

Załącznik 2

AUTOREFERAT

1. Imię i Nazwisko: **Adam Piotr Adamowicz**

2. Posiadane dyplomy, stopnie naukowe – z podaniem nazwy, miejsca i roku ich uzyskania oraz tytułu rozprawy doktorskiej
magistra inżyniera: specjalność Komputerowe Wspomaganie Projektowania, Wydział Mechaniczny, Politechnika Białostocka, październik 1998 r.
doktora: Wydział Samochodów i Maszyn Roboczych, Politechnika Warszawska – dyscyplina naukowa: mechanika, kwiecień 2007 r. Temat pracy *Modelowanie osobliwych pól naprężeń w zagadnieniach mechaniki kruchego pękania*, promotor prof. dr hab. inż. Andrzej Seweryn (Politechnika Białostocka).

3. Informacje o dotychczasowym zatrudnieniu w jednostkach naukowych/artystycznych
01.10.1998 r. – 14.02.2000 r. – starszy mechanik, Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn, Wydział Mechaniczny, Politechnika Białostocka;
15.02.2000 r. – 30.09.2007 r. – asystent, Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn, Katedra Mechaniki i Informatyki Stosowanej, Wydział Mechaniczny, Politechnika Białostocka;
od **01.10.2007 r.** – adiunkt, Katedra Mechaniki i Informatyki Stosowanej, Wydział Mechaniczny, Politechnika Białostocka.

 1

4. Wskazanie osiągnięcia* wynikającego z art. 16 ust. 2. ustawy z dnia 14 marca 2003 r. o stopniach naukowych i tytule naukowym oraz o stopniach i tytule naukowym w zakresie sztuki (Dz.U. nr 65, poz. 595 ze zm.):

Moje osiągnięcie naukowe zgodnie z ustawą z dnia 14 marca 2003 r. (art. 16 ust. 2) stanowi jednotematyczny cykl artykułów pt. *Numeryczne modelowanie procesów cieplnych i mechanicznych zachodzących w elementach ciernych układów hamulcowych*. Cykl składa się z 7 publikacji (5 samodzielnych i 2 we współautorstwie) w czasopismach znajdujących się w bazie *Journal Citation Reports*.

Publikacje wchodzące w skład osiągnięcia naukowego stanowią:

- [1] A. Adamowicz, P. Grześ (2011), Analysis of discs brake temperature distribution during single braking under non-axisymmetric load, *Applied Thermal Engineering*, 31 (6-7), P.1003-1012, IF 2010: 1.826 (A. Adamowicz – udział 50%);
- [2] A. A. Yevtushenko, P. Grześ, A. Adamowicz (2015), Numerical analysis of thermal stresses in disk brakes and clutches (a review), *Numerical Heat Transfer. Part A-Applications*, 67 (2): 170–188, IF 2014: 1.975 (A. Adamowicz – udział 33%);
- [3] A. Adamowicz (2015), Axisymmetric FE model to analysis of thermal stresses in a brake disk, *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 53 (2): 357–370, IF 2014: 0.636;
- [4] A. Adamowicz (2016), Thermal stressed state of a disk in the process of multiple braking, *Materials Science*, 51 (6): 814–820, IF 2015: 0.143;
- [5] A. Adamowicz (2016), Effect of convective cooling on temperature and thermal stresses in disk during repeated intermittent braking, *Journal of Friction and Wear*, 37 (2): 107–112, IF 2015: 0.400;
- [6] A. Adamowicz (2016), Finite element analysis of the 3D thermal stress state in a brake disk, *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 54 (1): 205–218, IF 2015: 0.636;
- [7] A. Adamowicz (2016), Термонапряженное состояние трибосистемы накладка-диск при одноразовом торможении, *Journal of Friction and Wear* (zaakceptowane do druku), IF 2015: 0.400;

Adamowicz

Temperatura generowana podczas tarcia jest jednym z najważniejszych czynników wpływających na prawidłową pracę układu hamulcowego. Obszerny przegląd badań dotyczący opracowań numerycznych metod do oceny pola temperatury w układzie nakładka – tarcza hamulcowa zamieszczono w artykule [A. Yevtushenko, P. Grzes, 2010, *Num. Heat Transf. P. A*, 58, 207–226]. W powyższej pracy wykazano, że analiza numeryczna z wykorzystaniem metody elementów skończonych (MES) bardzo często stosowana jest do dwóch różnych modeli. Pierwszy, jest to model osiowosymetryczny (2D), pozwalający wyznaczyć średnią temperaturę na powierzchni cierniej tarczy hamulcowej. Główną zaletą zastosowania modelu dwuwymiarowego jest możliwość szybkiej oceny rozkładu średniej temperatury i odpowiadających jej naprężeń cieplnych w rozpatrywanym elemencie ciernym. Niedoskonałością tego modelu jest brak możliwości uwzględnienia oscylacyjnej zmiany temperatury na powierzchni kontaktu tarczy hamulcowej podczas procesu hamowania, a zatem również brak możliwości obliczenia na tej powierzchni temperatury maksymalnej. Znacznie bardziej zaawansowane i pozwalające uwzględnić o wiele więcej parametrów procesu są modele trójwymiarowe (3D) MES. Bez wątpienia największą ich wadą w modelowaniu zagadnień cieplnych tarcia i termosprężystości jest potrzeba dysponowania dużą mocą obliczeniową, a także czasochłonność samych obliczeń.

Badanie rozkładów temperatury wywołanych nagrzewaniem tarciovym w układzie ciernym tarcza hamulcowa – nakładka oraz porównanie obliczeń z dwóch modeli MES – dwuwymiarowego [P. Grzes, 2009, *Acta Mechanica et Automatica*, 3, 36–42] i trójwymiarowego, zostało zaprezentowane w artykule [1]. W powyższej pracy zaproponowano trójwymiarowy model MES jednokrotnego hamowania ze stałą lub liniowo zmieniającą się prędkością, przy stałej wartości i równomiernym rozkładzie ciśnienia kontaktowego. Założono, że na powierzchni kontaktu nakładki z tarczą na skutek działania sił tarcia generowane jest ciepło, które w postaci strumieni wnika do obu elementów układu. Gęstość strumieni ciepła jest równa mocy sił tarcia. W celu określenia ilości ciepła skierowanego do tarczy i do nakładki, wykorzystano wzór Bloka na obliczenie współczynnika rozdziału strumienia ciepła. Następnie zostało rozwiązane numerycznie trójwymiarowe zagadnienie początkowo-brzegowe przewodzenia ciepła dla tarczy z poruszającym się na jej powierzchni roboczej strumieniem ciepła o określonej intensywności.

Przeprowadzona analiza numeryczna z wykorzystaniem opracowanego trójwymiarowego modelu MES oraz porównanie uzyskanych wyników z modelem dwuwymiarowym, pozwoliła sformułować następujące wnioski:

- obliczona temperatura za pomocą modelu 3D zmienia się oscylacyjnie na powierzchni kontaktu nakładki z tarczą w czasie całego procesu jednokrotnego hamowania;
- porównanie ewolucji temperatury, na powierzchni roboczej tarczy, obliczonych za pomocą dwu- i trójwymiarowego modelu MES, wykazało ich dobrą zgodność im większa prędkość początkowa poślizgu, tym zgodność obliczeń była wyższa;
- wykorzystując model 2D można obliczyć uśrednioną temperaturę powierzchni tarczy hamulcowej;
- wraz z oddaleniem od powierzchni kontaktu, oscylacyjny charakter przebiegu temperatury (model 3D) zanika;
- dla liniowo zmniejszającej się prędkości temperatura na powierzchni kontaktu wraz z początkiem hamowania szybko wzrasta, aż do osiągnięcia maksymalnej wartości w około połowie czasu hamowania, a następnie spada do końca procesu;
- dla stałej prędkości hamowania temperatura monotonicznie rośnie wraz z upływem czasu hamowania.

Moje zainteresowanie zaprezentowaną w dalszej części referatu tematyką naukową zostało rozbudzone w trakcie pracy nad artykułem przeglądowym [2], dotyczącym numerycznego modelowania rozkładów naprężeń cieplnych w elementach ciernych układów hamulcowych oraz sprzęgieł. W powyższym artykule szczegółowo przeanalizowano zarówno uproszczone osiowosymetryczne, jak również zaawansowane trójwymiarowe modele numeryczne, opracowane dla różnych typów tarczowych układów hamulcowych (samochodowych, kolejowych, wyciągowych itp.) oraz sprzęgieł. W większości przeanalizowanych prac proponowane modele numeryczne zostały opracowane na bazie metody elementów skończonych.

Szczegółowa analiza prezentowanych w artykule przeglądowym [2] prac naukowych pozwoliła określić współczesny stan badań dotyczących modelowania naprężeń cieplnych w układach hamulcowych. Poniżej przedstawiono główne spostrzeżenia dotyczące opracowania powyższych modeli numerycznych:

- rozkład ciśnienia kontaktowego ma decydujący wpływ na temperaturę powierzchni ciernych i określa obszar największych zredukowanych naprężeń według hipotezy Hubera – von Misesa. Zatem założenie w modelu numerycznym zarówno stałego jak i nierównomiernego rozkładu ciśnienia kontaktowego może zafałszować rzeczywisty stan termiczny i mechaniczny w elementach ciernych układu hamulcowego;
- spośród komponentów tensora naprężeń, obwodowe i promieniowe naprężenia są dominujące i powinny zostać szczegółowo zbadane. Natomiast składowa naprężenia osiowego jest zazwyczaj kilkakrotnie mniejsza i nie jest brana pod uwagę;
- rozkład gęstości strumienia ciepła na powierzchniach ciernych jest jednym z głównych czynników mających wpływ na promieniowe i w konsekwencji na obwodowe naprężenia w tarczy hamulcowej i tarczy sprzęgła;
- problem zmęczenia materiału tarcz hamulcowych i sprzęgłowych nie jest dostatecznie zbadany ze względu na trudności w zastosowaniu oraz prawidłowym doborze kryteriów zmęczeniowych.

Należy również zauważyć, że wyniki zawarte w analizowanych pracach przedstawiających aktualny stan badań, dotyczących analizy naprężeń cieplnych i mechanicznych w elementach ciernych, nie uwzględniają wszystkich składników tensora naprężeń. Wyniki badań zazwyczaj ograniczają się do analizy promieniowych, obwodowych oraz zredukowanych rozkładów naprężeń, które zazwyczaj osiągają najwyższe wartości. Brakuje natomiast szczegółowej analizy poszczególnych składników tensora naprężeń oraz ich zmiany w czasie, ich rozwoju zarówno wewnątrz tarczy, jak i na powierzchni kontaktu. Dodatkowo, z niewielkimi wyjątkami, zależności współczynnika tarcia oraz właściwości termofizycznych materiałów ciernych od temperatury nie są w analizowanych badaniach brane pod uwagę.

Próba odpowiedzi na część zamieszczonych powyżej uwag została zaprezentowana w pracach [3–7].

W artykule [3] zaproponowano osiowosymetryczny model bazujący na metodzie elementów skończonych służący do wyznaczenia quasi-statycznych naprężeń cieplnych w tarczy hamulcowej. Rozpatrzono przypadek jednokrotnego hamowania z jednostajnym opóźnieniem w układzie ciernym nakładka - tarcza hamulcowa, w którym prędkość kątowa $\omega(t) = \omega_0(1 - t/t_s)$, $0 \leq t \leq t_s$ zmniejsza się liniowo, od początkowej wartości ω_0

w chwili $t = 0$ do zatrzymania w czasie $t = t_s$. Założono, że ciśnienie kontaktowe p_0 jest stałe i równomierne rozłożone na całej powierzchni tarcia. Pod wpływem działania sił tarcia na powierzchni kontaktu, pomiędzy nakładką i tarczą, generowane jest ciepło, które w postaci strumieni wnika do poszczególnych elementów układu, nagrzewając je. Generowany na powierzchni ciernej strumień ciepła jest proporcjonalny do gęstości mocy sił tarcia $q = q_d + q_p$, $q_d = \eta f \omega(t) r p_0$, $q_p = (1 - \eta) f \omega(t) r p_0$, gdzie q_d , q_p - są to gęstości strumienia ciepła skierowane do tarczy (indeks d) oraz do nakładki (indeks p); f - współczynnik tarcia; r - promień; η - współczynnik przekrycia tarczy z nakładką.

Ze względu na krótki czas trwania procesu hamowania, wymiana konwekcyjna z otaczającym środowiskiem została pominięta. Nie rozpatrywano rozkładu temperatury oraz stanu naprężeń w nakładce.

Niestacjonarny rozkład temperatury w tarczy hamulcowej w wyniku rozszerzenia termicznego generuje naprężenia cieplne. W opisywanym modelu przyjęto następujące założenia:

- materiał tarczy jest jednorodny i izotropowy, a właściwości termofizyczne nie zmieniają się wraz z temperaturą;
- proces nagrzewania tarcowego jest opisany za pomocą liniowej teorii przewodnictwa cieplnego (typu parabolicznego), a wymiana ciepła poprzez konwekcję i radiację jest pomijalnie mała w rozpatrywanym przypadku krótkotrwałego jednokrotnego hamowania i nie została uwzględniona;
- odpowiednie naprężenia cieplne zostały wyznaczone z rozwiązania liniowego układu równań niesprężonej termosprężystości;
- oddziaływanie mechaniczne pomiędzy nakładką i tarczą hamulcową zostało pominięte.

Na podstawie opracowanego modelu MES przeprowadzono analizę numeryczną rozkładów temperatury i quasi-statycznych naprężeń termicznych, dla pary ciernej złożonej z żeliwnej (ChNMKh) tarczy hamulcowej oraz metalowo-ceramicznej (FMC-11) nakładki. Właściwości materiałów, wymiary tarczy i nakładki oraz parametry operacyjne hamowania (czas hamowania, prędkość, współczynnik tarcia, ciśnienie kontaktowe) zaczerpnięto z prac [F. Talati, S. Jalalifar, 2009, *Heat Mass Transfer*, 45, 1047–1059; A.V. Chichinadze, 1967, Wyd. Nauka, Moskwa].

Bazując na otrzymanych rezultatach analizy numerycznej, wysunięto następujące wnioski:

Abbasian

- składowa promieniowa gradientu temperatury wynikająca z obciążenia cieplnego (proporcjonalnego do prędkości poślizgu) wywołuje naprężenia promieniowe σ_r , które z kolei mają wpływ na naprężenia obwodowe σ_θ . Wynik ten potwierdzają również badania dla sprzęgła wielopłytkowego analizowanego za pomocą metod różnic skończonych oraz elementów skończonych w pracy [P. Zagrodzki, 1985, *Wear*, 101, 255–271];
- dla stałego i równomiernego rozkładu ciśnienia kontaktowego, największe wartości naprężeń zredukowanych Hubera – von Misesa σ_{HM} są osiągane na wewnętrznej powierzchni tarczy pod koniec procesu hamowania. Nieco niższe wartości osiągane są na powierzchni kontaktu na zewnętrznym obszarze bieżni ciernej, w początkowej fazie hamowania;
- w przypadku rozpatrywanego zagadnienia nagrzewania tarcowego tarczy hamulcowej podczas jednokrotnego hamowania, dla typowego samochodu osobowego, naprężenia zredukowane Hubera – von Misesa σ_{HM} są około dwa razy mniejsze niż granica plastyczności badanego materiału tarczy;
- normalne naprężenia obwodowe σ_θ na powierzchni tarcia, które ze względu na symetrię osiową są naprężeniami głównymi, przyjmują największe wartości. Natomiast składowa normalnych naprężeń osiowych σ_z jest pomijalnie mała dla rozpatrywanego przypadku jednokrotnego hamowania.

Kontynuację badań z wykorzystaniem opisanego powyżej modelu osiowosymetrycznego stanowi artykuł [4]. W tej pracy, wykorzystując metodę elementów skończonych, zaproponowano matematyczny model tarcowego nagrzewania tarczy hamulcowej podczas wielokrotnego hamowania. Założenia podstawowe dotyczące budowy modelu są takie same jak w pracy [3]. Pod wpływem działania sił tarcia początkowa prędkość kątowa tarczy hamulcowej ω_0 zmniejsza się liniowo z czasem do zera w momencie zatrzymania $t = t_s$, a na powierzchni kontaktu energia kinetyczna zamieniana jest w energię cieplną. Podczas rozłączenia nakładki z tarczą, w chwili $t = t_c$, tarcza ponownie osiąga prędkość początkową ω_0 , po czym następuje kolejne hamowanie. Cały proces składa się z n powtórzeń hamowań, gdzie czas jednego cyklu jest równy $t_{sc} = t_s + t_c$. Założono, że wszystkie powierzchnie swobodne tarczy w czasie hamowania $t = t_{end}$ są adiabatyczne (współczynnik wymiany konwekcyjnej z otaczającym środowiskiem $h = 0$). Po ostatnim n hamowaniu nieruchoma tarcza ochładzana jest przez

okres $t = t_{cn}$. Czas, od początku pierwszego hamowania do końca procesu, jest równy $t_{end} = n \cdot t_{sc} - t_c + t_{cn}$.

Zgodnie z przyjętymi założeniami otrzymano numeryczne rozwiązanie osiowosymetrycznego początkowo-brzegowego zagadnienia przewodnictwa cieplnego. Znając rozkład temperatury w tarczy hamulcowej podczas całego procesu hamowania, stan naprężeń został wyznaczony z rozwiązania brzegowego zagadnienia quasi-statycznej termosprężystości.

Na podstawie uzyskanych rozwiązań przeprowadzono modelowanie numeryczne, w którym wykorzystano parametry wejściowe procesu z pracy [1]. Przyjęto tak jak w pracy [3] metalowo-ceramiczny (FMC-11) materiał nakładki oraz żeliwną (ChNMKh) tarczę hamulcową. Obliczono rozkłady temperatury i naprężeń termicznych w tarczy hamulcowej dla cyklu 10 hamowań. Rozwiązanie zagadnienia przewodnictwa cieplnego tarcia było poszukiwane z czasowym krokiem $\Delta t = 0,001$ [s] podczas każdego z hamowań, a w czasie zwiększania prędkości tarczy do wartości początkowej z krokiem $\Delta t = 0,01$ [s]. Znalezione wartości temperatury w węzłach siatki na poszczególnych krokach czasowych wykorzystano jako dane wejściowe do wyznaczenia naprężeń cieplnych z rozwiązania brzegowego zagadnienia quasi-statycznej termosprężystości. W celu usprawnienia sczytywania wartości temperatury w każdym z węzłów siatki elementów skończonych i następnie wykorzystania tych wartości, jako parametry wejściowe do wyznaczenia naprężeń cieplnych za pomocą oprogramowania MSC.Nastran, zaimplementowano autorskie oprogramowania w języku Python. Kolejny autorski program, napisany w tym samym języku programowania, stworzył możliwość obliczeń równocześnie na czterech krokach czasowych, a jeszcze inny – obróbki wyników obliczeń w oddzielnych plikach dla każdego kroku czasowego.

Z analizy wyników obliczeń rozkładów temperatury i naprężeń cieplnych dla 10 hamowań można wyróżnić następujące główne spostrzeżenia:

- wraz z początkiem każdego hamowania temperatura powierzchni ciernej tarczy hamulcowej monotonicznie zwiększa się do maksymalnej wartości, a następnie wraz z końcem hamowania następuje jej spadek;
- wartość maksymalnej temperatury zwiększa się z każdym kolejnym hamowaniem;
- najbardziej (najmniej) nagrzany jest obszar powierzchni ciernej tarczy hamulcowej w pobliżu zewnętrznej (wewnętrznej) jej krawędzi;

Adam Winiarski

- wahania temperatury podczas każdego z hamowań określają ewolucję naprężeń cieplnych;
- w pobliżu wewnętrznej granicy powierzchni cierniej tarczy hamulcowej pojawiają się rozciągające obwodowe naprężenia cieplne σ_θ , o znacznej wartości (70 MPa), które mają największy wpływ na poziom i zmianę w czasie hamowania oktaedrycznych naprężeń ścinających τ_{okt} . To właśnie ten obszar jest najbardziej podatny na uszkodzenia z punktu widzenia teorii wytrzymałości materiałów. Wynik ten jest zgodny z danymi doświadczalnymi zamieszczonymi w pracy [Sakamoto H., Hirakawa K., 2005, *JSME Int. J. Ser. A. Solid Mech. Mater. Eng.*, 48, 458–464], gdzie ustalono, że termorozłupywanie powierzchni cierniej tarczy występuje promieniowo i wnika do wnętrza tarczy, w okolicy wewnętrznej granicy powierzchni cierniej.

Osiowosymetryczny model MES nagrzewania tarczowego i quasi-statycznej termosprężystości dla wielokrotnego hamowania z artykułu [4], zakładał izolację cieplną wszystkich swobodnych powierzchni tarczy hamulcowej. W pracy [5] zaprezentowano model numeryczny wielokrotnego hamowania uwzględniający wymianę konwekcyjną z otaczającym środowiskiem na swobodnych powierzchniach tarczy hamulcowej ze stałym współczynnikiem wymiany ciepła h . Głównym celem tego artykułu było zbadanie wpływu intensywności wymiany konwekcyjnej na rozkład temperatury i quasi-statycznych naprężeń cieplnych, w trakcie 10-krotnego hamowania i rozpędzania tarczy oraz w czasie po zatrzymaniu. Do analizy numerycznej wykorzystano taki sam układ hamulcowy (żeliwna tarcza - metalowo-ceramiczna nakładka), rozmiary elementów ciernych, parametry wejściowe i robocze, jak w pracy [4]. W badaniach samochodowych układów hamulcowych wartość współczynnika wymiany ciepła h przyjmowana jest z przedziału 0–100 W/m²K. W przypadku, kiedy na swobodnych powierzchniach tarczy $h = 0$ W/m²K, oznacza to izolację cieplną tych powierzchni, tzn. brak wymiany ciepła z otaczającym środowiskiem. Natomiast dla $h = 100$ W/m²K, na powierzchniach swobodnych tarczy hamulcowej, dochodzi do wymuszonej wymiany ciepła o bardzo dużej intensywności. Zbadanie wpływu zmiany wartości h na rozkład temperatury i naprężeń cieplnych w tarczy hamulcowej był właśnie głównym celem pracy [5].

Z analizy przeprowadzonych obliczeń numerycznych sformułowano następujące wnioski:

- niezależnie od wartości h , wraz z kolejnym cyklem hamowania temperatura na powierzchni ciernej tarczy hamulcowej wzrasta;
- na końcu ostatniego dziesiątego hamowania, maksymalna temperatura na powierzchni roboczej osiągana jest na zewnętrznym promieniu bieżni ciernej, a uwzględnienie wzrostu wymiany konwekcyjnej powoduje jej szybkie ochłodzenie w rozpatrywanym przedziale czasowym;
- oscylacyjny charakter zmiany temperatury, dla każdego cyklu hamowania, powoduje zmianę w czasie naprężeń cieplnych;
- uwzględnienie swobodnej wymiany konwekcyjnej ciepła z otaczającym środowiskiem nie wykazuje znacznego wpływu na obliczenia intensywności naprężeń cieplnych.

W artykule [6] zaproponowano trójwymiarowy model MES do analizy naprężeń cieplnych w tarczy hamulcowej podczas jednokrotnego hamowania. Założono, że nakładka dociskana jest całą swoją powierzchnią trącą Γ do bieżni ciernej na powierzchni roboczej tarczy. Rozkład ciśnienia w obszarze kontaktu Γ jest stały. Prędkość kątowna tarczy hamulcowej zmniejsza się liniowo, od prędkości początkowej ω_0 w początkowej chwili $t = t_0$, aż do zatrzymania w czasie $t = t_s$. Pod wpływem działania sił tarcia w obszarze kontaktu Γ generowane jest ciepło, które w postaci strumieni wnika do elementów układu. Suma intensywności strumieni ciepła skierowanych do nakładki i do tarczy (w obszarze Γ) jest równa gęstości mocy sił tarcia $q(r, t) = f\omega(t)rp_0$ (f – współczynnik tarcia; $\omega(t) = \omega_0(1 - t/t_s)$ – liniowo zmniejszająca się prędkość kątowna; r – promień). Intensywność strumienia ciepła wnikać do tarczy została obliczona za pomocą wzoru Charrona. Przyjęto, że podczas jednokrotnego hamowania, wymiana ciepła poprzez konwekcję i radiację na swobodnych powierzchniach tarczy hamulcowej jest pomijalnie mała. Materiały nakładki i tarczy są jednorodne i izotropowe, a ich właściwości termofizyczne nie zależą od temperatury.

Zgodnie z powyższymi założeniami, trójwymiarowy rozkład temperatury w tarczy hamulcowej podczas jednokrotnego hamowania został otrzymany korzystając z rozwiązania przestrzennego brzegowego zagadnienia przewodnictwa cieplnego typu parabolicznego z pracy [A. Adamowicz, P. Grzes, 2013, *Applied Thermal Engineering*, 50, 572–581]. Następnie, znając rozkład temperatury, kolejnym etapem pracy była ocena poszczególnych składowych naprężeń cieplnych w tarczy z rozwiązania równań Naviera dla niesprężonej termosprężystości (w cylindrycznym układzie współrzędnych).

Rozwiązanie zagadnienia quasi-statycznej termosprężystości otrzymano za pomocą metody elementów skończonych.

Wykorzystując opracowane rozwiązania przeprowadzono analizę numeryczną przestrzennych rozkładów nieustalonej temperatury i quasi-statycznych naprężeń cieplnych w tarczy hamulcowej. Obliczenia przeprowadzono dla metalowo-ceramicznej (FMC-11) nakładki i żeliwnej (ChNMKh) tarczy hamulcowej. Wymiary geometryczne elementów ciernych oraz parametry operacyjne wzięto z pracy [1].

Z opracowania wyników obliczeń numerycznych wyciągnięto następujące wnioski:

- wartości średniej temperatury na powierzchni tarczy, w obszarze bieżni ciernej nakładki, zwiększają się stopniowo aż do osiągnięcia maksymalnej temperatury, a następnie zachodzi jej nieznaczny spadek aż do końca procesu hamowania;
- amplituda zmiany temperatury na powierzchni ciernej podczas jednego obrotu tarczy hamulcowej ustala się już na początku procesu;
- naprężenia promieniowe σ_r na powierzchni roboczej tarczy są ujemne prawie przez cały proces nagrzewania tarcowego i zmieniają znak pod koniec czasu hamowania; maksymalna wartość naprężenia σ_r osiągana jest na średnim promieniu bieżni ciernej tarczy hamulcowej;
- naprężenia obwodowe σ_θ na powierzchni tarczy mają wartość ujemną w zakresie od zewnętrznej krawędzi tarczy, poprzez obszar bieżni nakładki i wraz z przybliżaniem się do wewnętrznej krawędzi ich wartość maleje, aż do zmiany znaku na dodatni;
- bezwzględne maksymalne wartości naprężeń promieniowych σ_r i obwodowych σ_θ są w przybliżeniu równe;
- naprężenia zredukowane Hubera – von Misesa σ_{HM} gwałtownie rosną wraz z początkiem procesu i oscylują zgodnie z obrotami tarczy hamulcowej; podczas hamowania, kiedy średnia wartość naprężenia σ_{HM} w obszarze bieżni nakładki maleje po osiągnięciu maksymalnej wartości, średnia wartość naprężenia σ_{HM} na wewnętrznym promieniu tarczy hamulcowej stale wzrasta.

W przeciwieństwie do modelu osiowosymetrycznego, przestrzenny model obliczeniowy dostarcza ważnych i użytecznych informacji na temat stanu naprężeń nie tylko dla jednego cyklu hamowania, ale także wyróżnia fazy każdego obrotu tarczy. Model przestrzenny może zostać wykorzystany do przewidywania pęknięć zmęczeniowych w tarczy hamulcowej zachodzących w pobliżu powierzchni kontaktu.

Adrian

Okresowe nagrzewanie i ochładzanie warstwy powierzchniowej tarczy powoduje w niej cykliczną zmianę naprężeń cieplnych o amplitudzie (dla rozpatrywanego przypadku) ok. 40 MPa, co daje podstawę do zastosowania kryterium zmęczeniowego. Można więc założyć, że pełna analiza naprężeniowa, tj. naprężeń cieplnych i mechanicznych, powinna być wykonana tylko z wykorzystaniem modelu trójwymiarowego. Taka analiza została zaprezentowana w artykule [7]. W pracy tej przedstawiono trójwymiarowy schemat obliczeniowy do określenia rozkładu temperatury oraz stanu naprężeń w tarczy hamulcowej podczas jednokrotnego hamowania. W tym celu sformułowano przestrzenne zagadnienie początkowo-brzegowe przewodnictwa cieplnego dla tarczy, która jest nagrzewana na powierzchni ciernej poruszającym się z prędkością liniową (hamowanie z jednostajnym opóźnieniem) strumieniem ciepła. Rozwiązanie zagadnienia otrzymano za pomocą metody elementów skończonych. Na podstawie uzyskanego rozkładu pola temperatury zostało sformułowane i rozwiązane przestrzenne zagadnienie brzegowe quasi-stacjonarnej niesprężonej termosprężystości dla tarczy hamulcowej ze swobodną wewnętrzną powierzchnią. Wpływ naprężeń mechanicznych (ciśnienia i sił stycznych) na stan naprężenia tarczy został uwzględniony poprzez numeryczne rozwiązanie odpowiedniego przestrzennego brzegowego zagadnienia teorii sprężystości. Całkowite pole naprężeń tarczy zostało zdefiniowane jako suma termosprężystych i sprężystych składników. Tak jak w pracy [6], obliczenia zostały wykonane dla metalo-ceramicznej nakładki oraz żeliwnej tarczy. Zbadano rozkład termosprężystych i sprężystych składowych naprężeń oraz pełnych zredukowanych naprężeń Hubera - von Misesa. Stwierdzono, że największy wpływ na stan naprężeń mają naprężenia ciepłe, a największa intensywność pełnych (sumy mechanicznych i cieplnych) naprężeń ma miejsce w obszarze nagrzewania w pobliżu osi symetrii nakładki.

5. Omówienie pozostałych osiągnięć naukowo-badawczych (artystycznych)

21 marca 2007 r. przed Komisją Rady Wydziału Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej odbyła się publiczna obrona mojej rozprawy doktorskiej zatytułowanej „Modelowanie osobliwych pól naprężeń w zagadnieniach mechaniki kruchego pęknięcia” (promotor prof. dr hab. inż. A. Seweryn, recenzenci prof. dr hab. inż. Józef Szala z Uniwersytetu Technologiczno-Przyrodniczego w Bydgoszczy oraz prof. dr hab. inż. Krzysztof Gołoś z Politechniki Warszawskiej). 18 kwietnia 2007 Rada Wydziału SiMR

Adam Janiak

Politechniki Warszawskiej uchwaliła nadanie mojej osobie stopnia naukowego doktora nauk technicznych w dyscyplinie *mechanika*.

Zasadniczym celem mojej pracy doktorskiej było opracowanie numerycznych metod obliczeniowych mających zastosowanie w analizie zagadnień mechaniki kruchego pęknięcia, dotyczących między innymi elementów ze szczelinami, ostrymi krawędziami i wtrąceniami. Rozwijane w ramach tej pracy metody więzów analitycznych i elementów analitycznych polegały na uzupełnieniu metody elementów skończonych o rozwiązanie teoretyczne dla pól naprężeń i przemieszczeń. Idea obu metod sprowadzała się do poszukiwania wartości parametrów analitycznych, opisujących osobliwe pola odkształceń i naprężeń (np. współczynniki intensywności naprężeń) zamiast przemieszczeń węzłów obszarów w pobliżu osobliwości. Wartości poszukiwanych parametrów otrzymywane były wprost z minimalizacji funkcjonału całkowitej energii potencjalnej układu.

Po uzyskaniu stopnia naukowego doktora w obszarze moich zainteresowań naukowych znalazły się zagadnienia nagrzewania za pomocą poruszających się źródeł ciepła (Tab. 3. poz. 15). Opracowane modele obliczeniowe, wykorzystujące metodę elementów skończonych, wykorzystane zostały do analizy nagrzewania półprzestrzeni za pomocą ruchomego źródła ciepła o kształcie okrągłym i kwadratowym. Doświadczenia nabyte przy realizacji tych obliczeń wykorzystane zostały do modelowania zagadnień nagrzewania elementów tarczowych układów hamulcowych, co jest bezpośrednio związane z główną tematyką przedstawionego w pkt. 4 autoreferatu. Analizowano niestacjonarne pola temperatury występujące w tarczach hamulcowych podczas różnego typu hamowań (jednokrotne, wielokrotne, do zatrzymania, przy stałej prędkości), jak również przeprowadzono identyfikację najważniejszych czynników determinujących obciążenie cieplne tych elementów. Prace te wykazały, że w przypadku pojedynczego hamowania z prędkości początkowej do zatrzymania, wpływ chłodzenia mechanizmem konwekcji na stan temperatury w tarczy hamulcowej jest pomijalnie mały. Inaczej ma się sprawa w przypadku długotrwałych hamowań przy ustalonej prędkości (zjazd z góry), czy cyklu wielokrotnych hamowań z przerwą na rozpędzanie, w których średnia temperatura tarczy hamulcowej ewidentnie zależy od intensywności chłodzenia konwekcyjnego. W obliczeniach uwzględniano termowrażliwość właściwości fizycznych materiałów pary czarnej oraz współczynnika tarcia zarówno w modelach uproszczonych, osiowosymetrycznych, jak i trójwymiarowych.

Moje doświadczenia związane z numeryczną analizą niestacjonarnych zagadnień przewodnictwa ciepła zajął się z prowadzonymi przeze mnie doświadczalnymi badaniami

Andrzej

procesów przepływu ciepła, wykonywanymi za pomocą technik termowizyjnych. Prowadziłem na tym polu badania zagadnień typowo inżynierskich, tj. analizę zjawisk korozyjnych i termicznych występujących podczas testów trwałościowych kół pojazdów wolnobieżnych. Przeprowadzone badania termowizyjne wykazały ścisłą zależność pomiędzy sposobem nagrzewania koła podczas pracy z wywołującą silną korozję strefą kondensacji pary wodnej pod oponą.

Technika obrazowania termowizyjnego wykorzystana została również do opracowania metody wyznaczania termodyfuzyjności materiałów. W metodzie tej analizuje się odpowiedź materiału na impulsowe nagrzewanie, realizowane za pomocą lampy błyskowej o odpowiedniej energii błysku. Poszukiwaną wartość termodyfuzyjności wyznacza się na podstawie analitycznego rozwiązania zagadnienia odwrotnego przewodnictwa ciepła dla cienkiej płytki nagrzewanej strumieniem ciepła o przebiegu prostokątnym. Pomimo wielu założeń upraszczających (rzeczywisty przebieg impulsu różny od modelowego, zaniedbanie konwekcji) przy odpowiednio dobranych parametrach badania, metoda ta daje bardzo dobrą zgodność rezultatów dla analizowanych materiałów wzorcowych.