

Wiesław **BARNAT**

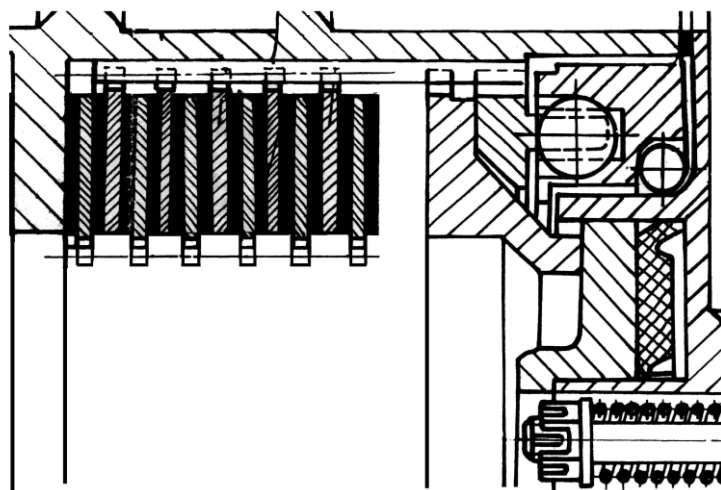
NUMERYCZNA OCENA WIELKOŚCI MOMENTU PRZENOSZONEGO PRZEZ WIELOTARCZOWY HAMULEC TYPU MOKREGO

Streszczenie: W pracy przedstawiono wyniki z analizy numerycznej modeli mechanizmów ciernych. Do modelowania tarcz hamulcowych wykorzystano elementy bryłowe typu SOLID z rzeczywistą charakterystyką materiału 30 HGSA i uśrednioną charakterystyką materiału tarcz z okładzinami cermetalowymi. Kontakt pomiędzy powierzchniami ciernymi zamodelowano elementami kontaktowymi typu GAP. Elementy te są rodzajem więzów jednostronnych z tarciami. Obliczeń numerycznych dokonano oprogramowaniem MSC NASTRAN for Windows, przy wykorzystaniu analizy nieliniowej modyfikowanej metody Newtona Raphsona. Zastosowany rodzaj analizy przyrostowej pozwolił na uwzględnienie nieliniowości fizycznych (rzeczywista charakterystyka materiałowa) i geometrycznych (dużych przemieszczeń). Określenie maksymalnego momentu przenoszonego przez hamulec następowało poprzez śledzenie przemieszczeń węzłów elementów obciążonych momentem. Interesująca jest możliwość określenia maksymalnego momentu przenoszonego przez hamulec z uwzględnieniem nierównomiernością docisku spowodowanego deformacją całego układu (hamulca).

1. CEL PRACY

W pracy dokonano numerycznej symulacji dla określenia maksymalnej wartości przenoszonego momentu poprzez mechanizm cierny. Ponadto przedstawiono wyniki analizy numerycznej pakietu tarcz hamulcowych pod kątem występowania nierównomierności docisku.

Na podstawie dotychczasowych prac stwierdza się, iż duża podatność mechanizmów ciernych na utratę stateczności, związana jest z nierównomiernością wzrostu temperatury na powierzchniach trących, co powoduje niedostateczne przenoszenie momentu poprzez te mechanizmy. W pracy zajęto się hamulcem H3 planetarnej skrzyni biegów przedstawionym na rysunku 1. Hamulec ten wybrano ze względu na dość dużą jego awaryjność [1]. Dotychczas przeprowadzone badania dotyczyły opisu elementów ciernych w aspekcie rozkładu docisku [2, 3, 4] oraz termostateczności elementów ciernych [5, 6]. Prace te nie obejmowały możliwości określenia granicznej wartości momentu przenoszonego przez hamulec.



Rys. 1. Schemat hamulca H3

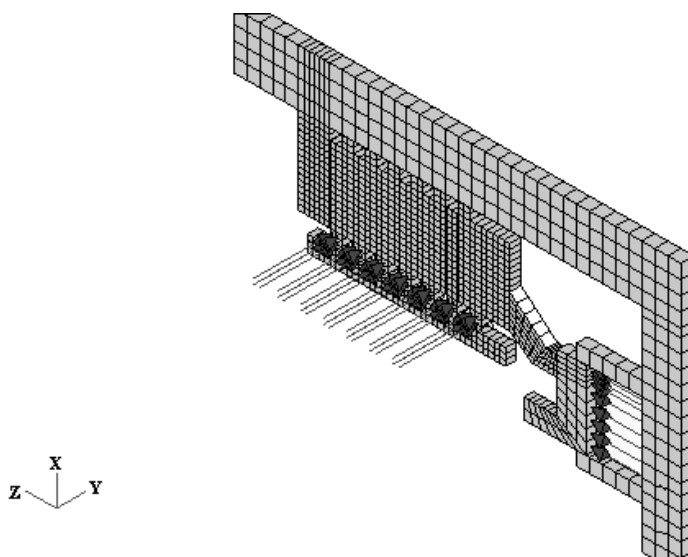
Dla określenia możliwości programu MSC Nastran wykonano szereg testowych modeli numerycznych [7]. Modele te zostały zbudowane z elementów typu SOLID (bryłowych), GAP (kontaktowych) i RIGID (sztywnych) i były obciążane ciśnieniem symulującym docisk oraz przenoszony moment. Dobór własności materiału modeli został dokonany na podstawie dostępnej literatury [8] i eksperymentu [9].

2. MODEL NUMERYCZNY HAMULCA H3

Schemat analizowanego modelu hamulca przedstawiono na rysunku 2. Elementy typu SOLID (bryłowe) służyły do opisu tarcz ciernych: oporowej, dociskowej oraz fragmentu konstrukcji obudowy hamulca. Ponadto elementami SOLID opisano fragment bębna obciążonego momentem obrotowym. Elementy kontaktowe typu GAP służyły do opisu styku pomiędzy powierzchniami ciernymi. Przy pomocy elementów typu RIGID opisano kontakt pomiędzy tarczami napędzającymi a bębniem wewnętrznym, napędowym.

Takie rozwiązanie pozwoliło na zasymulowanie przeniesienia momentu przez wszystkie tarcze hamulca wielotarczowego. Ze względu na kształt model opisano w walcowym układzie współrzędnych.

Model hamulca składał się z 832 elementów trójwymiarowych typu SOLID, 128 elementów kontaktowych typu GAP i 18 elementów typu RIGID.



Rys. 2. Schemat hamulca H3

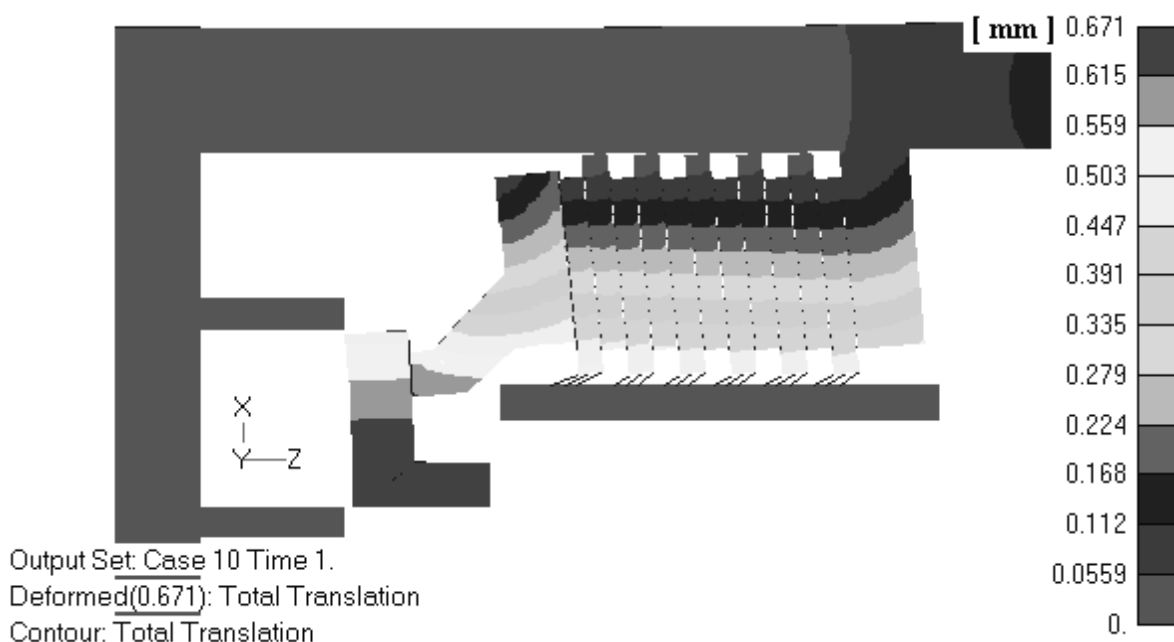
Analizie numerycznej poddano 1 stopniowy wycinek hamulca. Obciążenie, jak i opis więzów przeprowadzono w sposób dwuetapowy. W pierwszym etapie pakiet tarcz ciernych został ściśnięty poprzez ciśnienie robocze rzędu 1.8 MPa. W drugim etapie do elementów symulujących bęben napędowy przyłożono dodatkowo ciśnienie, symulujące ciśnienie, w kierunku obwodowym.

Podobnie jak w przypadku obciążenia również dla więzów w pierwszym etapie węzłom odebrano translacyjne stopnie swobody w kierunku obwodowym (na płaszczyznach symetrii). Ponadto wybranym węzłom obudowy hamulca i bębna wewnętrznego odebrano translacyjne stopnie swobody w kierunku osi „z”. W drugim etapie obciążenia węzły tarcz napędzanych były swobodne. Węzłom obudowy bębna wewnętrznego, napędzanego, odebrano translacyjne stopnie swobody w kierunku promieniowym i w kierunku osi „z”.

3. WYNIKI SYMULACJI PIERWSZEGO ETAPU

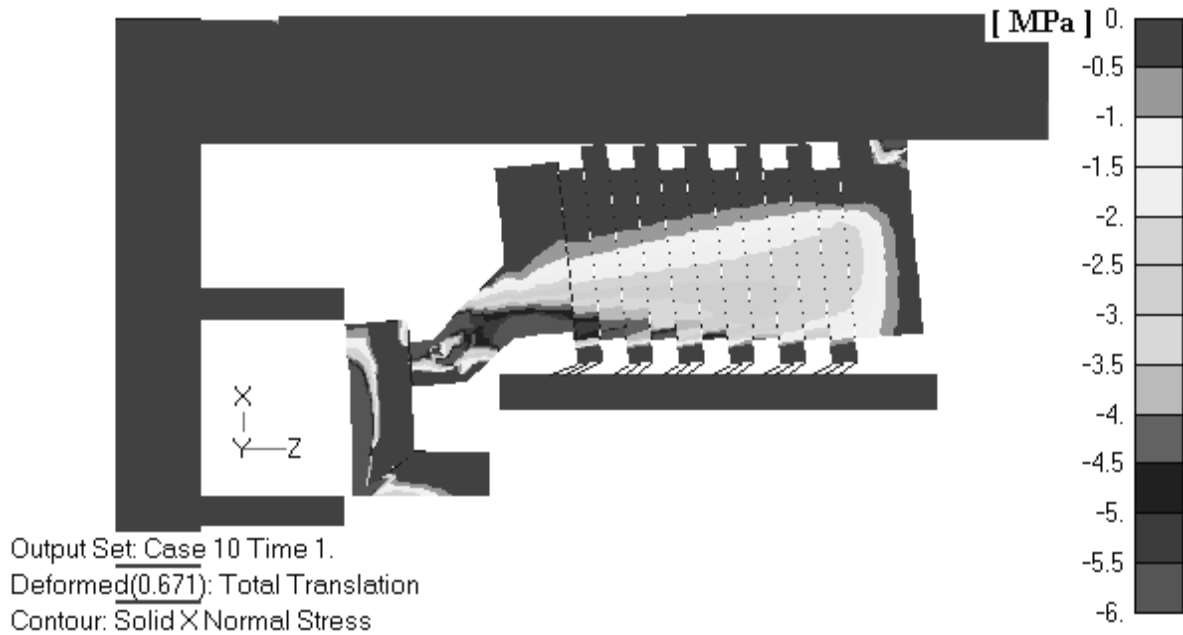
Model hamulca H3 składał się z 11 oddzielnych tarcz połączonych ze sobą i z tarczami oporową i dociskową elementami typu GAP z tarciami. Charakter deformacji i pracy hamulca H3 uzasadnia występowanie ekstremalnych nierównomierności rozkładu docisku w pakiecie (Rys. 3 i 4) dla danego promienia wewnętrznego pakietu tarcz ciernych. Ta nierównomierność powoduje 11-procentową awaryjność tych elementów ciernych w całej populacji uszkodzeń elementów skrzyń biegów [1]. Wiadomym jest, iż od rozkładu docisku zależy wzrost pola temperatury na tarczach ciernych podczas procesu włączania. Zjawisko to jest szczególnie niebezpieczne ze względu na trwałą utratę stateczności tarcz hamulcowych i przypalenia spowodowane obciążeniem niejednorodnym polem temperatury. Maksymalne przemieszczenie węzłów analizowanego hamulca, przedstawione na rysunku 3 wynosi 0,5 mm.

W wyniku deformacji całego układu maksymalna wartość naprężeń występuje na pierwszej powierzchni (rys. 4). Wartości docisku dla pierwszej powierzchni wynoszą – 6 MPa dla promienia wewnętrznego i maleją do zera dla promienia zewnętrznego, co stanowi obszar utraty kontaktu. Utrata kontaktu następuje również dla pozostałych tarcz pakietu. W przypadku powierzchni szóstej (środkowej) wartość docisku osiąga 3 MPa dla promienia wewnętrznego. Dla dwunastej (ostatniej) powierzchni ciernej wartości docisku na znacznej powierzchni pakietu są zbliżone do wartości nominalnej.



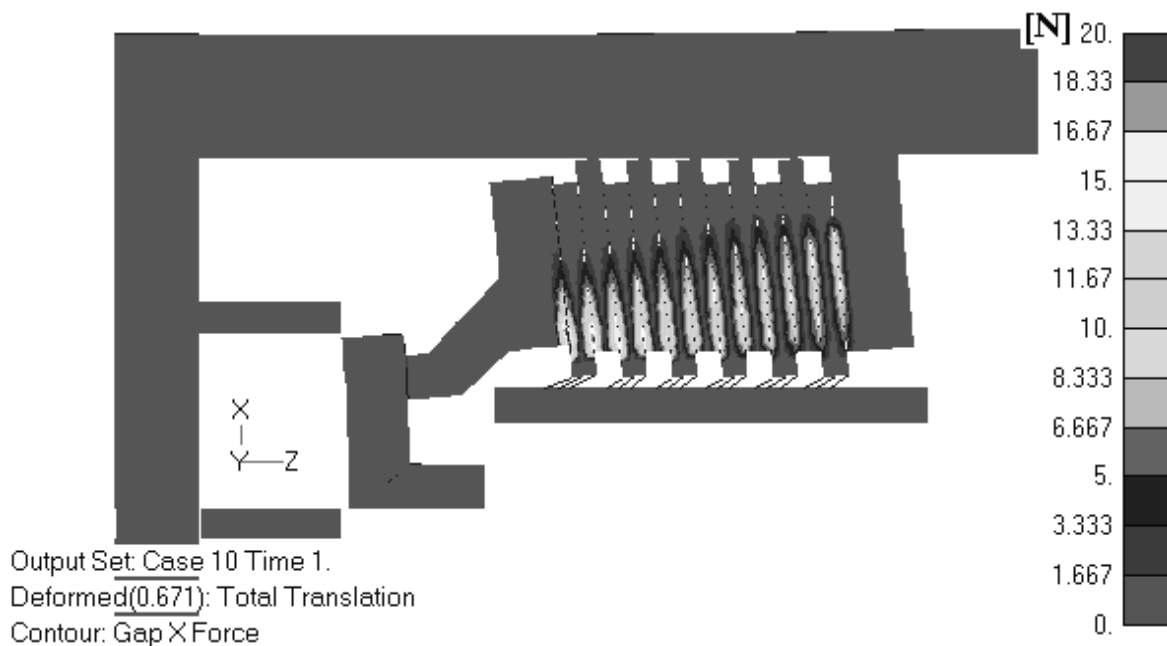
Rys. 3. Mapa przemieszczeń w hamulcu H3 po obciążeniu ciśnieniem docisku

Charakter uzyskanego rozkładu naprężeń kontaktowych jest spowodowany mimośrodowym dociskiem pakietu tarcz ciernych.



Rys. 4. Mapa rozkładu naprężeń w pakiecie tarcz ciernych po obciążeniu ciśnieniem docisku

Interesującym jest rozkład sił wewnętrznych w elementach kontaktowych typu GAP. Po dociśnięciu pakietu tarcz hamulcowych przez ciśnienie wartości sił normalnych (rys. 5) w elementach GAP wynosiła od 0 do 20 N. Po dociśnięciu pakietu stwierdzono, iż siły normalne w elementach kontaktowych są siłami dominującymi. Składowa obwodowa sił w elementach typu GAP jest pomijalna i przyjmuje wartości w granicach od zera do 0.31 N.



Rys. 5. Mapa sił normalnych w elementach typu GAP po dociśnięciu pakietu

4. WYNIKI OBLICZEŃ ETAPU DRUGIEGO

Wartość wstępną przenoszonego momentu przez hamulec oszacowano na podstawie dostępnej literatury [10]. Bazując na podstawowych zależnościach (1) określono wartość maksymalnego momentu przenoszonego przez parę cierną.

$$M_o = \mu * p_o * \pi * (r_z^2 - r_w^2) * (r_z + r_w) * m / 2 \quad (1)$$

gdzie:

M_o , Nm – moment przenoszony przez mechanizm cierny

μ – współczynnik tarcia

p_o , Pa – ciśnienie docisku

r_z , m – promień zewnętrzny

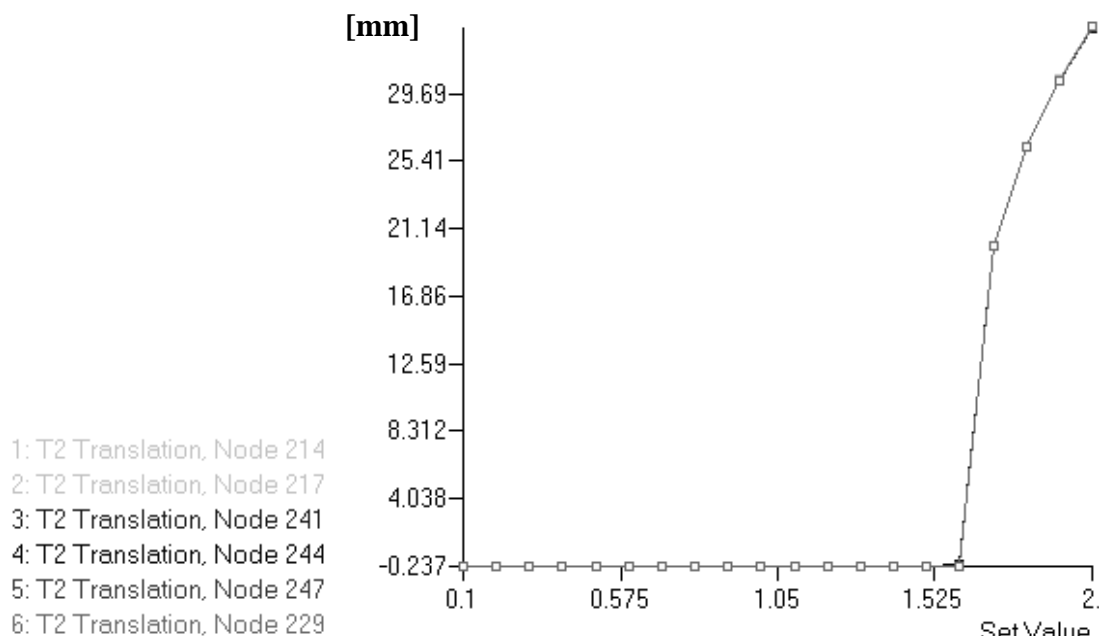
r_w , m – promień wewnętrzny

m – ilość powierzchni trących

Do obliczeń numerycznych i porównawczych przyjęto współczynnik tarcia o wartości $\mu=0.15$. Taka wielkość współczynnika tarcia wynika z rodzaju pary trącej (stal-cermet) występującej w rzeczywistym hamulcu.

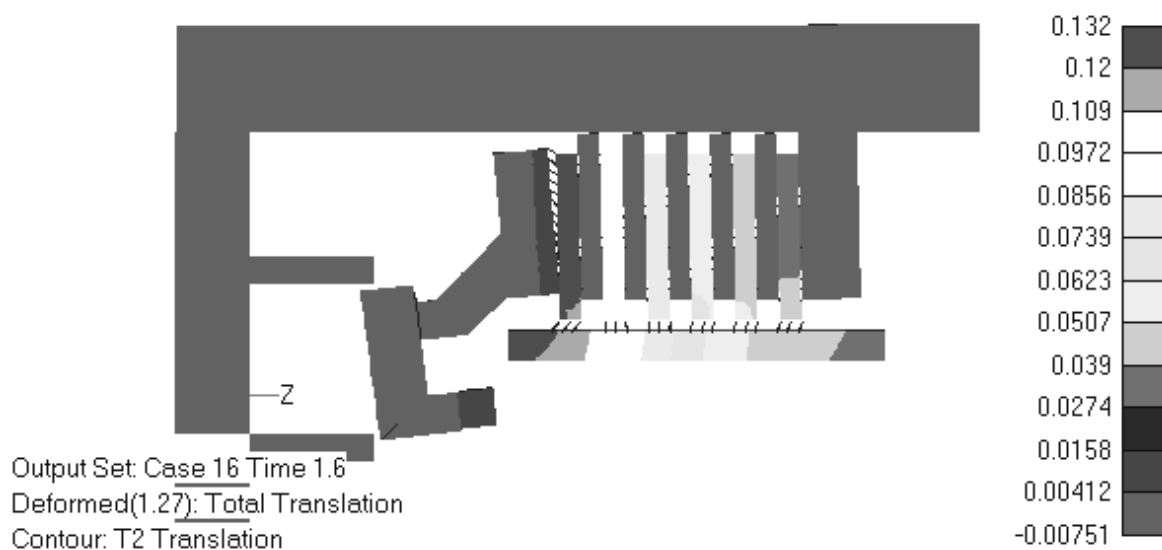
Ze względu na spodziewaną nieliniowość geometryczną (więzy jednostronne) i zadaną nieliniowość fizyczną (charakterystyka materiału) analizę przeprowadzono modułem statyki nieliniowej.

Oceny przenoszonego momentu dokonano na podstawie obserwacji przemieszczeń węzłów elementów w kierunku stycznym do siły docisku (rys. 6).



Rys. 6. Wykres przemieszczenia węzłów znajdujących się na tarczach obciążonych momentem w kierunku stycznym w zależności od przyrostu momentu

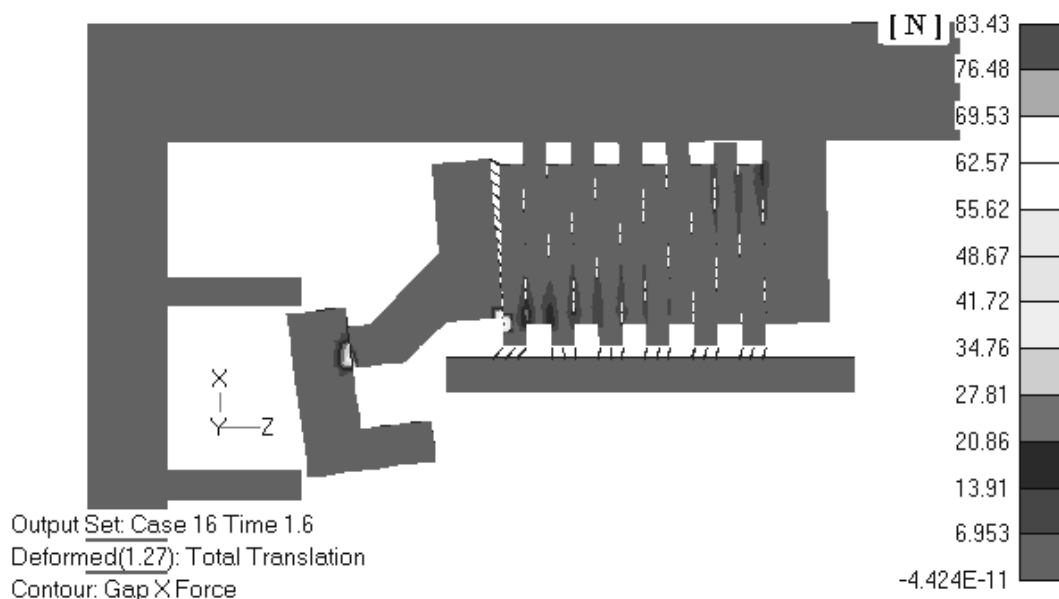
Początek dużych przemieszczeń węzłów obciążonych w kierunku obwodowym (poślizg), uzyskano dla kroku 1.6. Na rysunku 7 przedstawiono sytuację, w której nastąpiła utrata styczności.



Rys. 7. Przemieszczenia w kierunku stycznym w chwili poślizgu

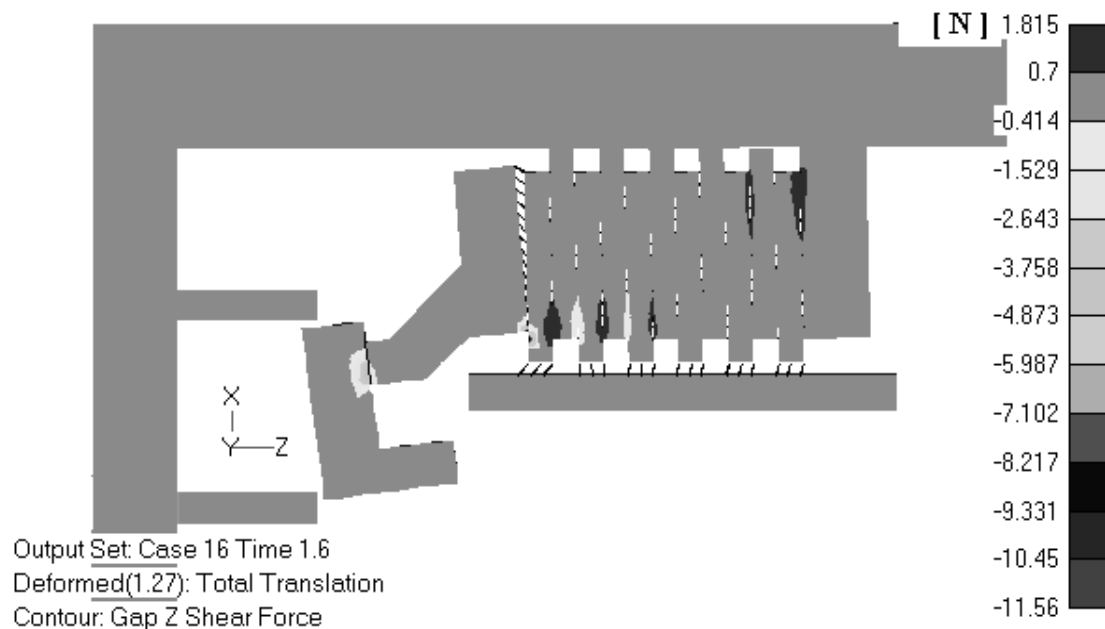
Na podstawie wstępnych obliczeń dla współczynnika tarcia $\mu=0.15$ i ciśnienia docisku 1.8 MPa określono wartość maksymalnego momentu, jaki może przenieść hamulec. Wartość ta wynosi 24310 Nm. W wyniku analizy numerycznej stwierdzono, iż dla przyjętego modelu powierzchni trącej uzyskano moment równy 23410 Nm. Różnica pomiędzy wynikami wynosi więc 4%. Tak mała różnica wyników świadczy o poprawnym zamodelowaniu pary ciernej.

W chwili utraty kontaktu w niektórych elementach wartość składowa sił normalnych, (rys. 8) wzrasta do 83 MPa.



Rys. 8. Mapa sił normalnych w elementach typu GAP w chwili poślizgu

Podobnie jak wartości sił normalnych w elementach kontaktowych wzrastają wartości sił stycznych (rys. 9). Warto zwrócić uwagę na to, iż wartości sił pod wpływem działającego ciśnienia w elementach kontaktowych wzrastają do 12 N.



Rys. 9. Mapa sił stycznych w elementach typu GAP w chwili poślizgu

W wyniku zaistniałego poślizgu wartości sił normalnych w elementach typu GAP wzrastały wraz ze zwiększeniem przemieszczenia węzłów. Następowala szybka zmiana wartości sił normalnych w elementach kontaktowych (od 0 do 85 N) spowodowana rozciąganiem tych elementów.

5 ZAKOŃCZENIE

Przeprowadzona analiza numeryczna hamulca wielotarczowego wykazała występowanie dużej nierównomierności rozkładu docisku pod wpływem deformacji całego układu.

W hamulcu H3 nierównomierność rozkładu naprężeń docisku jest spowodowana mimośrodowym ściskaniem pakietu poprzez tarczę oporową. W mechanizmach tych ekstremum docisku występuje na wewnętrznym styku tarczy dociskowej i pierwszej tarczy pakietu sprzęgła. Na zewnętrznej krawędzi styku tych tarcz występuje utrata kontaktu.

W pracy przedstawiono próbę numerycznej oceny zdolności przeniesienia momentu granicznego przez hamulec.

Wartość określonego w sposób numeryczny momentu jest zbliżona do wartości uzyskanej w sposób analityczny. Świadczy to o poprawności w zamodelowaniu mechanizmu ciernego. Tym niemniej różnica w wynikach wynosząca 4% świadczy o wpływie sztywności obudów całego mechanizmu na przenoszony moment.

Można przyjąć, że różnica w wielkości przenieszonego momentu wykazanego na modelu numerycznym, a momentu obliczonego analitycznie wynika z nierównomierności docisku. Oznacza to, iż rzeczywisty hamulec nie przenosi zakładanego momentu.

Analiza MES wykazała, iż w hamulcu istnieje duża nierównomierność docisku poszczególnych tarcz hamulcowych.

Opracowane w ramach tej pracy modele posłużą do wykonania pełnej analizy pracy hamulca z uwzględnieniem utraty stateczności przez tarcze i zjawisk cieplnych występujących w mechanizmach ciernych.

6. LITERATURA

- [1] MYDLARZ J.: Analiza awaryjności elementów skrzyni biegów, przekładni pośredniej oraz przekładni bocznych czołgu T-72, opracowanie własne, Zabrze 1995.
- [2] WIELCIŃSKI Z. ZAGRODZKI P.: Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach ciernych sprzęgła blokady przekładni hydrokinetycznej, Przegląd Mechaniczny 11-12/93.
- [3] BARNAT W, DACKO M.: Numeryczna analiza wpływu konstrukcji sprzęgła wielotarczowego na rozkład naprężeń docisku, Przegląd Mechaniczny nr 1'02/2002.
- [4] ВОРОБЬЁВ Ю.С., БАРИНАТ В.: Повышение надежности многодискового сцепления подбором контактных элементов. Автомобильный транспорт Сборник научных трудов Выпуск 13 Харьков 2003.
- [5] AFFERRANTE M. CIAVARELLA J.: Thermoelastic instability in a thin layer sliding between two half-planes: transient behaviour *Trigology* 36 (2003)205-212.
- [6] BARNAT W, DACKO A.: Nieliniowa analiza stateczności tarcz sprzęgłowych obciążonych temperaturowo z uwzględnieniem własności materiałowych przy użyciu oprogramowania MSC Marc i Nastran. VI Międzynarodowa Konferencja Naukowa KOMPUTER AIDED ENGINEERING Polanica Zdrój 5-8 czerwca 2002.
- [7] BARNAT W., ŁAWNICZAK S.: Numeryczna ocena zdolności przeniesienia maksymalnego momentu poprzez hamulec wielotarczowy, VIII Konferencja Naukowo-Techniczna Programy MES w komputerowym wspomaganii analizy, projektowania i wytwarzania, RYNIA 2003.
- [8] Charakterystyki stali, Wydawnictwo Śląsk, Katowice 1996.
- [9] BARNAT W.: Numeryczna analiza naprężeń docisku i stateczności tarcz w sprzęgłach czołgowych skrzyń biegów, Rozprawa Doktorska WAT 2001.
- [10] ACZERKAN N.S.: Rasczot i konstrylowanie mietalłopiežuszczich ctankow, Maszgiz, Moskwa 1949.

NUMERICAL ESTIMATION OF TORQUE TRANSMITTED BY MULTI-DISC BRAKE OF A WET TYPE

Abstract: The paper presents the results of numerical analysis of frictional mechanisms' models. For modelling of brakes' discs, solid elements of SOLID type, with real characteristics of material 30 HGS and average characteristics of discs' material with cermet lining, were used. Contact between frictional surfaces was modelled with contact elements of GAP type. These elements are the kind of unilateral knots with friction. Calculations were carried out with the use of MSC NASTRAN for Windows software and analysis of nonlinear

modified Newtona Raphsona method. Applied kind of increase analysis allowed for taking into account of physical (real characteristics of material) and geometrical (large displacements) nonlinearities. Determination of maximal torque transmitted by the brake was done by tracking of knots' elements displacements imposed by torque. Capability of determination of maximal torque transmitted by the brake, with taking non-uniform pressure, caused by deformation of the whole arrangement (brake), into consideration is of great interest.

Recenzent: dr inż. Jacek SPALEK