

The logo consists of two overlapping curved lines, one blue and one green, forming a stylized 'X' or 'M' shape.

**MSC SOFTWARE**

SIMULATING REALITY

A 3D topographic map of Poland is shown on the left side of the CD, with a blue line tracing a path across the terrain.

**SPOTKANIE**

**UŻYTKOWNIKÓW**

**Kraków 2005**

# Konferencja użytkowników MSC.Software, Kraków 2005

P. Cieśla, A. Dacko, J. Nowak

***Badanie energochłonności zniszczenia elementów strukturalnych***

J. Cieślik, W. Bochniak

***Integracja środowisk MSC.Nastran - MATLAB w zastosowaniu do analizy przepływu energii drganiowej***

Dacko, J. Frączek, J. Żebrowski

***Symulacja dynamiki struktury szybowca w trakcie lądowania przy użyciu MSC.Nastran***

G. Doskowski

***Projektowanie w oparciu o MES w zagadnieniach nieliniowych - elastomery***

J. Frączek

***Modelowanie układów mechanicznych metodą układów wieloczłonowych w środowisku MSC.Adams 2005***

J. Frączek, M. Surowiec

***Zastosowanie metody układów wieloczłonowych w analizie biomechanicznej na przykładzie stawu barkowego***

T.Gwizdoń, A. Sładkowski, T. Wojdyła, A. Zębala

***Modelowanie ruchu lokomotywy EU07 po rozjeździe zwyczajnym***

J. Kaczkowski

***O pewnych praktycznych zastosowaniach MSC.Nastran***

G. Kokot, A. John

***Projektowanie i analizy wytrzymałościowe obiektów przemysłowych z wykorzystaniem nowoczesnych systemów obliczeń inżynierskich MSC.Software***

T. Kowalski

***Analizy MES w pracach działu konstrukcyjnego WSK-"PZL-RZESZÓW"***

J. Małachowski

***Przykłady analiz numerycznych przeprowadzonych w środowisku MSC.Patran – LS\_DYNA***

K. Mazurek

***Zastosowanie MSC.Dytran do symulacji komputerowej obciążenia dynamicznego siłownika oraz weryfikacja badań symulacyjnych w warunkach laboratoryjnych.***

K. Mianowski, E. Wojtyra

***Model symulacyjny robota z zastosowaniem pakietów ADAMS i MATLAB***

M. Rozbicki

***Analiza numeryczna nowatorskiej konstrukcji barki rzecznej i jej weryfikacja pomiarowa***

Sładkowski

***Model testowy dla badań poślizgu kół przy ich toczeniu i przesunięciu***

J. Szóstka

***Diagnostyka konstrukcji kompozytowej w analizach numerycznych MES z wykorzystaniem Sieci Neuronowych na przykładzie śmigłowca IS-2***

J. Zachwieja

***Analiza numeryczna dynamiki wirnika poziomego podpartego anizotropowo***

## MODEL TESTOWY DLA BADAŃ POŚLIZGU KÓŁ PRZY ICH TOCZENIU I PRZESUNIĘCIU

Aleksander Śladkowski  
Politechnika Śląska (Katowice)

Problemy kontaktowe mechaniki deformowanego ciała stałego odnoszą się do zadań nieliniowych. Ich nieliniowość uwarunkowana jest między innymi poprzez nieznaną rozmiarów strefy kontaktowej, oraz możliwością obecności kilku stref kontaktu. Przez strefy kontaktowe mogą realizować się zjawiska przewodnictwa elektrycznego i cieplnego. Często strefy kontaktowe są miejscami koncentracji naprężeń często przekraczających granicę plastyczności, co może spowodować plastyczny przepływ materiałów współpracujących ze sobą ciał. W strefach kontaktowych występuje również tarcie różnych typów. Złożoność matematycznego przedstawienia zjawisk kontaktowych doprowadza do konieczności wykorzystywania metod numerycznych, wśród których w ostatnich latach dużą popularnością cieszy się metoda elementów skończonych.

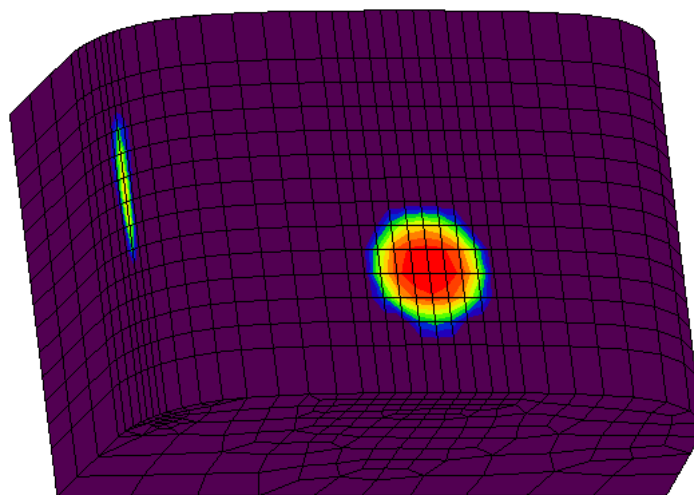
Wiele programów firmy MSC.Software realizuje algorytmy MES, wśród których szczególne miejsce zajmuje MSC.MARC. Program ten jest przystosowany do rozwiązywania zadań o silnym charakterze nieliniowym i dlatego opracowany dla MSC.MARC solver łączy się z innymi pakietami oprogramowania firmy MSC.Software.

W swoich pracach autor niejednokrotnie wykorzystywał oprogramowanie firmy MSC.Software dla rozwiązania problemów mechaniki związanych z transportem kolejowym [1-3], a w szczególności dla rozwiązania zagadnień współpracy kontaktowej kół i szyn [4] gdzie MSC.MARC okazał się najwłaściwszy. Z jego pomocą można rozpatrywać przestrzenne problemy kontaktowe współpracy kół i szyn o różnych profilach powierzchni tocznych. Na przykład, na rys. 1 pokazano położenie stref kontaktu oraz rozkład normalnych naprężeń kontaktowych dla niezerowego kąta natarcia koła (rys. pokazuje jedynie główkę szyny). W danym przypadku udało się stworzyć algorytm półautomatycznej generacji wzajemnie uzgodnionych siatek elementów skończonych, co pozwoliło zmniejszyć błąd obliczeń i przeanalizować zjawisko wyprzedzenia obrzeżowej strefy kontaktu.

Wymienione prace były wykorzystywane do badań wpływu profili współpracujących powierzchni na stan naprężeń kół i szyn, proces zmian plastycznych, jak również na ich zużycie. Całość przeprowadzonych badań, które obejmowały także badania dynamiki ruchu pojazdów szynowych, zarówno eksperymentalne jak i eksploatacyjne, pozwoliły na opracowanie nowych profili powierzchni tocznych kół i szyn, które wykorzystuje się obecnie na różnych kolejach świata.

Wadą przeprowadzonych obliczeń było założenie, że we współpracy kontaktowej nie występują siły styczne. To założenie eliminuje tarcie przy współpracy koła z szyną. W rzeczywistości, w pewnych warunkach założenie to jest w pełni usprawiedliwione na przykład, przy zastosowaniu smarowania lub dla mokrych szyn. Tym niemniej dla suchego kontaktu założenie to wnosi określony błąd w obliczenia. Dlatego w następnych pracach przewiduje się przeprowadzać obliczenia współpracy kontaktowej kół i szyn z uwzględnieniem tarcia.

MES jest metodą numeryczną, dlatego każde wykonane przy jej pomocy obliczenia są obarczone błędem, które należy oszacować wykorzystując modele testowe. W monografii [4] autor wykorzystał do testów rozwiązania Hertza - Bieliajewa dla dwu i trójwymiarowych zadań współpracy kontaktowej bez uwzględnienia zjawiska tarcia. Uwzględniając tarcie pomiędzy kołem i szyną pojawia się zjawisko mikropoślizgu, to jest strefa kontaktu w której wydzielone są regiony sczepienia (adhezji) oraz poślizgu.



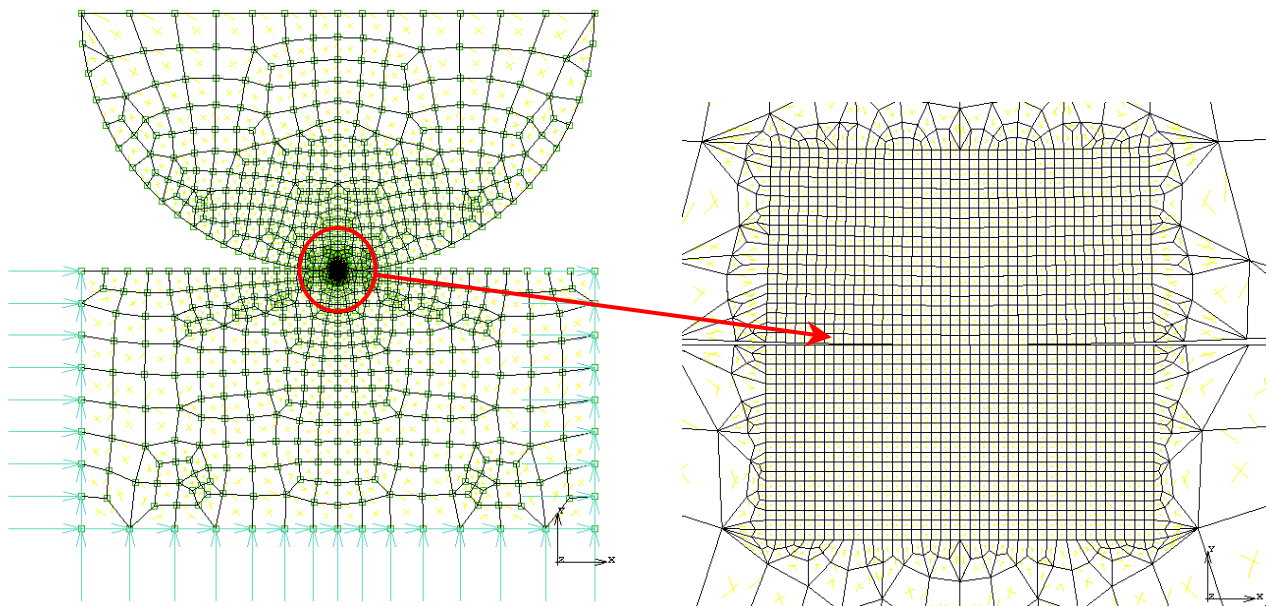
Rys. 1. Położenie stref kontaktowych oraz rozkład normalnych naprężeń kontaktowych przy niezerowym kącie natarcia koła na szynę

W literaturze niewiele jest analitycznych rozwiązań zadań kontaktowych z uwzględnieniem mikropoślizgów zbliżonych do systemu koło - szyna. Jednym z nich jest problem Cattaneo - Mindlina. W swojej pracy [5] Cattaneo rozpatrywał współpracę kontaktową dociskanych do siebie dwóch sprężystych cylindrów. Przy czym założył, że mają one możliwość małego względnego przesunięcia w kierunku poprzecznym. Pojęcie „małe” w tym przypadku jest związane z wielkością współczynnika tarcia z tym, żeby prawo Amontonsa - Coulomba realizowało się ze znakiem nierówności. Tym niemniej, to prawo może być realizowane ze znakiem równa się na części strefy kontaktowej bo dopuszcza się istnienie regionów względnego poślizgu. W pracach Mindlina [6, 7] problem ten był rozpatrywany analitycznie dla różnych przypadków obciążenia.

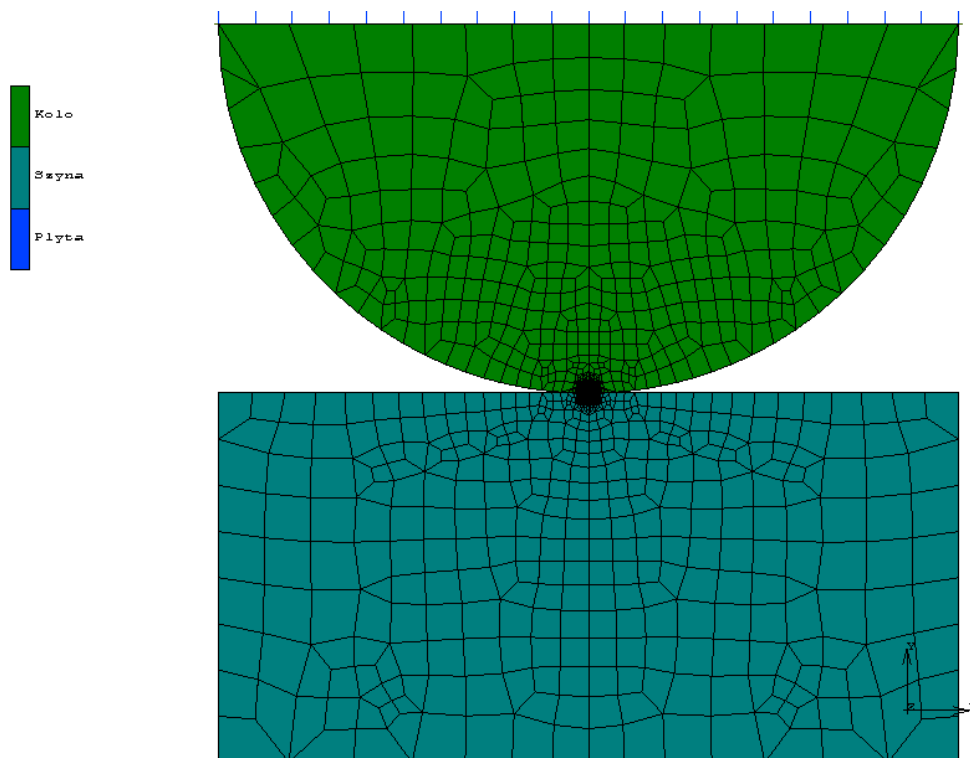
Obecnie problem Cattaneo - Mindlina często wykorzystuje się dla testowania schematów obliczeniowych. Na przykład, w artykule [8] rozpatrywany był kontakt płaskich ciał przy obecności pęknięcia związanego z fretingiem. Analiza problemu była przeprowadzona eksperymentalnie oraz przy pomocy MES. Problem Mindlina wykorzystano w charakterze testu. Analogiczne podejście wykorzystano w pracy [9] przy badaniu kontaktu sferycznych ciał mających niecentrycznie położone pęknięcie. W pracy [10] problem Mindlina wykorzystano przy badaniu dynamiki współpracy kontaktowej.

Przedstawione powyżej przykłady dowodzą, że problem Mindlina może być wykorzystany w charakterze testu dla modelowania mikropoślizgów w kontakcie koła i szyny. W tym celu opracowano model współpracy kontaktowej sprężystego półcylindra i prostopadłościanu (płaski stan odkształceń). Na rys. 2 pokazano siatki elementów skończonych współpracujących ciał. Jak widać w strefie przykontaktowej powstawały dosyć drobne, regularne i wzajemnie zgodne siatki zgodnie z metodyką opisaną w monografii [4].

Przyjęto następujące założenia: promień górnego ciała jest równy 0,5 m; szerokość dolnego ciała 1 m; wysokość 0,5 m. Moduły sprężystości ciał wynoszą  $2 \times 10^{11}$  Pa, stałe Poissona 0,32. Dolne ciało uważamy za nieruchome, co zrealizowano poprzez zadanie odpowiednich warunków brzegowych, tak jak pokazano na rys. 2. Następnie utworzono trzy ciała kontaktowe. Do pierwszego deformowanego ciała, umownie nazwanego „Kolo”, przyporządkowano elementy ciała górnego natomiast do drugiego nazwanego „Szyna”, przyporządkowano elementy ciała dolnego. Trzecim sztywnym ciałem, nazwanym „Płyta”, stał się odcinek prosty, łączący górne skrajne węzły ciała górnego. Przy pomocy tej „Płyty” zadawano obciążenia w postaci jej przemieszczeń. Rozpatrywano kilka wariantów ruchu sztywnej płyty.



Rys. 2. Dyskretyzacja MES problemu testowego

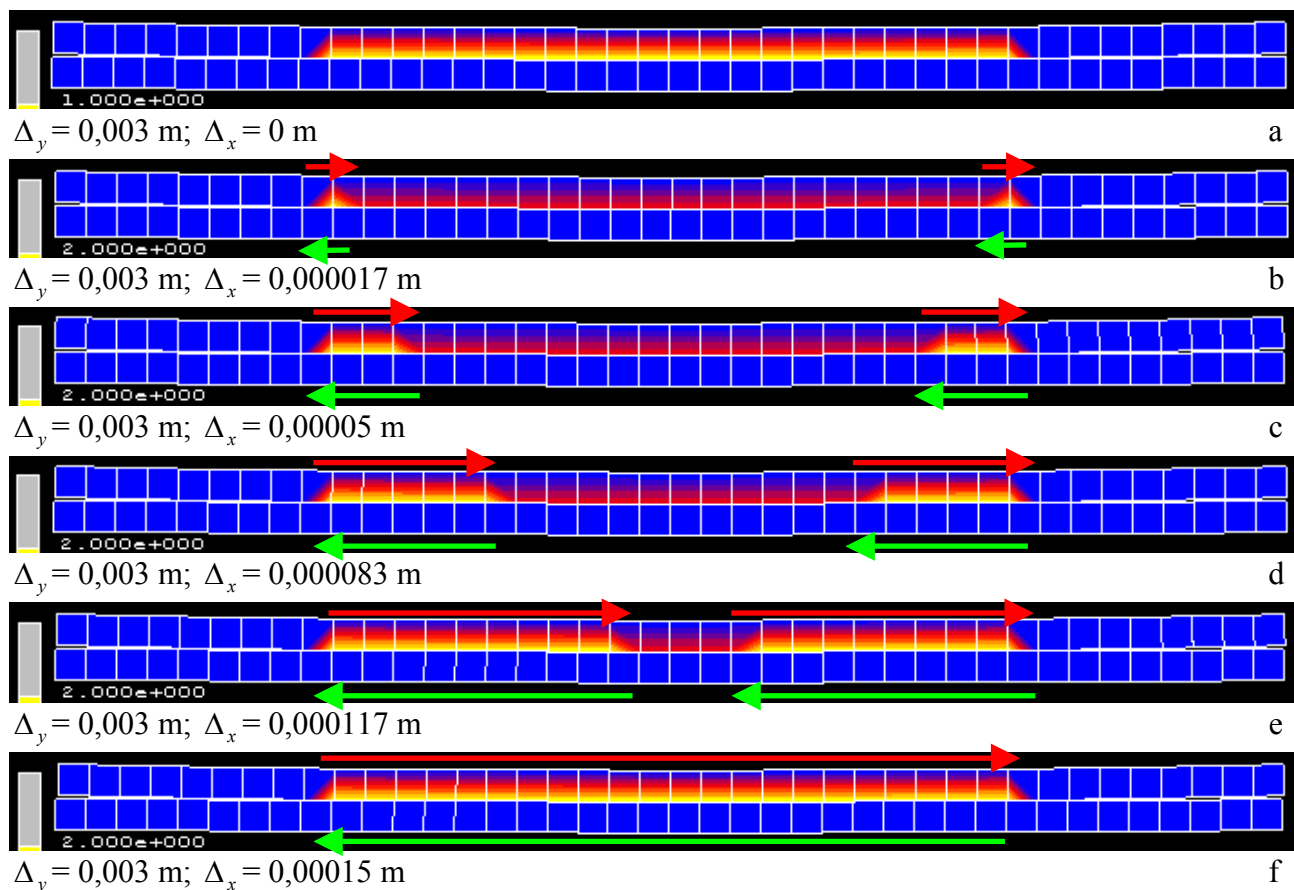


Rys. 3. Zadanie ciał kontaktowych

Pomiędzy ciałami 1 i 3 był zadany został kontakt typu **glue** (sklejania). W ten sposób zadany ruch ciała 3 automatycznie przekształcał się w zadanie przemieszczeń węzłów na górnej powierzchni ciała 1. Pomiędzy ciałami 1 i 2 również zadano warunki brzegowe. Określono że dane ciała dotykają się z możliwością realizacji w kontakcie warunków **Stick - Slip**, to jest istnienia regionów szczypania i względnego poślizgu. Podstawowym czynnikiem dla oceny, do jakiej strefy odnosi się konkretny węzeł kontaktowy, jest współczynnik tarcia. Stosunek stycznych i normalnych sił węzłowych dla danego węzła kontaktowego określa do jakiej strefy należy dany węzeł. Jeżeli stosunek ten równa się zadanemu współczynnikowi tarcia, uważa się, że węzeł znajduje się w strefie poślizgu i pojawia się możliwość jego przemieszczenia w kierunku wzdłużnym (wzdłuż strefy kontaktowej).

W programie MSC.MARC wśród wyników obliczeń nie można wyznaczyć regionów mikropoślizgów. W związku z tym, został napisany dodatkowy moduł w algorytmicznym języku Compaq Visual Fortran 6.6.C. Było to możliwe dzięki dużej uniwersalności programu MSC.MARC który pozwala między innymi na tworzenie dodatkowych modułów, włączając je jako część podstawowego pakietu. Do tego celu wykorzystano moduł UPSTNO.F, który pozwala określać dodatkowe wektory danych na etapie postprocesingu. Przeanalizowany został standardowy wektor kontaktowy - status węzła. Jeżeli jakiś węzeł należał do kontaktowej strefy ciał 1 i 2, to taki wektor definiował się na podstawie oceny stosunku stycznej do normalnej siły kontaktowej. Jeżeli stosunek ten równał się współczynnikowi tarcia (ostatni był przyjęty 0,3), to uważano, że rozpatrywany węzeł należy do regionu poślizgu i odpowiednią składową wektora przyrównywano do 2. Natomiast jeżeli wartość bezwzględna stosunku była mniejsza od wartości współczynnika tarcia, to uważano się, że węzeł należy do regionu szczypania i odpowiednia składowa wyjściowego wektora równała się 1. Dla pozostałych węzłów składowa równała się zeru.

Jako pierwszy typ obciążenia przyjęto obciążenie analogiczne do występującego w problemie Cattaneo - Mindlina. To jest w pierwszym etapie sztywna płyta przesuwana się w dół na odległość  $\Delta_y = 0,003$  m, a następnie porusza się równoległe do podstawy aż do pełnego zerwania ciał 1 i 2 w kontakcie. Na rys. 4 pokazano dynamikę rozwoju regionów kontaktowych.



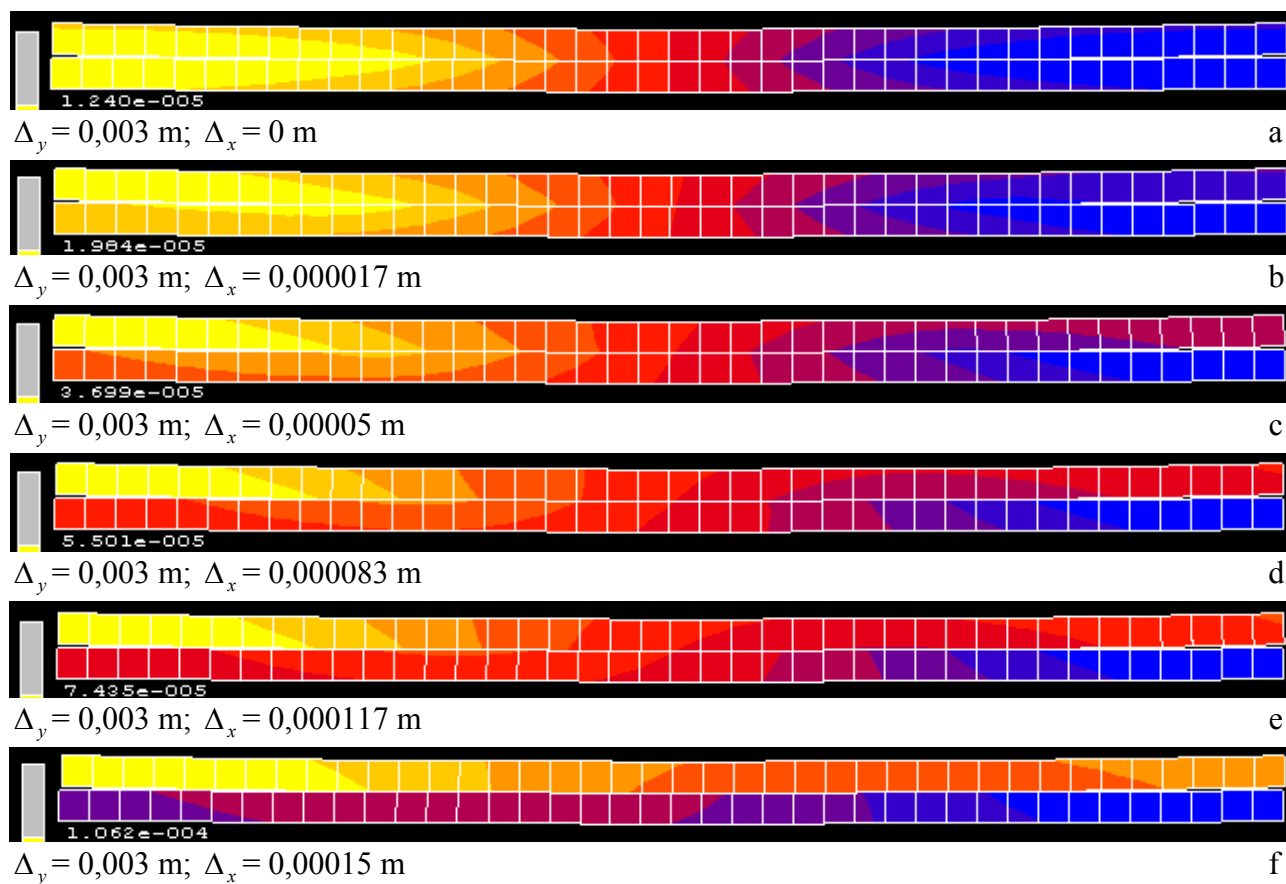
Rys. 4. Rozwój regionów mikropoślizgu przy ścisnieniu i przesunięciu współdziałających ciał

Na powyższym rysunku przedstawiono tylko elementy, znajdujące się w powierzchniowej warstwie strefy przykontaktowej. Rys. 4a przedstawia przypadek czystego ścisnienia współdziałających ciał. Z tego powodu, że wykonane są z jednakowych materiałów, region poślizgu nie występuje (dla wszystkich kontaktowych węzłów składowe dodatkowego wektora są równe 1). Następnie przy zadaniu poprzecznego przemieszczenia górnej płyty zaczyna się względne przesunięcie współpracujących ciał. Na końcach strefy kontaktowej pojawiają się regiony poślizgu. Środkowa część strefy kontaktowej pozostaje w warunkach szczypania. Kierunki względnego poślizgu w odpowiednich regionach pokazane są strzałkami (dla górnego ciała koloru czerwonego, dla dolnego -

zielonym). Rysunek pokazuje dynamikę zmian regionów mikroślizgów aż do pełnego zrywu (rys. 4f), kiedy cała strefa kontaktu jest jednym regionem poślizgu.

Potwierdzeniem otrzymanych wyników, które całkowicie odpowiadają rozwiązaniu Cattaneo - Mindlina, może także być rys. 5, na którym przedstawiono poprzeczne przemieszczenia dla rozpatrywanych powyżej przypadków obciążenia. Tu podobnie jak poprzednio pokazano dwie warstwy elementów skończonych, przy czym górna warstwa należy do strefy przykontaktowej górnego ciała, natomiast dolna warstwa – do dolnego. W tym wypadku, jeżeli w punktach kontaktowych górnego i dolnego ciał przemieszczenia w kierunku X zgadzą się, odpowiada to szczerpieniu, kolory odpowiednich kontaktowych punktów górnego i dolnego ciała są takie same.

Na rysunku rys. 5b, który odpowiada początkowi przesunięcia, widać różnicę kolorów dla górnego i dolnego ciał. Jeszcze większa różnica pojawia się na rys 5d. Dla ostatniego rysunku (rys. 5f) koloru pokazujące przemieszczenia w kierunku X dla górnego i dolnego ciał nie zgadzą się ani w jednym punkcie - odbywa się pełny poślizg.



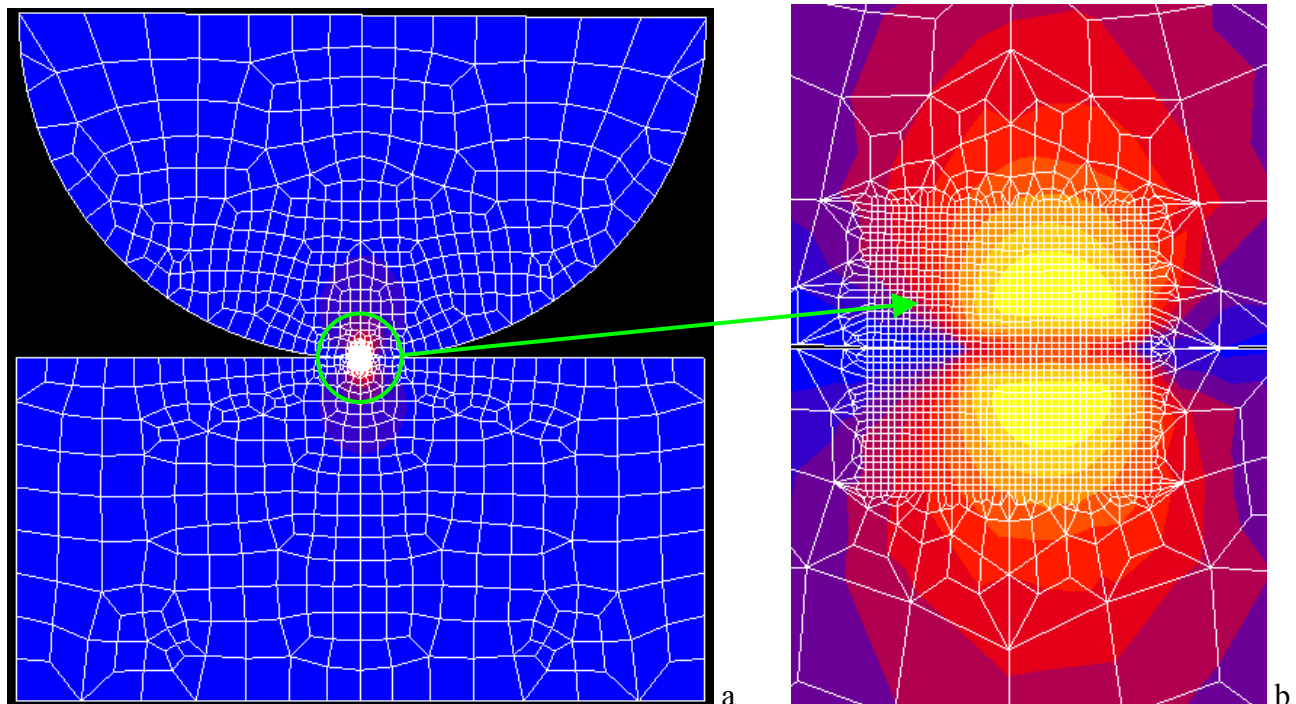
Rys. 5. Zmiana przemieszczeń w poprzecznym kierunku przy ściskaniu i przesunięciu współdziałających ciał

Rozpatrywane były również warunki odciążenia odpowiadające dwóm przypadkom toczenia górnego ciała. Na rys. 6 przedstawiono podział regionów mikroślizgów dla jednego z położów współpracujących ciał przy swobodnym toczeniu. Takie toczenie odbywa się w tym przypadku, kiedy kąt obrotu koła jest równy  $\Delta_x / R$ , gdzie  $\Delta_x$  - w danym przypadku oznacza poziome przesunięcie środka koła. Przedstawiony przypadek został zrealizowany przy zadaniu poziomego i pionowego przesunięcia środka obrotu z równoczesnym obróceniem górnego półcyindra o odpowiedni kąt. Jak wynika z rysunku 6 we wszystkich węzłach kontaktowych dodatkowy wektor jest równy 1. To oznacza, że we wszystkich węzłach kontaktowych realizuje się warunek pełnego szczerpienia. Wskazane położenie można porównać z początkiem toczenia, które odpowiada wypadkowi czystego ściskania współpracujących ciał (rys. 4a), gdzie poślizg nie występuje.



Rys. 6. Jedne z położenia strefy kontaktowej przy swobodnym toczeniu górnego ciała

Na rys. 7 przedstawiony jest rozkład naprężeń zredukowanych zgodnie z kryterium Von Misesa dla przypadku swobodnego toczenia sprężystego półcyindra. Jak widać, rozkład naprężeń jest praktycznie identyczny z rozkładem naprężeń przy czystym ściskaniu z tą tylko różnicą, że jest on przesunięty w prawo razem ze strefą kontaktu.



Rys. 7. Rozkład zredukowanych naprężeń zgodnie z kryterium Von Misesa przy swobodnym toczeniu górnego półcyindra

W artykule rozpatrzono również przypadek ślizgania się kół. Taka sytuacja ma miejsce w przypadku przyłożenia do koła napędowego dosyć dużego momentu trakcyjnego, jednak niewystarczającego do poruszenia koła w kierunku wzdłużnym. Opierając się na sposobie zadania warunków obciążenia wynikających z przemieszczeń górnej płyty w danym przypadku jej ruch był następującym. Najpierw płyta przesuwała się w dół o wartość  $\Delta_y = 0,003$  m, a następnie przy nieruchomym środku obrotu, który był zgodny ze środkiem sztywnej płyty, zadano jej obrót (analogicznie jak w zadaniu momentu trakcyjnego dla nieruchomej osi). Obciążenie było zadawane aż do początku pełnego poślizgu w strefie kontaktu. Dynamika powstawania i rozwoju stref mikropoślizgów całkowicie zgadza się z przypadkiem przedstawionym na rys. 4.

W wyniku przeprowadzonych badań można wywnioskować, że metoda elementów skończonych realizowana przy pomocy programu MSC.MARC może być skuteczna do badania współpracy kontaktowej różnych ciał, w tym także dla pary koło - szyna. Przy czym mogą być rozpatrywane różne reżimy toczenia kół, zaczynając od swobodnego toczenia kół a kończąc na ślizganiu kół napędowych lokomotyw lub poślizgiem przy przesunięciu zablokowanych klockami hamulcowymi kół wagonowych.



## LITERATURA

1. Śladkowski A., Bizoń K., Chrużik K. Porównanie wyników analizy MES z wynikami pomiarów tensometrycznych deformacji kół kolejowych zestawów kołowych // Zeszyty naukowe katedry mechaniki stosowanej. Zeszyt nr 18 / XLI sympozjon PTMTS „Modelowanie w mechanice”. – Gliwice, 2002. – S. 397 – 402.
2. Śladkowski A., Sitarz M., Bizoń K. The Analysis of Finite Elements Mesh Generation for Different Railway Wheels // Transport Means – 2002 / Proceedings of the International Conference. - Kaunas: KTU, 2002. – P. 245 – 249.
3. Śladkowski A., Sitarz M. Analysis of Wheel-Rail Interaction Using FE Software. – Wear. – 2005. – № 258. – C. 1217 – 1223.
4. Сладковский А. Контактное взаимодействие колес и рельсов. – Луганск: Русь, 2005. – 189 с.
5. Cattaneo C. Sul contatto di due corpi elastici: distribuzione locale degli sforzi. Rendiconti dell'Accademia Nazionale dei Lincei 1938, 27. P. 342-348 (and pp. 434-436, 474-478. In Italian).
6. Mindlin R. D. Compliance of elastic bodies in contact. Journal of Applied Mechanics. 1949, 16. – P. 259-268.
7. Mindlin R.D., Deresiewicz H. Elastic spheres in contact under varying oblique forces. ASME J. Appl. Mech. 1953, 75. – P. 327-344.
8. McVeigh P.A., Harish G., Farris T.N., Szolwinski M.P. Modeling interfacial conditions in nominally flat contacts for application to fretting fatigue of turbine engine components. International Journal of Fatigue. 1999, 21. – P.157–165.
9. Navarro C., Tur M., Fuenmayor J., Domínguez J. Influence of contact conditions on fretting fatigue under spherical contact. Proc. XXI International Congress of Theoretical and Applied Mechanics. Warsaw, 2004.
10. Berger E. J. Friction Modeling for Dynamic System Simulation. Applied Mechanics Reviews. 2001. – 94 p.