

матичного сподівання $M_{K_i}(i)$ і поточної середньої інтенсивності умовного зношування оснащення долота $K_i^*(i-1/2)$.

Отже, розроблений безконтактний метод контролю буримості гірських порід дає змогу оцінювати цю властивість гірських порід в реальному часі, користуючись інформацією про механічну швидкість буріння і інтенсивність відносного зношення долота при бурінні в оптимальному режимі.

Література

1 Вакула А., Поваляев А. Редукторные турбобуры возвращаются на месторождения Татарстана // Бурение и нефть. – 2004. – №6. – С. 16–21.

2 Кунцяк Я.В., Гаврилов Я.С., Дубленич Ю.В., Мартинюк Д.М., Мрозек Р.Є., Зубарев В.І., Курінов А.І. Технічні засоби буріння нафтових і газових свердловин // Нафтова і газова промисловість. – 2003. – №3. – С. 20-22.

3 Энштейн В., Мурахтин В. Новые мобильные буровые установки и превекторы для бурения та депрессии // Бурение и нефть. – 2004. – № 6. – С. 4–7.

4 Горбійчук М.І., Семенцов Г.Н., Оптимізація процесу буріння глибоких свердловин. – Івано-Франківськ: Факел, 2003 – 493 с.

5 Петров И.П. Оценка степени износа и эфдентивности использования долота при вращательном бурении // Горный журнал. Известия вузов. – 1966. – №11. – С. 81–87.

6 Семенцов Г.Н. Оптимальное управление процессом бурения нефтяных и газовых скважин: Автореферат диссертации доктора технических наук: 05.13.07 / Московский институт нефти и газа. – М., 1990. – 44 с.

7 Петров И.П., Цибульский В.Р., Любавин А.А. Методика классификации пород на основе их буримости и абразивности // Нефтяное хозяйство. – 1981. – № 1. – С. 10–12.

УДК 62.592.113

ОПТИМАЛЬНЕ ПРОЕКТУВАННЯ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ БУРОВИХ ЛЕБІДОК

Д.О. Вольченко, М.О. Вольченко, Д.Ю. Журавльов

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0344) 42353,
e-mail: public@ifntung.if.ua

Рассматривается многокритериальная задача оптимального проектирования фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки повторно-кратковременного режима работы.

The even multicriterion problem of optimal project of frictional units of a band-block brake of chise hoists repeated transitory regime of work are shown.

Задача оптимального проектування фрикційних вузлів гальмівних пристроїв, які використовуються у підйомно-транспортному обладнанні, зокрема у лебідках бурових установок, має багатокритеріальний характер. Останній визначається не тільки оптимальним конструктивними параметрами фрикційного вузла того чи іншого виду гальма, але і його здатністю реалізовувати раціональні динамічні та теплові експлуатаційні параметри в переважаючих режимах роботи гальма.

Зупинимося на роботах [2-5], котрі присвячені даній проблемі.

Методом геометричного програмування [1] в роботах [2, 3] було визначено конструктивні параметри гальмівного шківів бурової лебідки. Як цільові функції було прийнято мінімізацію від'ємних чинників, яка мала такі складові: вартість гальмівного шківів та зменшення його вартості, викликане термічними напруженнями

в ободі. При цьому як характеристичний розмір було прийнято товщину обода шківів. Увесь гальмівний шків розбивався на диски, товщина кожного з яких була рівною товщині обода шківів. Після цього визначали від'ємний ефект, викликаний термопружним напруженням в тонкому диску. Далі визначали сумарну роботу сил тертя за час гальмування при різних закономірностях обертання шківів, в яку увійшов гальмівний момент, який розвиває стрічково-колодкове гальмо. Останній визначався залежно від прогнозованого діаметра гальмівного шківів та типу гальмівної стрічки. Визначивши поверхневу температуру обода шківів, ввівши обмеження на напруження згину його обода, представивши останній у вигляді пластини зведеної товщини та прийнявши умову рівності моментів інерції згаданої пластини та пластини з ребром (виступ шківів, за допомогою якого шків кріпиться до фланця барабана бурової ле-

бідки), знайшли дійсну зведену величину товщини обода шківа. Обмеженням у даній задачі теж були питомі навантаження, які діють в контакті взаємодіючих пар третя, для орієнтовного визначення ширини обода шківа. Приймавши, що змінними конструктивними параметрами є діаметр робочої поверхні і товщина обода шківа, розв'язавши систему рівнянь, яка мала умови нормалізації і ортогональності та опираючись на теорему подвійності [1] отримали залежності для визначення раціональних конструктивних параметрів гальмівного шківа бурової лебідки.

Оптимізація конструктивних параметрів обода гальмівного шківа бурової лебідки була здійснена у роботі [4]. При цьому обід шківа розглядався без реборд з його торців, а також без виступу, за допомогою якого шків кріпиться до фланця барабана бурової лебідки. Крім того, при оцінці термопружних напружень, які виникають на робочій поверхні гальмівного шківа, обід було представлено у вигляді тонкого диску, а не як коротку й тонку циліндричну

оболонку, оскільки $\frac{\delta}{R_c} \leq \frac{1}{20}$, де: δ – товщина

обода гальмівного шківа; R_c – радіус середньої поверхні обода гальмівного шківа. При цьому не було враховано низки динамічних та теплових параметрів, котрі суттєво впливають на працездатність гальмівного шківа бурової лебідки. При оптимізації конструктивних параметрів фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма бурових лебідок не було враховано такі обмеження: зусилля, прикладене до важеля керування гальмом бурильником, яке не повинно перевищувати допустимої величини – 350÷400 Н; питомі навантаження на парах фрикційних вузлів гальма, що взаємодіють, не повинні перевищувати допустимої величини, тобто $[p] = 1,2$ МПа (матеріал пари тертя ФК-24А – сталь 35 ХНЛ); швидкість спуску колони бурильних труб не повинна перевищувати технологічно допустимих її значень; об'ємна температура обода шківа не повинна перевищувати допустимої температури для матеріалів фрикційної накладки; технічний стан робочих поверхонь гальмівного шківа повинен бути таким, щоб довжина і ширина втомних термічних тріщин була набагато меншою за допустимі величини, тобто відповідно 50,0 та 0,5 мм; товщина обода гальмівного шківа повинна бути такою, щоб між його зовнішньою та внутрішньою поверхнями був температурний перепад, котрий забезпечував би даним поверхням радіаційний та конвективний (вимушений та природний) теплообмін з навколишнім середовищем; механічні та теплові деформації гальмівного шківа не повинні викликати видовження збігаючих гілок гальмівних стрічок, які б перевищували допустимі величини видовжень кожної з них. Дана оптимізація конструктивних параметрів обода гальмівного шківа має той недолік, що у ній не враховувалися зносо-фрикційні властивості пар тертя стрічково-колодкового гальма.

Оптимальне проектування фрикційних пар дискового гальма кранових електродвигунів повторно-короткотермінового режиму роботи розглянуто у роботі [5]. При цьому дане гальмо мало дві пари поверхонь тертя. Дана задача розв'язувалась як багатокритеріальна. Як критерії процесу тертя було вибрано: середні питомі навантаження (p_{cp}) в зоні контакту; середній коефіцієнт тертя (f_{cp}) та його стабільність (α_{CT}); час гальмування (τ_T); питома потужність тертя (P_T); поверхнева ($t_{п}$) та об'ємна (t_0) температури зони контакту; маси металевого (t_M) та фрикційних ($t_{ф}$) елементів тертя; лінійне зношування (I_H) фрикційних накладок. Як конструктивні параметри фрикційного вузла гальма було вибрано: відношення внутрішнього радіуса тертя до зовнішнього (ρ) гальмівного диску; діаметри отвору в диску (d) та його маточини (d_1); половина ширини диску (b_1) та його маточини (B); товщина накладки (δ_2); коефіцієнт взаємного перекриття (k_{B3}) пари тертя. Після призначення границь зміни обмеження кожного з перерахованих вище параметрів оптимізації та надання їм рангу сукупності функціональних обмежень було виділено підмножину точок G з паралелепіпеда π (геометрична інтерпретація задачі), котрі задовільняють одночасно параметричним та функціональним обмеженням. Надалі фрикційний вузол дискового гальма описують екстремальними критеріями оптимізації і формують відносно них критеріальні обмеження. Як математичну модель для оптимального проектування фрикційних пар дискового гальма повторно-короткотермінового режиму роботи було використано систему рівнянь теплової динаміки тертя та зношування [6, 7]. Наводиться алгоритм проектування фрикційної пари гальма з урахуванням гами можливих умов використання дискового гальма у переважаючих режимах його роботи. Отримано 12-ть варіантів розрахунку, для кожного з яких за вищезгаданим алгоритмом визначено номери та кількість допустимих точок (N). З даних точок як оптимальну вибрано точку (A_{opt}), в якій визначальний критерій – лінійне зношування фрикційної накладки (I_H) – досягає свого максимуму. Як приклад розглянуто задачу оптимального проектування фрикційної пари дискового гальма, прилаштованого до кранового електродвигуна.

У даній роботі не було враховано наступне: відношення матової площі (охолоджувальної) до полірованої площі (нагрітої) металевого елемента тертя; фізико-хімічні процеси у приповерхневих шарах фрикційної накладки, котрі в інтервалі поверхневих температур пар тертя суттєво впливають на величину та напрямок коефіцієнта теплопередачі через металевий елемент тертя; робота сил тертя, яка залежить від гальмівного моменту, початкової кутової швидкості диску та часу гальмування та інші критерії працездатності гальма.

Досвід експлуатації підйомно-транспортного обладнання циклічної дії свідчить, що значна частина відмов їх гальмівних пристроїв обумовлена зміною зносо-фрикційних власти-

востей фрикційних накладок. Заміна накладок у стрічково-колодкових гальмах пов'язана з простоями підйомно-транспортного обладнання та призводить до збільшення непродуктивних витрат на їх технічне обслуговування.

Термін служби фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм залежить не лише від якості фрикційних матеріалів, але й від особливостей його конструкції, режиму роботи та рівня експлуатаційних навантажень [8, 9, 10]. В зв'язку з цим виникає необхідність у розробці методів оптимізації конструктивних параметрів різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм на стадії проектування.

Задача оптимального проектування пар тертя стрічково-колодкового гальма повторно-короткотривалого режиму роботи є багатокритеріальною. Критеріями процесу тертя виступають: сила тертя (F_T), робота тертя (L), питомі навантаження (ρ), динамічний коефіцієнт тертя (f), поверхнева температура (t_{Π}), час гальмування (τ_T), лінійне зношування робочої поверхні фрикційної накладки (I_L); відношення мас гальмівної стрічки з накладками до шківів ($\tau_c/\tau_{ш}$); охолоджуваної поверхні гальмівного шківів до тієї, що нагрівається (A_0/A_H).

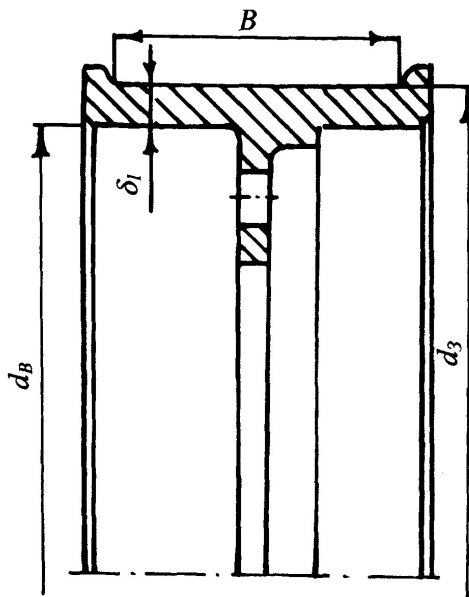
Вибір методу оптимізації тісно пов'язаний з видом моделі, характером, кількістю обмежень та цільових функцій. Як основні конструктивні параметри, які визначають знос-фрикційні властивості гальмівного вузла повторно-короткотермінового режиму роботи прийнято: d – діаметр робочої поверхні гальмівного шківів; B , δ_1 – ширину та товщину обода шківів; ρ – відношення внутрішньої до зовнішньої (робочої) поверхні обода гальмівного шківів; δ_2 , l_2 – товщину та довжину фрикційної накладки; k_{B3} – коефіцієнт взаємного перекриття елементів пари тертя; k – коефіцієнт теплопередачі (рис. 1). Взаємозв'язок режиму роботи та особливостей конструкції вузлів тертя враховані коефіцієнтами теплопередачі через металевий та неметалевий елементи тертя, які характеризують кількість теплоти, яка передається від одиниці площі міжконтактного середовища за одиницю часу при перепаді температури – 1°C до середовища, що омиває їх поверхні.

Виходячи з досвіду конструювання, умов компонування фрикційних вузлів гальма та умов міцності, призначено обмеження границь кожного з параметрів оптимізації у вигляді

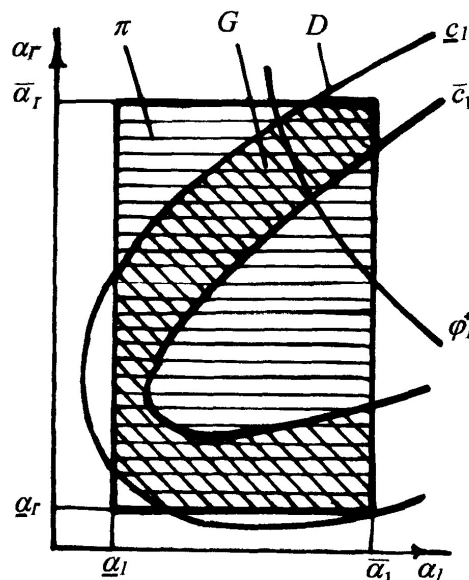
$$\left. \begin{aligned} \underline{d} \leq d \leq \bar{d}; \quad \underline{\delta_2} \leq \delta_2 \leq \bar{\delta_2}; \\ \underline{B} \leq B \leq \bar{B}; \quad \underline{l_2} \leq l_2 \leq \bar{l_2}; \\ \underline{\delta_1} \leq \delta_1 \leq \bar{\delta_1}; \quad \underline{k_{B3}} \leq k_{B3} \leq \bar{k_{B3}}; \\ \underline{\rho} \leq \rho \leq \bar{\rho}; \quad \underline{k} \leq k \leq \bar{k} \end{aligned} \right\} \alpha_i \leq \alpha_i \leq \bar{\alpha}_i \quad (1) \quad (j=1,2,\dots,8)$$

Кожній комбінації параметрів оптимізації відповідає одна точка T_i (d , B , δ_1 , ρ , δ_2 , l_2 , k_{B3} , k),

($i = 1, 2, \dots, \infty$) у восьмивимірному просторі. Параметричні обмеження (1) у просторі параметрів утворюють паралелепіпед π (рис. 2).



Рисунки 1



Рисунки 2

Однією з умов надійної роботи фрикційних вузлів гальма є обмеження діючих поверхневих температур при максимальному використанні роботи тертя.

При повторно-короткотермінованому режимі роботи гальма під час пауз його пара тертя не встигає охолотитися до початкової температури. При високій частоті фрикційних навантажень гальма поверхнева температура (t_{Π}) може перевищити допустиму температуру для матеріалу фрикційної накладки.

Важливим показником якості фрикційного вузла гальма є верхня f_B та нижня f_H границі зміни динамічного коефіцієнта тертя. Нижня границя коефіцієнта тертя визначає умови забезпечення заданого гальмівного моменту в підйомно-транспортному обладнанні, а верхній

– умову збереження стійкого руху машини при максимально допустимому прискоренні [8]. Для фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма бурової лебідки нижня границя коефіцієнта тертя визначає умови забезпечення необхідного гальмівного моменту при спуску колони бурильних труб у свердловину, а верхній – умову утримання колони бурильних труб на вазі при спуско-підймальних операціях та наروضуванні бурильної колони у процесі буріння.

Ефективність дії фрикційних вузлів гальма можливо охарактеризувати величинами роботи тертя (L) та середніми питомими навантаженнями (p) на фрикційному контактi. При виборі типу фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма вводять обмеження на час гальмування (τ_r) [11].

Перераховані експлуатаційні параметри утворюють сукупність функціональних обмежень

$$\left. \begin{aligned} F_T &\leq \bar{F}_T; \quad \tau_r \leq \bar{\tau}_r; \\ \rho &\leq \bar{\rho}; \quad t_{II} \leq \bar{t}_{II}; \\ f &\leq \bar{f}; \quad \frac{A_0}{A_H} \leq \frac{\bar{A}_0}{\bar{A}_H}; \\ L &\leq \bar{L}; \quad \frac{m_C}{m_{III}} \leq \frac{\bar{m}_C}{\bar{m}_{III}} \end{aligned} \right\} c_l \leq f_l(A_l) \leq \bar{c}_l, \quad (2)$$

(l=1,2,...,8).

після введення яких у умову задачі із паралелепіпеда π виділяється підмножина G (рис. 2), точки котрого задовольняють як параметричним (1), так і функціональним (2) обмеженням.

Рациональні експлуатаційні параметри пари тертя стрічково-колодкового гальма повторно-короткотермінового режиму роботи можуть бути охарактеризовані екстремальними критеріями оптимізації,

$$\left. \begin{aligned} \min I_H \quad \min m_2 \quad \max f \\ \min I_{III} \quad \min m_1 \quad \max f \\ \min t_{II} \quad \min \frac{A_0}{A_H} \quad \max \tau_r \\ \max p \quad \min L \end{aligned} \right\} \Phi_v(A_i) \leq \Phi_v^*, \quad (3)$$

(v=1,2,...,11).

котрі забезпечують: високу довговічність (I_H, I_{III}); надійність експлуатації фрикційних пар гальма (f_{cp}); потрібну ефективність гальмування при мінімальній роботі тертя (L), максимальних величинах питомих навантажень (p) та часу гальмування (τ_r); тепловий режим (t_{II}) в інтервалі поверхневих температур нижче за допустиму температуру для матеріалу фрикційної накладки завдяки тому, що відношення

$$\frac{A_0}{A_H} = \frac{c_M}{c_{II}} \quad (\text{де } c_M, c_{II} - \text{коефіцієнти випромінювання матової та полірованої поверхонь гальмівного шківa})$$

при мінімальних витратах матеріалів на виготовлення елементів фрикційних вузлів і тим самим зменшити їх масу (T_1, T_2).

Традиційні методи рішення багатокритеріальних задач полягають у виборі одного визначального критерію та накладання обмежень на решту, що в даних випадках знецінює суть задачі оптимізації. В зв'язку з цим пропонується поряд з функціональними обмеженнями, котрі не мають абсолютних значень, ввести в умову задачі псевдокритерії [12] (f, t_{II}, τ_r, p, L), які забезпечили б покращення умов роботи фрикційних вузлів гальма своїми мінімальними та максимальними величинами.

Критеріальні обмеження вигляду

$$\left. \begin{aligned} I_H &\leq I_H^*; \quad m_2 \leq m_2^*; \quad f^* \leq f; \\ I_{III} &\leq I_{III}^*; \quad m_1 \leq m_1^*; \quad f^* \leq f; \\ t_{II} &\leq (t_{II}^*)^*; \quad \frac{A_0}{A_H} \leq \left(\frac{A_0}{A_H}\right)^*; \quad \tau_r^* \leq \tau_r; \\ p^* &\leq p; \quad L = L^* \end{aligned} \right\} \Phi_v(A_i) \leq \Phi_v^*, \quad (4)$$

(v=1,2,...,11).

виділяють з підмножини G множину D (рис. 2), точки котрого задовольняють обмеженням (2), (3) та (4). Серед допустимих точок множини D повинна існувати одна оптимальна точка, яка відповідає рішенням задачі.

Як математична модель для оптимального проектування фрикційних пар стрічково-колодкових гальм повторно-короткотермінового режиму роботи найбільш раціональною є система рівнянь теплової динаміки тертя та зношування (ТДТЗ) [10, 11], доповнена методикою розрахунку динамічних параметрів його фрикційних вузлів. Останні дають змогу оцінити необхідні експлуатаційні параметри та показники якості вперше спроектованих фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм в умовах варіації їх конструктивними параметрами, експлуатаційними режимами навантаження та експлуатаційними параметрами матеріалів пар тертя.

Алгоритм оптимального проектування фрикційної пари стрічково-колодкового гальма повторно-короткотермінового режиму роботи враховує наступний порядок операцій: послідовний вибір пробних точок рівномірно розподілених у просторі параметрів π ; оперування системою рівнянь ТДТЗ разом з оцінкою динамічних параметрів та перевірка функціональних обмежень (2) у всіх точках; не врахування точок, які не задовольняють функціональним обмеженням (2); розрахунок всіх критеріїв в решта точках множини π ; складання таблиць випробувань, критерії яких розташовані в порядку збільшення або зменшення їх величин залежно від умов (2) та (3); призначення критеріальних обмежень (4); перевірка відсутності пустоти множини D допустимих точок; вибір допустимих точок; визначення оптимальної точки T_{opt} .

Алгоритм реалізовано в пакеті прикладних програм оптимального проектування для серійних фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма бурової лебідки У2-5-5. Фрикційні пари

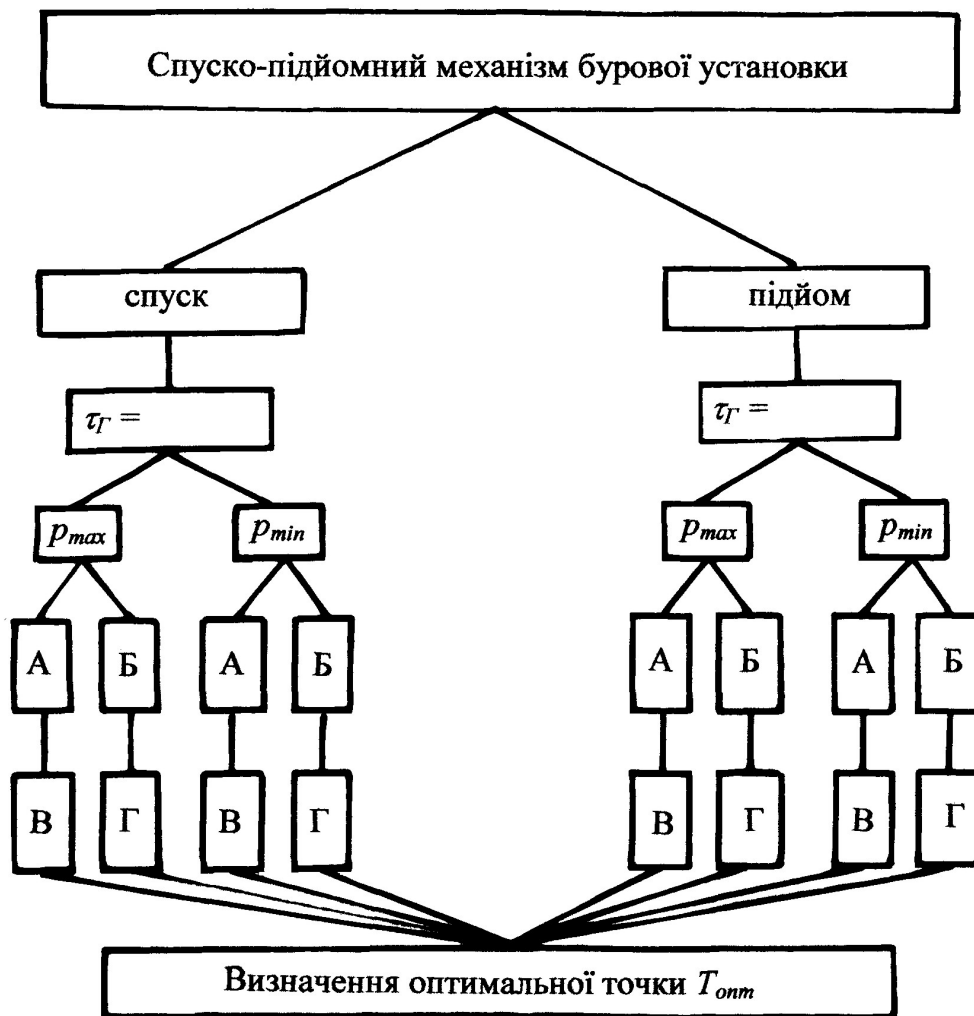


Рисунок 2

даного гальма заданих конструктивних розмірів можна використати в різних механізмах підйомно-транспортного обладнання, в котрому середній час гальмування регламентується зміною роботи тертя. Даний фрикційний вузол гальма може працювати в різних умовах експлуатації, з котрих необхідно виділити сприятливий (ТВ – max, $p \rightarrow \min$) та тяжкий (ТВ – min, $p - \max$). Врахування лише тяжких умов роботи при оптимальному проектуванні фрикційного вузла гальма є не виправданим, оскільки для точки T_{opt} у цьому випадку декотрі із функціональних (2) та критеріальних (4) обмежень можуть перевищувати допустимі границі, які були розраховані для сприятливих умов роботи фрикційного вузла гальма.

Після врахування усієї гами можливих умов використання фрикційних вузлів гальма отримано 12 варіантів розрахунку (рис. 3), для кожного з яких по описаному алгоритму визначені номери та число допустимих точок N . Із цих точок як оптимальну вибрано точку T_{opt} , в якій вирішальний критерій – лінійний знос фрикційної накладки I_H – досягає свого максимуму.

Як приклад розглянемо задачу оптимального проектування серійної фрикційної пари стрічково-колодкового гальма бурової лебідки У2-5-5 з однією парою поверхонь тертя. Остання утворена біговою доріжкою шківів зі сталі 35ХНЛ та фрикційними накладками шифру ФК-24А. Спуск колони бурових труб здійснювався на глибину 4108,0 м. Колона бурових труб набиралася зі 102 свічок, з яких 6 свічок - ОБТ (обважені бурові труби), а решта - ЛБТ (легкі) із загальною вагою 962,23 кН. Кількість вмикань гідравлічного гальма - 5 разів. При цьому температура навколишнього середовища була 20,2 °С, а тиск – 0,0982 МПа. Робота тертя задана в інтервалі (50,0-100,0) кДж. Початковий коефіцієнт тертя $f_0 = 0,27$ та кутова швидкість шківів $\omega_0 = 30 \text{ c}^{-1}$, максимальні питомі навантаження $p = 1,0 \text{ МПа}$, мінімальні – 0,3 МПа, зовнішній діаметр гальмівного шківів $d_3 = 1450 \text{ мм}$. При наведених нижче параметричних та функціональних критеріальних обмеженнях отримано такі параметри оптимізації: $k_{B3} = 0,902$; $B = 247,0 \text{ мм}$; $\delta_1 = 19,0 \text{ мм}$; $\delta_2 = 25,6 \text{ мм}$; $l_2 = 120,0 \text{ мм}$; $d_3 = 1377,5 \text{ мм}$; $\rho = 0,902$; $k = 12,52 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

				<i>Література</i>
	α_i	$\bar{\alpha}_i$		
$k_{ВЗ}$	0,6	0,73		
.....				
B , мм	240,0	250,0	1 Даффин Р., Питерсон Э., Зенер К. Геометрическое программирование. – М.: Мир, 1972. – 311 с.	
δ_1 , мм	30,0	15,0	2 Керимов З.Г. Оптимизация конструкции тормоза буровой лебедки //Сб. доклад. научно-практич. симпоз. «Славянтрибо-6». – Санкт-Петербург-Пушкин (Россия). – 2004. – Т. 2. – С.356-360.	
δ_2 , мм	30,0	10,0	3 Керимов З.Г., Багиров С.А. Автоматизированное проектирование конструкций. – М.: Машиностроение, 1985. – 214 с.	
l_2 , мм	90,0	150,0	4 Вольченко Д.А., Вольченко Н.А., Малец В.Я., Спьяк М.А. Выбор рациональных конструктивных параметров тормозного шкива буровой лебедки //Проблемы трибологии. – 2005. – №2. – С.12-22.	
d_3 , мм	1450,0	1350,0	5 Федосеев В.Н., Марикян С.С. Оптимальное проектирование фрикционных пар тормозов повторно-кратковременного режима работы // Вестник машиностроения. – 1989. – №10. – С. 36-38.	
ρ	0,9	0,94	6 Чичинадзе А.В., Берлинер Э.М., Браун Э.Д. и др. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника). – М.: Машиностроение, 2003. – 575 с.	
k , Вт/(м ² ·К)	3,3	32,8	7 Расчет, испытание и подбор фрикционных пар / А.В.Чичинадзе, Э.Д.Браун, А.Г.Гинзбург, З.В.Игнатьева. – М.: Наука, 1979.– 268 с.	
	c_i	c_i	Φ_v^*	8 Тормозные устройства: Справочник / М.П.Александров, А.Г.Лысяков, В.Н.Федосеев, М.В.Новожилов. – М.: Машиностроение, 1985. – 312 с.
F_T , кН	30,0	75,0	50,0	9 Александров М.П. Тормоза грузоподъемных машин. – М.: Машиностроение, 1976. – 383 с.
$f_{ср}$	0,25	0,37	0,3	10 Крижанівський Є.І., Вольченко М.О., Вольченко Д.О. та ін. Стрічково-колодкові гальма: Монографія (наукове видання). В 2-х томах. Том 1. – Івано-Франківськ: Факел, 2004. – 230 с.
p , МПа	0,3	1,0	0,8	11 Крижанівський Є.І., Вольченко О.І., Вольченко М.О., Вольченко Д.О. та ін. Стрічково-колодкові гальма: Монографія (наукове видання). В 2-х томах. Том 2. – Івано-Франківськ: Факел, 2007. – 215 с.
t_p , °С	100	650	450	12 Соболев И.М., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. – М.: Наука, 1981. – 110 с.
L , кДж	50,0	100,0	65,0	
τ_r , с	6,0	12,0	10,0	
T_1 , кг	430,0	454,0	435,6	
T_2 , кг	2,2	1,46	1,85	
$\frac{A_0}{A_H}$	2,64	2,55	2,59	
I_H , м	10,0	15,0	12,35	
$I_{ш}$, м	0,8	1,0	0,95	

У розрахунках послідовно задавали число пробних точок $N^* = 32, 64$ та 128 . Результати розрахунків показали, що число пробних точок $N^* = 32$ достатньою мірою задовольняє отримані параметри оптимізації.

Таким чином, отримані результати оптимального проектування конструктивних параметрів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм дають змогу підтримувати при переважючих режимах їх навантаження раціональні експлуатаційні параметри їх парами тертя.