

МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛООВОГО СТАНУ МЕХАНІЗМІВ З ПІДВИЩЕНИМИ РОБОЧИМИ НАВАНТАЖЕННЯМИ

В.В. Волощук

*Український науково-дослідний інститут природних газів,
61125, м. Харків, Красношкільна наб. 20, e-mail: voloshchuk_v@ukr.net*

Представлені математичні моделі теплових процесів, що відбуваються в деталях механізмів, що працюють за умови підвищених робочих навантажень (шків стрічково-колодкового гальма бурової лебідки і барабан барабанно-колодкового гальма автомобіля), розроблені шляхом дискретизації параметрів рівняння теплового балансу. Створені моделі дають змогу комплексно дослідити вплив різноманітних чинників на тепловий стан механізмів

Представлены математические модели тепловых процессов, происходящих в деталях механизмов, работающих при повышенных рабочих нагрузках (шкив ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки и барабан барабанно-колодочного тормоза автомобиля), разработанные путем дискретизации параметров уравнения теплового баланса. Созданные модели позволяют комплексно исследовать влияние различных факторов на тепловое состояние механизмов.

Mathematical models of heat processes in high loaded mechanism units (brake disks of drilling hoist band-block brakes and drums of vehicle drum brake) are presented on basis of discretization of parameters of heat condition equation. Created models allow to investigate completely an influence of different factors on mechanism heat state.

Тепловий стан окремих механізмів, що працюють за умови підвищених робочих навантажень є визначальним чинником під час розробки конструкції, базових параметрів, матеріалів. Це безпосередньо стосується гальмових шківів бурових лебідок та гальмових барабанів автомобілів, теплонавантаженість яких є високою, і тому їх працездатність обмежена певним діапазоном температур [1].

Спочатку розглянемо роботу стрічково-колодкового гальма. У праці [2] зазначається, що перші одиничні тріщини на робочій поверхні шківів зароджуються в її середній частині. Це зумовлено найвищим температурним градієнтом по товщині обода шківа в місці розташування приливу, призначеного для кріплення шківа до маточини. Внаслідок цього може відбутися миттєва відмова гальма, спричинена аварійним розтріскуванням обода шківа.

Тому особливо актуальним є питання визначення температурного поля гальмового шківа під час гальмування з метою прогнозування теплової навантаженості, а, отже, збільшення ресурсу роботи агрегату.

Серед багатьох методів розв'язання задач теплопровідності до найбільш застосовуваних відносяться: аналітичний, числовий, і експериментальний. За допомогою перелічених методів визначають значення температур у досліджуваних об'єктах розрахунковим чи експериментальним шляхом [3]. Недоліком аналітичного методу є неможливість знаходження розв'язку без дискретизації складових рівняння теплопровідності, що призводить до зниження точності розрахунку. Проведення експериментальних досліджень у багатьох випадках пов'язане з великими труднощами, що позначається на його результатах. Числові методи набули широкого застосування останнім часом, внаслідок здатності ЕВМ

останнього покоління виконувати велику кількість математичних операцій за дуже короткий проміжок часу. Метод дискретизації параметрів рівняння теплового балансу з застосуванням часової ітерації відноситься до числових методів.

Мета цієї роботи – відтворити математично теплові процеси, що відбуваються в гальмовому шківі бурової лебідки під час гальмування за допомогою дискретизації параметрів рівняння теплового балансу, що дасть змогу комплексно дослідити вплив конструктивних та фізичних чинників на температурне поле, а також порівняти вплив кондуктивного та конвективного охолодження на різних стадіях гальмування.

Щоб створити теплову модель слід здійснити ряд кроків, що спростили б процес знаходження шуканих параметрів, і водночас, незначною мірою впливали на оцінку теплового стану гальмового механізму.

На рис. 1,а зображено теплові процеси, що відбуваються в стрічково-колодковому гальмі під час гальмування. На робочій поверхні 1 шківа акумулюється теплота, внаслідок перетворення кінетичної енергії інструменту під час його спускання в свердловину. На вільних поверхнях 2 шківа відбувається охолодження під дією процесу конвекції. Крім того, відбувається стікання теплоти під дією процесу кондуктивності. Аналізуючи температурні криві робочої (рис. 1,б) та неробочої (рис. 1,в) поверхні гальмового шківа, побудовані [2] на основі експериментальних даних, бачимо, що на робочій поверхні навпроти зони приливу спостерігається максимальне значення температури, обумовлене як відсутністю в цій частині відведення теплоти за допомогою конвективного та променевого теплообміну, так і, особливо, тим, що в процесі тертя зона навпроти точки приливу

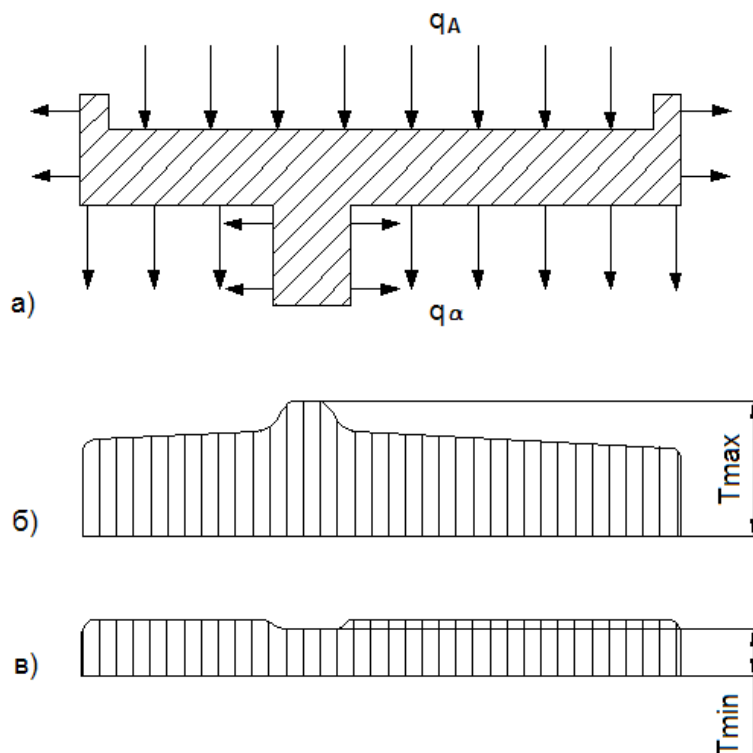


Рисунок 1 — Теплові процеси в гальмовому шківі під час гальмування

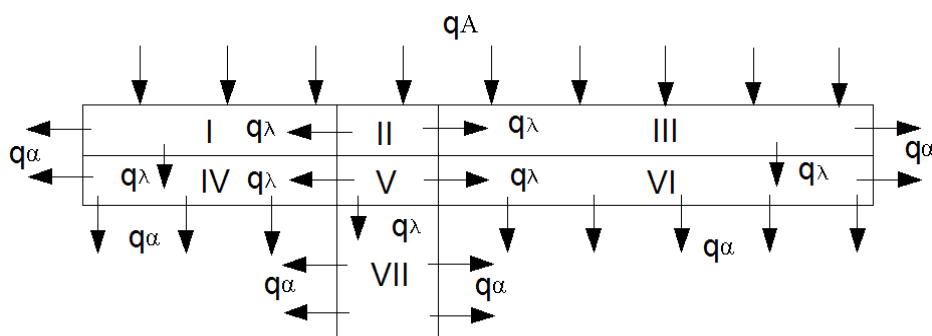


Рисунок 2 — Зони гальмового шківів

контактує з поверхнею фрикційних накладок найбільш інтенсивно, через більшу жорсткість конструкції шківів в цьому місці (рис. 1,б). Саме в цьому місці з боку неробочої поверхні відбувається інтенсивне стікання теплоти внаслідок дії двох ефектів: конвективного охолодження внутрішньої поверхні шківів повітрям навколишнього середовища; кондуктивного охолодження (відведення теплоти через зазначений прилив до маточини). Результати цієї дії можна побачити на рис. 1,в).

Виходячи із зазначеного, в перерізі гальмовий шків доцільно поділити на три вертикальні зони. Крім того, поділити шків в перерізі на горизонтальні зони і спростити деталі шківів, як показано на рис.2. В першій зоні (рис. 2) має місце джерело теплоти вздовж лінії, в яку перетворюється поверхня тертя при плоскому відображенні, конвективний теплообмін вздовж лінії відображення частини бокової поверхні шківів та кондуктивний теплообмін у вертикальному та горизонтальному напрямках.

Кондуктивним теплообміном в бік маточини знехтували, вважаючи, що в цьому місці прилив теплоізолюваний за допомогою гумового ущільнення, тобто теплообмін на цій поверхні відсутній. Проаналізувавши тепловий стан було виокремлено сім характерних зон в перерізі шківів; номер зони позначили через j , кількість зон $M = 7$. Тоді $1 \leq j \leq M$.

Для часової ітерації слід розбити час гальмування τ на N кількість часових відрізків і позначити їх $\Delta\tau_1, \Delta\tau_2, \dots, \Delta\tau_N$. Тривалість одного часового відрізка $\frac{\tau}{N}$. Нехай номер часового інтервалу — i . Тоді $1 \leq i \leq N$.

Шуканими параметром математичної моделі є значення середньої температури в будь-якій зоні барабанно-стрічкового гальма в будь-який момент гальмування $T^{cep}(i,j)$.

Тепловий баланс для інтервалу часу гальмування $\Delta\tau_i$ для довільної зони шківів товщиною h_j за умови дискретизації набуває такого вигляду:

$$\Delta Q_i = m_j c \Delta T^{cep}(i,j) + \alpha (T^{cep}(i-1,j) - T_{ноє}) F_j^K \Delta\tau_i + \frac{\lambda (T^{cep}(i-1,j) - T^{cep}(i-1,j^-)) F_{j-j^-} \Delta\tau_i}{h_{j^-}} + \frac{\lambda (T^{cep}(i-1,j) - T^{cep}(i-1,j^-)) F_{j-j^-} \Delta\tau_i}{B_{j^-}}, \quad (1)$$

де: ΔQ_i – кількість теплоти, що підводиться до зони протягом інтервалу $\Delta\tau_i$;

c, λ, α – питома теплоємність, коефіцієнт теплопровідності та коефіцієнт тепловіддачі матеріалу шківів відповідно;

$T^{cep}(i-1,j^-)$ – середня температура, яка встановилась за час τ_{i-1} , сусідньої менш навантаженої зони;

F_{j-j^-} – площа кондуктивного теплообміну між зоною, що розглядається, та зоною з меншою температурою;

m_j, F_j^K – відповідно маса та площа конвективного теплообміну зони, що розглядається;

h_{j^-} – товщина сусідньої зони з меншою температурою, в яку спрямований кондуктивний потік із зони, що розглядається;

B_{j^-} – товщина сусідньої зони з меншою температурою, в яку спрямований кондуктивний потік з зони, що розглядається.

Відведення теплоти під дією процесу випромінювання є незначним, тому ним можна знехтувати.

Кількість теплоти, що підводиться до зони протягом інтервалу $\Delta\tau_i$ визначається або за параметрами гальмування, якщо зона контактує з робочою поверхнею, або за параметрами кондуктивного потоку з сусідньої зони з вищою температурою.

Кількість теплоти, що підводиться до зони протягом інтервалу $\Delta\tau_i$ з боку робочої поверхні визначається в залежності від режиму гальмування у ході операцій опускання інструменту.

У процесі опускання інструменту в свердловину з постійною швидкістю V , теплота, що підводиться за інтервал часу $\Delta\tau_i$ до шківів, визначається із залежності

$$Q_V = \sigma M g d H = \sigma M g V \Delta\tau_i = \Delta U_i \Delta\tau_i, \quad (2)$$

де: M – сумарна маса інструменту та розмотаного канату;

σ – коефіцієнт розподілу теплових потоків між гальмовим шківом та фрикційними накладками гальмової стрічки;

H – глибина опускання інструменту.

При створенні сповільнення a від початкової швидкості опускання інструменту в свердловину V_{II} до кінцевої V_K , теплота, що підводиться за інтервал часу $\Delta\tau_i$ до шківів, визначається із залежності

$$Q_a = M a \frac{\sigma (V_n + V_K) \Delta\tau_i}{4} = \Delta U \Delta\tau_i. \quad (3)$$

Кондуктивний потік з сусідньої зони з вищою температурою

$$\Delta Q_i = \frac{\lambda (T^{cep}(i-1,j^+) - T^{cep}(i-1,j)) F_{j^+-j} \Delta\tau_i}{h_j}, \quad (4)$$

де: $T^{cep}(i-1,j^+)$ – середня температура, що встановилась за час τ_{i-1} , сусідньої, більш навантаженої зони;

F_{j^+-j} – площа кондуктивного теплообміну між зоною з вищою температурою та зоною, що розглядається.

ΔU_i – тепловий потік, що визначається згідно режимів гальмування;

Для знаходження температури в кожній зоні, отримали систему з семи рівнянь (наводиться в скороченому вигляді)

$$\left\{ \begin{aligned} \Delta U_i \Delta\tau_i \frac{m_1}{m_1 + m_2 + m_3} &= \\ &= m_1 c \Delta T^{cep}(i,1) + \alpha F_1^K \Delta\tau_i (T^{cep}(i-1,1) - T_{ноє}) + \\ &+ \frac{\lambda (T^{cep}(i-1,1) - T^{cep}(i-1,4)) F_{1-4} \Delta\tau_i}{h_4} + \\ &+ \frac{\lambda (T^{cep}(i-1,1) - T^{cep}(i-1,2)) F_{1-2} \Delta\tau_i}{B_2} \\ &\dots \\ &\frac{\lambda (T^{cep}(i-1,5) - T^{cep}(i-1,7)) F_{5-7} \Delta\tau_i}{h_7} = \\ &= m_7 c \Delta T^{cep}(i,7) + \alpha (T^{cep}(i-1,7) - T_{ноє}) F_7^K \Delta\tau_i, \end{aligned} \right. \quad (5)$$

де: ΔU_i – тепловий потік, визначається згідно режимів гальмування

c, λ, α – питома теплоємність, коефіцієнт теплопровідності та коефіцієнт тепловіддачі матеріалу шківів відповідно;

$F_{j-(j-3)}$ – площа кондуктивного теплообміну між відповідними зонами;

m_1, F_1^K – маса та площа конвективного теплообміну відповідної зони відповідно.

Розв'язок моделі визначається із залежності $T^{cep}(i,j) = \Delta T^{cep}(i,j) + T^{cep}(i-1,j)$. Приріст середньої температури ободу гальмового шківів

$\Delta T^{cep}(i,j)$ за інтервал часу $\Delta\tau_i$ визначається з системи рівнянь (5). Для знаходження розв'язку системи рівнянь (5), у будь-який момент часу τ_i необхідно задати початкові умови.

Початковою умовою є рівність поверхневої температури в усіх точках гальмового шківа $T^{cep}_{(0,1)} = T^{cep}_{(0,2)} = \dots = T^{cep}_{(0,M)} = T_0$.

В інтервалі часу $\Delta\tau_1$:

$$i = 1, \Delta T^{cep}_{(i-1,1)}, \Delta T^{cep}_{(i-1,2)}, \dots, \\ \Delta T^{cep}_{(i-1,M)} = 0, T^{cep}_{(i-1,j)} = T_0.$$

Щоб відтворити нерівномірність навантаження, що спостерігається на робочій поверхні шківа, доцільним є застосування в лівій частині трьох перших рівнянь системи (5) коефіцієнтів Π_1, Π_2, Π_3 , що враховували би ступінь притискування робочих поверхонь. Тепловий баланс (5) набув такого вигляду

$$\left\{ \begin{aligned} \Delta U_1 \Delta \tau_1 \frac{m_1}{m_1 + m_2 + m_3} \Pi_1 &= \\ &= m_1 c \Delta T^{cep}_{(1,1)} + \alpha (T_0 - T_{нов.}) F^K_1 \Delta \tau_1 \\ \Delta U_1 \Delta \tau_1 \frac{m_2}{m_1 + m_2 + m_3} \Pi_2 &= m_2 c \Delta T^{cep}_{(1,2)} \quad (6) \\ \Delta U_1 \Delta \tau_1 \frac{m_3}{m_1 + m_2 + m_3} \Pi_3 &= \\ &= m_3 c \Delta T^{cep}_{(1,3)} + \alpha (T_0 - T_{нов.}) F^K_3 \Delta \tau_1. \end{aligned} \right.$$

Знайдемо значення приросту температури шківа для зон I, II, III відповідно $\Delta T^{cep}_{(1,1)}, \Delta T^{cep}_{(1,2)}, \Delta T^{cep}_{(1,3)}$. Середня температура шківа в трьох зонах буде рівна:

$$T^{cep}_{(1,1)} = T_0 + \Delta T^{cep}_{(1,1)}, \\ T^{cep}_{(1,2)} = T_0 + \Delta T^{cep}_{(1,2)}, \\ T^{cep}_{(1,3)} = T_0 + \Delta T^{cep}_{(1,3)}.$$

В інших зонах температура в момент часу τ_1 буде рівною початковій температурі шківа.

Знаходження середньої температури в кожній зоні згідно описаної вище послідовності дасть змогу оцінити тепловий стан стрічково-колодкового гальма та передбачити можливість виникнення тріщин. Керуючись описаним методом дискретизації, можна отримати більш детальну теплову модель, шляхом збільшення кількості зон, на які розбивається переріз шківа.

Для забезпечення високої точності розрахунку параметри N, M мають бути якомога більшими, але існує обмеження у виборі цих параметрів.

Розглянемо детальніше рівняння теплового балансу на прикладі зони IV:

$$\frac{\lambda (T^{cep}_{(i-1,1)} - T^{cep}_{(i-1,4)}) F_{1-4} \Delta \tau_i}{h_4} + \\ + \frac{\lambda (T^{cep}_{(i-1,1)} - T^{cep}_{(i-1,5)}) F_{5-4} \Delta \tau_i}{B_4} = \\ = m_4 c \Delta T^{cep}_{(i,4)} + \alpha (T^{cep}_{(i-1,4)} - T_{нов.}) F^K_4 \Delta \tau_i.$$

Теплота, що акумулюється в об'ємі окремої зони IV шківа за час $\Delta\tau_i$ рівна різниці кількості теплоти, що підводиться кондуктивно до її бокової поверхні з боку більш теплонавантаженої зони I шківа та кількості теплоти, що відводиться конвективно від зони IV назовні (рис. 3).

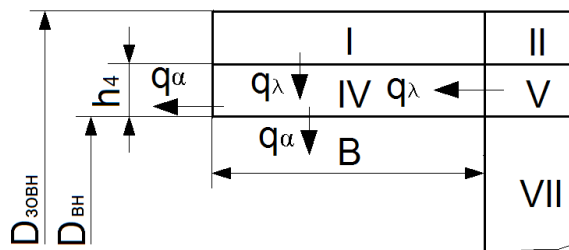


Рисунок 3 — Теплопередача в окремій зоні шківа

Оскільки нас цікавить обмеження на вибір часового кроку та товщини зони, автором розглядається граничний випадок, коли вся підведена теплота акумулюється в зоні IV і ще не встигає (навіть частково) розсіятися в повітря, а товщина зони мінімальна. Тоді запишемо $(T^{cep}_{(i-1,1)} - T^{cep}_{(i-1,4)}) = \Delta T^{cep}_{(i,4)}$ (впливом нагрівання з боку горизонтально розташованої ділянки знехтувано). Відомо, що перепад температур завжди вищий за приріст об'ємної температури, який він сам і спричиняє $(T^{cep}_{(i-1,1)} - T^{cep}_{(i-1,4)}) \geq 1$.

$$\Delta T^{cep}_{(i,4)}$$

Записавши (5) в більш зручній формі, отримуємо

$$\frac{(T^{cep}_{(i-1,1)} - T^{cep}_{(i-1,4)})}{\Delta T^{cep}_{(i,4)}} = \frac{m_4 c h_4}{\lambda F_{1-4} \Delta \tau_i}.$$

Розпишемо значення маси m_4 та площі

$$F_{1-4} \\ \frac{(T^{cep}_{(i-1,1)} - T^{cep}_{(i-1,4)})}{\Delta T^{cep}_{(i,4)}} = \frac{\rho c B \pi (D_{зовн}^2 - D_{вн}^2) h_4}{\lambda B \pi D_{зовн} \Delta \tau_i},$$

де: ρ – густина матеріалу, з якого виготовлений шків;

B – ширина зони (рис. 3);

$D_{зовн}$ – діаметр поверхні, що обмежує зону зверху (рис. 3);

$D_{вн}$ – діаметр поверхні, що обмежує зону знизу (рис. 3).

Після спрощення отримаємо

$$\frac{(T^{cep}_{(i-1,1)} - T^{cep}_{(i-1,4)})}{\Delta T^{cep}_{(i,4)}} = \frac{\rho c B \pi (D_{зовн} + D_{вн}) h_4^2}{\lambda B \pi D_{зовн} \Delta \tau_i}.$$

Оскільки, йдеться про те, щоб з метою досягнення високої точності розрахунку вибирати мінімальні значення h_j , то можна вважати, що

$D_{зовн} \approx D_{вн}$. Тоді, остаточно отримуємо умову

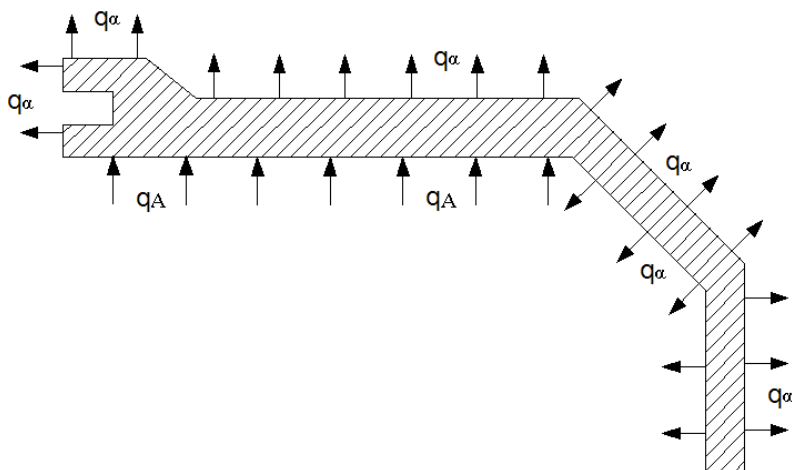


Рисунок 4 — Теплові процеси в гальмовому барабані

знаходження вірного розв'язку математичної моделі методом дискретизації параметрів:

$$h_j \geq \sqrt{\frac{\lambda \Delta \tau_i}{\rho c}} \quad (7)$$

Аналогічним чином було побудовано математичну модель теплових процесів під час роботи барабанно-колодкового гальма автомобіля.

Теплові навантаження гальмових механізмів автомобільних гальм постійно зростають у зв'язку з покращенням тягово-швидкісних властивостей автомобілів, підвищенням інтенсивності руху та збільшенням ваги транспортних засобів. Ці чинники є причиною зростання поверхневих та об'ємних температур деталей пар тертя [3]. Тому питання створення засобів для дослідження теплового стану барабанно-колодкових гальм є дуже актуальним.

На рис. 4 зображено теплові потоки, що супроводжують роботу барабанно-колодкового гальма. Тепловий потік внаслідок гальмування q_A підводиться до робочої поверхні та акумулюється в об'ємі гальмового барабана. Частина теплового потоку q_α відводиться під дією конвекції у навколишнє середовище.

У процесі побудови геометричної форми (рис. 5), зручної для подальшого розрахунку, застосуємо ряд спрощень.

Зважаючи на те, що в горизонтальному напрямі градієнти температур, що встановлюються під час роботи гальма, є незначними, геометричну форму розбили на 16 горизонтальних частин (4 на ободі гальмового барабана $I \leq k \leq V$ і 12 на боковій стінці $1 \leq j \leq 12$). В місці кріплення барабана до фланця гальмовий барабан вважається теплоізолюваним від фланця за допомогою гумового ущільнення, тобто кондуктивний теплообмін в місці кріплення гальмового барабана відсутній.

Кількість теплоти $Q_{z.m.}$, що генерується на робочій поверхні гальмового механізму, розподіляється між гальмовим барабаном та гальмовою колодкою в пропорції, що відповідає коефіцієнту розподілу теплових потоків σ' . Тобто

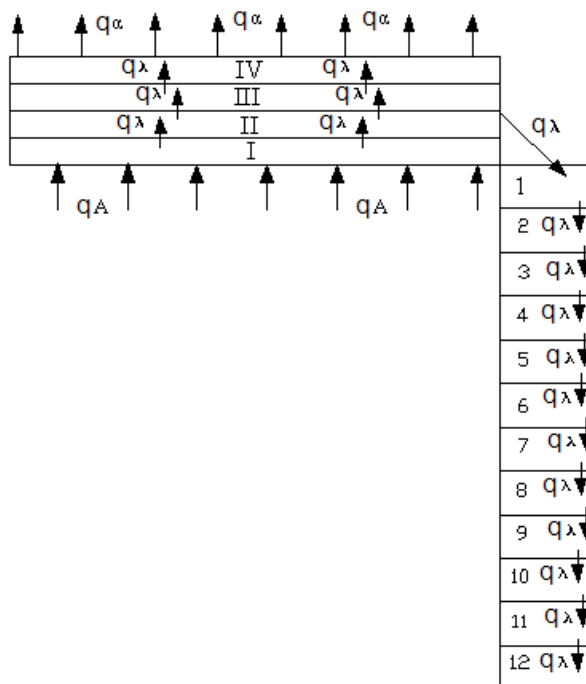


Рисунок 5 — Зони геометричної форми моделі гальмового барабану автомобіля

кількість теплоти, що поглинається гальмовим барабаном буде рівна $Q_\sigma = \sigma' Q_{z.m.}$, а гальмовою колодкою — $Q_\kappa = (1 - \sigma') Q_{z.m.}$. За відсутності юзу транспортного засобу під час гальмування вся різниця кінетичної або потенціальної енергії автомобіля до і після гальмування перетворюється у теплову енергію і віддається гальмам транспортного засобу $\Sigma Q_{z.m.} = \Delta E^{\kappa(n)}$.

Шуканими параметрами є значення температури в різних частинах барабанно-колодкового гальма у будь-який момент гальмування.

Розіб'ємо час гальмування τ на N кількість часових відрізків і позначили їх $\Delta \tau_1, \Delta \tau_2, \dots, \Delta \tau_N$. Тривалість одного часового відрізка — $\frac{\tau}{N}$. Номер часового інтервалу — $1 \leq i \leq N$.

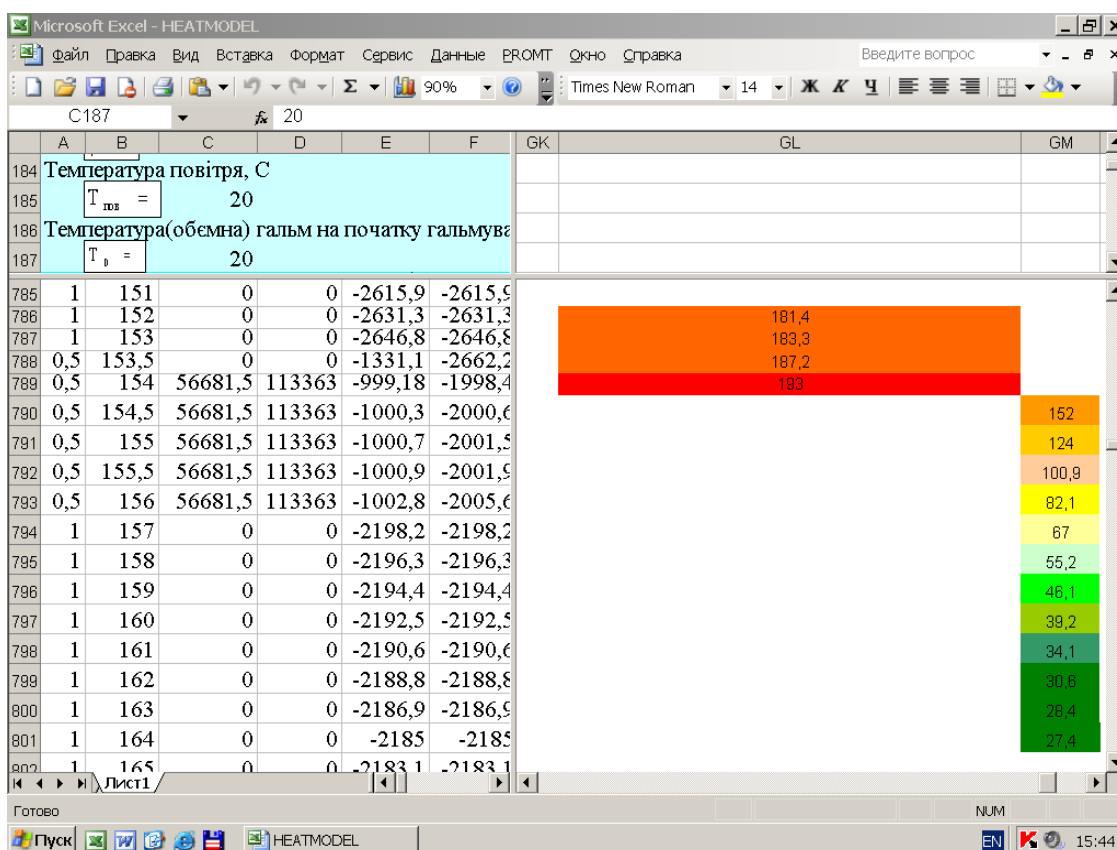


Рисунок 6 — Вікно теплової моделі HEATMODEL, виконаної за допомогою Microsoft Excel

За час гальмування $\Delta\tau_i$ до ободу гальмового барабана підводиться кількість теплоти $\Delta U_i \Delta\tau_i$. Частина теплоти відводиться під дією конвекції, частина відводиться в бокову стінку під дією кондуктивності. Відведення теплоти за допомогою випромінювання є незначним, тому ним можна знехтувати.

Кількість теплоти, що підводиться до частини I протягом інтервалу $\Delta\tau_i$, визначається в залежності від режиму гальмування:

– при сповільненні автомобіля

$$\Delta E_{z.об.} = G_a j \frac{(1-\gamma)\sigma'(V_n + V_K)}{4} \Delta\tau = \Delta U \Delta\tau, \quad (8)$$

де: G_a – повна вага ТЗ;

V_{II}, V_K – швидкість на початку та наприкінці гальмування відповідно;

γ – коефіцієнт розподілу гальмових сил між осями автомобіля;

ΔU – тепловий потік.

– під час пригальмування на спуску з постійною швидкістю V_c

$$\Delta E_{z.об.} = \frac{G_a g V_c (\sin i - f')(1-\gamma)\sigma'}{2} \Delta\tau = \Delta U \Delta\tau, \quad (9)$$

де: i – нахил дороги;

f' – коефіцієнт опору кочення.

Вважаємо, що вся кількість теплоти, що генерується на робочих поверхнях за інтервал часу $\Delta\tau_i$, в обсязі, пропорційному до коефіцієнта розподілу теплових потоків між гальмовим

барабаном та фрикційними накладками гальмової колодки σ , акумулюється частиною I ободу гальмового барабана. При цьому за той самий інтервал часу від частини I до частини II гальмового барабана було відведено певну кількість теплоти шляхом кондуктивного теплообміну, пропорційну до різниці середніх температур що встановились за час τ_{i-1} між частинами I та II гальмового барабана ($T_{об.cep}^{i-1,I}$ та $T_{об.cep}^{i-1,II}$). Аналогічний кондуктивний теплообмін спостерігається і на границях інших частин гальмового барабана.

Наприкінці кожного інтервалу часу визначається середня температура ободу гальмового барабана $T_{об.cep}^i$ і застосовується для розрахунку перепаду середніх температур на границі частини №1 бокової стінки гальмового барабана.

На вільній поверхні частини IV гальмового барабана відбувається конвективний теплообмін внаслідок перепаду середньої температури обода гальмового барабана $T_{об.cep}^{i-1,IV}$, що встановилась в ободі за час τ_{i-1} , та температурі повітря $T_{нов.}$. Конвективним та променевим теплообміном на інших поверхнях нехтуємо.

Аналогічно до описаного вище, складається система з 16 рівнянь теплового балансу в дискретизовані формі (для кожної частини складається окреме рівняння), в результаті розв'язку якої за заданих початкових умов у кожний момент часу знаходиться приріст тем-

ператури в кожній частині ободу чи бокової стінки гальмового барабана. Наступним кроком є знаходження температури в кожній частині шляхом додавання приросту до значення температури в попередній проміжок часу, аналогічно до описаного вище.

Залежність (7) є умовою знаходження вірного розв'язку і для теплової моделі гальмового барабана.

На основі наведеного методу дискретизації параметрів математичної моделі було створено програму HEATMODEL засобами Microsoft Excel (рис. 6). Максимальне відхилення результатів математичної моделі від експериментальних даних складає 9 %, що свідчить про адекватність моделі.

Таким чином, створено математичні моделі теплових процесів, що відбуваються в гальмовому шківі бурової лебідки та гальмовому барабані автомобіля під час гальмування за допомогою дискретизації параметрів рівняння теплового балансу та ітерації, що дають змогу комплексно дослідити вплив конструктивних та фізичних чинників на температурне поле, а також порівняти вплив кондуктивного та конвективного охолодження на різних стадіях гальмування.

Література

- 1 Тормозные устройства: [Справочник] / М.П.Александров, А.Г.Лысяков, Н.В.Федосеев, М.В.Новожилов; под общ. ред. Александрова М.П. – М.: Машиностроение, 1985. – 312 с.
- 2 Малик В.Я. Підвищення ресурсу гальмівних шківів бурових лебідок / В.Я.Малик // Розвідка та розробка нафтових та газових родовищ. – 2005. – № 1(14). – С. 78-82.
- 3 Вольченко А.И. Тепловой расчет тормозных устройств / А.И.Вольченко – Львов: Высшая школа, 1987. – 133 с.

Рекомендовано до друку Оргкомітетом науково-технічної конференції молодих вчених "Техніка і прогресивні технології у нафтогазовій інженерії", яка відбулася в ІФНТУНГ 16-20.09.2008 р.