
Hanna KOCHANEK*, **Jan SADOWSKI***

ANALIZA WPŁYWU ZUŻYWANIA NA USTALONE POLE TEMPERATURY PARY TARCIOWEJ

ANALYSIS OF THE IMPACT OF WEAR ON THE STABLE TEMPERATURE FIELD OF A FRICTION COUPLE

Słowa kluczowe:

pole temperatury, zużycie tarciove, modele procesów cieplnych

Key words:

temperature field, friction wear, thermal processes model

Streszczenie

Prezentowane w literaturze przedmiotu modele procesów cieplnych spowodowanych tarcieniem zbudowane są na założeniu równości pracy i ciepła tarcia. Uproszczenie takie jest uzasadnione niewielkim, najczęściej kilkuprocentowym udziałem w bilansie energii składowej potrzebnej do tworzenia się produktów zużycia. W pracy [L. 1] autorzy wykazali istotny wpływ tego udziału na niestacjonarne pole temperatury elementów modelowej pary tarciowej, którą stanowiły dwie półnieskończone rury cienkościenne wymieniające ciepło z otoczeniem. Niniejsza praca nawiązuje do pracy [L. 1] i poświęcona jest analizie stacjonarnych procesów cieplnych w elementach systemu tribologicznego również

* Uniwersytet Technologiczno-Humanistyczny, Wydział Mechaniczny, ul. Krasickiego 54, 26-600 Radom, Polska.

przy założeniu, że część pracy tarcia powoduje zużywanie. Dodatkowo uwzględniono skończone długości rur cienkościennych. Wybór do analizy pary tarciowej z liniowym polem temperatury został podyktowany potrzebą uzyskania przejrzystej interpretacji wyników. Ustalono temperaturę styku tarciowego i rozkłady temperatury w poszczególnych rurach. Uwzględniono własności fizyczne materiałów, warunki wymiany ciepła z otoczeniem i niektóre cechy geometryczne trących się elementów. W celu zilustrowania wpływu zużywania na pola temperatury przybliżono także model trących się rur cienkościennych, oparty na założeniu o równości między pracą i ciepłem tarcia. Następnie porównano ze sobą oba modele. Przykłady obliczeniowe wykonano, stosując programy komputerowe Delphi i Excel. Wykazano, że zużywanie przyczynia się istotnie do zmniejszenia temperatury w poszczególnych punktach analizowanej pary tarciowej.

WPROWADZENIE

Głównymi składowymi bilansu energii charakteryzującego każdy system tribologiczny są praca tarcia i ciepło tarcia. Ponieważ pozostałe składowe mają w tym bilansie niewielki udział, to obliczenia elementów maszyn na rozgrzewanie przeprowadza się przy założeniu, że praca tarcia jest równa ciepłu tarcia. Następnie, stosując odpowiednie zależności analityczne, można ograniczyć maksymalną temperaturę w strefie tarcia do wartości pożądaných w każdym rozpatrywanym przypadku systemu (łożysko, sprzęgło cierne, hamulec, przekładnia zębata) [L. 2]. Analiza termodynamiczna oddziaływań energetycznych towarzyszących tarcia ciał stałych [L. 3–7], zwłaszcza badania kalorymetryczne [L. 8–10], ukazują celowość uwzględniania w analizach procesów cieplnych wydatku energii na zużywanie tribologiczne. Rozważania przeprowadzone w opracowaniu [L. 1] ujawniły istotny wpływ zużywania na niestacjonarne pole temperatury modelowej pary tarciowej. Uzyskane rezultaty obliczeń uzasadniają podejmowanie dalszych prac dla lepszego poznania tego wpływu również w przypadkach innych systemów tribologicznych. Dlatego w niniejszej pracy zanalizowano stacjonarne procesy cieplne towarzyszące tarcia i zużywanu w układzie dwóch rur cienkościennych o skończonej długości. Znaczenie modelowania tego rodzaju procesów jest celowe, ponieważ przybliży ono uwarunkowania termodynamiczne układów mechanicznych pracujących pod wpływem stałych w czasie wymuszeń, co jest częstym przypadkiem w eksploatacji maszyn.

W niniejszej pracy opisano analitycznie procesy cieplne na przykładzie modelu prostej pary tarciowej, uwzględniając jednocześnie pewien wkład energii na zużywanie. Następnie przeprowadzono analizę numeryczną pola temperatury w poszczególnych elementach tej pary. Do obliczeń wprowadzono dane o własnościach fizycznych materiałów, warunkach wymiany ciepła

z otoczeniem i o parametrach tarcia takich samych, jakie przyjęto dla przypadku opisanego w publikacji [L. 1]. Dzięki temu będzie możliwe porównanie ze sobą wyników analiz uzyskanych na podstawie dwóch różnych modeli procesów cieplnych. W szczególności zostanie uwzględniony wpływ długości elementów pary tarciowej oraz zużywania na rozkłady temperatury w tych elementach.

ANALIZA STACJONARNEGO POLA TEMPERATURY W TRĄCYCH SIĘ ELEMENTACH O SKOŃCZONEJ DŁUGOŚCI

Proponowany w niniejszym rozdziale sposób analizy stanu cieplnego pary tarciowej nawiązuje bezpośrednio do opisu niestacjonarnych pól temperatury w dwóch półnieskończonych trących się rurach zawartego w publikacji [L. 1]. Przyjęto bowiem, że trące się ciała 1 i 2 mają postać rur cienkościennych, zetkniętych ze sobą czołowo, obracających się dookoła własnych osi, z prędkościami zapewniającymi występowanie tarcia, podczas którego ich pola temperatury są jednowymiarowe względem współrzędnej skierowanej zgodnie z kierunkiem osi symetrii rur – **Rysunek 1**. W odróżnieniu od wspomnianego powyżej modelu procesów cieplnych rozważono przypadek stacjonarnych pól temperatury w elementach o skończonych długościach odpowiednio a_1 i a_2 , przyjmując ich promienie wewnętrzne – r i zewnętrzne – R . Przyjęto, że własności fizyczne materiałów są jednorodne, izotropowe i mają stałe: przewodności cieplne – λ_1, λ_2 , ciepła właściwe c_1, c_2 i gęstości ρ_1, ρ_2 . Wymiana ciepła z otoczeniem odbywa się według prawa Newtona, przy współczynniku przejmowania ciepła dla powierzchni bocznych rur $\alpha_k = \text{const}$ i dla powierzchni czołowych zewnętrznych – $\alpha_N = \text{const}$, przy stałej temperaturze otoczenia różnej Θ_p . Rozważa się temperaturę ciała $\Theta_1(x_1)$ i $\Theta_2(x_2)$ jako nadwyżki w stosunku do temperatury Θ_p . Jednostkowa moc tarcia w każdym punkcie styku ciał jest stała i wynosi $q = \mu p v$, gdzie: μ – współczynnik tarcia, p – nacisk jednostkowy na nominalnej powierzchni tarcia, v – prędkość poślizgu. Jednostkowa moc źródła ciepła stanowi część mocy tarcia i została opisana następująco [L. 3]:

$$q_c = q_{c1} + q_{c2} = \alpha [\Theta_o - \Theta(0)] = \frac{\mu p v}{(\Theta_o - \Theta_x)} [\Theta_o - \Theta(0)] = \text{const} \quad (1)$$

gdzie:

- Θ_o – temperatura błysku (maksymalna, w styku mikronierówności powierzchni),
- α – współczynnik przejmowania ciepła z obszaru tarcia do elementów trących się,

- $\Theta(0)$ – temperatura nominalnej powierzchni styku ciał,
 q_{c1} i q_{c2} – stałe w czasie, składowe gęstości strumienia cieplnego q_c przypisane odpowiednio elementowi 1 i 2. Przy temperaturze styku trących się ciał $\Theta(0) = \Theta_x$ nie zachodzi zużywanie tribologiczne [L. 3, 4, 11]. Ilość ciepła dostarczona w jednostce czasu do elementarnego odcinka ciała 1 (Rys. 1) o grubości dx_1 w wyniku przewodzenia ciepła opisują zależności:

$$d\dot{Q}(x_1+dx_1) - d\dot{Q}(x_1) = \lambda_1\pi(R^2 - r^2) \left\{ \frac{d}{dx_1} [\Theta(x_1) + \frac{d\Theta(x_1)}{dx_1} dx_1] - \frac{d\Theta(x_1)}{dx_1} \right\} \quad (2)$$

Ilość ciepła odprowadzona w jednostce czasu z elementarnego odcinka ciała 1 o grubości dx_1 wskutek konwekcji wynika ze wzoru:

$$d\dot{Q}_N = 2\pi(R+r)\alpha_k\Theta(x_1)dx_1 \quad (3)$$

Porównując ze sobą (2) i (3), uzyskuje się bilans energii w postaci równania ustalonego przewodzenia ciepła dla rozpatrywanego 1 ciała:

$$\frac{d^2\Theta(x_1)}{dx_1^2} = b_1^2\Theta(x_1) \quad (4)$$

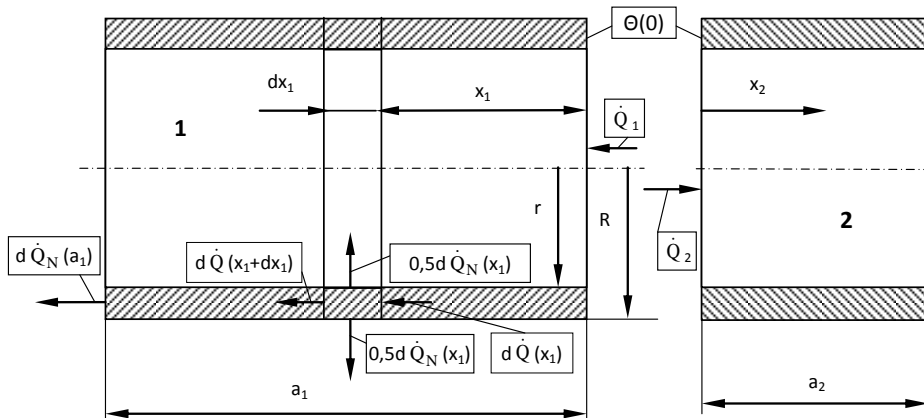
W ten sam sposób dochodzi się do równania ustalonego przewodzenia ciepła dla ciała 2:

$$\frac{d^2\Theta(x_2)}{dx_2^2} = b_2^2\Theta(x_2) \quad (5)$$

gdzie współczynniki charakteryzujące wymianę ciepła z otoczeniem:

$$b_1 = \sqrt{\frac{2\alpha_k}{\lambda_1(R-r)}} \quad (6)$$

$$b_2 = \sqrt{\frac{2\alpha_k}{\lambda_2(R-r)}} \quad (7)$$



Rys. 1. Schemat do objaśnienia stacjonarnych procesów cieplnych w rurach cienkościennych wywołanych tarciem i zużyciem w ich styku czołowym

Fig. 1. Schematic diagram for explaining the stationary thermal processes in thin-walled pipes caused by the friction and wear at the leading contact

Dalsze rozważania mają na celu zmodyfikowanie opisu ustalonej wymiany ciepła w przecie o skończonej długości zamieszczonego w pracy [L. 12]. Modyfikacja ta polega na uzależnieniu własności źródła ciepła od parametrów procesu tarcia – według wzoru (1) oraz na uwzględnieniu geometrii obu trących się elementów.

Zadanie wyznaczenia pola temperatury w elementach układu przedstawionego na **Rys. 1** sprowadza się do:

– rozwiązania równania (4) przy warunkach brzegowych:

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_1(0), \quad \dot{Q}_1(a_1) = \alpha_N \Theta(a_1) \pi (R^2 - r^2);$$

– rozwiązania równania (5) przy warunkach brzegowych:

$$\dot{Q}_2 = \dot{Q}_2(0), \quad \dot{Q}_2(a_2) = \alpha_N \Theta(a_2) \pi (R^2 - r^2);$$

– uwzględnienia warunku więzów:

$$\Theta(x_1 = 0) = \Theta(x_2 = 0) = \Theta(0),$$

jeżeli $\dot{Q}_1(0) + \dot{Q}_2(0) = \alpha [\Theta_0 - \Theta(0)] \pi (R^2 - r^2)$.

Rozwiązania ogólne równań (4) i (5) są następujące:

$$\Theta(x_1) = C_1 e^{b_1 x_1} + D_1 e^{-b_1 x_1} \quad (8)$$

$$\Theta(x_2) = C_2 e^{b_2 x_2} + D_2 e^{-b_2 x_2} \quad (9)$$

Jeżeli $x_1 = x_2 = 0$, to

$$\Theta(0) = C_1 + D_1 = C_2 + D_2 \quad (10)$$

Stałe C_1 , D_1 , C_2 i D_2 zależą od konstrukcji pary tarciowej i wymiany ciepła z otoczeniem. Dla pierwszego elementu wyznacza się C_1 i D_1 , przyjmując, że na odległości $x_1 = a_1$ zachodzi konwekcja przy współczynniku przejmowania ciepła α_N . Gęstość strumienia odprowadzanego ciepła do otoczenia na końcu rury 1 wynosi:

$$-\lambda_1 \frac{d\Theta(a_1)}{dx_1} = -\lambda_1 b_1 (C_1 e^{b_1 a_1} - D_1 e^{-b_1 a_1}) = \alpha_N \Theta(a_1),$$

zatem:

$$D_1 e^{-b_1 a_1} - C_1 e^{b_1 a_1} = \frac{\alpha_N}{\lambda_1 b_1} (C_1 e^{b_1 a_1} + D_1 e^{-b_1 a_1}) \quad (11)$$

Na podstawie (10) i (11) otrzymuje się:

$$C_1 = \Theta(0) \frac{\left(1 - \frac{\alpha_N}{\lambda_1 b_1}\right) e^{-b_1 a_1}}{e^{b_1 a_1} + e^{-b_1 a_1} + \frac{\alpha_N}{\lambda_1 b_1} (e^{b_1 a_1} - e^{-b_1 a_1})} \quad (12)$$

$$D_1 = \Theta(0) \frac{\left(1 + \frac{\alpha_N}{\lambda_1 b_1}\right) e^{b_1 a_1}}{e^{b_1 a_1} + e^{-b_1 a_1} + \frac{\alpha_N}{\lambda_1 b_1} (e^{b_1 a_1} - e^{-b_1 a_1})} \quad (13)$$

Rozkład temperatury $\Theta(x_1)$ w elemencie 1 określony jest wzorem [L. 12]:

$$\Theta(x_1) = \Theta(0) \frac{\cosh b_1(a_1 - x_1) + \frac{\alpha_N}{\lambda_1 b_1} \sinh b_1(a_1 - x_1)}{\cosh b_1 a_1 + \frac{\alpha_N}{\lambda_1 b_1} \sinh b_1 a_1} \quad (14)$$

natomiast w elemencie 2 – następującym wzorem:

$$\Theta(x_2) = \Theta(0) \frac{\cosh b_2(a_2 - x_2) + \frac{\alpha_N}{\lambda_2 b_2} \sinh b_2(a_2 - x_2)}{\cosh b_2 a_2 + \frac{\alpha_N}{\lambda_2 b_2} \sinh b_2 a_2} \quad (15)$$

Gęstość strumienia ciepłego płynącego z obszaru kontaktu trących się ciał do ciał 1 i 2 opisują zależności:

$$q_{c1} = -\lambda_1 \frac{d\Theta(0)}{dx_1} = -\lambda_1 b_1 (C_1 - D_1) = \lambda_1 b_1 \Theta(0) \frac{\frac{\alpha_N}{\lambda_1 b_1} + \operatorname{tgh} b_1 a_1}{1 + \frac{\alpha_N}{\lambda_1 b_1} \operatorname{tgh} b_1 a_1} \quad (16)$$

$$q_{c2} = -\lambda_2 \frac{d\Theta(0)}{dx_2} = -\lambda_2 b_2 (C_2 - D_2) = \lambda_2 b_2 \Theta(0) \frac{\frac{\alpha_N}{\lambda_2 b_2} + \operatorname{tgh} b_2 a_2}{1 + \frac{\alpha_N}{\lambda_2 b_2} \operatorname{tgh} b_2 a_2} \quad (17)$$

Przyjmując, że $q_{c1} = kq_{c2} = q_c - q_{c2} = \frac{\mu p v}{(\Theta_o - \Theta_x)} [\Theta_o - \Theta(0)] - q_{c2}$, otrzymuje się:

$$q_{c1} = \frac{\mu p v [\Theta_o - \Theta(0)] k}{(\Theta_o - \Theta_x)(1+k)} \quad (18)$$

$$q_{c2} = \frac{\mu p v [\Theta_o - \Theta(0)]}{(\Theta_o - \Theta_x)(1+k)} \quad (19)$$

Ze wzorów (16) i (17) wynika współczynnik k:

$$k = \frac{\lambda_1 b_1 \frac{\frac{\alpha_N}{\lambda_1 b_1} + \operatorname{tgh} b_1 a_1}{1 + \frac{\alpha_N}{\lambda_1 b_1} \operatorname{tgh} b_1 a_1}}{\lambda_2 b_2 \frac{\frac{\alpha_N}{\lambda_2 b_2} + \operatorname{tgh} b_2 a_2}{1 + \frac{\alpha_N}{\lambda_2 b_2} \operatorname{tgh} b_2 a_2}} \quad (20)$$

Po uwzględnieniu (20) w zależnościach (16) i (18) lub (17) i (19) można określić poszukiwaną temperaturę styku tarciovego:

$$\Theta(0) = \frac{\Theta_o}{1 + \frac{\Theta_o - \Theta_x}{\mu p v} C_o} \quad (21)$$

gdzie stała C_o charakteryzująca parę tarciovą i wymianę ciepła z otoczeniem opisana jest zależnością:

$$C_o = \lambda_1 b_1 \frac{\frac{\alpha_N}{\lambda_1 b_1} + \operatorname{tgh} b_1 a_1}{1 + \frac{\alpha_N}{\lambda_1 b_1} \operatorname{tgh} b_1 a_1} + \lambda_2 b_2 \frac{\frac{\alpha_N}{\lambda_2 b_2} + \operatorname{tgh} b_2 a_2}{1 + \frac{\alpha_N}{\lambda_2 b_2} \operatorname{tgh} b_2 a_2} \quad (22)$$

Zastosowanie wzoru (21) we wzorach (14) i (15) pozwala na opisanie pola temperatury w obu rozpatrywanych elementach pary tarcioviej przy założeniu, że część pracy tarcia powoduje nagrzewanie się, a pozostała część – ich zużywanie.

Jeżeli zużywanie nie zachodzi, to należy przyjąć jednostkową moc źródła ciepła równą jednostkowej mocy tarcia:

$$q'_c = q'_{c1} + q'_{c2} = \mu p v \quad (23)$$

i ustalić następujące składowe strumienia ciepłego:

$$q'_{c1} = \frac{\mu p v k}{1 + k} \quad (24)$$

$$q'_{c2} = \frac{\mu p v}{1 + k} \quad (25)$$

Uwzględniając (20) i (24) we wzorze (14) lub (20) i (25) we wzorze (15), wyznacza się dla przypadku tarcia bezzużyciowego temperaturę styku tarcio-
wego według zależności:

$$\Theta'(0) = \frac{\mu p v}{C_o} \quad (26)$$

gdzie: stała C_o jest opisana wzorem (22).

Między temperaturami $\Theta(0)$ i $\Theta'(0)$ zachodzi następująca relacja:

$$\Theta(0) = \frac{\Theta_o \Theta'(0)}{\Theta'(0) + \Theta_o - \Theta_x} \quad (27)$$

Zastosowanie wzoru (26) we wzorach (14) i (15) pozwala na opisanie pola
temperatury w obu rozpatrywanych elementach pary tarciowej przy założeniu,
że cała praca tarcia powoduje ich nagrzewanie się.

PRZYKŁADY PROCESÓW CIEPNYCH I CIEPLNO- -ZUŻYCIOWYCH ZACHODZĄCYCH W MODELOWEJ PARZE TARCIOWEJ

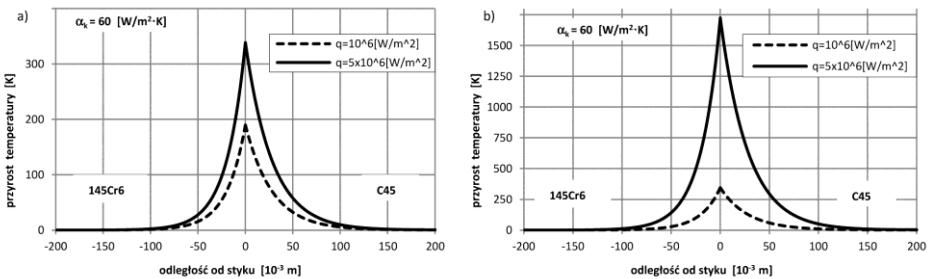
W celu zilustrowania procesów cieplnych i cieplno-zużyciowych w opisanej
parze tarciowej w oparciu o zależności (14), (15), (21) i (26) przyjęto konkretne
wartości parametrów charakteryzujących geometrię, materiały elementów pary
tarciowej, parametry tarcia i otoczenie. Ponieważ temperatury $\Theta(0)$, $\Theta'(0)$,
 Θ_o i Θ_x odniesiono do temperatury początkowej $\Theta_p = 0$, to wyrażają one
nadwyżki temperatur względem Θ_p . Zatem, aby wyrazić ich rzeczywiste
wartości należy uwzględnić faktycznie istniejącą temperaturę otoczenia jako
początkową. W dalszych rozważaniach założono, że $\Theta_p = 290$ K i nie zmienia
się w czasie. Przyjęto, jak w pracy [L. 1], wartości promieni rur zewnętrznego
 $R = 0,032$ m i wewnętrznego $r = 0,030$ m – jednakowe dla wszystkich
rozpatrywanych przypadków par tarciowych. Współczynniki przejmowania
ciepła między parą tarciową i otoczeniem spełniają warunki: $\alpha_{k1} = \alpha_{k2} = \text{const} =$
 $\alpha_k = \alpha_N$. Chłodzenie scharakteryzowano współczynnikiem $\alpha_k = 60$ W/m²K,
którego wartość przybliża standardowe warunki wymiany ciepła między
uźebrowaną ścianką i otoczeniem. Również przyjęto dwie wartości jed-
nostkowej mocy tarcia $q = \mu p v$: 10^6 i $5 \cdot 10^6$ W/m². Zanalizowano dwa układy
materiałów: stal gat. 145Cr6 – stal gat. C45 oraz stal gat. 145Cr6 – miedź.
Wartość temperatury błysku Θ_o , jako nadwyżkę względem Θ_p przyjęto równą

421,1 K [L. 1]. Własności fizyczne analizowanych materiałów (λ , ρ , c oraz twardość H) i temperaturę charakterystyczną Θ_x przyjęto jak w pracy [L. 1] – **Tabela 1**.

Tabela 1. Przyjęte do obliczeń własności trących się materiałów [L. 1]
Table 1. The friction materials properties adopted for calculation [L. 1]

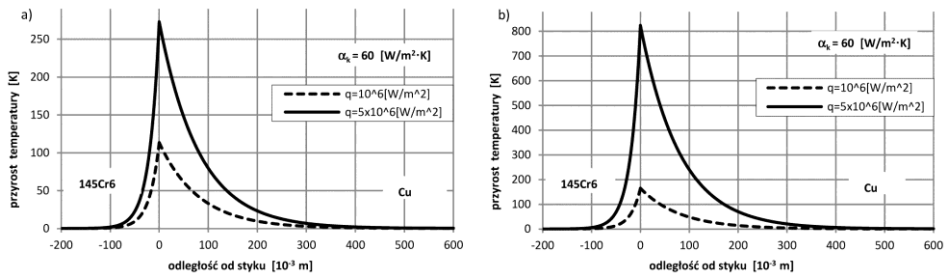
Materiał	λ W/mK	ρ kg/m ³	c J/kgK	H MPa	Θ_x K
Stal gat. 145Cr6	24	7640	650	6970	–
Stal gat. C45	48,1	7800	481	2200	290,85
Miedź	395	8930	383	1260	263,84

W celu zilustrowania procesów cieplnych na wybranych przykładach par tarciovych opisanych przez zależności (14), (15) i (21) zastosowano programy komputerowe Delphi i Excel. Na **Rysunku 2a** przedstawiono stacjonarne rozkłady przyrostów temperatury $\Theta(x)$ dla układu 145Cr6 – C45, zaś na **Rysunku 3a** – dla układu 145Cr6 – Cu dla dwóch wartości jednostkowej mocy źródła ciepła – $q = \mu p v$: 10^6 i $5 \cdot 10^6$ W/m². Długości rurek w przypadku pary 145Cr6 – C45 przyjęto jednakowe i równe 200 mm, w przypadku pary 145Cr6 – Cu – odpowiednio 200 i 600 mm. Mniejszy gradient temperatury w elemencie miedzianym spowodowany jest jej większą przewodnością cieplną w stosunku do przewodności stali. Było to powodem przyjęcia do obliczeń trzykrotnie większej długości rurki miedzianej. Dalsze zwiększanie długości badanych rurek nie wnosi już widocznych zmian rozkładów temperatury.



Rys. 2. Rozkłady przyrostów temperatury $\Theta(x)$ w elementach pary tarciovej przy $q = 10^6$ oraz $q = 5 \cdot 10^6$ [W/m²] (rurki o długościach $a_1 = a_2 = 200$ mm) ustalone na podstawie zależności (14) i (15) dla układu 145Cr6 – C45; a) przypadek tarcia ze zużyciem, b) przypadek tarcia bez zużycia

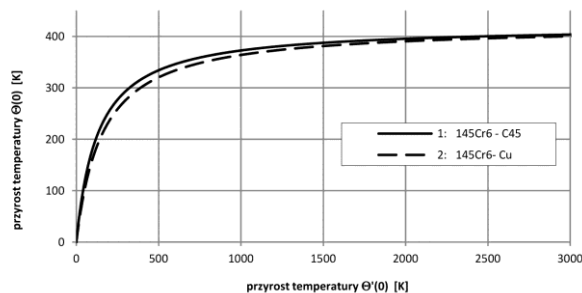
Fig. 2. Distributions of the temperature increase $\Theta(x)$ in the friction couple elements, if $q = 10^6$ and $q = 5 \cdot 10^6$ [W/m²] (tubes length $a_1 = a_2 = 200$ mm) determined by use equations (14) and (15) for 145Cr6 – C45; a) the case of friction with wear, b) the case of friction without wear



Rys. 3. Rozkłady przyrostów temperatury $\Theta(x)$ w elementach pary tarciowej przy $q = 10^6$ oraz $q = 5 \cdot 10^6$ [W/m^2] (rurki o długościach $a_1 = 200$, $a_2 = 600$ mm) ustalone na podstawie zależności (14) i (15) dla układu 145Cr6 – Cu; a) przypadek tarcia ze zużyciem, b) przypadek tarcia bez zużycia

Fig. 3. Distributions of the temperature increase $\Theta(x)$ in the friction couple elements, if $q = 10^6$ and $q = 5 \cdot 10^6$ [W/m^2] (tubes length $a_1 = 200$, $a_2 = 600$ mm) determined by use equations (14) and (15) for 145Cr6 – Cu; a) the case of friction with wear, b) the case of friction without wear

Na **Rysunkach 2b** i **3b** zamieszczono rozkłady temperatury w tych samych elementach trących się wyznaczone w oparciu o model tarcia, w którym pominięto zużycie – zależności (14), (15) i (26). Z porównania wykresów – **Rys. 2a, 3a** i **2b, 3b** wynika duży wpływ zużycia na pole temperatury w elementach pary tarciowej. Występujące tu różnice zwiększają się ze wzrostem mocy jednostkowej q . Pomijanie zużycia przy modelowaniu procesów cieplnych skutkuje zawyżonymi wartościami temperatury. W szczególnym przypadku (**Rys. 2b**) uzyskuje się temperaturę przekraczającą punkt topnienia stali, co nie ma uzasadnienia fizycznego.



Rys. 4. Ilustracja zależności (27) między przyrostami temperatury $\Theta(0)$ i $\Theta'(0)$ dla par tarciowych 145Cr6-C45 i 145Cr6-Cu

Fig. 4. Illustration of relationship of the temperature increase $\Theta(0)$ and $\Theta'(0)$ (27) for friction couples 145Cr6-C45 and 145Cr6-Cu

Wpływ zużycia na pole temperatury w elementach pary tarciowej można również pośrednio pokazać, posiłkując się zależnością (27) między przyro-

stami temperatury $\Theta(0)$ i $\Theta'(0)$ – **Rys. 4**. Znaczenie przyrostów tych temperatur jest ważne, gdyż warunkują one rozkłady temperatury – zależności (14) i (15). Przyrost temperatury styku tarcowego $\Theta(0)$ w przypadku zużywania jest zawsze mniejszy niż przyrost $\Theta'(0)$ – gdy zużywanie nie występuje.

W celu porównania ze sobą modeli procesów cieplnych w elementach trących się – zaproponowanego w niniejszej pracy z modelem opisanym w pracy [L. 1] zostaną zilustrowane również wyniki obliczeń rozkładów temperatury według wzorów (28) i (29).

$$\Theta(x_1, t) = \int_0^t \frac{\frac{\mu p v}{\Theta_0 - \Theta_x} [\Theta_0 - \Theta''(0, \tau)] (\exp b_1 \tau) d\tau}{[(\exp b_1 \tau) \sqrt{c_1 \rho_1 \lambda_1} + (\exp b_2 \tau) \sqrt{c_2 \rho_2 \lambda_2}] \sqrt{\pi \tau}} \exp\left(-b_1 \tau - \frac{x_1^2 c_1 \rho_1}{4 \lambda_1 \tau}\right) \quad (28)$$

$$\Theta(x_2, t) = \int_0^t \frac{\frac{\mu p v}{\Theta_0 - \Theta_x} [\Theta_0 - \Theta''(0, \tau)] (\exp b_2 \tau) d\tau}{[(\exp b_1 \tau) \sqrt{c_1 \rho_1 \lambda_1} + (\exp b_2 \tau) \sqrt{c_2 \rho_2 \lambda_2}] \sqrt{\pi \tau}} \exp\left(-b_2 \tau - \frac{x_2^2 c_2 \rho_2}{4 \lambda_2 \tau}\right) \quad (29)$$

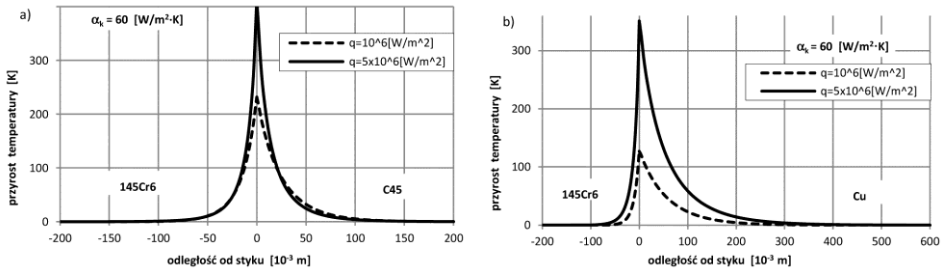
gdzie:

$$\Theta''(0, t) = \Theta_0 \left\{ 1 - \exp\left[-\frac{\mu p v}{(\Theta_0 - \Theta_x) \sqrt{\pi}} \Omega(t)\right] \right\} \quad (30)$$

oraz

$$\Omega(t) = \frac{t}{\int_0^t \frac{d\tau}{[(\exp b_1 \tau) \sqrt{c_1 \rho_1 \lambda_1} + (\exp b_2 \tau) \sqrt{c_2 \rho_2 \lambda_2}] \sqrt{\tau}}} \quad (31)$$

Rozkłady temperatury według tych zależności charakteryzują niestacjonarne procesy cieplne zachodzące w cienkościennych półnieskończonych rurach z liniowym polem temperatury w warunkach zużywania tribologicznego. Aby uzyskać rozkłady temperatury zbliżone do stacjonarnych, należy we wzorach powyższych przyjąć dostatecznie duże czasy t . Na podstawie przeprowadzonych symulacji stwierdzono, że zwiększanie czasu powyżej $t = 400$ s nie wpływa już na analizowane rozkłady temperatury. Ilustracje zależności (28) i (29) dla układów par trących 145Cr6 – C45 i 145Cr6 – Cu zamieszczono na **Rys. 5**, natomiast wartości temperatury styku elementów pary tarcowej obliczone na podstawie wzorów (21) oraz (28) i (29) dla czasu $t = 400$ s – w **Tabeli 2**.



Rys. 5. Przyrosty temperatury $\Theta(x, t = 400 \text{ s})$ w elementach pary tarciowej ze zużyciem ustalone na podstawie zależności (28) i (29): a) dla układu 145Cr6 – C45, b) dla układu 145Cr6 – Cu

Fig. 5. The increase of temperature $\Theta(x, t = 400 \text{ s})$ in elements of the friction couple, with wear, determined on the basis of equations: (28) i (29); a) for 145Cr6 – C45, b) for 145Cr6 – Cu

Tabela 2. Wartości temperatury styku elementów pary tarciowej obliczone na podstawie wzorów (21) oraz (28) i (29) dla czasu $t = 400 \text{ s}$

Table 2. The temperature values of elements of the friction couple, determined on the basis of equations: (21), (28) and (29) for $t = 400 \text{ s}$

Temperatura K	145Cr6 –C45		145Cr6 – Cu	
	$\mu_{pv} = 10^6 \text{ W/m}^2$	$\mu_{pv} = 5 \cdot 10^6 \text{ W/m}^2$	$\mu_{pv} = 10^6 \text{ W/m}^2$	$\mu_{pv} = 5 \cdot 10^6 \text{ W/m}^2$
$\Theta(0)$	189,84	338,60	114,32	274,03
$\Theta(0, 400)$	231,92	413,39	126,93	351,05

Uzyskane wartości temperatury w poszczególnych punktach elementów pary tarciowej oraz w ich styku na podstawie modelu opisanego w pracy [L. 1] są nieco większe od wartości wynikających z zależności (14), (15) i (21). Różnica ta jest spowodowana występowaniem chłodzenia na końcach rur, co nie zachodzi w przypadku rur półnieskończonych.

PODSUMOWANIE

W niniejszej pracy przedstawiono oryginalny model stacjonarnych procesów cieplnych zachodzących w elementach pary tarciowej w postaci zetkniętych ze sobą czołowo rur cienkościennych o skończonych długościach. Uzyskano opis analityczny jednowymiarowego pola temperatury w poszczególnych elementach. Zaprezentowano przykłady rozkładów temperatury dla wybranych realnych wartości wielkości fizycznych charakteryzujących trące się materiały, warunki wymiany ciepła oraz konstrukcję trących się ciał. Rozważono przypadek tarcia ze zużyciem oraz przypadek, kiedy praca tarcia równa jest ciepłu tarcia. Wykazano, że zużycie istotnie zmniejsza temperaturę

w poszczególnych punktach elementów pary tarciowej. Porównanie ze sobą dwóch modeli – procesów stacjonarnych w rurach o skończonej długości i nies-tacjonarnych w rurach półnieskończonych dla dostatecznie długich czasów tarcia wykazało różnicę spowodowaną chłodzeniem na końcach rur.

Z przeprowadzonej analizy procesów cieplnych przy tarcia wynika celowość uwzględniania w niej składowej bilansu energii przyczyniającej się do zużywania. Propozycje ustalenia tej składowej podano m.in. w pracach [L. 3, 4, 5, 7].

LITERATURA

1. Kochanek H., Sadowski J.: Zagadnienie wpływu zużycia na pole temperatury pary tarciowej. Tribologia 2012, nr 1, s. 73–84.
2. Mazanek E., Dziurski A., Kania L., Kasprzycki A.: Przykłady obliczeń z podstaw konstrukcji maszyn, cz. 2. WNT, Warszawa 2005.
3. Sadowski J.: Osobliwości procesów termodynamicznych towarzyszących tarcia metali. Wyd. Politechniki Radomskiej, Radom 2001.
4. Sadowski J.: Wybrane problemy bilansowania energii i masy w procesie tarcia ciał stałych. Wyd. Politechniki Radomskiej, Radom 2010.
5. Sadowski J.: Festkörperreibung und Verschleiß als Ursache und Wirkung der Energiedissipation (Teil 1). Tribologie und Schmierungs-technik 2011, Nr 1, S. 27–33.
6. Sadowski J.: Festkörperreibung und Verschleiß als Ursache und Wirkung der Energiedissipation (Teil 2). Tribologie und Schmierungs-technik 2011, Nr 2, S. 36–41.
7. Maciąg M.: Thermodynamic Model of the Metallic Friction Process. Journal of Tribology 2010, nr 3, s. 1–7.
8. Sadowski J., Sarnowicz L.: Kalorimetrische Untersuchungen zur Blitztemperatur. Tribologie und Schmierungs-technik 2001, Nr 1, S. 49–54.
9. Fedorov V.V.: Termodinamičeskie aspekty pročnosti i razrušenija tverdoch tel. FAN, Taškient 1979.
10. Kosteckij B.I., Linnik Ju.I.: Issledovanie energetičeskogo balansa pri vnešnem trenii metallov. Mašinovedenie 1968, nr 5, s. 82–93.
11. Sadowski J.: Untersuchungen zur maximalen Verschleißfestigkeit fester Körper. Tribologie und Schmierungs-technik 1990, Nr 3, S. 171–174.
12. Wiśniewski S.: Wymiana ciepła. PWN, Warszawa 1979.

Summary

The article investigates the models of the heat processes due to friction were constructed based the assumption of equality of work and the friction heat. Such a simplicity is justified by a small (most often a few percentage) share in the power balance of the power component is needed to create wear products.

In publication [L. 1], the authors showed the significant effect of this small share on the non-stationary temperature field of the elements of the model friction couple, which were two half-non-finite, thin-walled tubes

that exchange heat with the environment. This study refers to study [L. 1] and is dedicated to analyse the stationary heat processes in elements of a tribological system with the assumption that part of the friction work causes the wear.

Additionally, finite lengths of the thin-walled tubes were considered. The selection of the friction couple of the linear field of temperature was governed by the need to obtain a transparent interpretation of the results. The temperature in friction contact and the temperature distributions in individual tubes were determined. In this study, the following was taken into account: the physical properties of materials, the conditions of heat exchange with the environment, and some of geometrical features of friction elements. In order to illustrate the impact of wear on the temperature fields, the assumption of the equality of work and friction heat in the model of friction thin-wall tubes was done.

Then, two models were compared. Examples of calculations were performed using Delphi and Excel software. The calculations indicate that wear contributes significantly to lower temperatures at particular points of the analysed friction couple.