

УДК 629.113-592

DOI: 10.18372/0370-2197.3(108).20446

Д. Ю. ЖУРАВЛЬОВ¹, М. В. КІНДРАЧУК², В. Я. ВАСИЛИШИН¹,
Є. Ю. АНДРЕЙЧИКОВ¹, О. С. БУРАВА¹, О. О. ВАСИЛИШИН¹

¹Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Україна

²Державний університет «Київський авіаційний інститут», Україна

ДИНАМІКА ПАР ТЕРТЯ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА

На основі обчислювального експерименту, який стосується динаміки фрикційної взаємодії обода шківів з системою накладок, розташованих за різними компоновальними схемами на гілках стрічки в стрічково-колодковому гальмі бурової лебідки отримані наступні результати досліджень. Встановлено умову динамічної рівноваги гнучкої гальмової стрічки з накладками контактуючими з ободом шківів при різних схемах їх розміщення на стрічці. Доведено, що при рівномірному розташуванні накладок імпульсні питомі навантаження у бік набігаючої гілки стрічки збільшуються в 1,5 – 3,0 рази ніж у бік збігаючої гілки стрічки. З метою забезпечення рівномірного розподілу імпульсних питомих навантажень уздовж дуги контакту мікроступів пар тертя запропоновано метод визначення значень кутів розташування накладок та їх робочих площ на гілках стрічки. Отримано рекурентні залежності для обчислення кутів розташування накладок та їх площі, а отже, і кількості. Це дозволило на гілках стрічки квазівирівняти імпульсні питомі навантаження в парах тертя, і як наслідок, зношування робочих поверхонь накладок.

Ключові слова: стрічково-колодкове гальмо, пара тертя, гальмовий шків, фрикційна накладка, гілки стрічки, схеми компоновки накладки.

Вступ. Стрічково-колодкове гальмо є багатопарною системою, в якій є багато гальмових пристроїв (ділянка стрічки - накладка - ділянка обода шківів). Ділянка стрічки має набігаючи і збігаючи гілку, а накладка і обід шківів набігаючи і збігаючи поверхні. При цьому змінними параметрами є зусилля натягу кінців ділянок стрічок, кути обхвату накладок ділянками стрічок і динамічний коефіцієнт тертя в парах «накладка – обід шківів». При цьому виникають імпульсні питомі навантаження і гальмовий момент при різних режимах гальмування, що викликає нерівномірний знос робочих поверхонь накладок.

Аналіз літературних джерел та стан проблеми. У роботі [1] наведені теоретичні та експериментальні дослідження динаміки багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок. Отримано нові дані про працездатність багатопарних фрикційних вузлів, що мають внутрішні та зовнішні пари тертя, та проілюстровано їх переваги над традиційними фрикційними вузлами стрічково-колодкового гальма [2]. У роботі [3] проведено докладне дослідження динаміки стрічкового гальма бурової лебідки, на підставі чого наведено метод розрахунку, який дозволяє отримати рівномірний розподіл імпульсних контактних навантажень вздовж дуги обхвату накладками обода гальмового шківів зі збереженням міцностних характеристик їх матеріалів і, отже, добитись рівномірного зносу робочих поверхонь накладок.

Для вирівнювання зношування накладок кінці гілок стрічок у процесі експлуатації змінюють місцями, завдяки чому суттєво скорочується витрата

матеріалу накладок. Однак це є примітивним методом зниження зносу тому питання про підвищення надійності накладок суттєво не вирішується [4].

Енергонавантаженості пар тертя стрічково-колодкових гальм бурових лебідок присвячена робота [5]. При високому рівні енергонавантаженості, який викликаний неправильним компонуванням однакової кількості накладок на гальмовій стрічці, набігаючій і збігаючій, різко змінюється гальмовий момент через падіння динамічного коефіцієнта тертя у зв'язку з підвищенням температури на робочих поверхнях фрикційних елементів. Якщо температура поверхонь тертя перевищує допустиму для матеріалів фрикційних накладок, то спостерігається зниження ефективності гальмування, при цьому відбувається інтенсивне зношування робочих поверхонь та їх руйнування. У той же час розвиваються великі температурні градієнти на поверхні металевго елемента тертя та високі температурні напруження, які сприяють зародженню та розвитку мікротріщин, що призводять до його руйнування [6].

У роботі [7] вказано, що домогтися квазівирівнювання зносу можна тільки зміною кількості накладок і їх площ на набігаючій і збігаючій гілках стрічки і при цьому динамічний коефіцієнт тертя буде меншим в парі тертя під набігаючою гілкою стрічки, ніж під її збігаючою гілкою. У цьому випадку буде дотримано рівність в залежності Ейлера.

Визначення імпульсного нормального контактного зусилля в парах тертя при фрикційній взаємодії. Стрічково-колодкові гальма бурових лебідок мають ту особливість, що на їх стрічках встановлюються парна кількість фрикційних накладок, наприклад, 8, 10, 12, 18, 22, 26 і т.д. (див. рис. 1 а). При цьому крок накладок є постійним. Вибір парної кількості фрикційних накладок на гальмовій стрічці пояснюється тим, що перша половина від загальної кількості накладок умовно віднесена до набігаючої гілки гальмової стрічки, а друга - до збігаючої [8]. У цьому випадку коефіцієнти взаємного перекриття робочої поверхні гальмового шківa і фрикційних накладок, встановлених на набігаючій і збігаючій гілках гальмової стрічки, будуть однаковими. Однак класичне поняття однакової кількості фрикційних накладок, що знаходяться на набігаючій і збігаючій гілці, гальмової стрічки, а також однакового коефіцієнта взаємного перекриття накладок і робочої поверхні гальмового шківa в зазначених зонах втрачає сенс, якщо на гальмовій стрічці встановлювати накладки із змінним кроком (рис. 1 б) [9].

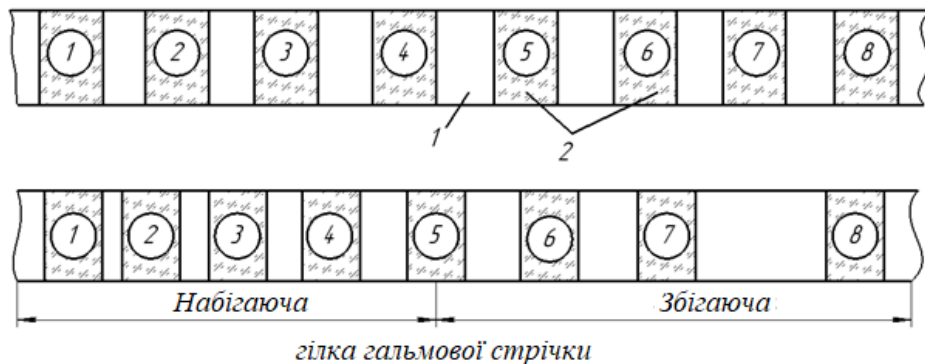


Рис. 1 а, б - Гальмова стрічка (розгорнута) модельного гальма з розташованою на ній фрикційних накладок з постійним (а) та змінним (б) кроком: 1 – гальмова стрічка; 2 – фрикційна накладка

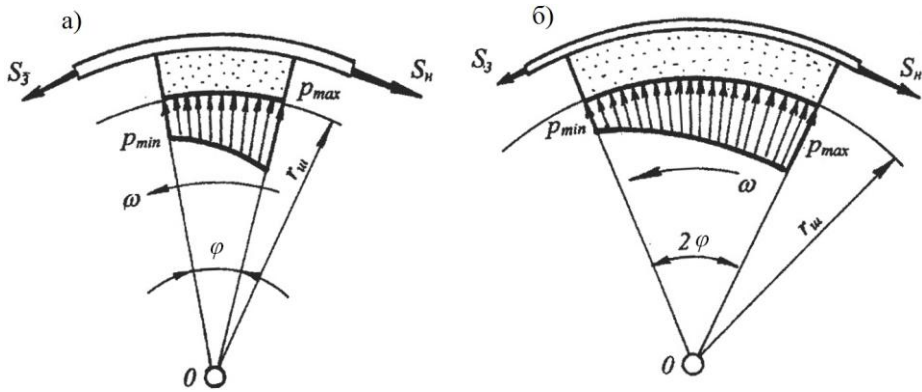


Рис. 2 а, б – Закономірності зміни імпульсних питомих навантажень у парах тертя натурного стрічково-колодкового гальма за різних кутів обхвату накладкою робочої поверхні обода гальмового шківів (а - а; б - 2а)

З рис. 2 а, б випливає, що обхват ділянками гальмової стрічки різної ширини накладок сприяє зменшенню імпульсних питомих навантажень на набігаючій і збігаючій їх поверхні.

Розглянемо контактну задачу взаємодії з обоєм шківів системи накладок, з'єднаних за допомогою вусиків із сталеву стрічкою при дії на кінцях стрічки статичних сил T_n та T_0 . Наслідуючи роботу [10], накладку замінимо точкою, а центральні кути приймемо змінними (рис. 3). Врахування змінності кутів необхідне, оскільки рівномірне розташування накладок призводить по дузі обхвату стрічкою до нерівномірного розподілу імпульсного нормального навантаження на накладках, що є причиною їхнього нерівномірного зношування [11].

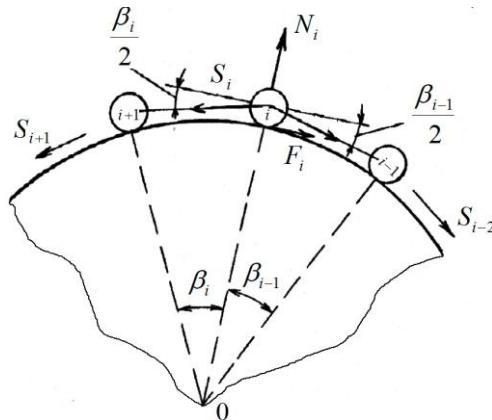


Рис. 3 – Розрахункова схема визначення натягу гальмової стрічки та імпульсного нормального контактного зусилля на поверхні обода шківів

Складемо рівняння рівноваги i -ої накладки. Позначимо через F_i та N_i силу тертя та імпульсне нормальне навантаження точки контакту зі стрічкою, через T_{i-1} , T_i та T_{i+1} сили натягу стрічки, що діють на трьох накладках уздовж хорд. Проектуємо ці сили вздовж дотичної та нормалі, отримуємо:

$$F_i = -T_{i-1} \cos \frac{\beta_{i-1}}{2} + T_i \cos \frac{\beta_i}{2}, \quad (1) \quad N_i = -T_{i-1} \sin \frac{\beta_{i-1}}{2} + T_i \sin \frac{\beta_i}{2}. \quad (2)$$

За наявності ковзання у точці контакту виконується умова тертя Кулона (f – динамічний коефіцієнт тертя);

$$F_i = fN_i. \quad (3)$$

Користуючись умовою (3), отримуємо:

$$T_i = T_{i-1} \frac{\cos \frac{\beta_{i-1}}{2} + f \sin \frac{\beta_{i-1}}{2}}{\cos \frac{\beta_{i-1}}{2} - f \sin \frac{\beta_{i-1}}{2}}. \quad (4)$$

У формулі (4) T_0 , β_0 та β_n вважаються заданими величинами. Зокрема, якщо вважати, що $\beta_0 = \beta_1 = \beta_2 = \dots = \beta_n = \beta$, то із співвідношення (4) (після виключення T_i ($i=1, 2, 3 \dots n-1$)) отримуємо аналогічну формулу в роботі [12]:

$$T_n = T_0 \left(\frac{\cos \frac{\beta}{2} + f \sin \frac{\beta}{2}}{\cos \frac{\beta}{2} - f \sin \frac{\beta}{2}} \right)^n. \quad (5)$$

При отриманні співвідношення (4) прийнято, що у всіх контактних точках накладок з ободом шківів має місце ковзання, тобто виконується умова (3).

За допомогою залежностей (3) – (5) визначають величини натягу гальмової стрічки та імпульсні нормальні навантаження на обід шківів і при цьому необхідно вибрати кути β_i таким чином, щоб навантаження по точках контакту накладок з ободом шківів були рівномірно розподілені. У цьому випадку фрикційний матеріал накладок буде використано раціональніше.

Нехай у зоні ковзання перебуває у граничному стані рівноваги k накладок, тоді у k -ій виникає над ній натяг ділянки стрічки рівне:

$$T_k = \lambda_0 \lambda_1 \lambda_2 \dots \lambda_{k-1} T_0, \quad \lambda_j = \frac{\cos \frac{\beta_{j-1}}{2} + f \sin \frac{\beta_{j-1}}{2}}{\cos \frac{\beta_j}{2} - f \sin \frac{\beta_j}{2}}. \quad (6)$$

У формулах (6) передбачається, що відомими величинами є β_0 та β_k .

Нехай виконуються такі рівності:

$$N_2 = N_3, \quad N_3 = N_4, \quad N_4 = N_5, \dots, N_{k-1} = N_k. \quad (7)$$

Користуючись умовами (7), отримаємо систему рівнянь для визначення значень кутів $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \dots, \beta_{k-1}$, використовуючи чисельні методи.

У деяких окремих випадках для знаходження вказаних невідомих можна отримати рекурентні співвідношення. З цією метою вважаємо: $\beta_{k-1} = \beta_k$. З останньої умови (7) з урахуванням (6) маємо:

$$T_{k-1} \sin \frac{\beta_{k-1}}{2} + T_{k-2} \sin \frac{\beta_{k-1}}{2} = T_{k-1} \sin \frac{\beta_{k-1}}{2} + T_k \sin \frac{\beta_k}{2},$$

звідки отримуємо рівність

$$\sin \frac{\beta_{k-2}}{2} = \lambda_{k-1} \lambda_{k-2} \sin \frac{\beta_k}{2}, \quad (8)$$

враховуючи рівності

$$\lambda_{k-1} = \frac{\cos \frac{\beta_{k-1}}{2} + f \sin \frac{\beta_{k-1}}{2}}{\cos \frac{\beta_k}{2} - f \sin \frac{\beta_k}{2}}, \quad \lambda_{k-2} = \frac{\cos \frac{\beta_{k-2}}{2} + f \sin \frac{\beta_{k-2}}{2}}{\cos \frac{\beta_{k-1}}{2} - f \sin \frac{\beta_{k-1}}{2}}$$

та вводячи нові невідомі за формулою

$$z_j = \operatorname{tg} \frac{\beta_j}{2},$$

рівняння (8) записуємо у вигляді:

$$\frac{z_{k-2}}{1 + fz_{k-2}} = \frac{1 + fz_{k-1}}{1 - fz_{k-1}} \frac{z_k}{1 - fz_k}. \quad (9)$$

За відомими величинами z_{k-1} і z_k із (9) знаходимо z_{k-2} :

$$z_{k-2} = \frac{1}{m_k p_{k-1} - f}, \quad (10)$$

де
$$m_j = \frac{1 - fz_j}{1 + fz_j}, \quad p_j = \frac{1 - fz_j}{z_j}.$$

На основі формули (10) отримуємо наступні рекурентні співвідношення

$$z_{j-2} = \frac{1}{m_j p_{j-1} - f} \quad (j = 3, 4, 5, \dots k). \quad (11)$$

Значення кутів $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4, \dots, \beta_{k-1}$ визначаємо за допомогою формули:

$$\beta_i = 2 \arctan z_i, \quad (i=1, 2, 3, \dots, k-2).$$

Величини натягу у стрічці та імпульсні питомі навантаження визначені у випадку $k = 7$, $\beta_7 = \beta_6 = 20^\circ$, $\beta_0 = 0^\circ$ для трьох значень динамічного коефіцієнта тертя: $f = 0,1$; $f = 0,3$; $f = 0,4$. Результати розрахунків для значень кутів β_i (у градусах), натяг стрічки T_i та імпульсного нормального навантаження N_i ($N_2 = N_3 = N_4 = N_5 = N_6 = N_7 = N$) наведені у табл. 1 і 2. У цих таблицях також наведені значення кута обхвата $\alpha = \beta_1 + \beta_2 + \beta_3 + \beta_4 + \beta_5 + \beta_6$ та відношення $\gamma = \frac{T_1}{T_0}$. Усі

величини T_i і N_i представимо у частках T_0 .

Результати розрахунків за розміщення накладок під стрічкою з нерівномірним кроком

Таблиця 1

f	β_1	β_2	β_3	β_4	β_5	α	γ
0.1	25.1	23.26	23.13	21.51	21.45	134.5	1.31
0.2	33.2	28.00	27.24	23.33	23.07	154.8	1.82
0.4	80.1	48.30	40.87	28.41	26.92	244.6	7.29

Таблиця 2

f	T_0	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6	T_7	N_i	N
0.1	1.00	1.04	1.09	1.13	1.18	1.22	1.26	1.31	0.22	0.45
0.2	1.00	1.11	1.22	1.34	1.46	1.58	1.70	1.82	0.32	0.61
0.4	1.00	1.97	2.69	3.62	4.48	5.43	6.33	7.29	1.26	2.36

Зміна кутів, натягу ділянок стрічки та імпульсного нормального навантаження від динамічного коефіцієнта тертя у разі рівномірного розподілу накладок уздовж дуги обхвата ($\beta_1 = \beta_2 = \beta_3 = \beta_4 = \beta_5 = \beta_6 = \beta$) за однакових відношеннях γ наведені у табл. 3 і 4.

Результати розрахунків за розміщення накладок під стрічкою з рівномірним кроком

Таблиця 3

f	T_0	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6	T_7	β°	α°
0.1	1.00	1.04	1.08	1.12	1.17	1.21	1.27	1.31	22.23	134
0.2	1.00	1.07	1.17	1.28	1.40	1.53	1.67	1.82	25.00	150
0.4	1.00	1.25	1.67	2.25	3.01	4.05	5.43	7.29	40.16	241

Таблиця 4

f	N_1	N_2	N_3	N_4	N_5	N_6	N_7
0.1	0.20	0.41	0.43	0.44	0.46	0.48	0.50
0.2	0.23	0.49	0.53	0.58	0.63	0.69	0.76
0.4	0.43	1.00	1.34	1.81	2.42	3.25	4.37

Порівнюючи результати, наведені у табл. 1 - 4, бачимо, що за заданих значеннях динамічних коефіцієнтів тертя f кута β_6 існує відношення γ , при якому реалізується схема рівноваги, де можна розташовувати на поверхні обода шків накладку як з однаковими центральними кутами так і з різними. Як показують розрахунки у другому випадку, можна вибрати ці кути таким чином, щоб у всіх точках імпульсного контакту накладок з ободом шків питоми навантаження були однаковими. При цьому значення кутів будуть зменшуватися у бік збігаючої гілки стрічки, що узгоджується з рекомендаціями роботи [2]. Крім того видно, що значення імпульсних питомих навантажень (починаючи з другої накладки) практично не залежить від динамічного коефіцієнта тертя. При рівномірному розташуванні накладок найбільше імпульсне питома навантаження виникає в точці контакту набігаючої частини поверхні накладки з ободом шків, причому із зростанням динамічного коефіцієнта тертя їх значення зростає. Розташування накладок із зменшуючим (розрахунковим) кутом може призвести до суттєвого зменшення величин зазначених імпульсних питомих навантажень. Так, наприклад, при $f = 0.4$ і $T_7 = 7.29T_0$ максимальне імпульсне питома навантаження дорівнює $4.37T_0$. Якщо задатися кутами розташування накладок зі змінним кроком на набігаючій гілці стрічки, то питома навантаження дорівнюватиме $2.36 T_0$ тобто зменшується вона приблизно у 1.85 рази.

З табл. 1 видно, що для утримання накладок у граничному динамічному рівноважному стані із ковзанням пари тертя по всій дузі обхвату α за $k = 7$, $\beta_7 = \beta_6 = 20^\circ$, $\beta_0 = 0^\circ$ й $f = 0.1$ необхідно щоб відношення $\gamma = \frac{T_7}{T_0}$ дорівнювало 1.31; при цьому кут обхвату дорівнюватиме $\alpha = 134.5^\circ$. Якщо задатися $f = 0.4$, то в цьому випадку маємо $\gamma = 7.29$, $\alpha = 244.6$. Таким чином, із зростанням динамічного коефіцієнта тертя довжина ділянки зони ковзання на дузі обхвату також збільшиться. Починаючи з деякого значення динамічного коефіцієнта тертя $f = f_*$, при відомій величині кута β_6 (в прикладі $f_*=0.5$, $\beta_6 = 20^\circ$) кут α стає більше, ніж 360° , що виявляється неможливим реалізувати даною схемою відомої рівноваги.

На рис. 4 *а, б, в, г* наведені графіки залежності значень кутів β_1 і β_2 від β_7 за $k = 7$, $\beta_0 = 0^\circ$ та різних значеннях динамічного коефіцієнта тертя f (1 – $f = 0.1$, 2 – $f = 0.3$, 3 – $f = 0.5$).

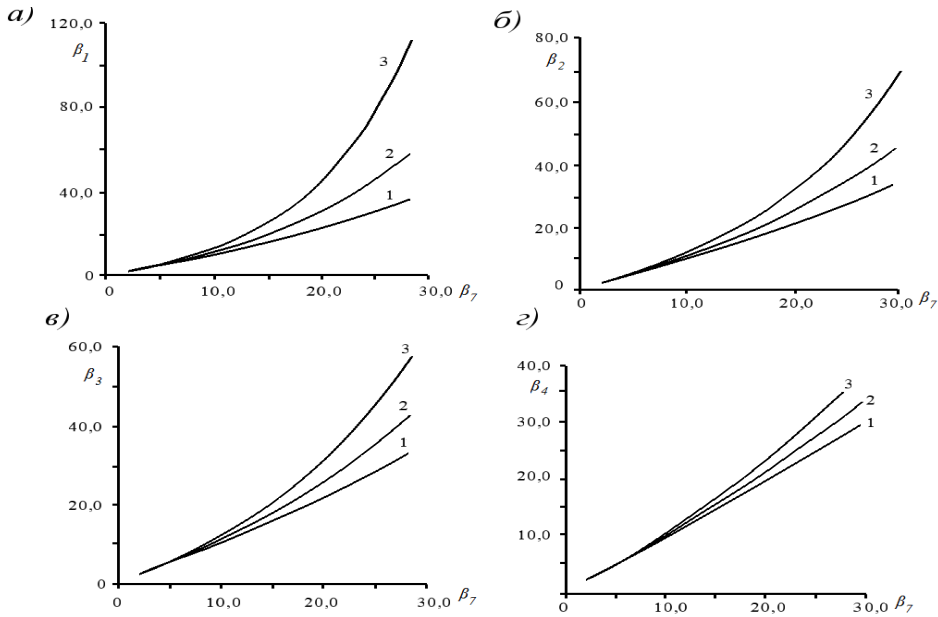


Рис. 4 а, б, в, г – Закономірності зміни значень кутів обхвату β_i від β_7 при k і β_0 , та динамічних коефіцієнтів тертя f у спряженні стрічково-колодкового гальма

З графіків видно, що зі збільшенням кута обхвату β_7 і величини f кута β_i вони також збільшуються, при цьому значне зростання мають кути β_1 і β_2 .

Таким чином, варіюючи кутами обхвату стрічкою накладок досягається збільшення їхньої робочої площі, і, отже, зменшення імпульсних питомих навантажень у парах тертя гальма.

Стрічково-колодкове гальмо з нерівномірним кроком розташування накладок під стрічкою. Як було зазначено вище, процес взаємодії накладок з поверхнею обода шківа залежить від схеми розташування накладок на поверхні контакту. За відсутності обертання шківа розташування накладок впливає на імпульсні сили тертя, що виникають у місцях контакту накладок з плямами мікроступів обода шківа, і як було встановлено, при виборі цих кутів за формулами (11) отримуємо рівномірний розподіл імпульсного питомого навантаження.

Досліджуємо динаміку гальмування у разі коли кути розташування накладок відрізняються один від одного. Дотичні (F_i) та нормальні (N_i) зусилля обчислюємо за формулами:

$$\begin{aligned}
 F_1 &= -T_0 \cos \frac{\beta_0}{2} + T_1 \cos \frac{\beta_1}{2} - mR\ddot{\varphi}, & N_1 &= T_0 \sin \frac{\beta_0}{2} + T_1 \sin \frac{\beta_1}{2} - mR\dot{\varphi}^2, \\
 F_2 &= -T_1 \cos \frac{\beta_1}{2} + T_2 \cos \frac{\beta_2}{2} - mR\ddot{\varphi}, & N_2 &= T_1 \sin \frac{\beta_1}{2} + T_2 \sin \frac{\beta_2}{2} - mR\dot{\varphi}^2, \\
 F_3 &= -T_2 \cos \frac{\beta_2}{2} + T_3 \cos \frac{\beta_3}{2} - mR\ddot{\varphi}, & N_3 &= T_2 \sin \frac{\beta_2}{2} + T_3 \sin \frac{\beta_3}{2} - mR\dot{\varphi}^2, \\
 F_k &= -T_{k-1} \cos \frac{\beta_{k-1}}{2} + T_k \cos \frac{\beta_k}{2} - mR\ddot{\varphi}, & N_k &= T_{k-1} \sin \frac{\beta_{k-1}}{2} + T_k \sin \frac{\beta_k}{2} - mR\dot{\varphi}^2,
 \end{aligned} \quad (12)$$

де k – число накладок, які ковзають по поверхні обода шківів, крім того, прийнято умову про гнучкість стрічок, що з'єднують накладки між собою.

Враховуючи умову тертя $F_j = fN_j$ ($j = \bar{1}, k$), отримуємо:

$$T_{j-1} = T_j m_j - \frac{mR(\ddot{\phi} - f\dot{\phi}^2)}{n_{j-1}}. \quad (13)$$

де $m_j = \frac{1 - fz_j}{1 + fz_j}$; $n_j = \cos \frac{\beta_j}{2} + f \sin \frac{\beta_j}{2}$, вважаючи $j = 1, 2, \dots, k$, формулу

(13) записуємо у вигляді:

$$\begin{aligned} T_0 &= T_1 m_1 - \frac{mR(\ddot{\phi} - f\dot{\phi}^2)}{n_0}, & T_2 &= T_3 m_3 - \frac{mR(\ddot{\phi} - f\dot{\phi}^2)}{n_2}, \\ T_1 &= T_2 m_2 - \frac{mR(\ddot{\phi} - f\dot{\phi}^2)}{n_1}, & T_{k-1} &= T_k m_k - \frac{mR(\ddot{\phi} - f\dot{\phi}^2)}{n_{k-1}}. \end{aligned}$$

Назва параметрів наведена нижче.

З цих рекурентних співвідношень встановлюємо залежність між T_0 і T_k :

$$T_0 = T_k m_1 m_2 \dots m_k - mR^2(\ddot{\phi} - f\dot{\phi}^2) \left[\frac{1}{n_0} + \frac{m_1}{n_1} + \frac{m_1 m_2}{n_2} + \dots + \frac{m_1 m_2 m_3 \dots m_{k-1}}{n_{k-1}} \right]. \quad (14)$$

Вважаючи $T_k = CR_\varphi$ у формулі (14) за відомого закону обертання шківів, складемо рівняння для визначення числа накладок, що взаємодіють з поверхнею обода шківів. Рівняння обертання шківів з урахуванням (14) подаємо у вигляді:

$$J\ddot{\phi} = -RF = -R \sum_{i=0}^k F_i = -CR^2 \varphi \cos \frac{\beta_k}{2} + T_0 R \cos \frac{\beta_0}{2}. \quad (15)$$

Припустимо, що до певного часу $t = t_0$ ковзання накладок по поверхні обода шківів відсутнє. І тоді кут повороту шківів змінюється за формулою $\varphi = \omega t$.

Ковзання накладок по поверхні обода шківів починається з моменту часу

$$t_0 = \frac{T_0}{CR\omega} \frac{\cos \frac{\beta_0}{2}}{\cos \frac{\beta_k}{2}}.$$

Розв'язок рівняння (15) за умов $\varphi = \varphi_0 = \omega t$, $\dot{\phi} = \omega$ при $t = t_0$ має вигляд:

$$\varphi = \varphi_0 + \frac{\omega}{\chi_k} (t - t_0) = \varphi_0 + \frac{\omega}{\chi_k} \sin \chi_k \bar{t}, \quad (\bar{t} = t - t_0) \quad \chi_k = \sqrt{\frac{CR^2 \cos \frac{\beta_k}{2}}{J}}. \quad (16)$$

З формули (16) випливає, що величини φ_0 і t_0 впливають тільки на кути збігаючих (β_0) та набігаючих гілок ($\beta = \beta_k$) гальмової стрічки.

Якщо для моментів часу $t_0 < t \leq t_0 + \frac{\pi}{2\chi_k}$ величина k , яка визначається з рівняння (16) задовольняють нерівності $k \leq n$, то процес гальмування завершується у момент часу $t = t_k = t_0 + \frac{\pi}{2\chi_k}$.

Якщо ж $k > n$, то за $t > t_1$ ($t_1 < t_k$) гальмування відбувається при повному ковзанні накладок по поверхні обода шківів. Тут t_1 момент часу, при якому рівняння (14) має відносно k корінь, який задовольняє умові $k \geq n$. Рівняння обертання шківів при повному ковзанні пар тертя при $m \approx 0$ записується у вигляді:

$$J\ddot{\varphi} = RT \left(\cos \frac{\beta_0}{2} - r_n \cos \frac{\beta_n}{2} \right) \quad \left(r_n = \frac{1}{m_1 m_2 m_3 \dots m_n} \right)$$

Тоді кут повороту і час гальмування дорівнюватимуть:

$$\varphi = \frac{RT_0}{J} \left(\cos \frac{\beta_0}{2} - r_n \cos \frac{\beta_n}{2} \right) \frac{t^2}{2} + \dot{\varphi}_1(t - t_1) + \varphi_1, \quad (17)$$

$$\text{де } \varphi_1 = \varphi_0 + \frac{\omega}{\chi_n} \sin \chi_n t_1, \quad \dot{\varphi}_1 = \omega \cos \chi_n t_1, \quad \chi_n = \sqrt{\frac{CR^2 \cos \frac{\beta_n}{2}}{J}},$$

$$t_k = t_1 + \frac{J\dot{\varphi}_1}{RT_0 \left(\cos \frac{\beta_0}{2} - r_n \cos \frac{\beta_n}{2} \right)}. \quad (18)$$

У формулах (17) і (18) кути β_i ($i = 0, 1, \dots, n$) вважаються довільними, тільки задовольняючи умові $\beta_1 + \beta_2 + \dots + \beta_{k-1} = \theta_0 - \gamma$ (γ – сума центральних кутів зайнятих ділянками стрічок). Якщо вважати, що за відсутності руху кути підібрані з умови рівномірного розподілу імпульсних нормальних зусиль у місцях контакту накладок з ободом шківів, а також не враховувати впливу

інерційних сил (при малих значеннях відношення $\frac{mR^3}{J}$), то для обчислення

кутів β_k ($k = 1, 2, \dots, k-2$) можна використовувати рекурентні формули (10), вважаючи при цьому $\beta_n = \beta_{n-1} = \beta$. У табл. 5 і 6 наведені час гальмування τ_m (безрозмірне $\tau_m = \omega_0 t_m$), кути β_i (у радіанах) (нижня строка для випадку постійних кутів β_i), максимальні значення натягу ділянок стрічки $T_{\max}$ та імпульсного нормального зусилля $N_{\max}$ (у частках T_0) за $\lambda = 5$ та двох значень динамічного коефіцієнта тертя f . У табл. 5 та 6 через k позначено кількість ковзаючих накладок, верхній рядок відповідає розрахункам зі змінними кутами, а нижній – при постійних значеннях центральних кутів розташування накладок. Безрозмірна величина w_0 обрана таким чином, щоб у зоні ковзання знаходилися 10, 8, 6 накладок відповідно.

Аналіз отриманих результатів показує, що рівномірне розташування накладок на поверхні обода шківів призводить до зменшення максимальних значень натягу та імпульсних нормальних зусиль (в середньому 1.5 – 2 рази), при цьому безрозмірний час гальмування незначно відрізняється один від одного. Крім того, встановлено, що кути розташування накладок не залежать від параметра w_0 , переважно вони залежать від динамічного коефіцієнта тертя. З

варіюванням числа ковзаючих накладок результати за двома схемами розташування кутів практично співпадають.

Результати розрахунків стрічково-колодкового гальма лебідки за нерівномірного та рівномірного розташування накладок на куті обхвату їх гальмовою стрічкою:

Таблиця 5

$$\lambda = 5 \quad f = 0.5$$

k	w ₀	β_1	β_2	β_3	β_4	β_5	β_6	β_7	β_8	β_9	β_{10}	τ_m	T _{max}	N _{max}
10	0.48	72.6	46.0	33.1	25.8	21.1	17.9	15.5	13.6	12.21	12.21	8.28	11.44	2.43
	0.51	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27	8.17	11.12	4.62
8	0.56	71.4	45.4	32.8	25.6	21.0	15.4	13.6	13.6	13.6	13.6	7.81	9.96	2.36
	0.85	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27	6.86	6.94	3.24
6	0.9	64.9	42.5	31.3	24.7	20.3	17.3	17.3	17.3	17.3	17.3	6.75	6.63	2.0
	1.56	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27	6.02	4.23	2.0
4	2	55.1	35.6	27.5	22.2	22.2	22.2	22.2	22.2	22.2	22.2	5.8	3.5	1.35
	3.1	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27	5.5	2.63	1.23
2	7	33.8	26.2	26.2	26.2	26.2	26.2	26.2	26.2	26.25	26.25	5.23	1.72	0.78
	8.1	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27	5.19	1.63	0.76

Таблиця 6

$$\lambda = 5 \quad f = 0.3$$

k	w ₀	β_1	β_2	β_3	β_4	β_5	β_6	β_7	β_8	β_9	β_{10}	τ_m	T _{max}	N _{max}
10	1.7	50.3	40.3	33.5	28.5	25.0	22.1	19.8	18.0	16.4	16.4	5.93	3.94	1.12
	1.56	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27	6.21	4.23	1.84
8	1.97	49.4	39.6	33	28	24.6	22	19.6	17.8	17.8	18.8	5.8	3.56	1.1
	23.3	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27	5.68	3.16	1.5
6	2.9	45.6	37.1	31.4	27.0	23.6	21.1	21.1	21.1	21.1	21.1	5.54	2.73	1
	3.7	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27	5.42	2.36	1.1
4	5.1	42.3	31.3	30.1	23.3	23.3	23.3	23.3	23.3	23.3	23.3	5.32	2	0.8
	6.4	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27	5.25	1.8	0.81
2	14	30.2	26.2	26.2	26.2	26.2	26.2	26.2	26.2	26.2	26.25	5.11	1.36	0.67
	15	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27	5.1	1.33	0.62

Епюри розподілу натягу та імпульсного нормального зусилля на поверхні обода шківів представлені на рис. 5.

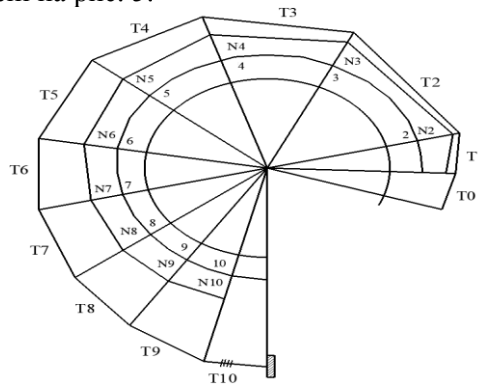


Рис. 5 – Епюри натягів ділянок гальмової стрічки та імпульсного нормального навантаження у парах тертя, якщо $K = 10$, $f = 0.3$, $W_0 = 1.5$, $\lambda = 5.08$

Аналіз показує, що епюри розподілу натягу та імпульсних нормальних зусиль при великих значеннях динамічного коефіцієнта тертя значно

відрізняються від епюр, побудованих при однакових кутах розташування накладок.

Таким чином, показано як статичним прийомом з накладками можна регулювати динамічну навантаженість пар тертя стрічково-колодкового гальма.

Обговорення результатів. На основі обчислювального експерименту, який стосується динаміки фрикційної взаємодії обода шківів з системою накладок, розташованих за різними схемами компонування на гілках стрічки в стрічково-колодковому гальмі бурової лебідки отримані наступні результати досліджень. Встановлено умову динамічної рівноваги гнучкої гальмової стрічки з контактними накладками з обоєм шківів за різних схем їх розміщення на стрічці.

Доведено, що при рівномірному розташуванні накладок імпульсні питомі навантаження у бік набігаючої гілки стрічки збільшуються в 1,5 - 3,0 рази ніж у бік збігаючої гілки стрічки.

З метою забезпечення рівномірного розподілу імпульсних питомих навантажень уздовж дуги контакту мікровиступів пар тертя запропоновано метод визначення значення кутів розташування накладок та їх робочих площ на гілках стрічки.

Отримано рекурентні залежності для обчислення кутів розташування накладок та їх площі, а отже, і кількості. Це дозволило на гілках стрічки квазівирівняти імпульсні питомі навантаження в парах тертя, і, як наслідок, зменшити нерівномірність зношування робочих поверхонь накладок.

Таким чином, розроблено метод квазівирівнювання зношування робочих поверхонь фрикційних накладок при їх компоновочних схемах на гілках стрічки в стрічково-колодковому гальмі бурової лебідки.

Список літератури

1. Ахметов Н. А. Дослідження динаміки гальмування стрічково-колодкового гальма бурової лебідки. Дис. канд. техн. наук: 01.02.06 - динаміка міцності машин, приладів та апаратури / Н. А. Ахметов // Атирау. - Казахстан. 2002. 104 с.
2. Скрипник В. С. Наукові методологічні засади системотехніки при дослідженні фрикційних гальм бурових лебідок. Дис. докт. техн. наук: 05.05.05 – піднімально-транспортні машини / В. С. Скрипник // Одеса. 2019. - 278 с.
3. B. Mardonov, V. Maxatova, N. A. Axmetov. Pulling and running mechanism (PRM) is a complex system with inhomogeneous stiffness. // Наука і технологія. Частина 1. Атирау, 2002. – с. 100 – 104.
4. Complex Heat Exchange in Friction Steam of Brakes /I. Kernysky, A. Volchenko, O. Szlachetka, O. Horbay, V. Skrypnyk, D. Zhuravlev, V. Bolonnyi, V. Yankiv, R. Humenuyk, P. Polyansky, A. Le'sniewska, D. Walasek, E. Koda. Energies 2025, 15, 7412, 1 – 11. <https://doi.org/10.3390/en15197412>.
5. Complex Heat Exchange in Disc-Shoe (Tubular Type) Brake of Drilling Winch / A. I. Volchenko, N. A. Volchenko, A. V. Voznyi, V. I. Snurnikov // Herald of the Azerbaijan Engineering Academy, 2025, vol. 17(1). – p. 15-24. doi: [10.52171/herald.239](https://doi.org/10.52171/herald.239)
6. B. Zheng, X. Wang, J. Zhang. Structure Optimization Design for Brake Drum Based on Response Surface Methodology. MANUFACTURING TECHNOLOGY. June 2021, Vol. 21, No. 3. P. 1 – 8. DOI: 10.21062/mft.2021.045.
7. H Y Choy, M G Siaw, K Q Pung. Design and Analysis of Brake Drum using Finite Element Analysis. Journal of Physics: Conference Series 2609 (2023) 012011. P. 1-8. doi:10.1088/1742-6596/2609/1/012011.
8. P. M. Pérez, J. González, A. Iraizoz, U. Bilbao, I. Clavería. Effect of the steel fiber length on the friction performance and wear mechanism of railway brake shoes. Tribology

International Volume 172, August 2022, 107589. P. 1-8
<https://doi.org/10.1016/j.triboint.2022.107589>.

9. Samal Akhmetzhan, Bauyrzhan Bilashev, Kairbek Ikhsanov, Gulmira Kalesheva, and Ainash Mukambetkaliyeva. Human Optimization of Drill Winch Brake Cooling System for Improved Working Process Parameter. Eng. Sci., 2023, 23, 881 © Engineered Science Publisher LLC 2023 Eng. Sci., 2023, 23, 881. P. 1 – 11. <https://dx.doi.org/10.30919/es8d8>.

10. Grzes, P., Kuciej, M., & Yevtushenko, A. (2024). Numerical calculations of thermal stresses in a railway disk brake at the coupling of temperature, coefficient of friction, velocity, and wear. Journal of Thermal Stresses, 47(10), 1297–1329.
<https://doi.org/10.1080/01495739.2024.2330424>.

11. M. M. Morshed, A. S. M. A. Haseeb. Physical and chemical characteristics of commercially available brake shoe lining materials: a comparative study. Journal of Materials Processing Technology Volumes 155–156, 30 November 2004, Pages 1422-1427.
<https://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2004.04.232>.

12. Mignery, L. and Nashif, A., "Prediction of Damping Treatment Dynamics as Bonded to a Brake Shoe and Lining," SAE Technical Paper 1999-01-3407, 1999, <https://doi.org/10.4271/1999-01-3407>.

Стаття надійшла до редакції 19.09.2025.

Журавльов Дмитро Юрійович – докт. техн. наук, доцент кафедри технічної механіки, інженерної та комп'ютерної графіки Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна, 76000, тел.: +38 0342 72 71 41, моб. 050- 950-04-18, E-mail: dmytro.2103@ukr.net.
<https://orcid.org/0000-0002-2045-9631>.

Кіндрачук Мирослав Васильович – докт. техн. наук, професор, професор кафедри прикладної механіки та інженерії матеріалів, Державний університет «Київський авіаційний інститут», пр. Любомира Гузара, 1, м. Київ, Україна, 03058, Email: nau12@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-0529-2466>.

Василишин Віталій Ярославович – канд. техн. наук, доцент кафедри технічної механіки, інженерної та комп'ютерної графіки Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна, 76000, тел.: +38 0342 72 71 41, моб. 095- 312-22-55, E-mail: vitalijulia@ukr.net.
<https://orcid.org/0000-0002-0367-1198>

Андрейчиков Євген Юрійович – підполковник, старший викладач кафедри військової підготовки Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна, 76019, <https://orcid.org/0000-0002-4579-3636>.

Бурава Олександр Степанович – підполковник, старший викладач кафедри військової підготовки, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна, 76019, тел.: +38 0342 50 25 06, E-mail: burava2012@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0003-1489-7763>.

Василишин Ольга Олегівна – студентка Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна, 76000, тел.: +38 0342 72 71 41, моб. 095 - 587-99-02, E-mail: vitalijulia@ukr.net.

D. ZHURAVLOV, M. KINDRACHUK, V. VASYLYSHYN, Ye. ANDREJCHIKOV,
O. BURAVA, O. VASYLYSHYN

DYNAMICS OF FRICTION COUPLES OF A BAND-SHOE BRAKE

Based on a computational experiment concerning the dynamics of frictional interaction of the pulley rim with a system of linings arranged according to different layout schemes on the belt branches in the belt-pad brake of a drilling winch, the following research results were obtained. The condition of dynamic equilibrium of a flexible brake band with linings in contact with the pulley rim was established with different schemes of their arrangement on the belt. It was proved that with a uniform arrangement of linings, the impulse specific loads in the direction of the approaching belt branch increase by 1.5–3.0 times than in the direction of the converging belt branch. In order to ensure a uniform distribution of impulse specific loads along the arc of contact of the microproutrusions of friction pairs, a method was proposed for determining the values of the lining arrangement angles and their working areas on the belt branches. Recurrent dependencies were obtained for calculating the lining arrangement angles and their area, and therefore, the quantity. This allowed the pulse specific loads in the friction pairs to be quasi-equalized on the belt branches, and as a result, the wear of the working surfaces of the linings.

Key words: band-shoe brake, friction pair, brake pulley, friction lining, band branches, lining layout diagrams.

References

1. Akhmetov N. A. Research on the dynamics of braking of the belt-pad brake of a drilling winch. Diss. Candidate of Technical Sciences: 01.02.06 - Strength dynamics of machines, devices and equipment / N. A. Akhmetov // Atyrau. - Kazakhstan. 2002. 104 p.
2. Skrypnyk V. S. Scientific methodological principles of systems engineering in the study of friction brakes of drilling winches. Diss. Doctor of Technical Sciences: 05.05.05 - Lifting and transport machines / V. S. Skrypnyk // Odesa. 2019. - 278 p.
3. B. Mardonov, V. Maxatova, N. A. Axmetov. Pulling and running mechanism (PRM) is a complex system with inhomogeneous stiffness. // Science and Technology. Part 1. Atyrau, 2002. - p. 100 – 104.
4. . Complex Heat Exchange in Friction Steam of Brakes /I. Kernytsky, A. Volchenko, O. Szlachetka, O. Horbay, V. Skrypnyk, D. Zhuravlev, V. Bolonnyi, V. Yankiv, R. Humenuyk, P. Polyansky, A. Le'sniewska, D. Walasek, E. Koda. Energies 2025, 15, 7412, 1 – 11. <https://doi.org/10.3390/en15197412>.
5. Complex Heat Exchange in Disc-Shoe (Tubular Type) Brake of Drilling Winch / A. I. Volchenko, N. A. Volchenko, A. V. Voznyi, V. I. Snurnikov // Herald of the Azerbaijan Engineering Academy, 2025, vol. 17(1). – p. 15-24. doi: 10.52171/herald.239
6. Bin Zheng, Xin Wang, Jingdong Zhang. Structure Optimization Design for Brake Drum Based on Response Surface Methodology. MANUFACTURING TECHNOLOGY. June 2021, Vol. 21, No. 3. P. 1 – 8. DOI: 10.21062/mft.2021.045.
7. H Y Choy, M G Siaw, K Q Pung. Design and Analysis of Brake Drum using Finite Element Analysis. Journal of Physics: Conference Series 2609 (2023) 012011. P. 1-8. doi:10.1088/1742-6596/2609/1/012011.
8. Pablo Monreal Pérez, Jorge González, Alicia Iraizoz, Unai Bilbao, Isabel Clavería. Effect of the steel fiber length on the friction performance and wear mechanism of railway brake shoes. Tribology International Volume 172, August 2022, 107589. P. 1-8 <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2022.107589>.
9. S. Akhmetzhan, Bauyrzhan Bilashev, Kairbek Ikhsanov, Gulmira Kalesheva, and Ainash Mukambetkaliyeva. Publisher LLC 2023 Eng. Sci., 2023, 23, 881. P. 1 – 11. <https://dx.doi.org/10.30919/es8d8>.
10. Grzes, P., Kuciej, M., & Yevtushenko, A. (2024). Numerical calculations of thermal stresses in a railway disk brake at the coupling of temperature, coefficient of friction, velocity, and wear. Journal of Thermal Stresses, 47(10), 1297–1329. <https://doi.org/10.1080/01495739.2024.2330424>.

11. M. M. Morshed, A. S. M. A. Haseeb. Physical and chemical characteristics of commercially available brake shoe lining materials: a comparative study. *Journal of Materials Processing Technology* Volumes 155–156, 30 November 2004, Pages 1422–1427. <https://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2004.04.232>.

12. Mignery, L. and Nashif, A., "Prediction of Damping Treatment Dynamics as Bonded to a Brake Shoe and Lining," SAE Technical Paper 1999-01-3407, 1999, <https://doi.org/10.4271/1999-01-3407>.

Dmytro Zhuravlov – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Technical Mechanics, Engineering and Computer Graphics Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, 15 Karpatska St., Ivano-Frankivsk, Ukraine, 76000, tel.: +38 0342 72 71 41, mob. 050- 950-04-18, E-mail: dmytro.2103@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0002-2045-9631>.

Myroslav Kindrachuk – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Department of Applied Mechanics and Materials Engineering, State University "Kyiv Aviation Institute", 1 Lubomyra Huzar Ave., Kyiv, Ukraine, 03058, E-mail: nau12@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-0529-2466>.

Vitaliy Vasylyshyn – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Technical Mechanics, Engineering and Computer Graphics Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, 15 Karpatska St., Ivano-Frankivsk, Ukraine, 76000, tel.: +38 0342 72 71 41, mob. 095- 312-22-55, E-mail: vitalijulia@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0002-0367-1198>.

Yevhen Andreychikov – Lieutenant Colonel, Senior Lecturer of the Department of Military Training Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Karpatska, 15, Ivano-Frankivsk, Ukraine, 76019, <https://orcid.org/0000-0002-4579-3636>.

Oleksandr Burava – Lieutenant Colonel, Senior Lecturer, Department of Military Training, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Karpatska St., 15, Ivano-Frankivsk, Ukraine, 76019, tel.: +38 0342 50 25 06, E-mail: burava2012@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0003-1489-7763>

Olga Vasylyshyn – student of Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, 15 Karpatska St., Ivano-Frankivsk, Ukraine, 76000, tel.: +38 0342 72 71 41, mob. 095 - 587-99-02, E-mail: vitalijulia@ukr.net.