

Paweł BARANOWSKI<sup>1</sup>  
Krzysztof DAMAZIAK<sup>2</sup>  
Jerzy JACHIMOWICZ<sup>3</sup>  
Jerzy MAŁACHOWSKI<sup>4</sup>

### **SYMULACJA STANÓW NIEUSTALONYCH PROCESU HAMOWANIA W HAMULCACH POJAZDÓW KOŁOWYCH**

*W pracy szczegółowo omówiono budowę modelu MES i wyniki symulacji pracy hamulca pojazdu samochodowego. W przeprowadzonej analizie uwzględniono dynamiczny charakter pracy konstrukcji, sprzężenie termomechaniczne oraz zastosowano algorytmy generacji ciepła wynikające z pracy sił tarcia. Przedstawiono także typowe problemy występujące przy wykonywaniu tego typu symulacji.*

### **SIMULATION OF NON-STACIONARY STATES OF THE BRAKING PROCESS IN BRAKES OF WHEELED VEHICLES**

*In the presented paper the development of the model and the results of FEM simulation of a wheeled vehicle brake are discussed in details. Conducted analysis takes into account the fully dynamic nature of the process, the phenomena of thermo - mechanical coupling and an algorithm for generation of heat by friction forces. Typical problems encountered in the implementation of this type of simulation are also pointed out and emphasized.*

#### **1. WSTĘP**

Hamulce to jeden z podstawowych podzespołów pojazdów, odpowiadających za bezpieczeństwo kierowcy i pasażerów. Nowoczesne komputerowe techniki projektowania są jednak nadal rzadko wykorzystywane w procesie projektowania tak ważnego podzespołu, jakim jest układ hamulcowy. Podstawowym powodem takiego stanu rzeczy jest złożoność zjawisk występujących w trakcie działania hamulca. Uzyskanie wiarygodnych wyników, przydatnych dla projektantów, jeszcze kilka lat temu było niemal niemożliwe. Konieczność uwzględnienia tarcia, sprzężenia cieplno – mechanicznego i dynamiki całego procesu – to podstawowe elementy stanowiące o trudności prowadzenia takich analiz.

<sup>1</sup> Wojskowa Akademia Techniczna; Katedra Mechaniki i Informatyki Stosowanej; pbaranowski@wat.edu.pl

<sup>2</sup> Wojskowa Akademia Techniczna; Katedra Mechaniki i Informatyki Stosowanej; kdamaziak@wat.edu.pl

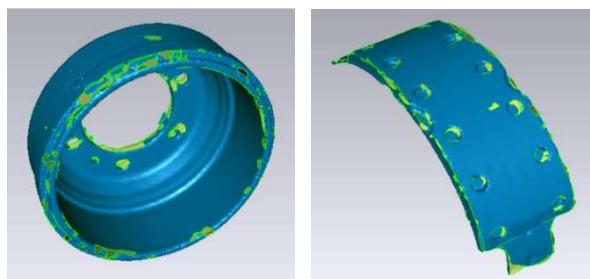
<sup>3</sup> Wojskowa Akademia Techniczna; Katedra Mechaniki i Informatyki Stosowanej; jjachimowicz@wat.edu.pl

<sup>4</sup> Wojskowa Akademia Techniczna; Katedra Mechaniki i Informatyki Stosowanej; jerzy.malachowski@wat.edu.pl

Z drugiej strony, zalety stosowania symulacji komputerowych, takie jak obniżenie kosztów procesu projektowego czy znacznie większe możliwości optymalizacji konstrukcji sprawiają, że próby zastosowania metod numerycznych do analizy układu hamulcowego są ciągle podejmowane.

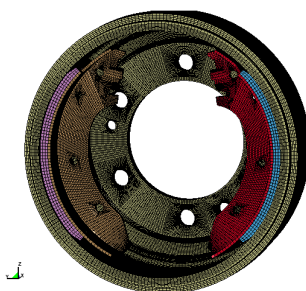
## 2. MODEL NUMERYCZNY BADANEGO UKŁADU

Podstawowe części hamulca, uwzględnione w symulacjach komputerowych, otrzymano na podstawie technologii zwanej inżynierią odwrotną. Model komputerowy analizowanego układu otrzymano dzięki zastosowaniu laserowego skanera 3D. Na tej podstawie stworzono trójwymiarową geometrię obiektu w programie CAD (Rys. 1). Wymóg zeskanowania geometrii hamulca wynikał z konieczności uwzględnienia imperfekcji geometrycznych powstałych w procesie eksploatacji tego podzespołu.



Rys. 1. Model CAD bębna oraz szczęki w środowisku przetwarzającym dane ze skanera 3D

W kolejnym kroku otrzymaną geometrię poddano procesowi dyskretyzacji. Otrzymany model numeryczny zawierał ok. 356 tysięcy elementów bryłowych i ok. 400 tysięcy węzłów (Rys. 2).



Rys. 2. Siatka elementów skończonych

W procesie tworzenia modelu numerycznego bardzo ważnym etapem jest definicja warunków początkowo-brzegowych, które stanowią podstawę do uzyskania poprawnego rozwiązania na drodze badań numerycznych. W związku z tym w celu odwzorowania warunków panujących na stanowisku eksperymentalnym badania układu hamulcowego

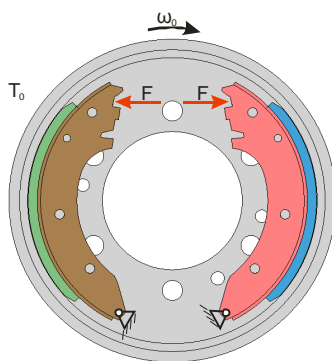
w osi bębna zdefiniowano też (niewidoczną na rysunku) masę skupioną. Pozwala to nadać całemu układowi odpowiednio dużą początkową energię wynikającą z ruchu obrotowego.

W modelu zdefiniowano także warunki kontaktu pomiędzy okładzinami, a bębniem. Przyjęto, że współczynnik tarcia w parze okładzina – bęben ma stałą, nie zmieniającą się w czasie, wartość wynoszącą  $\mu = 0,4$ . W algorytmie zastosowano procedurę wykrywania kontaktu pomiędzy współpracującymi elementami. Siły kontaktowe wyliczane były z wykorzystaniem funkcji kary [1,2]. Na podstawie wyliczonych sił tarcia wyznaczano przyrost temperatury, zgodnie ze wzorem (1).

$$F_f \frac{dS}{dt} = mc_p \frac{dT}{dt} \quad (1)$$

gdzie:  $F_f$  – siła tarcia  
 $S$  – droga hamowania  
 $t$  – czas  
 $m$  – masa  
 $c_p$  – ciepło właściwe  
 $T$  – temperatura

W prowadzonych analizach nie uwzględniano zjawisk konwekcji i radiacji. Na takie uproszczenie zdecydowano się ze względu na fakt, iż czas hamowania, którego dotyczyła analiza, jest na tyle krótki, że zjawiska te można pominąć. Właściwości cieplne i mechaniczne materiałów użytych w hamulcu opisano na podstawie danych pozyskanych z literatury [8]. Przyjęto, że bęben i szczęki wykonane są z żeliwa, a okładziny ze sprasowanych proszków na bazie węgla. Warunki siłowe i kinematyczne zdefiniowano w taki sposób, aby odzwierciedlały warunki panujące na stanowisku badawczym (Rys. 3), na którym równoległe z analizami MES prowadzono badania eksperymentalne [4,5].



Rys. 3. Schemat obciążeń w modelu hamulca w chwili początkowej dla prowadzonych analiz dynamicznych

Na powierzchniach styku bębna z piastą koła, odebrano węzłom możliwość przemieszczania się wzdłuż osi hamulca. Bębnowi hamulca i masie skupionej nadano prędkość obrotową  $\omega_0 = 0,038 \text{ rad/ms}$ , odpowiadającą prędkości liniowej 100 km/h. Do szczęk hamulca zdefiniowano siły skupione o wartości wypadkowej  $F = 2,6 \text{ kN}$ , które

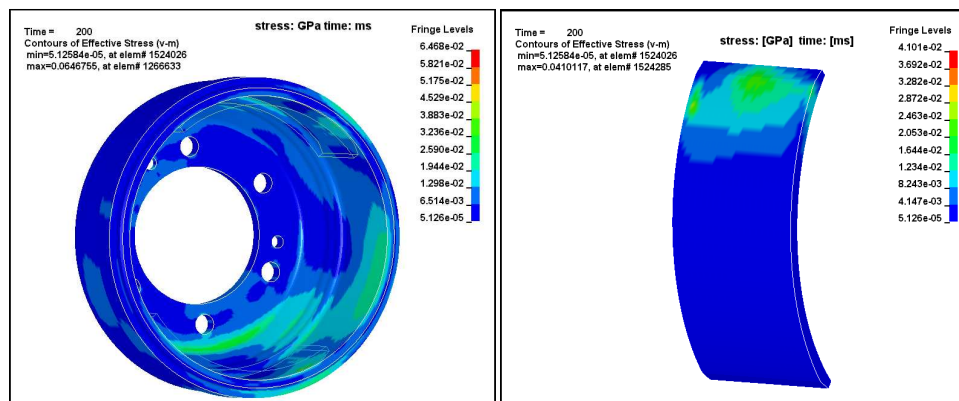
wynikają z wartości pomierzonego ciśnienia płynu w układzie hamulcowym. Do analiz przyjęto temperaturę początkową (wszystkich węzłów w modelu)  $T_0 = 293^\circ K$ .

Analizując działanie układu hamulca bębnowego należy stwierdzić, że obie szczęki nie pracują w tych samych warunkach. Jedna z nich zawsze pracuje współbieżnie, a druga przeciwbieżnie w stosunku do obrotów bębna. Realizowany numerycznie proces generacji ciepła w trakcie hamowania jest procesem nieliniowym i dynamicznym (niestacjonarnym). Z powyższych powodów nie można było zastosować typowych dla metody elementów skończonych (MES) technik ograniczających liczbę równań opisujących badany przypadek (jak na przykład sprowadzenie zadania do zagadnienia osiowosymetrycznego).

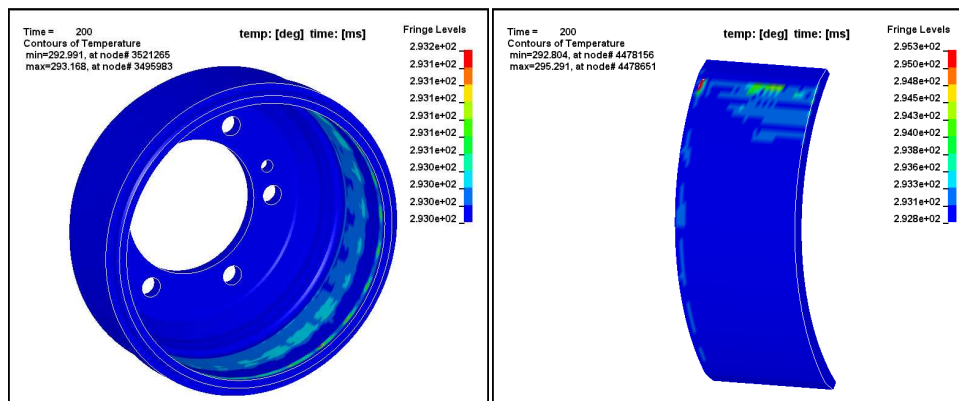
Wspomniany dynamiczny charakter procesu zdeterminował wybór programu LS-Dyna, jako narzędzia użytego do wykonania analiz. W programie tym rozwiązanie równania równowagi dynamicznej prowadzone jest metodą całkowania bezpośredniego (explicite) [1,2]. Zaletą takiego podejścia jest prosty sposób uwzględniania wszelkich nieliniowości występujących w modelu. Próba zastosowania innej metody rozwiązywania równań nie doprowadziła do wyeliminowania największej wady tego podejścia, czyli bardzo krótkiego kroku całkowania prowadzącego w konsekwencji do długich czasów obliczeń. Na podstawie przeprowadzonych testów stwierdzono, że ze względu na niestacjonarny charakter zjawisk sprzężonych opisanych w modelu i występujący w zadaniu ruch obrotowy bębna, metody iteracyjne byłyby równie czasochłonne co metody bezpośrednie.

### 3. OBLICZENIA I WYNIKI

Przykładowe rozkłady wartości naprężeń i temperatury przedstawione są na rysunkach 4 i 5. Uzyskane rezultaty poprawnie pokazują trendy i zachowania poszczególnych podzespołów. Okładziny hamulca pracują nierównomiernie, stykając się z bębniem na niewielkiej części swojej powierzchni, a obszar występowania największych naprężeń pokrywa się z obszarem, gdzie wartość temperatury jest najwyższa.

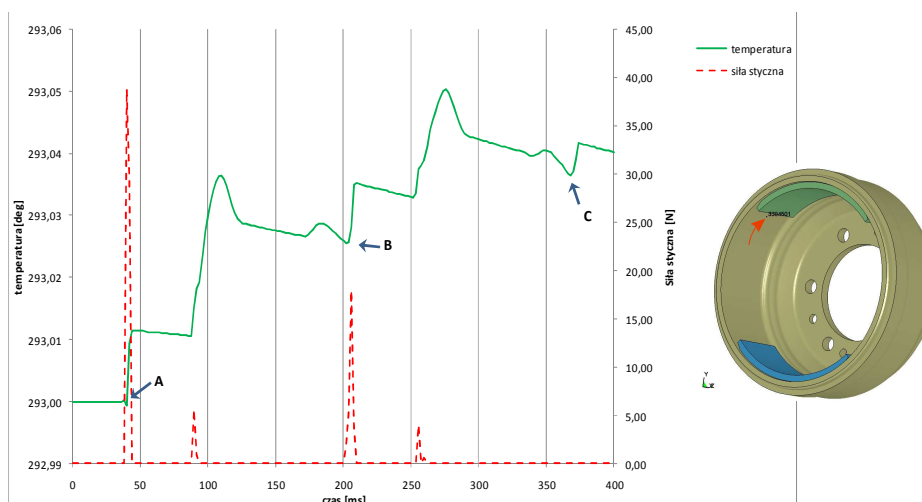


Rys. 4. Rozkład naprężeń zredukowanych HMM w bębnie i w okładzinie, dla  $t = 200$  ms



Rys. 5. Rozkład temperatury w bębnie i w okładzinie, dla  $t = 200$  ms

Na rysunku 6 przedstawiono przebieg zmian temperatury i siły stycznej w czasie, dla jednego z węzłów bębna hamulca. Punktami A, B, C oznaczono chwile czasowe, w których obserwowany punkt zajmował tę samą pozycję. Innymi słowy, wskazują one pełne obroty bębna. Powtarzalność zmian wartości temperatury w trakcie wykonywania kolejnych obrotów oraz korelacja przyrostów temperatury z pojawianiem się siły stycznej jednoznacznie wskazują na prawidłowe odwzorowanie fizyki zjawiska generowania ciepła przez tarcie. Niestety, ze względu na przyjęcie danych materiałowych z literatury, nie można było uzyskanych wyników odnieść bezpośrednio do danych pozyskanych ze stanowiska badawczego



Rys. 6. Wykres zmian temperatury i sił stycznych w funkcji czasu dla punktu na bębnie hamulca

Analizy numeryczne przeprowadzono z uwzględnieniem nieliniowości materiałowych, geometrycznych oraz sprzężenia zjawisk mechanicznych i cieplnych. Wykorzystano też zaimplementowaną w systemie obliczeniowym technologię prowadzenia obliczeń równoległych, tzw. distributed memory parallel (DMP) dzieląc zadanie na 4 subdomeny. Ze względu na konieczność spełnienia kryterium warunkującego stabilność rozwiązania algorytmu całkowania, krok całkowania równania został ustalony na poziomie  $7,0 \cdot 10^{-5}$  ms. Z tego powodu symulację przeprowadzono jedynie dla pierwszych 0,4 s (400 ms) procesu hamowania, czyli dla dwóch pierwszych obrotów bębna. Pomimo to, przeprowadzenie pojedynczej symulacji zajmowało ponad 500 godzin. Jak już wcześniej wspomniano, charakter modelowanego zjawiska nie pozwalał na skrócenie czasu obliczeń.

#### 4. WNIOSKI

Przeprowadzona analiza pokazuje, że dostępne dzisiaj narzędzia numeryczne, zawierają wszystkie niezbędne do przeprowadzenia symulacji procesu hamowania procedury obliczeniowe. Tym niemniej, charakter modelowanego procesu, w tym konieczność uwzględnienia bardzo wielu zjawisk o charakterze nieliniowym sprawia, że obliczenia są bardzo czasochłonne (mimo prowadzenia analiz na najnowocześniejszych wieloprocesorowych klastrach obliczeniowych). Inną, dość dużą trudnością, jest wymóg bardzo szczegółowego zamodelowania obszaru kontaktowego. Wiąże się to z generacją dużej ilości równań opisujących analizowane zagadnienie. Konieczność uzyskania dokładnych danych materiałowych, wzbogaconych o dane termomechaniczne dla całego zakresu temperatur pracy hamulca też może stanowić pewną trudność i może wpłynąć na wzrost kosztów prowadzonych badań. Należy jednak mieć na uwadze, iż dane te są niezbędne do uzyskania wiarygodnych wyników ilościowych.

Analizując powyższe fakty, należy stwierdzić, że wykorzystanie metod numerycznych do badania przedstawionego zagadnienia nadal wymaga bardzo dużych nakładów czasowych i sprzętowych. Z tego powodu omawiane podejście nie znalazło jeszcze trwałego miejsca w procesie projektowania hamulców w codziennej praktyce przemysłowej.

#### 5. BIBLIOGRAFIA

- [1] Belytschko T.: Liu W. K., Moran B.: *Nonlinear Finite Elements for continua and structures*, John Wiley & Sons, England, 2000.
- [2] Hallquist J.O.: *LS-DYNA theoretical manual*. Livemore Software Technology Corporation, 1998.
- [3] Hofmann C., Schiffner K.: *Contact analysis for drum brakes and disk brakes using ADINA*. Computer and Structures, nr 72, 1999, 185-198.
- [4] Kajka R., Harla R.: *Raport 26/LW/2009*. Instytut Lotnictwa, Warszawa, 2009.
- [5] Kajka R., Harla R.: *Raport 27/LW/2009*. Instytut Lotnictwa, Warszawa, 2009.
- [6] Nowicki B.: *Chropowatość i falistość powierzchni*. WNT, Warszawa, Polska, 1991.
- [7] Ścieszka S.F.: *Hamulce cierne*. Gliwice-Radom, WZP-ITE, 1998.
- [8] Rudnik D.: *Właściwości materiałów węzła hamulcowego*. Raport ITS, Warszawa, 2009.