

**POLITECHNIKA ŚLĄSKA  
WYDZIAŁ TRANSPORTU**

**TELEMATYKA  
I BEZPIECZEŃSTWO  
TRANSPORTU**

**Październik 2006**

**TOM 2:**

# **BEZPIECZEŃSTWO TRANSPORTU**

**Wydawnictwo Katedry Systemów  
Informatycznych Transportu**

**Redakcja i recenzje tomu 2  
dr hab. inż. Bogusław Łazarz, prof. Pol. Śl.**

**Skład komputerowy  
dr inż. Tomasz Figlus**

**ISBN: 83-923434-1-7**

14. <b>Madaj H.:</b> Wykrywanie uszkodzeń mechanicznych wybranych elementów pojazdu wpływających na BRD .....	132
15. <b>Niedziela Z.:</b> Generowanie stanu zagrożenia bezpieczeństwa przez normowe elementy infrastruktury dróg publicznych .....	141
16. <b>Niedziela Z.:</b> Poziom oświetlenia jezdni na wyznaczonych przejściach dla pieszych a ocena poprawności techniki jazdy kierujących pojazdami	147
17. <b>Olejniki K.:</b> Propozycja systematyki pojęcia bezpieczeństwo oraz ocena wytycznych dotyczących znaków na wybranym przykładzie .....	160
18. <b>Sładkowski A., Gubaczewa L., Basow L.:</b> Modelowanie ciernego tłumika drgań .....	173
19. <b>Stańczyk M., Szarowicz K.:</b> Zastosowanie specjalnych profili zimnogiętych w konstrukcjach pojazdów samochodowych .....	187
20. <b>Szopa R., Marczyk B.:</b> EKOLOGIA w szkoleniu kandydatów na kierowców .....	196
21. <b>Wrzecioniarz P.A., Mandosik J., Śledź W., Olender P.:</b> Badania uszkodzalności pojazdów samochodowych w Polsce .....	207
22. <b>Wrzecioniarz P.A., Ambroszko W., Grzejek A., Mandosik J.:</b> Badania uszkodzalności pojazdów w regionie Dolnośląskim .....	215
23. <b>Wrzecioniarz P.A., Ambroszko W., Grzejek A.:</b> Certyfikacja osób w branży motoryzacyjnej .....	225
24. <b>Wrzecioniarz P.A., Feliczak G.:</b> Ocena bezpieczeństwa wybranych pojazdów samochodowych .....	232
25. <b>Wrzecioniarz P.A., Mandosik J., Olender P., Śledź W.:</b> System komputerowego wspomaganie badań statystycznych uszkodzalności pojazdów	242
26. <b>Zalewski J., Choromański W.:</b> Wybrane problemy wypadków komunikacyjnych jako elementu zderzenia dwóch ciał .....	252
27. <b>Zieliński A.:</b> Bezpieczeństwo bierne w konstrukcji współczesnego samochodu osobowego .....	261

*Modelowanie współpracy kontaktowej  
cierny tłumik drgań*

Aleksander SŁADKOWSKI<sup>1</sup>

Larisa GUBACZEWA<sup>2</sup>

Gennadij BASOW<sup>3</sup>

## **MODELOWANIE CIERNEGO TŁUMIKA DRGAŃ**

Cierne tłumiki drgań są jednym z najbardziej odpowiedzialnych elementów, wpływających na bezpieczeństwo ruchu pojazdów szynowych. W artykule przeprowadzono modelowanie współpracy kontaktowej głównej pary tarcia dla nowej konstrukcji ciernego tłumika drgań.

## **SIMULATION OF THE FRICTIONAL VIBRATION DAMPER**

The frictional vibration dampers are one of the most crucial elements, which are responsible for the train safety. In considered article the simulation of the contact interaction of the main friction pair of a new frictional vibration damper is carried out.

### **1. WPROWADZENIE**

Zwiększenie bezpieczeństwa ruchu jest jednym z najważniejszych problemów przy projektowaniu i eksploatacji taboru kolejowego, jaki jest eksploatowany w wyjątkowo ciężkich i skomplikowanych warunkach. Duże odległości, wysokie średnie dobowe przebiegi, szeroka skala zmian warunków klimatycznych i inne właściwości ich pracy wymagają stworzenia niezawodnych konstrukcji pojazdów z dużymi zapasami trwałości takich ważnych węzłów, jak tłumiki drgań. Badania, przeprowadzone przez wielu autorów [1-4] pokazały, że dla tłumików ciernych zazwyczaj charakterystyczne są podwyższone zużycie elementów, uderzenia podczas eksploatacji. Możliwe są zaklinowywania i znaczna niestabilność współczynnika tarcia, co stanowi podstawowe przyczyny obniżenia ogólnej niezawodności. Podstawowymi przyczynami niestabilności są różne odstępstwa od podstawowej technologii produkcji ciernych elementów, odchylenie rozmiarów poszczególnych

---

<sup>1</sup> Katedra Transportu Szynowego, Wydział Transportu, Politechnika Śląska, Krasińskiego 8, 40-019 Katowice, Polska, aleksander.sladkowski@polsl.pl

<sup>2</sup> Scientific and Educational Institute of Railway Transport, East Ukrainian National University, Molodyozhny block 20A, 91034, Lugansk, Ukraine, gubachova@snu.edu.ua

<sup>3</sup> JSC Holding Company "Luganskteplovoz", Frunze str. 107, 91005 Lugansk, Ukraine, lt@is.com.ua

części i niedoskonałość wykonania tych elementów, bardzo czułych na zmiany współczynnika tarcia.

Głównym zadaniem przeprowadzonych badań było:

- zwiększenie niezawodności głównej pary tarcia ciernego tłumika drgań, jaki znajduje się w ciężkich warunkach eksploatacji, co może być osiągnięte przy zmianach konstrukcyjnych geometrii elementów głównej pary tarcia;
- wyznaczenie racjonalnych siłowych i temperaturowych reżymów eksploatacji przy pomocy modelowania procesów w strefie kontaktu ciernego.

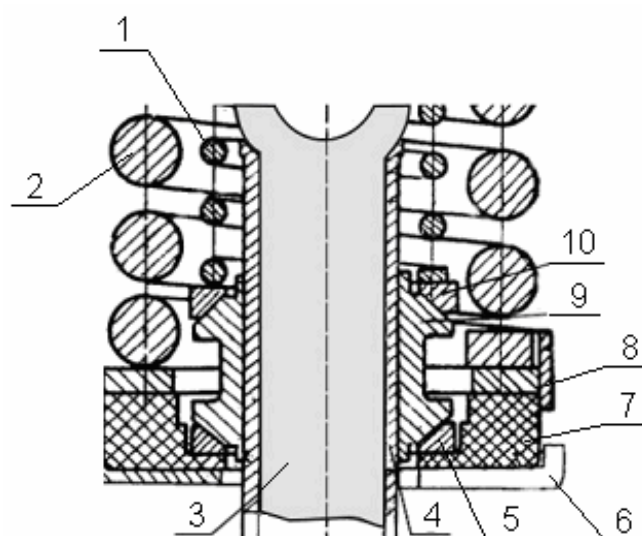
## 2. BADANIA EKSPERYMENTALNE

Głównymi elementami ciernego tłumika drgań są tulejka prowadnicy 4, która wraz z kamieniami 9 stanowi główną parę tarcia (rys. 1). Przesuwające podczas drgań zawieszenia wagonu kamieni 9 są dociskane do tulejki 4 przez pierścieni dociskowe 5 i 10. Dolny pierścień 5 przez amortyzator gumowy 7 oddziałują na maźnicę 6, a na górny pierścień 10 naciska sprężyna wewnętrzna 1. Podstawowe zawieszenie realizuje się przy pomocy sprężyny zewnętrznej 2, na jaką z góry oddziałuje rama wózka, a jej dolna część przekazuje siłę przez osłonę pierścieniową 8 na amortyzator gumowy 7 i dalej na maźnicę 6. Amortyzator 7 wykonuje także funkcję zmniejszenia wysokoczęstotliwościowych wibracji w rozpatrywanym zespole.

W ten sposób, mają miejsce dwa kontakty cierne, na które składają pary: tulejka prowadnicy 4 z kamieniami 9 i kamieni 9 z pierścieniami dociskowymi 5, 10. Wszystkie wskazane części cierne produkowane są ze stali 45 z twardością powierzchniową 45 HRC i dopuszczanym zużyciem głównej pary tarcia mniejszym niż 6 mm.

Warunki eksploatacji głównej pary tarcia:

- ciśnienie na powierzchniach tarcia – nie więcej niż 2 MPa;
- prędkość poślizgu względnego głównej pary tarcia – 0,1-0,2 m/s;
- czas jednego cyklu obciążenia – 0,2-0,4 s;
- średnia godzinna liczba obciążeń – 200-1500 cykli.



Rys.1. Schemat ciernego tłumika drgań: 1 – sprężyna wewnętrzna; 2 – sprężyna zewnętrzna; 3 – trzpień prowadzący; 4 – tulejka prowadzący; 5 – dolny pierścień dociskowy; 6 – maźnica; 7 – amortyzator gumowy; 8 – osłona pierścieniowa; 9 – kamień, 10 – górny pierścień dociskowy

Z uwzględnieniem wskazanych wyżej warunków eksploatacji zostały przeprowadzone laboratoryjne i eksploatacyjne badania ciernego tłumika drgań. Określono, że elementami, które wprowadzają najwięcej problemów w eksploatacji, w rozpatrywanym zespole są tulejka prowadzący i kamienie, tj. główna para tarcia. Badania zużycia części szczegółów ciernego tłumika drgań wykonywano przy naprawach wagonów. Zużycie części wynosiło od 1 do 5 mm. W wyniku zużycia powierzchni tarcia powstają głębokie wytarcia metalu i siła oporu znacznie powiększa się. To doprowadza do tego, że na współpracujących powierzchniach tarcia tworzą się zadarcia metalu, strefy intensywnego zużycia ze śladami wiązania powierzchni kontaktowych. Podobnego typu wady doprowadzają do dużego zwiększenia współczynnika tarcia na głównych płaszczyznach tarcia i do niestabilnej pracy zespołu.

Analiza niezawodności eksploatacyjnej ciernego tłumika drgań pokazała, że na jej zmniejszenie istotnie wpływają zmiany charakterystyk poszczególnych: zużycie pary trzpień prowadzący - tulejka prowadzący; zużycie tulejki po zewnętrznej średnicy; zużycie kamieni po głównej powierzchni tarcia (6 kamieni); odspojenie

brzegów kamieni; zużycie pierścieni (dla dolnego i górnego pierścienia dociskowego), zgniatanie tulejki prowadnicy.

W wyniku badań zużycia roboczych powierzchni pary tarcia ciernego tłumika było ustawione, że istniejące konstrukcje ciernych tłumików drgań mają istotne wady. Wynikają one z tego, że strefy kontaktu powstają przy kontakcie powierzchni stożkowych. Z tego powodu rozmiary stref kontaktu współpracujących powierzchni zależą od względnego położenia kamieni i tulejki prowadnicy, co doprowadza do niestabilnej pracy tłumika wskutek nierównomiernego zużycia.

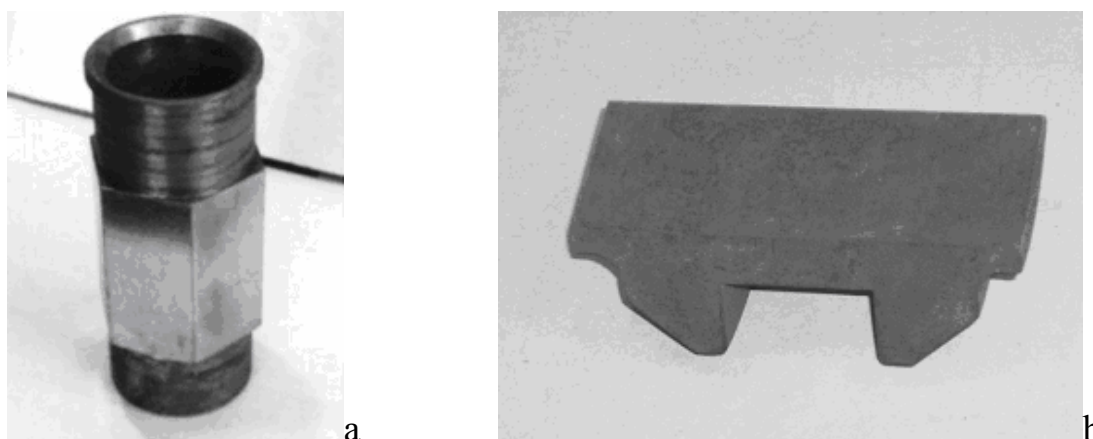
Na podstawie analizy danych o odspojeniu brzegów kamieni, zużyciu poszczególnych części i ich szczytowych zużyciach określone zostały znaczenia funkcji niezawodności eksploatacyjnej  $R(t)$  elementów ciernego tłumika drgań dla czasu eksploatacji odpowiadającemu przebiegowi wagonu 400 tys. km. Ustalono, że najbardziej słabymi z powodu zużycia częściami okazały się tulejka prowadnicy, dla której wartość funkcji niezawodności wynosiła 0,805, a także kamieni wskutek odspojenia ich brzegów, dla których wartość funkcji niezawodności wynosiła 0,965.

Dla modernizacji słabych elementów proponuje się nową konstrukcję tulejki prowadnicy [5] i technologię jej produkcji [6]. Fotografie części nowej konstrukcji przedstawione są na rys. 2. Różnica nowej konstrukcji tulejki od seryjnej polega na tym, że jej powierzchnię roboczą wykonuje się w kształcie nie walcowym, a pryzmatycznym lub, jeżeli uwzględnić niedużą pochyłość powierzchni, nie stożkowym, lecz piramidalnym. Konstrukcja kamieni zmienia się odpowiednio, żeby zabezpieczyć zdolność do pracy nowej pary tarcia. Doprowadza to do tego, że na całej drodze przemieszczenia kamienia w procesie podnoszenia i opuszczania zespołu maźnicy wskutek nierówności toru kolejowego i drgań wagonu, wielkość strefy kontaktu pary tarcia kamień - tulejka pozostaje niezmienna. Nowe konstrukcje tulejki prowadnicy i kamieni są wymiennymi z produkowanym seryjnie ciernym tłumikiem drgań.

### 3. MODELOWANIE GEOMETRYCZNE GŁÓWNEJ PARY TARCIA

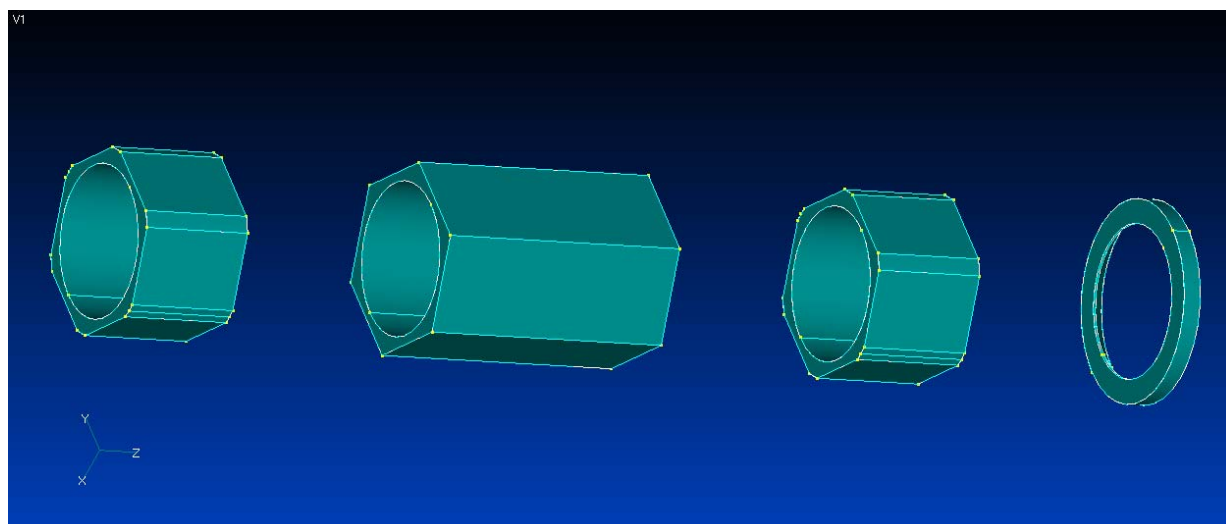
Dla wyznaczenia siłowych i cieplnych reżimów pracy w połączeniu kontaktowym przeprowadzono modelowanie procesu współpracy kontaktowej pary tarcia tulejka przewodnicy – kamień.

Dla stworzenia modelu MES głównej pary tarcia trzeba najpierw wykonać geometryczne modelowanie rozpatrywanych obiektów. Modelowanie wykonuje się przy pomocy oprogramowania FEMAP 9.0.1. Podstawowe metodyki geometrycznego modelowania z wykorzystaniem wskazanego oprogramowania opisano w książce [7]. Główna para tarcia faktycznie przedstawia sobą kontakt 7 części: tulejki i sześciu kamieni, pracujących synchronicznie. Ich kształt jest dosyć skomplikowany i aby uprościć opracowanie dalej siatki elementów skończonych niezbędne było wprowadzenie określonych uproszczeń. W szczególności, dla tulejki w porównaniu z rysunkami technicznymi rezygnujemy z fasek 1x45 i 3x45, a dla kamieni z zaokrągleń R3. Geometryczny model tulejki powstawał częściami, jak wynik połączenia czterech trójwymiarowych ciał. Są one pokazane na rys. 3. Po ich stworzeniu przy pomocy operacji sumowania logicznego powstawał pojedynczy trójwymiarowy obiekt.



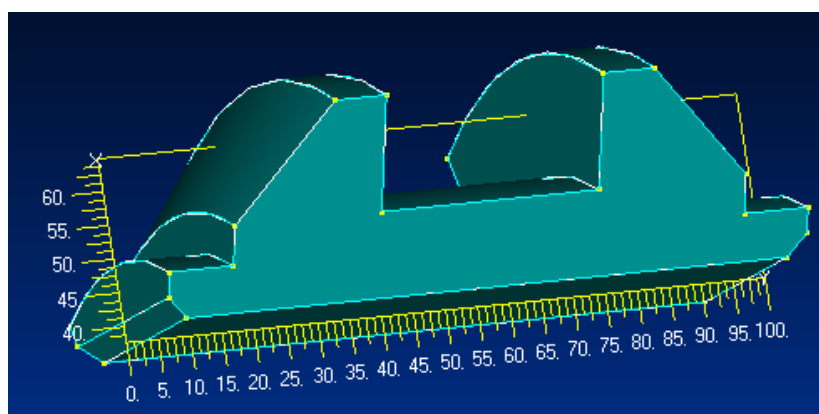
Rys.2. Nowa konstrukcja głównej pary tarcia: a) tulejka przewodnicy; b) kamień



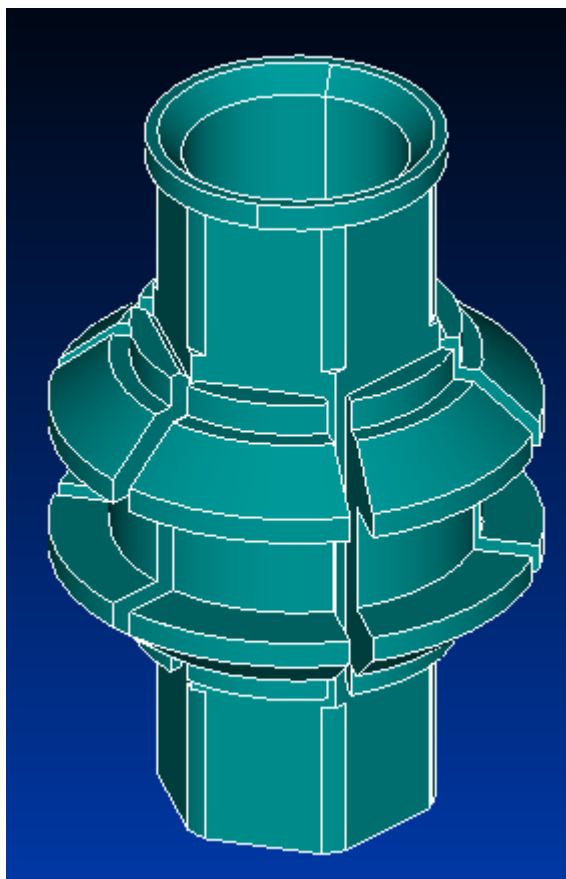


Rys.3. Geometryczne modelowanie tulejki, jak składającej się z czterech trójwymiarowych obiektów

Geometryczne modelowanie kamienia w porównaniu z tulejką jest znacznie trudniejsze, wymaga wykonania znacznie większej liczby operacji graficznych. Zaznaczymy tylko podstawową zasadę. Najpierw tworzymy ciało o kształcie figury obrotowej, które musi być wymiarowo większe od kompletu 6 kamieni. Następnie przy pomocy dużej liczby operacji logicznych „zbyteczny metal” usuwamy, tak jak by modelowana była obróbka mechaniczna. Stworzony trójwymiarowy obiekt musi być rozcięty na 6 części. Na rys. 4 pokazany jest geometryczny model kamienia, a na rys. 5 przedstawiono geometryczny model układu zespołu tarcia (tulejka i 6 kamieni).



Rys.4. Geometryczny model kamienia

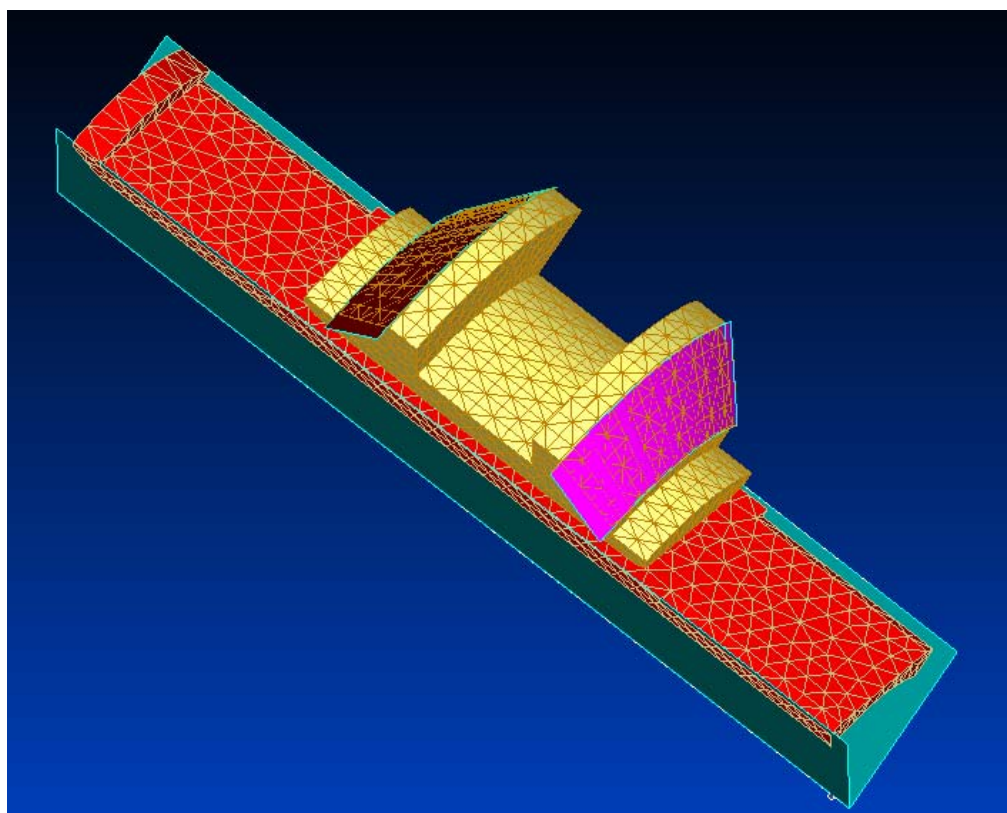


Rys.5. Geometryczny model układu głównej pary tarcia

#### **4. PROBLEMY GENERACJI SIATEK ELEMENTÓW SKOŃCZONYCH I ZADANIA WARUNKÓW BRZEGOWYCH**

Wskutek tego, że rozpatrywany problem jest osiowosymetrycznym, zamiast modelowania problemu przedstawionego na rys. 5 może być rozpatrzona 1/6 część tulejki we współpracy z jednym kamieniem. Takie zmniejszenie rozpatrywanych obiektów pozwala prawie sześciokrotnie zmniejszyć liczbę generowanych węzłów i odpowiednio istotnie zmniejszyć liczbę rozpatrywanych stopni swobody. Najpierw została wykonana próba z wykorzystaniem automatycznego generatora siatek, jaki jest częścią oprogramowania MSC.NASTRAN for Windows. W tym celu zadano właściwości mechaniczne materiałów tulejki i kamienia. W tym przypadku wybrano stal z następującymi charakterystykami: moduł sprężystości Younga  $1,9995 \times 10^{11}$  Pa; współczynnik Poissona 0,32; gęstość  $7862,3 \text{ kg/m}^3$ ; współczynnik liniowego rozszerzenia cieplnego 0,0000108. Stworzone siatki MES dalej są importowane do programu MSC.MARC, gdzie zadawane są warunki brzegowe dla rozpatrywanego

problemu. Siatki MES otrzymane z wykorzystaniem standardowego generatora siatek, również jak i dodatkowe ciała kontaktowe, są pokazane na rys. 6.



Rys.6. Siatki elementów skończonych i dodatkowe ciała kontaktowe dla zadania warunków brzegowych

Zgodnie z pokazanym wyżej rys. 6 początkowo został przyjęty następujący schemat obciążenia. Rozpatrywane są dwa deformowane ciała kontaktowe (część tulejki – czerwone elementy skończone i kamień – żółte elementy skończone). Wprowadzono także dodatkowe ciała sztywne. Dwie płaszczyzny tworzące między sobą kąt  $60^\circ$  pokazane są na rys. 6 na zielono. Dane płaszczyzny tworzą jedyne sztywne nieruchome ciało. Rozmieszczenie tego ciała jest takie, że ściany elementów tulejki dotykają tych płaszczyzn. Wprowadzone są jeszcze dwie sztywne powierzchnie obrotu, którzy otrzymane przez obrót odcinków prostych, pochylonych pod kątem  $40^\circ$  wokół środkowej osi obrotu na sumaryczny kąt  $60^\circ$ . One wykonują różne funkcje, dlatego je będziemy odróżniać. Zgodnie z rozmieszczeniem odróżniamy dolną powierzchnię obrotu, ciało Dol (na rys. 6 jest pokazane kolorem różowym) i ciało Gora (na rys. 6 kolor brązowy). Zostało przyjęte, że ciało Dol jest nieruchome, a ciało

Gora ma możliwość pionowego przemieszczenia pod wpływem zadanej stałej siły pionowej.

Oprócz samych ciał kontaktowych zadaje się jeszcze specjalną tablicę warunków brzegowych dla ich kontaktowania, w której wskazuje się, że między sobą kontaktują tulejka i kamień, przy czym współczynnik tarcia między nimi jest równy 0,2. Tulejka także kontaktuje z płaszczyznami sztywnymi, gdzie na kontaktowej powierzchni zadane są warunki przyklejania kontaktujących powierzchni, tj. współczynnik tarcia jest nieskończony. Ciała Gora i Dol współdziałają z odpowiednimi powierzchniami kamienia i ich wzajemne przesunięcie doprowadza do promieniowego przemieszczenia kamienia i odpowiednio do wzajemnego ściskania kamienia i tulejki. Wskazane ciała Gora i Dol modelują obciążenie kamienia wskutek współdziałania jego stożkowych powierzchni z pierścieniami dociskowymi zgodnie z rys. 1.

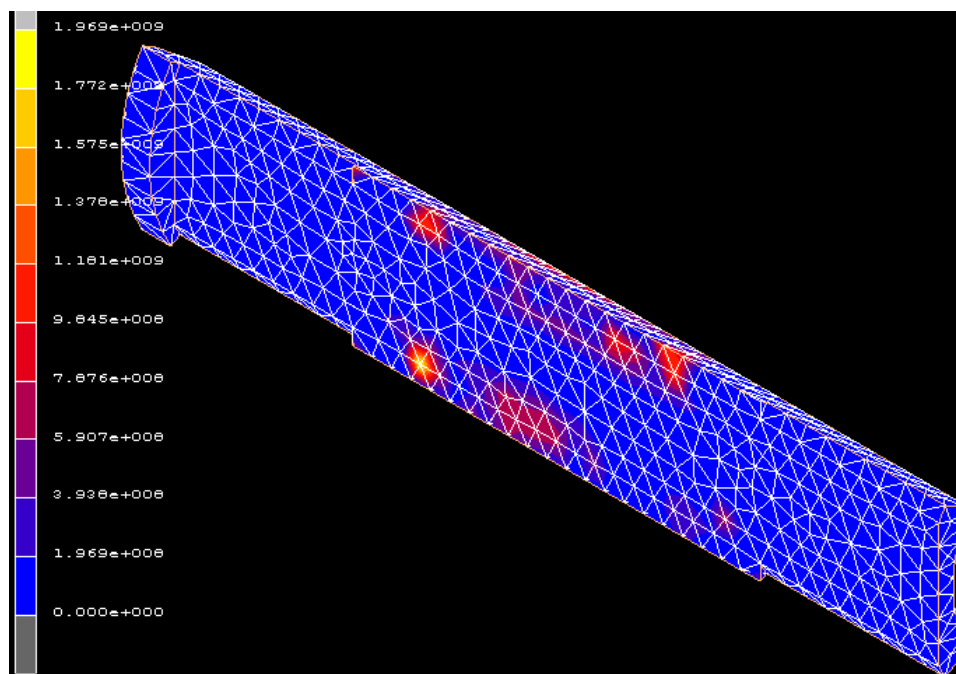
Na rys. 7 pokazany został rozkład normalnych naprężeń kontaktowych na roboczej powierzchni tulejki. Oczywiście, że taki rozkład naprężeń nie jest zadowalającym. Wcześniej problemy związane z generacją siatek MES przy rozwiązaniu zadań kontaktowych zostały rozpatrzone w monografii [8], gdzie wskazano, że nieadekwatność rozkładu naprężeń kontaktowych jest skutkiem błędnej generacji siatki elementów skończonych. Tamże zaznaczono, że największe błędy wyznaczenia naprężeń kontaktowych związane są z nieregularnością siatek MES i niezgodnością węzłów kontaktowych współdziałających ciał.

## **5. ROZWIĄZANIE PROBLEMU WSPÓŁPRACY KONTAKTOWEJ W UJĘCIU STATYCZNYM**

W wyniku przeprowadzonej analizy została podjęta decyzja o rezygnacji z automatycznego generatora siatek i wykonaniu generacji siatek w półautomatycznym reżimie. Przy tym powinny być zabezpieczone warunki generacji równomiernej prostokątnej siatki na roboczych powierzchniach tulejki i kamienia. Przy ich współdziałaniu powinny powstawać kontaktowe pary węzłów. Na rys. 8 przedstawione są siatki elementów skończonych rozpatrywanej części tulejki i kamienia, jakie zostały otrzymane przy przestrzeganiu warunków regularności siatek i zgodności węzłów.

Drugim źródłem problemów przy rozwiązaniu zadania są warunki brzegowe. W szczególności, największe komplikacje powstają przy zadaniu warunków brzegowych między sztywnymi płaszczyznami a bocznymi powierzchniami wyciętej części tulejki. Zadanie pełnej adhezji doprowadza do dodatkowego usztywnienia problemu. Zadanie pełnego przeslizgiwania doprowadza do możliwości oderwania części powierzchni tulejki od płaszczyzn, co dla pełnego zadania odpowiadałoby powstawaniu szczelin w tulejce.

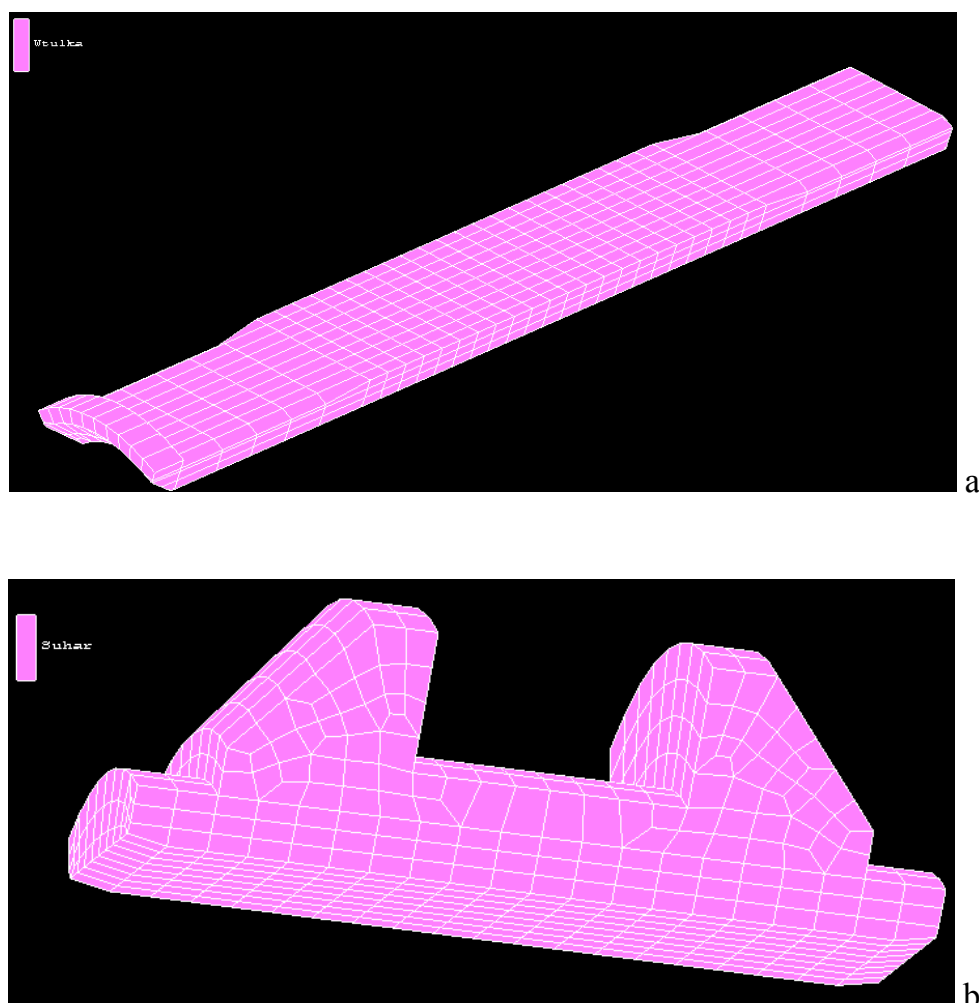
Jedynym wyjściem z tego położenia jest bezpośrednie zadanie warunków brzegowych, ograniczających przemieszczenia węzłów tulejki w kierunku pionowym do sztywnych płaszczyzn. Zadanie takich warunków nie wprowadzałoby żadnych trudności w tym wypadku, gdyby wskazane płaszczyzny pokrywałyby się z płaszczyznami współrzędnych lub odstawały od nich na jakąś odległość. Lecz w rozpatrywanym wypadku, jeżeli przyjąć zadany układ współrzędnych, w którym oś tulejki pokrywa się z osią Y, płaszczyzny rozcięcia tulejki powstają, jeżeli płaszczyznę współrzędnych XOY obrócić wokół osi Y o kąt  $30^\circ$ .



Rys.7. Rozkład normalnych naprężeń kontaktowych dla nieregularnych siatek

W oprogramowaniu przeznaczonym dla realizacji MES, dla takich zadań przewidywane specjalne procedury. Na przykład, w pakiecie FEMAP oprócz trzech

podstawowych układów współrzędnych (kartezjańskiego, cylindrycznego i sferycznego) mogą być wprowadzone dodatkowe układy współrzędnych, powstających z trzech podstawowych przy pomocy operacji przenoszenia początku współrzędnych i obrotu osi. Taką operację należało przeprowadzić w rozpatrywanym wypadku. Trzeba było obrócić podstawowy kartezjański układ współrzędnych wokół osi Y o kąt  $30^\circ$ . W rezultacie tej operacji pojawił się dodatkowy układ współrzędnych X'U'Z', w którym należy zadać warunki brzegowe, przy czym w danym konkretnym wypadku muszą być wyzerowane przemieszczenia węzłów w kierunku Z'.



Rys.8. Dysketyzacja MES 1/6 części tulejki (a) i kamienia (b) z regularnymi siatkami w strefie kontaktu

Wadą takiego podejścia jest konieczność kolejnego eksportu - importu do programu MSC.MARC. Chodzi o to, że wskazana operacja jest realizowana w ten

sposób, że warunki brzegowe importowane są osobno dla każdego granicznego węzła. Także dla każdego węzła należy zaimportować lokalne przekształcenia współrzędnych. Przy uwzględnieniu tego, że takich granicznych węzłów jest wystarczająco dużo, pracować z takimi warunkami brzegowymi jest bardzo niewygodnie. Na przykład, niemożliwe jest wyświetlić (identyfikować) ije wszystkie na ekranie komputera. W rezultacie zostało przyjęte takie rozwiązanie, żeby zadawać te warunki brzegowe bezpośrednio w programie MSC.MARC.

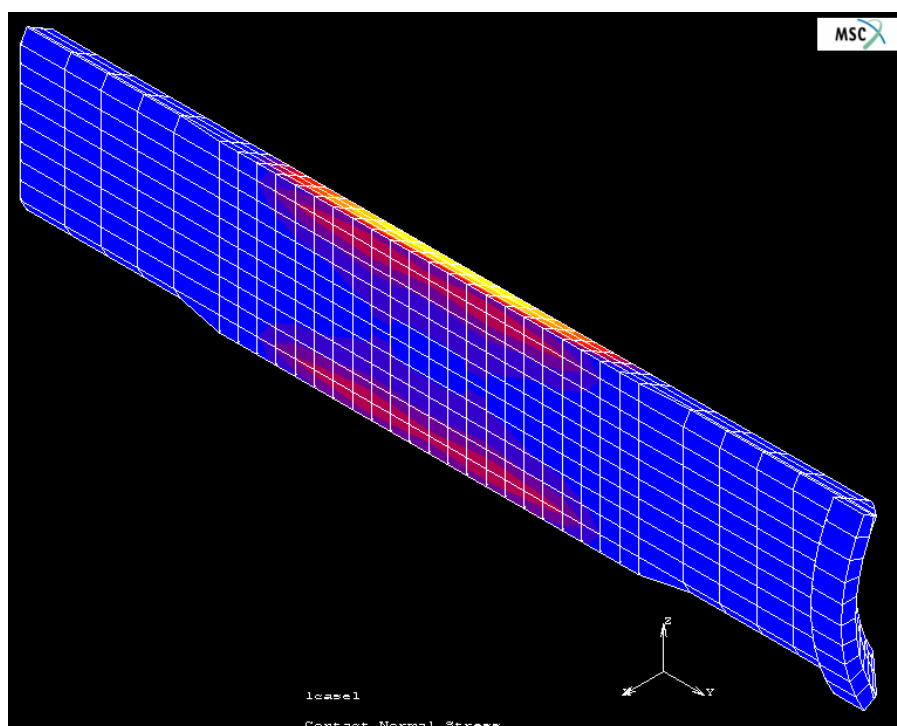
W programie tym wskazana operacja dochodzi do skutku w następujący sposób. We wszystkich węzłach, w których planuje się zadać warunki brzegowe nie w globalnych, ale w lokalnych współrzędnych, wprowadza się lokalne przekształcenia współrzędnych, tj. węzłowe przemieszczenia w globalnych współrzędnych wyraża się przez przemieszczenia w lokalnych współrzędnych następującym sposobem

$$\begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\langle X, X' \rangle & \cos\langle X, Y' \rangle & \cos\langle X, Z' \rangle \\ \cos\langle Y, X' \rangle & \cos\langle Y, Y' \rangle & \cos\langle Y, Z' \rangle \\ \cos\langle Z, X' \rangle & \cos\langle Z, Y' \rangle & \cos\langle Z, Z' \rangle \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u' \\ v' \\ w' \end{Bmatrix},$$

gdzie w lewej części jest zapisany wektor przemieszczeń węzłowych w globalnym kartezjańskim układzie współrzędnych, a w prawej części - w lokalnym. W istocie, każdemu węzłowi granicznemu wskazanego typu powinna być przypisana macierz przekształcenia współrzędnych, składająca się z cosinusów kątów, utworzonych przy obrocie lokalnych osi w stosunku do globalnego układu współrzędnych. W ten sposób, dla każdego węzła granicznego w programie MSC.MARC trzeba wykonać 2 operacje: dopisać konkretnemu węzłowi przekształcenie współrzędnych i następnie w lokalnych współrzędnych zadać niezbędne warunki brzegowe.

Po zmianie dyskretyzacji MES rozpatrywanych ciał i zadaniu nowych warunków brzegowych udało się znaleźć rozwiązanie zadania kontaktowego w ujęciu statycznym. Analiza przedstawionego na rys. 9 rozkładu naprężeń kontaktowych pozwala wyciągnąć następujące wnioski. Po pierwsze, zastosowanie regularnych siatek MES pozwoliło usunąć błędy obliczeń, związanych z samymi siatkami. Po drugie, staje się jasne, że rozkład naprężeń kontaktowych jest nierównomierny. Przy tym maksymalne kontaktowe naprężenia są lokalizowane po krajach kamieni.

Objasnić to można przez analogię. Wiadomo, że jeżeli w półpłaszczyznę wciska się twardy tłok (problem Sadowskiego [9]), to w materiale półpłaszczyzny, jaki przylega do krajów tłoka, powstają nieskończenie duże naprężenia. W danym wypadku, oczywiście, kamień nie wolno rozpatrywać, jak ciało sztywne. Tym niemniej przedstawia się on bardziej twardym ciałem w porównaniu z tulejką, przy czym w tych miejscach, gdzie konstruktywnie kamień jest bardziej masywny (w miejscach występów skoszonych), powstają maksymalne naprężenia. Tu nie wskazuje się wielkość maksymalnych naprężeń kontaktowych, ponieważ w rzeczywistości przy zmiennym obciążeniu zewnętrznym ta wielkość także jest zmienna.



Rys.9. Rozkład normalnych naprężeń kontaktowych na powierzchni tulejki dla rozwiązania problemu statycznej współpracy kontaktowej

## 6. WYNIKI

Podsumowując przeprowadzone badania można sformułować następujące wnioski. Naprężenia kontaktowe znajdują się w granicach strefy sprężystości i podane wyżej warunki eksploatacyjne są spełnione. Maksymalne naprężenia kontaktowe zlokalizowane są w pobliżu krajów kamieni, dlatego przy wprowadzeniu zmian w konstrukcji kamieni, i w szczególności, zrobieniu niewielkiego zaokrąglenia u



krajów roboczych powierzchni, można byłoby zmniejszyć wskazane naprężenia. To pozwoliłoby usunąć odłupywanie i zużycie metalu we wskazanych strefach, co odbywa się w warunkach eksploatacyjnych. Rozpatrywany artykuł jest pierwszym z cyklu artykułów, poświęconych modelowaniu ciernych tłumików drgań nowej konstrukcji. W późniejszym czasie planuje się zbadać dynamikę współdziałania kontaktowego i reżimy termiczne spowodowane tarciem części tłumików drgań.

#### BIBLIOGRAFIA

- [1] Лукин В.В., Шадур Л.А., Котуранов В.Н., Хохлов А.А., Анисимов П.С.: Конструирование и расчет вагонов, УМК МПС России, Москва, 2000.
- [2] Челноков И.И.: Гасители колебаний вагонов, Трансжелдориздат, Москва, 1963.
- [3] Соколов М.М., Варава В.И., Левит Г.М.: Гасители колебаний подвижного состава. Справочник, Транспорт, Москва, 1985.
- [4] Войнов К.Н.: Надежность вагонов, Транспорт, Москва, 1989.
- [5] Басов Г.Г., Губачева Л.О., Андреев О.О., Найш Н.М., Кашуба В.И.: Фрикційний демпфер, Патент України nr 7609, 2005.
- [6] Євстратов В.О., Губачева Л.О.: Спосіб виготовлення заготовки втулки шпінтона, Патент України № 3595, 2004.
- [7] Сладковский А.В., Ситаж М., Мартыненко Ю.Р.: Решение задач механики железнодорожного транспорта с помощью МКЭ, Новая идеология, Днепропетровск 2002.
- [8] Сладковский А.: Контактное взаимодействие колес и рельсов, Русь, Луганск 2005.
- [9] Рекач В.Г.: Руководство к решению задач по теории упругости, Высшая школа, Москва, 1966.