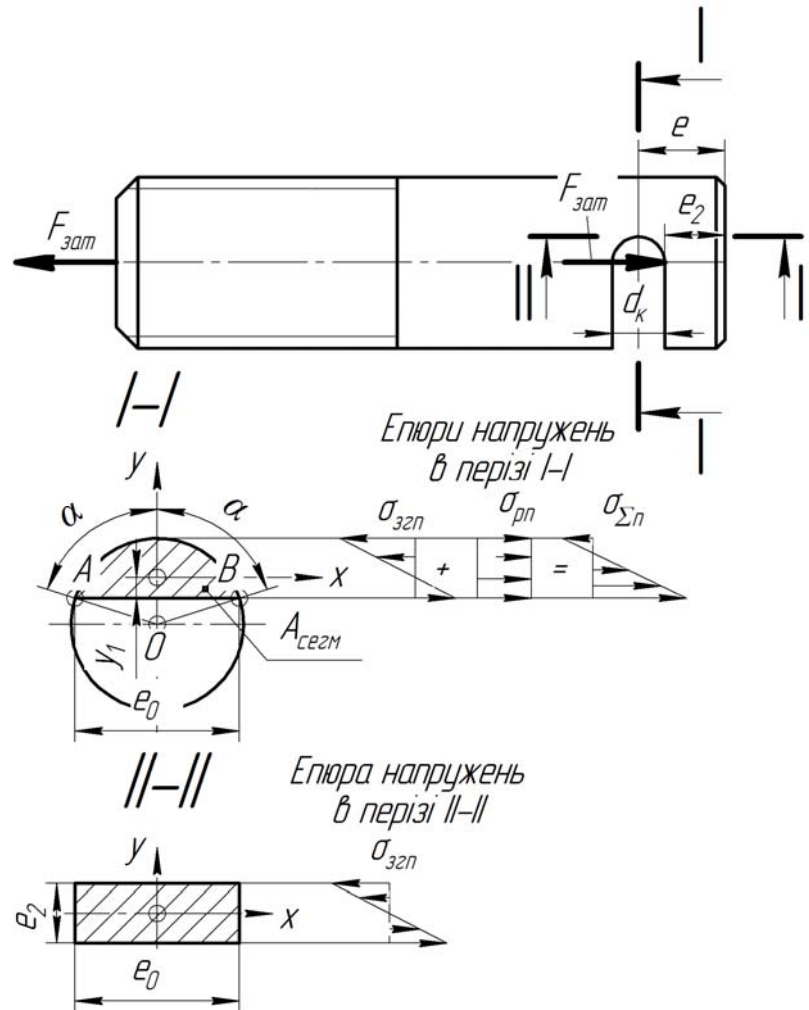


Рисунок 1 – Розрахункова схема пальця з поперечним пазом під установку каната

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{pn} = \frac{F_{зам}}{A_{сегм}}; \\ \sigma_{зпн} = \frac{0,5d_k F_{зам} y_1}{I_x} = \frac{0,5d_k F_{зам}}{W_x}; \\ \tau_{крп} = \frac{T_n}{W_{кр}}; \\ \sigma_{En} = \sqrt{\sigma_{\Sigma n}^2 + 3\tau_{крп}^2} = \sqrt{(\sigma_{pn} + \sigma_{зпн})^2 + 3\tau_{крп}^2}. \end{array} \right. \quad (5)$$

Площа сегменту становить (рис. 1) [3]

$$A_{сегм} = \frac{d_n^2}{8} (2\alpha - \sin 2\alpha). \quad (6)$$

$$\sin \alpha = \frac{\sqrt{d_n^2 - d_\kappa^2}}{d_n} = \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}}; \quad (7)$$

$$\cos \alpha = \frac{0,5d_\kappa}{0,5d_n} = \frac{1}{\psi_{нк}}; \quad (8)$$

$$\sin 2\alpha = \sin \alpha \cos \alpha = 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2}; \quad (9)$$

$$2\alpha = \arcsin \left[2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2} \right]. \quad (10)$$

Тоді

$$A_{сезм} = \frac{\psi_{нк}^2 d_\kappa^2}{8} \cdot \left[\arcsin \left[2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2} \right] - 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2} \right]. \quad (11)$$

А напруження розтягу (з урахуванням (3))

$$\begin{aligned} \sigma_{pn} &= \frac{8F_{зат}}{\psi_{нк}^2 d_\kappa^2 \left[\arcsin \left[2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2} \right] - 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2} \right]} = \\ &= \frac{2,4\sigma_{вк}}{\psi_{нк}^2 \left[\arcsin \left[2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2} \right] - 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2} \right]}. \end{aligned} \quad (12)$$

У системі (5) момент інерції перерізу I_x та відстань y_l від нейтральної осі до небезпечної зони AB , де будуть діяти максимальні сумарні напруження, обчислюватимуться за виразами (13), (14) [3]

$$\begin{aligned} I_x &= \frac{d_n^4}{128} \left[2\alpha - \sin 2\alpha + 4 \cos \alpha \sin^3 \alpha \right] = \\ &= \frac{\psi_{нк}^4 d_\kappa^4}{128} \left[\arcsin \left[2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2} \right] - 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2} + \frac{4}{\psi_{нк}} \left(\frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}} \right)^3 \right] = \\ &= \frac{\psi_{нк}^4 d_\kappa^4}{128} \cdot Y; \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned}
 y_x &= \frac{d_n}{2} \left[\frac{4}{3} \cdot \frac{\sin^3 \alpha}{2\alpha - \sin 2\alpha} - \cos \alpha \right] = \\
 &= 0,5\psi_{nk} d_k \left[\frac{4}{3} \cdot \frac{\left(\frac{\sqrt{\psi_{nk}^2 - 1}}{\psi_{nk}} \right)^3}{\arcsin \left[2 \frac{\sqrt{\psi_{nk}^2 - 1}}{\psi_{nk}^2} \right] - 2 \frac{\sqrt{\psi_{nk}^2 - 1}}{\psi_{nk}^2}} - \frac{1}{\psi_{nk}} \right] = \\
 &= 0,5\psi_{nk} d_k Z.
 \end{aligned} \tag{14}$$

Із застосуванням (13) та (14) отримаємо вираз для моменту опору згину сегментного перерізу пальця відносно осі x у наступному вигляді

$$\begin{aligned}
 W_x &= \frac{I_x}{y_1} = \frac{Y}{128} \psi_{nk}^4 d_k^4 \cdot \frac{1}{0,5\psi_{nk} d_k Z} = \frac{\psi_{nk}^3 d_k^3}{64} \cdot \frac{Y}{Z} = \\
 &= \frac{\psi_{nk}^3 d_k^3}{64} \cdot \left[\arcsin \left[2 \frac{\sqrt{\psi_{nk}^2 - 1}}{\psi_{nk}^2} \right] - 2 \frac{\sqrt{\psi_{nk}^2 - 1}}{\psi_{nk}^2} + \frac{4}{\psi_{nk}} \left(\frac{\sqrt{\psi_{nk}^2 - 1}}{\psi_{nk}} \right)^3 \right] \cdot \\
 &\quad \left[\frac{4}{3} \cdot \frac{\left(\frac{\sqrt{\psi_{nk}^2 - 1}}{\psi_{nk}} \right)^3}{\arcsin \left[2 \frac{\sqrt{\psi_{nk}^2 - 1}}{\psi_{nk}^2} \right] - 2 \frac{\sqrt{\psi_{nk}^2 - 1}}{\psi_{nk}^2}} - \frac{1}{\psi_{nk}} \right].
 \end{aligned} \tag{15}$$

Використовуючи вирази (3) та (15), отримаємо (16).

$$\begin{aligned}
 \sigma_{згн} &= \frac{0,15d_k^3 \sigma_{вк}}{W_x} = \\
 &= 9,6\sigma_{вк} \left[\frac{4}{3} \cdot \frac{\left(\frac{\sqrt{\psi_{nk}^2 - 1}}{\psi_{nk}} \right)^3}{\arcsin \left[2 \frac{\sqrt{\psi_{nk}^2 - 1}}{\psi_{nk}^2} \right] - 2 \frac{\sqrt{\psi_{nk}^2 - 1}}{\psi_{nk}^2}} - \frac{1}{\psi_{nk}} \right] \cdot \\
 &= \frac{\psi_{nk}^3 \left[\arcsin \left[2 \frac{\sqrt{\psi_{nk}^2 - 1}}{\psi_{nk}^2} \right] - 2 \frac{\sqrt{\psi_{nk}^2 - 1}}{\psi_{nk}^2} + \frac{4}{\psi_{nk}} \left(\frac{\sqrt{\psi_{nk}^2 - 1}}{\psi_{nk}} \right)^3 \right]}{\psi_{nk}^3 \left[\arcsin \left[2 \frac{\sqrt{\psi_{nk}^2 - 1}}{\psi_{nk}^2} \right] - 2 \frac{\sqrt{\psi_{nk}^2 - 1}}{\psi_{nk}^2} + \frac{4}{\psi_{nk}} \left(\frac{\sqrt{\psi_{nk}^2 - 1}}{\psi_{nk}} \right)^3 \right]}.
 \end{aligned} \tag{16}$$

Момент тертя в нарізі обчислюватимемо за відомою [4] формулою

$$T_H = 0,5d_2 \operatorname{tg}(\psi + \rho) F_{зам}, \tag{17}$$

де $d_2 \approx 0,9d_n$ - середній діаметр нарізі хвостовика пальця із урахуванням того, що зовнішній діаметр метричної нарізі нормального кроку вибраний рівним зовнішньому діаметру пальця ($d = d_n$);

$(\psi + \rho)$ - сума кутів підйому гвинтової лінії нарізі та тертя (при сталевих пальці та гайці коефіцієнті тертя в нарізі $f = 0,15$ $(\psi + \rho) \approx 9^\circ$ при $f = 0,05$ $(\psi + \rho) \approx 6^\circ$).

Після підстановки (3) у (17) та перетворень отримаємо вираз для моменту тертя в нарізі

$$T_n = 0,135d_k^3 \psi_{нк} \operatorname{tg}(\psi + \rho) \sigma_{вк}. \quad (18)$$

Напруження кручення обчислюватимемо за відомими співвідношеннями для некруглих стрижнів [2]

$$\tau_{крп} = \frac{T_n}{W_{кр}}, \quad (19)$$

де $W_{кр}$ - момент опору сегментного перерізу пальця крученню.

Для обчислення моменту опору крученню сегментного перерізу виконаємо заміну сегмента кола з центром у точці O на напівеліпс з центром у точці O_1 (рис. 2).

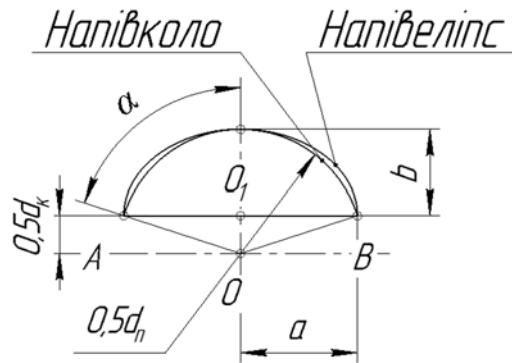


Рисунок 2 – Схема для обчислення моменту опору крученню перерізу пальця

Для такого перерізу момент опору крученню обчислюється за виразом [5]

$$W_{кр} = b^4 \frac{16 \left(\frac{a}{b}\right)^3}{18\pi a \left[\left(\frac{a}{b}\right)^2 + 1\right]}. \quad (20)$$

З рис. 2 можна отримати вирази для напівосей еліпса

$$b = 0,5(d_n - d_k) = 0,5d_k(\psi_{нк} - 1). \quad (21)$$

$$a = AO_1 = \sqrt{0,25d_n^2 - 0,25d_k^2} = 0,5d_k \sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}. \quad (22)$$

Тоді момент опору перерізу крученню

$$W_{кр} = (0,5d_{\kappa}(\psi_{нк} - 1))^4 \frac{16 \left(\frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{(\psi_{нк} - 1)} \right)^3}{9\pi d_{\kappa} \sqrt{\psi_{нк}^2 - 1} \left[\left(\frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{(\psi_{нк} - 1)} \right)^2 + 1 \right]} =$$

$$= d_{\kappa}^3 \frac{(\psi_{нк} - 1)^4 \left(\frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{(\psi_{нк} - 1)} \right)^3}{9\pi \sqrt{\psi_{нк}^2 - 1} \left[\left(\frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{(\psi_{нк} - 1)} \right)^2 + 1 \right]}.$$
(23)

Напруження кручення від моменту тертя в нарізі становитимуть

$$\tau_{крп} = \frac{0,135\psi_{нк} \operatorname{tg}(\psi + \rho) \sigma_{вк} \cdot \left(9\pi \sqrt{\psi_{нк}^2 - 1} \left[\left(\frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{(\psi_{нк} - 1)} \right)^2 + 1 \right] \right)}{2(\psi_{нк} - 1)^4 \left(\frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{(\psi_{нк} - 1)} \right)^3}.$$
(24)

Підставляючи отриманий вираз (24) у систему (5) і з урахуванням (12) та (16), після перетворень та прирівняння еквівалентних напружень σ_{En} до напружень текучості матеріалу пальця σ_{mn} отримаємо вираз (25).

Графік залежності (25) наведений на рис. 3 для співвідношень $\sigma_{вк}/\sigma_{mn} = 1...5$. Таке співвідношення напружень вибрано з наступних міркувань. На сьогодні випускаються канати з маркерувальною групою до $\sigma_{вк} = 2160$ МПа (в Україні до $\sigma_{вк} = 1770$ МПа). При затиску таких канатів пальцями, виготовленими, наприклад, із загартованої сталі 45 з границею текучості близько $\sigma_{mn} = 460$ МПа отримаємо верхню границю співвідношення $\sigma_{вк}/\sigma_{mn} = 2160/460 = 4,69 \approx 5$. Нижня границя $\sigma_{вк}/\sigma_{mn} = 1$ може бути досягнута при застосуванні для виготовлення пальців високоміцних загартованих сталей та канатів із маркерувальними групами 1370 МПа, 1470 МПа, що також може мати місце на практиці.

$$\frac{\sigma_{\psi_k}}{\sigma_{En}} = \left[\frac{\psi_{nk}^2 \left[\arcsin \left[2 \frac{\sqrt{\psi_{nk}^2 - 1}}{\psi_{nk}^2} \right] - 2 \frac{\sqrt{\psi_{nk}^2 - 1}}{\psi_{nk}^2} \right]^2 + 9,6 \frac{4}{3} \frac{\left(\frac{\sqrt{\psi_{nk}^2 - 1}}{\psi_{nk}} \right)^3}{\arcsin \left[2 \frac{\sqrt{\psi_{nk}^2 - 1}}{\psi_{nk}^2} \right] - 2 \frac{\sqrt{\psi_{nk}^2 - 1}}{\psi_{nk}^2} - \frac{1}{\psi_{nk}}} + \psi_{nk}^3 \left[\arcsin \left[2 \frac{\sqrt{\psi_{nk}^2 - 1}}{\psi_{nk}^2} \right] - 2 \frac{\sqrt{\psi_{nk}^2 - 1}}{\psi_{nk}^2} + \frac{4}{\psi_{nk}} \left(\frac{\sqrt{\psi_{nk}^2 - 1}}{\psi_{nk}} \right)^3 \right]^2 + 3 \frac{\left[0,135 \psi_{nk} \operatorname{tg}(\psi + \rho) \cdot \left(9\pi \sqrt{\psi_{nk}^2 - 1} \left[\left(\frac{\sqrt{\psi_{nk}^2 - 1}}{\psi_{nk} - 1} \right)^2 + 1 \right] \right)^2}{(\psi_{nk} - 1)^4 \left(\frac{\sqrt{\psi_{nk}^2 - 1}}{\psi_{nk} - 1} \right)^3} \right]^2}{\psi_{nk}^3 \left[\arcsin \left[2 \frac{\sqrt{\psi_{nk}^2 - 1}}{\psi_{nk}^2} \right] - 2 \frac{\sqrt{\psi_{nk}^2 - 1}}{\psi_{nk}^2} + \frac{4}{\psi_{nk}} \left(\frac{\sqrt{\psi_{nk}^2 - 1}}{\psi_{nk}} \right)^3 \right]^3} \right]^{-1} \quad (25)$$

Для зменшення діаметра пальця треба для їх виготовлення використовувати сталі із границею текучості максимально наближеною до маркерувальної групи каната. У випадку застосування розвантажених від кручення пальців та мінімізації тертя у нарізі, діаметр пальців можна суттєво зменшити.

У випадку оснащення пальця діаметром d_n відкритим пазом шириною d_k (рис. 1) необхідно забезпечити рівномірність каната на зріз та пальця на згин також у небезпечному перерізі II-II напруженнями $\sigma_{згн}$, що не повинні досягти границі текучості σ_{mn} матеріалу пальця. При цьому умова міцності

$$\sigma_{згн} = \frac{0,5 F_{зат} d_k}{W_x} \leq [\sigma_{згн}]. \quad (26)$$

Умовою рівномірності буде вираз (27) при допущенні $F_{зат} = F_{зрк}$ та $\sigma_{згн} = \sigma_{mn}$

$$\sigma_{mn} = \frac{0,5 d_k \cdot 0,3 d_k^2 \sigma_{\psi_k} \cdot 6}{e_0 e_2^2}. \quad (27)$$

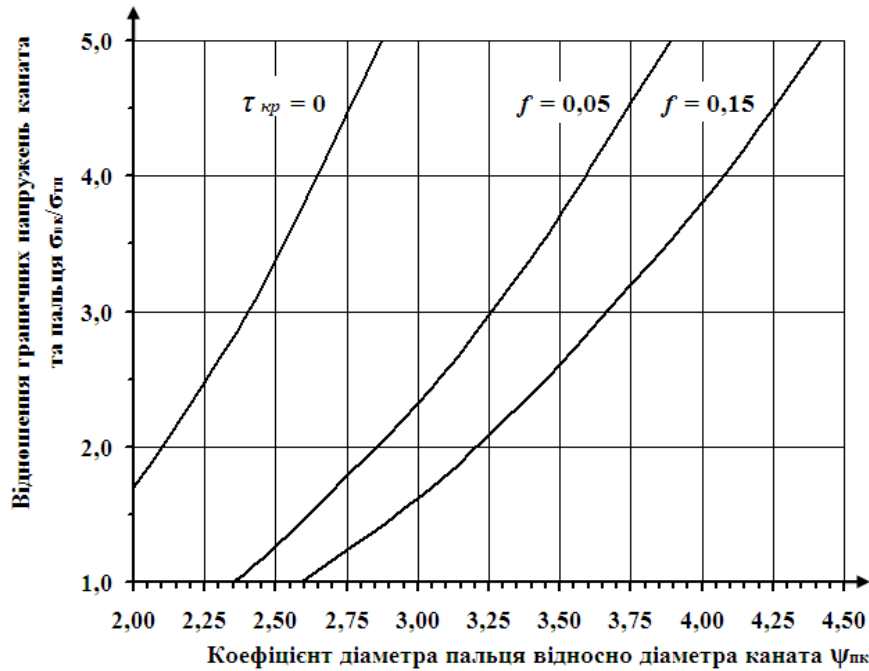


Рисунок 3– Графік залежності коефіцієнта $\psi_{нк}$ від співвідношення напружень $\sigma_{вк}/\sigma_{мн}$ для пальців з поперечними пазами

Після перетворень, отримаємо

$$e_2 \geq d_k \sqrt{\frac{0,9}{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}} \cdot \frac{\sigma_{вк}}{\sigma_{мн}}}; \quad (28)$$

$$e \geq e_2 + 0,5d_k = d_k \left[\sqrt{\frac{0,9}{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}} \cdot \frac{\sigma_{вк}}{\sigma_{мн}}} + 0,5 \right]. \quad (29)$$

Для отримання конкретних значень відстані e , підставимо у рівняння (29) $\sigma_{вк} = 2160$ МПа та $\sigma_{мн} = 500$ МПа при $\psi_{нк} = 3,5$. Для таких умов розрахунок дає значення $e \geq 1,56d_k$. Таким чином, при конструюванні пальців з пазами можна приймати $e = 2d_k$, забезпечуючи при цьому запас міцності.

Таким чином, отримані результати дозволяють виконувати науково обґрунтоване проектування затискних механізмів для закріплення сталевих канатів, зокрема у муфтах, і мають практичне значення, оскільки за рахунок побудованих графіків та співвідношень розмірів дозволяють суттєво спростити процес конструювання деталей затискних механізмів.

Список використаної літератури

1. Проценко В.О. Дослідження закріплення канатів затискними елементами муфт / В.О. Проценко, М.В. Бабій, О.Ю. Клементьєва // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». – 2016. – № 838: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – С. 84-92.
2. Шваб'юк В.І. Опір матеріалів / В.І. Шваб'юк. – К.: Знання, 2016. - 398 с.
3. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. - К.: Наук. думка, 1988. - 736 с.
4. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.
5. Лехницкий С.Г. Кручение анизотропных и неоднородных стержней / С.Г. Лехницкий. - М.: Наука, 1971. - 240 с.

BASES OF FASTENING FITTINGS FOR POSITIVE MECHANISMS FOR CLOSURE OF BATHROOMS
Protsenko V. O.

Annotation. The results of theoretical studies stressed state of clamping elements for fixing steel ropes are presented in the article. The basis for calculating the strength of the clamping elements pins has been developed. The presented calculation models are constructed from the point of providing equal strength of the fingers for bending, twisting and stretching and a rope for cutting. Based on the ratios of the mechanical properties of the fixed rope and pin materials, were obtained graphs for the selection of finger sizes depending on the diameter of the fixed rope. The obtained compact recommendations make it possible to simplify considerably the construction of clamping mechanisms for fixing steel ropes.

Keywords: coupling, rope, tension, calculation, designing.