

Mechanizmy różnicowe sterowane regulatorami mechanicznymi reagującymi na parametry kinematyczne

JAN DZIDA

Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej

W artykule opisano prace koncepcyjne i badawczo-rozwojowe, których celem było opracowanie nowych rodzajów mechanizmów różnicowych o charakterystykach działania sterowanych stosunkiem lub różnicą prędkości kątowych ich członów napędowych. Głównym założeniem nowych rozwiązań było zastosowanie mechanicznych regulatorów momentu tarcia wewnętrznego w mechanizmach i wyeliminowanie ich zewnętrznego zasilania. Spośród zestawionych kilkunastu konstrukcji mechanizmów różnicowych, opracowanych przez autora, szczegółowiej opisano zasadę działania i budowę trzech typów. Skrótowo omówiono szerokie badania doświadczalne prototypów takich mechanizmów i uzyskane wyniki. Na ich podstawie stwierdzono, że jest możliwe zbudowanie sprawnie działających mechanizmów różnicowych nowego rodzaju, sterowanych mechanicznie. Konstrukcje te mogą być konkurencyjne do rozwiązań o sterowaniu elektroniczno-hydraulicznym lub hydraulicznym. Wskazano również możliwości dalszego rozwoju opracowanych mechanizmów różnicowych oraz wykorzystania nowego podejścia do mechanicznego sterowania w innych zespołach pojazdów.

1. Wstęp

Mechanizmy różnicowe zostały wprowadzone do pojazdów silnikowych ponad sto lat temu i w początkowym okresie można było uznać to za znaczące osiągnięcie w stosunku do rozwiązań ze sprzęgłami jednokierunkowymi, czy też napędem tylko jednego koła danej osi. Szybko jednak zorientowano się, że mechanizm różnicowy ma pewne wady, a główna z nich to spadek siły napędowej obydwu kół mostu napędowego wówczas, gdy jedno z nich ma zmniejszoną siłę przyczepności. Aby wyeliminować tę wadę zaczęto stosować kształtowe sprzęgła blokujące (tak zwane blokady), które praktycznie wyłączały z pracy mechanizm różnicowy lub powiększano w nim tarcie wewnętrzne, co również ograniczało jego działanie. Z tej drugiej grupy rozwiązań przykładowo można wymienić mechanizmy różnicowe ze sprzęgłami ciernymi, krzywkowe, czy ślimakowe. Bogaty przegląd specjalnych mechanizmów różnicowych można znaleźć w podstawowych pozycjach literatury, np. w [1] lub w nowszych zbiorczych opracowaniach [2]. Cechą wcześniejszych rozwiązań była stosunkowo prosta budowa i charakterystyka działania, a generowany moment tarcia wewnętrzne miał wartość stałą lub zależną od przenoszonego momentu napędowego. Z biegiem

lat formułowano coraz wyższe oczekiwania wobec mechanizmów rozdziału mocy, co przekładało się na ich ciągły rozwój. W ważnej grupie mechanizmów o powiększonym momencie tarcia wewnętrznego zaczęto dążyć do tego, aby ich działanie było lepiej dostosowane do chwilowych warunków współpracy kół z podłożem. Oznacza to, że potrzebny duży moment tarcia wewnętrznego powinien pojawiać się w mechanizmie różnicowym krótkotrwale, tylko w sytuacjach poślizgu kół napędowych. Rozpoznanie takich przypadków wymaga jednak śledzenia prędkości kątowych kół i dodatkowo ich odnoszenia do prędkości jazdy. W oparciu o te informacje powinien być wygenerowany odpowiedni moment tarcia wewnętrznego. Znane są mechanizmy różnicowe, które częściowo spełniają takie oczekiwania. Są to rozwiązania, w których opór wewnętrzny jest wytwarzany przez sprzęgło lepkościowe lub cierne z hydrostatycznym dociskaniem tarcz. Jeszcze dokładniejsze regulowanie tarcia wewnętrznego umożliwiają systemy składające się z elektronicznej części sterującej i zwykle hydraulicznego układu wykonawczego. Systemy te są jednak dość złożone, a przez to i droższe.

W artykule autor przedstawia fragmenty swoich wieloletnich prac badawczych obejmujących poszukiwanie nowych koncepcji mechanizmów różnicowych, w których moment tarcia wewnętrznego byłby sterowany mechanicznymi regulatorami reagującymi na parametry kinematyczne mechanizmu. Chodziło o takie parametry, dostępne w obrębie mechanizmu różnicowego, które niosą informacje o współpracy kół napędowych z jezdnią. Podjęcie tak nakreślonych celów badań oznaczało próbę wykorzystania rozwiązań mechanicznych do realizacji funkcji, które wydają się być możliwe do wykonania jedynie przez wspomniane systemy elektroniczno-hydrauliczne lub hydrauliczne. Autor optymistycznie założył, że końcowym wynikiem prac będzie zbudowanie stosunkowo prostych mechanizmów różnicowych, konkurencyjnych względem innych współczesnych rozwiązań, opartych na typowych elementach systemów automatycznego sterowania.

2. Przyjęte założenia przy tworzeniu nowych koncepcji i konstrukcji mechanizmów różnicowych

Przystępując do realizacji mechanizmów różnicowych o przedstawionej wyżej idei przyjęto wiele założeń, do których spełnienia dążono w czasie prowadzenia prac badawczych. Jednym z najważniejszych było założenie, że moment tarcia wewnętrznego będzie sterowany wewnętrznym regulatorem typu mechanicznego, zintegrowanym z mechanizmem różnicowym. Oznaczało to wyeliminowanie zewnętrznego sterowania i zasilania mechanizmu, a więc brak jakichkolwiek jego dodatkowych połączeń z pojazdem. Ponadto przyjęto szereg innych wymagań dotyczących funkcjonalności i konstrukcji. W szczególności uznano, że projektowane mechanizmy różnicowe powinny:

- wykazywać jednakową lub zbliżoną skuteczność poprawy właściwości napędowych w przypadku wystąpienia poślizgu koła lewego i prawego (dla mechani-

zmów różnicowych międzykołowych) oraz kół przednich i tylnych (dla międzyosiowych mechanizmów różnicowych),

- działać jednakowo w czasie jazdy do przodu i do tyłu,
- cechować się małymi wymiarami i masą oraz prostotą i nie stawiać wygórowanych wymagań technologicznych,
- mieć charakterystykę działania niezależną od warunków otoczenia, takich jak temperatura i drgania (lub ich wpływ powinien być akceptowalnie mały),
- być łatwe w eksploatacji i nie wymagać dodatkowych czynności obsługowych ani regulacyjnych w stosunku do rozwiązań standardowych.

Przyjęto również, że docelowo konstrukcje mechanizmów różnicowych powinny cechować się trwałością i niezawodnością działania w długim okresie eksploatacji. Wprawdzie na etapie budowy i badań prototypów trudno te cechy traktować jako pierwszoplanowe, to jednak już przy wyborze koncepcji działania mechanizmów ten aspekt był brany pod uwagę.

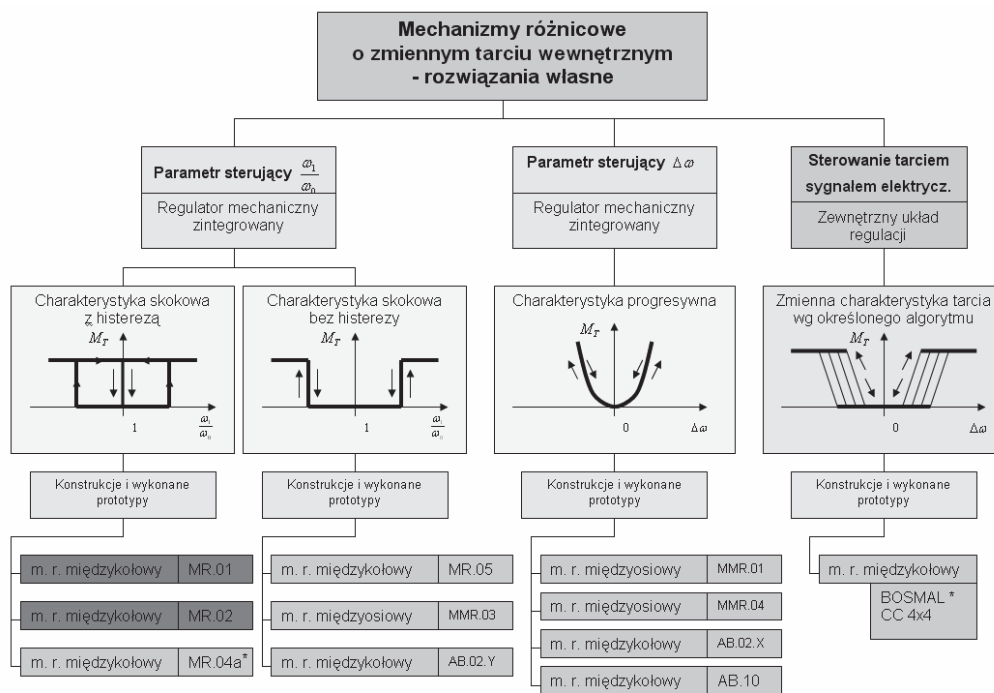
Konieczne było również określenie, które parametry kinematyczne występujące w obrębie mechanizmu różnicowego można wykorzystać do sterowania momentem tarcia wewnętrznego. Autor wykonał analizy obliczeniowe ruchu elementów mechanizmów różnicowych w różnych warunkach ruchu pojazdu, których wyniki zostały przedstawione w [3, 4]. Nie jest celem niniejszego artykułu ich omawianie, należy jednak przypomnieć, że jako parametry, których śledzenie może dać przybliżone informacje o poślizgu kół zostały wytypowane:

- a) ω_1/ω_0 - stosunek prędkości kątowych jednego wału wyjściowego i obudowy mechanizmu różnicowego,
- b) $\Delta\omega = \omega_1 - \omega_0$ - różnica prędkości kątowych jednego wału wyjściowego i obudowy mechanizmu różnicowego.

Warto dodać, że o ile parametr $\Delta\omega$ jest znany i wykorzystywany do sterowania momentem tarcia wewnętrznego w mechanizmach różnicowych niektórych producentów, to wskazanie parametru ω_1/ω_0 było nowością, a zbudowane według tej zasady mechanizmy miały i nadal mają cechy funkcjonalnej oryginalności. Ten rodzaj sterowania jest szczególnie korzystny przy ruszaniu i w zakresie wolnej jazdy, ponieważ w tych warunkach ogranicza poślizg koła o gorszej przyczepności do mniejszych wartości, niż w przypadku sterowania parametrem $\Delta\omega$.

3. Zestawienie konstrukcyjnie opracowanych koncepcji i wykonanych prototypów

Intensywne prace badawcze, obejmujące poszukiwanie nowych koncepcji działania, projektowanie oraz budowę i badania prototypów, trwały ponad 10 lat. Dążąc do jak najlepszej realizacji przedstawionych wyżej założeń opracowano wiele typów mechanizmów różnicowych. Na rysunku 1 zestawiono najważniejsze opracowania własne autora nowych konstrukcji mechanizmów różnicowych, podzielone na rodziny konstrukcyjne według charakterystyk działania [5].



* rozwiązanie współautorskie

Rys. 1. Zestawienie opracowanych przez autora mechanizmów różnicowych o momencie tarcia wewnętrznego sterowanym parametrami kinematycznymi.

Fig. 1. Combination of differentials worked out by author with inner friction torque controlled with kinematic parameters.

W dolnej części rysunku 1 zostały wymienione wykonane prototypy. Trzeba dodać, że liczba egzemplarzy prototypów poszczególnych typów mechanizmów wahała się od dwóch do kilkunastu.

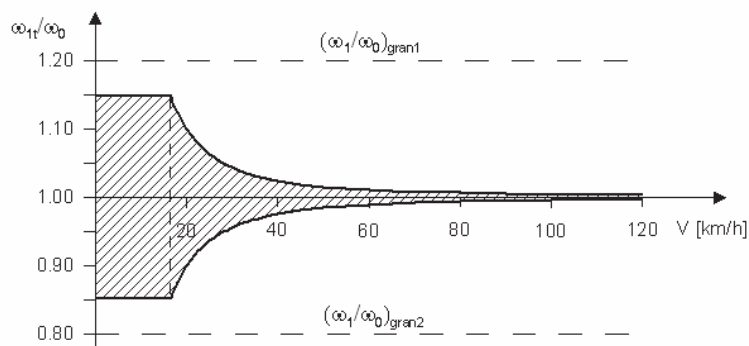
W artykule postanowiono przybliżyć tylko trzy wybrane, bardzo charakterystyczne konstrukcje. Szczegółowiej opisano międzykołowy mechanizm różnicowy MR.04a oraz dwa międzyosiowe mechanizmy różnicowe MMR.01 i MMR.04, przedstawiając na ich przykładzie rozwój nowej koncepcji mechanizmu różnicowego reagującego na różnicę prędkości kątowych.

4. Mechanizm różnicowy MR.04a o momencie tarcia wewnętrznego sterowanym parametrem ω_1/ω_0

4.1. Koncepcja działania i konstrukcja mechanizmu

Mechanizm różnicowy MR.04a powstał w wyniku konstrukcyjnego rozwinięcia i dopracowania wcześniejszych mechanizmów MR.01 i MR.02. Ogólna zasada działania wszystkich tych rozwiązań, w tym czujnika stosunku prędkości kątowych, jest zbliżona i opiera się na opisach patentowych [6÷8]. Wartość momentu tarcia we-

wnętrznego w tym mechanizmie zależy od parametru ω_1/ω_0 . Na rysunku 2 przedstawiono pola zmienności parametru ω_1/ω_0 obliczone dla tylnego mostu standardowego samochodu terenowego lub użytkowego o masie całkowitej około 2,5t, przy upraszczającym założeniu toczenia się kół napędowych bez poślizgów.



Rys. 2. Obszar zmienności parametru ω_1/ω_0 mechanizmu różnicowego tylnego mostu samochodu terenowego i przyjęte wartości graniczne.

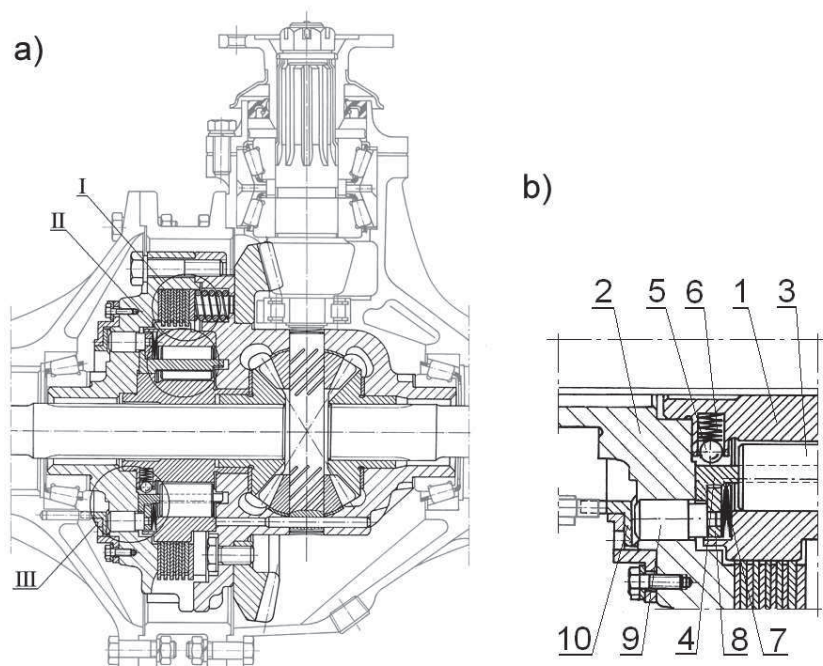
Fig. 2. Range of ω_1/ω_0 parameter variation in off-road car rear axial differential and established limiting values.

Z wykresu tego wynika, że wartości stosunku ω_1/ω_0 mieszczą się w granicach od 0,85 do 1,15 (dla wolnej jazdy z maksymalnie skręconymi kołami), a dalej ze wzrostem prędkości linie ograniczające to pole dążą asymptotycznie do wartości 1. Uwzględniając rzeczywisty charakter współpracy kół z jezdnią przyjęto progi zadziałania regulatora momentu tarcia poszerzone względem wyznaczonego obszaru zmienności, a mianowicie $(\omega_1/\omega_0)_{gran1}=1,2$ i $(\omega_1/\omega_0)_{gran2}=0,8$. Oznacza to, że każda półoś napędowa może się kręcić z prędkością kątową różniącą się maksymalnie o 20% od prędkości obudowy mechanizmu różnicowego. Przekroczenie przyjętych progów parametru sterującego ω_1/ω_0 powoduje skokowy wzrost momentu tarcia w mechanizmie różnicowym, zgodnie z uproszczoną charakterystyką momentu tarcia przedstawioną na zbiorczym rysunku 1.

Z opisanej dalej zasady działania mechanizmu wynika, że wyłączenie powiększonego momentu tarcia zachodzi wówczas, gdy choćby krótkotrwale wystąpi odwrotna tendencja prędkości kątowych kół, czyli gdy koło kręcące się początkowo szybciej (wskutek poślizgu), stanie się kołem wolniejszym. Ponieważ w tym mechanizmie, wzrost i spadek momentu tarcia występują skokowo przy różnych wartościach ω_1/ω_0 , charakterystykę tę nazwano skokową z histerezą.

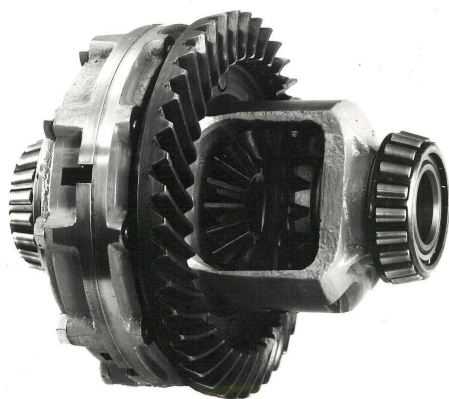
Na rysunku 3.a przedstawiono przekrój części środkowej mostu napędowego z zabudowanym mechanizmem różnicowym MR.04a. Zaznaczono na nim trzy grupy elementów tworzących zasadnicze zespoły mechanizmu generującego dodatkowy moment tarcia: wielotarczowe sprzęgło cierne I, sprzęgło wałkowe II i mechaniczny czujnik stosunku prędkości kątowych III. Przyjęty podział elementów ma charakter

umowny, gdyż niektóre z nich równocześnie realizują odpowiednie funkcje w dwóch zespołach. Dodatkowo na rysunku 3.b przedstawiono w powiększeniu zespół elementów czujnika stosunku prędkości kątowych, zaś na rysunku 4 widok całego mechanizmu różnicowego MR.04a wraz z kołem talerzowym przekładni głównej.



Rys. 3. Mechanizm różnicowy MR.04a o momencie tarcia sterowanym parametrem ω_1/ω_0 . a – przekrój podłużny, b – przekrój zespołu czujnika ω_1/ω_0 (w powiększeniu).

Fig. 3. Differential MR.04 a with friction torque controlled by ω_1/ω_0 parameter: a – longitudinal cross-section, b – sensor unit ω_1/ω_0 section (magnified).



Rys. 4. Widok mechanizmu różnicowego MR.04a.

Fig. 4. The view of MR.04a differential.

Działanie mechanizmu różnicowego MR.04a polega na tym, że wielotarczowe sprzęgło cierne I, wskutek ciągłego nacisku sprężyn wytwarza duży moment tarcia o stałej wartości, który jednak tylko czasowo jest włączany pomiędzy półoś i obudowę mechanizmu różnicowego, poprzez sprzęgło wałkowe II. Z kolei włączanie sprzęgła wałkowego II jest sterowane czujnikiem stosunku prędkości kątowych III. Powoduje to, że wymieniony czujnik ma decydujący wpływ na realizowaną charakterystykę momentu tarcia wewnętrznego w mechanizmie. Ponieważ już wcześniej przywołano opisy patentowe i publikacje, w których zasada działania czujnika była opisana, stąd w niniejszym artykule zostanie ona tylko skrótowo przypomniana. Tuleja wielokątna 1 (rys. 3.b) jest osadzona nieobrotowo na półosi napędowej. Na środku każdej ściany tulei 1 w sposób sprężysty są utrzymywane wałki 3 przez koszyk 4 i jego urządzenie środkujące składające się z kulki 5 i sprężynki 6. Wałek 3, w położeniu środkowym względem ścian tulei wielokątnej 1, wykazuje luz promieniowy w stosunku do sąsiednich powierzchni i sprzęgło wałkowe nie przenosi momentu obrotowego. Sprężyny talerzowe 7 poprzez tarczkę dociskową 8 umożliwiają cierne sprzęganie koszyka 4 prowadzącego wałki 3 z obudową 2. Sprzęgnięcie i wyrównanie prędkości kątowych koszyka 4 i obudowy 2 następuje w czasie, gdy dwa równo rozmieszczone na obwodzie popychacze 9 znajdują się w tak samo rozmieszczonych wgłębieniach krzywki czołowej 10, unieruchomionej względem obudowy mostu. Kąt przekręcenia koszyka 4 wraz z wałkami 3 względem tulei wielokątnej 1 zależy od występującej różnicy prędkości kątowych półosi ω_1 i obudowy mechanizmu ω_0 oraz od czasu występowania sprzężenia cierne kołnierza koszyka 4 z obudową 2. Z kolei ten czas zależy od czynnego kąta wgłębienia β w krzywce czołowej i prędkości kątowej ω_0 . Ostatecznie kąt α przemieszczenia się wałków 3 względem tulei 1 wyraża wzór:

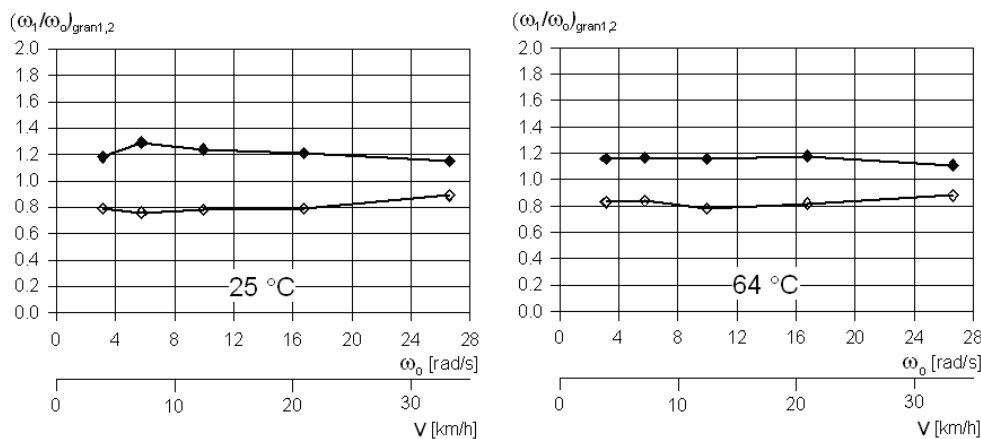
$$\alpha = \frac{\beta}{\omega_0} \cdot |\omega_1 - \omega_0| = \beta \cdot \left| \frac{\omega_1}{\omega_0} - 1 \right| \quad (1)$$

Z jego analizy wynika, że chwila zakleszczenia sprzęgła wałkowego zależy tylko od stosunku ω_1/ω_0 , gdyż pozostałe wielkości jak α i β są parametrami konstrukcyjnymi i ich wartości są stałe. W opracowanym mechanizmie przyjęto konstrukcyjny kąt zakleszczenia wałków w obydwu kierunkach $\alpha = 6^\circ$, a kąt wgłębienia w krzywce czołowej $\beta = 30^\circ$. Parametry te dają dwie wartości graniczne stosunku prędkości kątowych, równe 1,2 i 0,8, które powodują włączenie dużego tarcia wewnętrznego w mechanizmie różnicowym. Jak widać, są one zgodne z wartościami założonymi na początku projektowania. Sprzęgło cierne, zależnie od przeznaczenia mechanizmu, regulowano na graniczną wartość momentu tarcia $M_T=800-1000$ Nm.

4.2. Zakres badań i osiągnięte wyniki

Prototypy mechanizmu różnicowego MR.04a poddano badaniom stanowiskowym i trakcyjnym. Zgodnie z przewidywaniami okazało się, że na działanie czujnika stosunku prędkości kątowych mają wpływ siły i momenty bezwładności działające na jego elementy oraz inne czynniki, jak na przykład temperatura. Zagadnienia te były

przedmiotem dość szerokich analiz i badań doświadczalnych. Obejmowały one dobór odpowiednich wartości parametrów regulacyjnych (np. momentów obrotowych sprzężenia ciernego koszyka i jego sprężystego środkowania) oraz określenie właściwych tolerancji wymiarów współpracujących części. Stabilność działania czujnika stosunku prędkości była kontrolowana w czasie przebiegowych badań trwałościowych. Przykładowo, na rysunku 5 przedstawiono jedną z charakterystyk $(\omega_1/\omega_0)_{\text{gran1,2}} = f(V)$ otrzymaną w wyniku stanowiskowych badań prototypu mechanizmu różnicowego MR.04a, który wykonał przebieg badawczy około 57 000 km.



Rys. 5. Doświadczalne charakterystyki $(\omega_1/\omega_0)_{\text{gran1,2}}$ mechanizmu różnicowego MR.04a dla dwóch temperatur pracy.

Fig. 5. Experimental characteristics of $(\omega_1/\omega_0)_{\text{gran1,2}}$ differential MR.04a at two work temperatures.

Widać, że zbadane dla dwóch temperatur pracy mechanizmu (25 i 64°C) krzywe $(\omega_1/\omega_0)_{\text{gran1,2}}$ nie mają dokładnie stałej wartości, jednak leżą w bezpiecznej odległości od wyznaczonego wcześniej obszaru występującego w eksploatacji samochodu bez wyraźnych poślizgów kół napędzanych.

Całość prac rozwojowych dotyczących mechanizmu różnicowego o tarcu sterowanym przez ω_1/ω_0 była finansowana w latach 1980-1990 przez Fabrykę Samochodów Rolniczych POLMO Poznaniu. Seria kilkunastu prototypów tych mechanizmów została zamontowana w tylnych mostach napędowych samochodów o dwóch kołach napędzanych Tarpan 237, Tarpan 237F, Tarpan 239D i Żuk oraz w prototypach terenowego samochodu o czterech kołach napędzanych Tarpan HONKER. Badania funkcjonalne i trwałościowe mechanizmów różnicowych MR.04a zamontowanych w samochodach prowadzono na uczelni w Bielsku-Białej, w Fabryce Samochodów Rolniczych w Poznaniu, w Fabryce Samochodów Ciężarowych w Lublinie oraz podczas intensywnych prób poligonowych w Wojskowym Instytucie Techniki Pancernej i Samochodowej w Sulejówku, jak również podczas rajdów samochodów terenowych odbywanych w kraju. Szczegółowe wyniki tych badań zostały opisane w sprawozdaniach z prac badawczych. Spośród kilkunastu prototypów większość osiągnęła prze-

biegi rzędu kilku lub kilkunastu tysięcy kilometrów, zaś egzemplarz badany w Bielsku-Białej wykonał w ciągu 7 lat przebieg 165 000 km. Zakres prowadzonych badań w pośredni sposób potwierdza wysokie oceny walorów użytkowych tej konstrukcji, które były wydawane przez osoby i instytucje wykonujące badania. Wyróżniającą cechą tego mechanizmu różnicowego było sterowanie parametrem ω_1/ω_0 , co nie miało i nie ma odpowiednika w rozwiązaniach produkcyjnych ani studyjnych innych producentów. Sterowanie takie jest szczególnie korzystne w fazie ruszania i jazdy z małymi prędkościami, gdyż wówczas bardzo skutecznie ogranicza poślizgi kół. Mechanizm ten dobrze realizował pierwotną myśl, tj. posiadał w warunkach dobrej przyczepności wszystkie zalety prostego mechanizmu różnicowego, zaś duży wzrost tarcia występował tylko w przypadku znacznego poślizgu jednego koła.

Szczegóły konstrukcyjne mechanizmu różnicowego MR.04a zostały objęte patentem dodatkowym [9, 10], który chronił to rozwiązanie, podobnie jak patent główny, w kilkunastu krajach. W ramach działań promocyjnych mechanizm ten był wystawiany na międzynarodowych targach innowacji, gdzie został wyróżniony złotymi medalami (Płowdiv i Praga) oraz srebrnym (Moskwa).

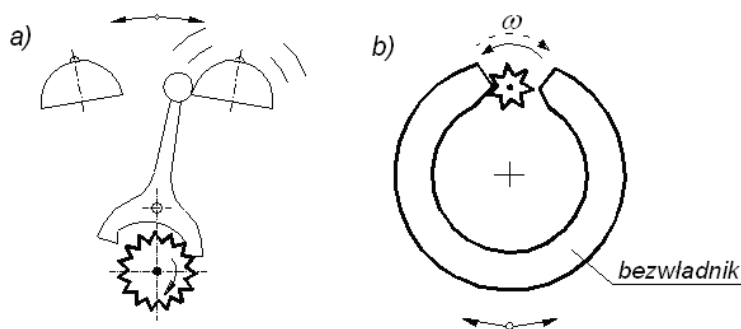
Niestety, najpierw ze względu na skromność środków finansowych, a następnie z powodu załamania gospodarczego w końcu lat 80., rozwój konstrukcyjny tego mechanizmu nie został dokończony. Nie zrealizowano między innymi zamierzeń dotyczących optymalizacji konstrukcji pod kątem zmniejszenia wymiarów i masy oraz osiągnięcia odpowiedniej stabilności działania mechanizmu w długim okresie eksploatacji. Przełom gospodarczy w latach 1989/90 praktycznie spowodował zatrzymanie produkcji samochodów w kraju, a tym samym również wstrzymanie prac rozwojowych tego mechanizmu.

5. Mechanizmy różnicowe o momencie tarcia wewnętrznego sterowanego parametrem $\Delta\omega$

5.1. Poszukiwanie koncepcji sprzęgła

Celowość skonstruowania takich mechanizmów wynikała z faktu, że mechanizm różnicowy MR.04a z powodu skokowej charakterystyki tarcia i występującej histerezy działania nie nadawał się do przednich mostów napędowych i skrzynek rozdzielczych. Przy projektowaniu nowego typu mechanizmu dążono do zbudowania sprzęgła typu ciernego lub innego, którego moment obrotowy rósłby wraz ze wzrostem różnicy prędkości członów wejściowego i wyjściowego. Sprzęgło o takiej charakterystyce działania można było zbudować w oparciu o dostępne elementy automatyki tworząc odpowiedni układ składający się, na przykład, ze sprzęgła ciernego i elektroniczno-hydraulicznego sterowania. Ponieważ przyjęto ideę tworzenia rozwiązań najlepiej typowo mechanicznych, tego kierunku nie podjęto. Poszukując inspiracji do zbudowania poszukiwanego sprzęgła można było skorzystać z całego dorobku konstrukcyjnego obejmującego zespoły, w których moment obrotowy (zwykle moment oporu) rośnie wraz ze wzrostem prędkości kątowej lub różnicy prędkości dwóch członów. Charakterystykę taką mają przykładowo: wentylatory, sprzęgła i przekładnie hydroki-

netyczne, sprzęgła lepkościowe i sterowane hydrostatycznie oraz niektóre maszyny elektryczne. W okresie tworzenia koncepcji były już znane mechanizmy różnicowe ze sprzęgłami lepkościowymi i świadomie postawiono na odmienną konstrukcję tak, aby uzyskać, o ile to możliwe, korzystniejsze charakterystyki działania i uniknąć wielu specyficznych problemów produkcyjnych i eksploatacyjnych tych znanych konstrukcji. Ważnymi wymaganiami, o których stale należało pamiętać, była mała przestrzeń do zabudowy i oczekiwanie dużego przyrostu momentu tarcia już przy wystąpieniu niewielkiej różnicy prędkości kątowych. Po dość długich analizach postanowiono skonstruować mechaniczne sprzęgło reagujące na różnice prędkości obrotowych wykorzystując bezwładnościowy mechanizm wychwytowy. Mechanizmy takie można spotkać w niektórych zegarach mechanicznych jako mechanizm dzwonienia (w budzikach) (rys. 6.a) oraz w niektórych zabawkach o napędzie sprężynowym. Cechą takiego zespołu jest zmienna częstotliwość drgań kątowych bezwładnika, w zależności od przyłożonego momentu obrotowego do koła zębatego. Jeżeli koło zębate kręci się z bardzo małą prędkością kątową wówczas nie napotyka prawie żadnego momentu oporu, zaś zwiększenie prędkości powoduje wyraźny wzrost tego momentu wywołany bezwładnością elementu drgającego. Chcąc wykorzystać taki zespół w konstrukcji sprzęgła należało pamiętać o pulsacyjnym charakterze jego pracy. Ponadto konieczne było przetworzenie układu typowego wychwyty bezwładnościowego do postaci umożliwiającej jego zabudowę w wirującym sprzęgle.



Rys. 6. Idea sprzęgła o momencie obrotowym zależnym od przyrostu prędkości kątowej:

a – bezwładnościowy mechanizm wychwytowy, b – uproszczony rysunek mechanizmu wychwytowego przystosowanego do zabudowy w sprzęgle.

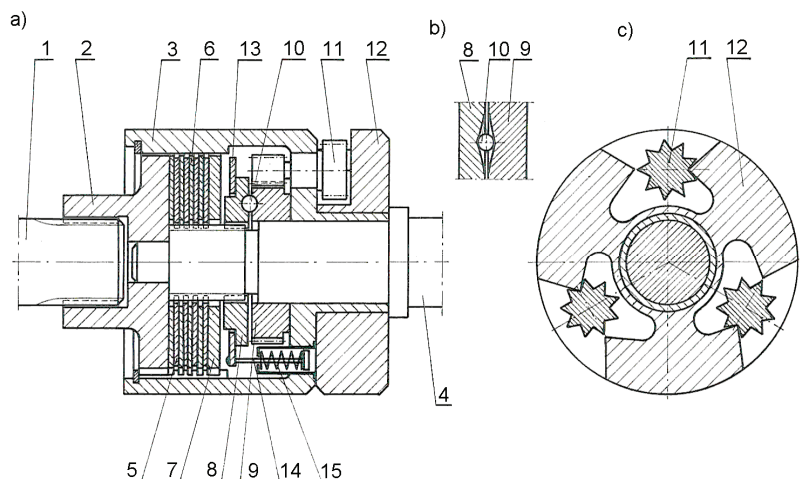
Fig. 6. The idea of clutch with torque depended on growth of angle speed: a - inertial pendulum, b – simplified figure of inertial pendulum mechanism adjusted for being build up in the clutch.

Na rysunku 6b przedstawiono w uproszczeniu postać fizycznego modelu, który zbudowano w celu doświadczalnego wyznaczenia wartości generowanego momentu oporu. Warto przytoczyć skrótowo wyniki tych badań. Bezwładnik o masie 500g i średnicy zewnętrznej 80 mm wywoływał na kole o 9 trójkątnych zębach moment hamujący równy 1,5 Nm, przy prędkości kątowej 40 rad/s. Krzywa momentu obrotowego miała charakter zbliżony do paraboli drugiego stopnia, a więc bardzo korzystny

w planowanym zastosowaniu. Uzyskany moment oporowy, chociaż wielokrotnie za mały z punktu widzenia potrzeb, można było potraktować jako wzorzec docelowej charakterystyki, którą osiągnie się przez wielostopniowe wzmocnienie tego sygnału. Do wzmocnienia tego momentu zastosowano przekładnię zębatą, rozpieracz kulkowy (stanowiący rodzaj mechanizmu śrubowego) i wielotarczowe sprzęgło cierne.

5.2. Mechanizm różnicowy MMR.01 wykorzystujący pierwszą koncepcję sprzęgła ciernego sterowanego parametrem $\Delta\omega$

Na rysunku 7 pokazana jest pierwsza koncepcja sprzęgła o pożądanym przebiegu generowanego momentu tarcia.



Rys. 7. Schemat sprzęgła sterowanego parametrem $\Delta\omega$ (wersja I): a – przekrój osiowy, b – przekrój fragmentu rozpieracza kulkowego, c – przekrój poprzeczny przez mechanizm wychwytowy.
 Fig. 7. The scheme of clutch controlled by $\Delta\omega$ parameter (version I): a – axis section, b – section of ball expander part, c- cross section of inertial pendulum mechanism.

Wał wejściowy 1 jest połączony nieobrotowo z obudową sprzęgła 3 poprzez element 2. Na zewnętrznym wielowypuszcie wałka wyjściowego 4 i wewnętrznym wielowypuszcie obudowy 3 są osadzone na przemian tarcze cierne wewnętrzne 5 i zewnętrzne 6 stanowiące sprzęgło wielotarczowe. W dalszej części obudowy 3 mieści się koło zębate 9 obrotowo osadzone na wałku 4, które w swojej powierzchni czołowej ma symetrycznie wykonane trzy wgłębienia. Takie same wgłębienia są wykonane na czole tarczy 8 osadzonej nieobrotowo na wałku 4. We wgłębieniach tarczy 8 i koła zębatego 9 są umieszczone kulki 10, co powoduje, że względny obrót tarczy 8 i koła 9 wywołuje wzajemne rozsuwanie się tych dwóch elementów. Koło zębate 9 jest zazębione z trzema wałkami zębatymi 11, których drugie końce mają kształt koła o trójkątnych zębach przystosowanych do współpracy z bezwładnikiem wychwytowym 12. Tarcza 8 jest stale dociskana przez tarczę cofającą 13, trzpień 14 i sprężyny 15 do koła zębatego 9. Na obwodzie tarczy cofającej 13 jest kilka takich zespołów dociskowych. Kiedy

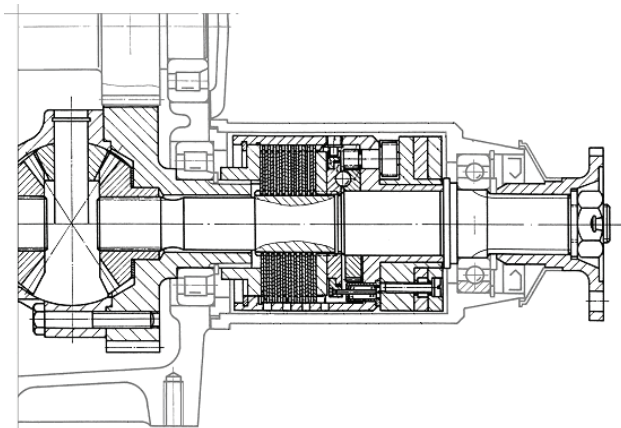
różnica prędkości obudowy 2 i wałka 4 jest mała, tarcza czołowa 8 napędza poprzez kulki 10 koło zębate 9 wywołując obroty wałka zębatego 11 i drgania kątowe bezwładnika 12. Jest to możliwe, gdyż dla małych prędkości kątowych moment hamujący urządzenia wychwykowego jest tak mały, że siła sprężyn 15 jest wystarczająca, aby zapobiec odsuwaniu tarczy 8. W tej sytuacji między tarczami ciernymi wewnętrznymi 5 i zewnętrznymi 6 występuje luz i opór, jaki przeciwstawia urządzenie blokujące obrotowi wałka 4 w obudowie 2 jest nieznaczny.

Inaczej wygląda sytuacja, gdy różnica prędkości kątowych obudowy 2 i wałka 4 wzrośnie. Wówczas tarcza 8 napędzając poprzez kulki 10 koło zębate 9 napotyka na znaczny moment oporu wynikający ze wzrostu efektu hamującego bezwładnika 12. Powoduje to przetoczenie kulek 10 po kształtowych bieżniach i przesunięcie w lewo tarczy 8 wywołując najpierw skasowanie luzów, a następnie nacisk tarcz 5 i 6 sprzęgła ciernego. Włączenie do współpracy sprzęgła ciernego powoduje zwielokrotnienie momentu oporu, jaki daje samo urządzenie wychwytowe. Znaczny wzrost momentu tarcia wygenerowanego przez sprzęgło hamuje dalszy wzrost różnicy prędkości kątowych wałów 1 i 4. W przypadku zaniku różnicy $\Delta\omega$ kulki 10 pod wpływem sprężyn 15 wracają do położenia początkowego i moment tarcia w sprzęgle wielotarczowym również zanika.

Opracowaną koncepcję postanowiono sprawdzić, w pierwszej kolejności, w zastosowaniu do międzyosiowych mechanizmów różnicowych, które stawiają mniejsze wymagania pod względem wartości momentu tarcia, niż mechanizmy międzykołowe.

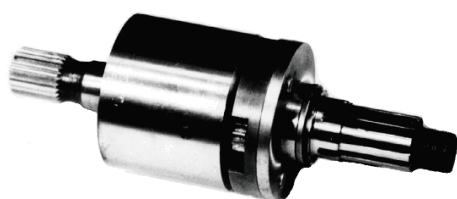
Na rysunku 8 przedstawiono przekrój fragmentu skrzyni redukcyjno-rozdzielczej przeznaczonej do samochodu Tarpan HONKER 4x4 z międzyosiowym mechanizmem różnicowym typu MMR.01, który składa się z symetrycznego mechanizmu stożkowego i sprzęgła ciernego sterowanego parametrem $\Delta\omega$. Rysunek 9 przedstawia widok wykonanego prototypu samego sprzęgła ciernego. Porównując konstrukcję przedstawioną na rysunku 9 z ideowym schematem z rysunku 8 można zauważyć, że w prototypie zastosowano składany bezwładnik (dwa pierścienie dokręcane śrubami), co umożliwiło badanie działania mechanizmu dla różnych wartości jego masowego momentu bezwładności. Wykonano również badania innych zmian konstrukcyjnych, których celem było osiągnięcie najlepszej charakterystyki działania. Na rysunku 10 przedstawiono przykładowe wyniki pomiarów momentu tarcia dla prototypowego mechanizmu różnicowego MMR.01 o trzech różnych zarysach zębów kół współpracujących z bezwładnikami.

Wykonano również wiele innych badań doświadczalnych stanowiskowych i trakcyjnych, które pozwoliły ocenić opracowaną koncepcję mechanizmu różnicowego jako obiecującą, ale posiadającą, na tym etapie, kilka dostrzegalnych wad.



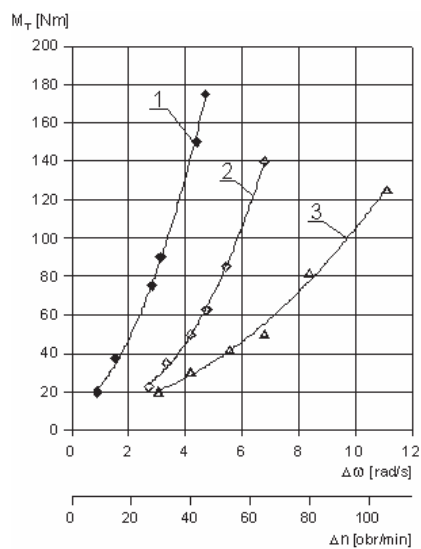
Rys. 8. Przekrój międzyosiowego mechanizmu różnicowego MMR.01 o momencie tarcia sterowanym parametrem $\Delta\omega$.

Fig. 8. Section of interaxial differential MMR.01 with friction torque controlled by $\Delta\omega$ parameter.



Rys. 9. Widok sprzęgła ciernego prototypowego mechanizmu różnicowego MMR.01.

Fig. 9. The view of friction clutch unit in prototype MMR.01 differential.



- 1 - koło o zębach trójkątnych z kątem wierzchołkowym 50° ,
- 2 - koło o zębach trójkątnych (50°) ze zmodyfikowanymi wierzchołkami,
- 3 - koło o zębach ewolwentowych z kątem przyporu 20° .

Rys. 10. Doświadczalne charakterystyki momentu tarcia $M_T=f(\Delta\omega)$ prototypowego mechanizmu różnicowego MMR.01 dla różnych zarysów zębów wałka zębatego.

Fig. 10. The experimental characteristics of friction torque $M_T=f(\Delta\omega)$ at differential MMR.01 prototype for different sketches of pinion's cogs.

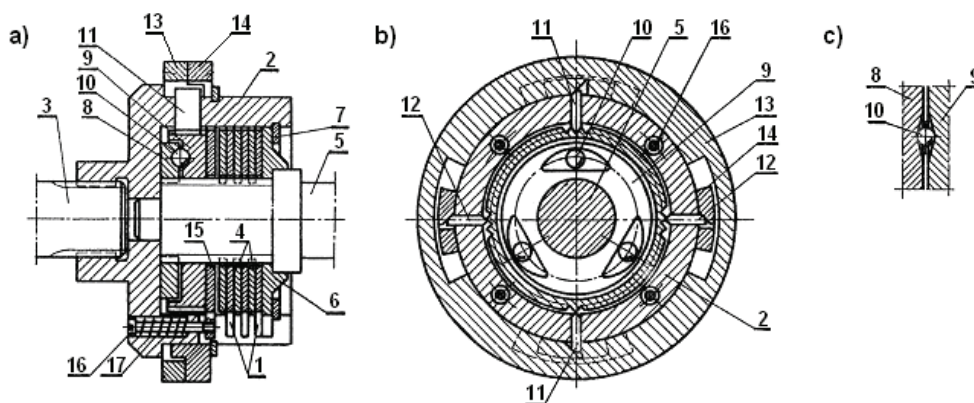
Były one następujące:

- konieczność zapewnienia wysokiej dokładności wykonania wielu elementów, aby osiągnąć synchroniczną pracę i równomierne obciążenie trzech wałków zębatach,
- problemy wytrzymałościowe wałków zębatach (przypadki zniszczenia wałków),
- wyraźnie odczuwalny pulsujący charakter pracy mechanizmu różnicowego i towarzyszący temu hałas, w chwilach generowania dużego momentu tarcia.

Uznano, że wady te są możliwe do wyeliminowania przez opracowanie udoskonalonej koncepcji sprzęgła ciernego.

5.3. Mechanizm różnicowy MMR.04 wykorzystujący udoskonaloną koncepcję sprzęgła ciernego sterowanego parametrem $\Delta\omega$

Schemat nowego sprzęgła, o zmodyfikowanej zasadzie działania i innej architekturze układu elementów według [11], przedstawia rysunek 11.



Rys. 11. Schemat udoskonalonego sprzęgła sterowanego parametrem $\Delta\omega$: a – przekrój osiowy, b – przekrój poprzeczny, c – przekrój fragmentu rozpieracza kulkowego.

Fig. 11. The scheme of improved clutch $\Delta\omega$ parameter controlled: a – axis section, b – cross section, c – section of ball expander part.

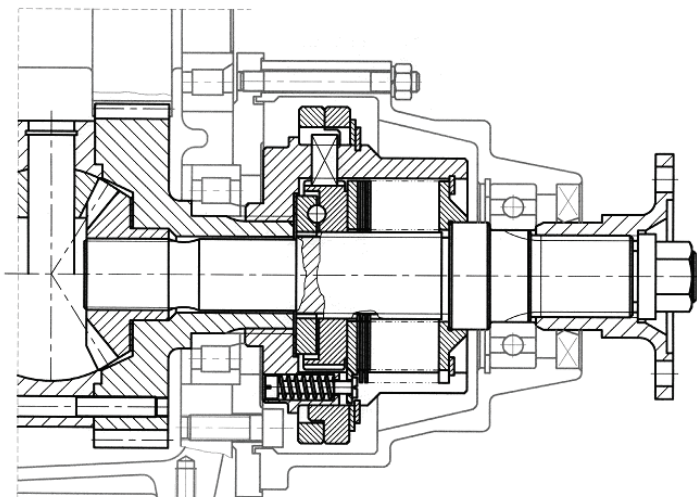
Zewnętrzne tarcze cierne 1 są osadzone nieobrotowo w obudowie 2 połączonej wielowypustem z wałem 3, zaś wewnętrzne tarcze 4 są osadzone na wielowypuście wału 5. Z lewej strony tarcz ciernych 1 i 4 zamontowanych z luzem osiowym znajdują się dwie tarcze 8 i 9, między którymi w kształtowych rowkach znajdują się kulki 10. Tarcza 8 jest osadzona nieobrotowo na wałku 5, zaś tarcza 9, która ma na swojej zewnętrznej powierzchni nacięte zęby trójkątne jest osadzona swobodnie. Z uzębieniem tarczy 9 współpracują dwie pary popychaczy 11 i 12, które są osadzone w promieniowych otworach prowadzących w obudowie 2. Popychacze 11 i 12 mają wewnętrzne końce ukształtowane w postaci klina odpowiednio dopasowanego do kształtu wrębu między zębami tarczy 9, zaś ich zewnętrzne końce współpracują ze skośnymi wycięciami w hamujących pierścieniach 13 i 14. Pierścienie te mają boczne występy i odpowiednie wybrania tak ukształtowane, że możliwa jest równoczesna współpraca pary

popychaczy 11 z pierścieniem 13 i pary popychaczy 12 z pierścieniem 14. Liczba zębów tarczy 9 jest nieparzysta, dzięki czemu każde dwa popychacze 11 i 12 leżące naprzeciw siebie są w przeciwnych fazach promieniowego ruchu posuwisto-zwrotnego. Kąt między linią osadzenia popychaczy 11 i linią popychaczy 12 jest odpowiednio dobrany. Tarcze 8 i 9 i kulki 10 są dociskane do siebie poprzez tarczę 15, śruby 16 i sprężyny 17. Jeżeli prędkości kątowe wałów 3 i 5 są równe, wówczas wszystkie elementy sprzęgła wykonują taki sam ruch obrotowy i nie przenosi ono żadnego momentu obrotowego. Jeżeli wystąpi różnica prędkości kątowych wałów 3 i 5, wówczas tarcza 8 kręci się względem obudowy 2 pociągając za sobą poprzez kulki 10 tarczę 9. Ruch obrotowy tarczy 9 w obudowie 2 powoduje naprzemienne promieniowe wysuwanie popychaczy 11 a także popychaczy 12, które oddziałując na hamujące pierścienie 13 i 14 wywołują ich kątowo-zwrotne ruchy. Jeżeli różnica prędkości kątowych jest mała, wtedy opisane zjawiska nie powodują przenoszenia znaczącego momentu obrotowego przez sprzęgło. W przypadku wzrostu wartości różnicy prędkości kątowych rośnie częstotliwość wychyleń pierścieni 13 i 14 oraz opór, jaki one stawiają wynikający z ich masowego momentu bezwładności. Pierścienie 13 i 14 zaczynają coraz intensywniej hamować ruch obrotowy tarczy 9 względem obudowy 2. Przy określonej wartości różnicy prędkości kątowych zostaje pokonana siła sprężyn 17 i tarcze 8 i 9 przekręcają się względem siebie powodując zaciskanie tarcz ciernych 1 i 4. W sprzęgle zostaje wytworzony znaczny moment cierny, który przeciwdziała dalszemu wzrostowi różnicy prędkości wałów. Charakterystyka narastania momentu sprzężenia ciernego ze wzrostem różnicy prędkości obrotowych wałów 3 i 5 zależy od takich czynników, jak parametry geometryczne elementów sprzęgła, siła sprężyn 17 i momenty bezwładności pierścieni 13 i 14. Zastosowano dwie pary popychaczy 11 i 12 i dwa pierścienie 13 i 14 tak usytuowane, że ich wychylenia kątowe są fazowo przesunięte w czasie.

Przedstawione nowe sprzęgło, już na poziomie analizy jego koncepcji wykazuje wiele zalet w stosunku do rozwiązania z rysunku 7. Są one następujące:

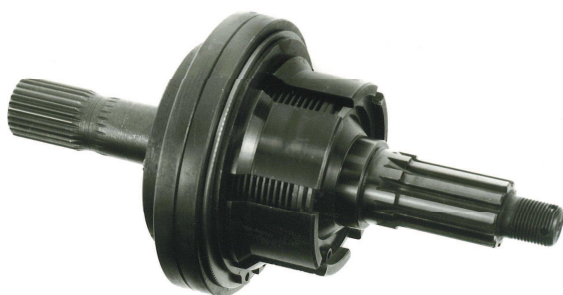
- wyeliminowano wewnętrzną przekładnię zębatą, co znacznie upraszcza konstrukcję,
- zastosowano dwa mechanizmy wychwytywowe o przesuniętych fazach działania, co ograniczy pulsacje momentu tarcia i zmniejszy generowany terkot,
- bezwładniki mają większą średnicę i są osadzone na obudowie sprzęgła, co zwiększa ich moment bezwładności i umożliwia korzystniejszą zabudowę w większości potencjalnych zastosowań.

Podobnie jak poprzednio, nową koncepcję sprzęgła wykorzystano, w pierwszej kolejności, w konstrukcji międzyosiowego mechanizmu różnicowego do skrzyni redukcyjno-rozdzielczej samochodu Tarpan HONKER 4x4 [12]. Wykonano niezbędne obliczenia projektowe obejmujące zagadnienia kinematyki, dynamiki i wytrzymałości mechanizmu. Na rysunku 12 jest przedstawiony przekrój całego mechanizmu różnicowego oznaczonego symbolem MMR.04, zaś na rysunku 13 widok jego sprzęgła ciernego. Porównanie tej konstrukcji z mechanizmem różnicowym MMR.01 (rys. 8) wykazuje znaczne jej uproszczenie. Cały zespół sprzęgła jest wyraźnie krótszy niż w konstrukcji poprzedniej.



Rys. 12. Przekrój międzyosiowego mechanizmu MMR.04 z udoskonalonym sprzęgłem ciernym sterowanym parametrem $\Delta\omega$.

Fig. 12. The section of interaxial differential MMR.01 with improved friction clutch $\Delta\omega$ parameter controlled.



Rys. 13. Widok sprzęgła ciernego prototypowego mechanizmu różnicowego MMR.04.

Fig. 13. The view of friction clutch unit in MMR.04 differential prototype.

5.4. Badania mechanizmu różnicowego MMR.04

Wykonano 6 sztuk prototypów mechanizmu różnicowego MMR.04, które poddano badaniom stanowiskowym i trakcyjnym. Nowa konstrukcja sprzęgła ciernego umożliwiała łatwą korektę charakterystyki momentu tarcia $M_T = f(\Delta\omega)$ i jej dostosowanie do konkretnego przeznaczenia. Osiągano to zwykle przez zmianę kąta współpracy promieniowych popychaczy z bezwładnikami (poz. 11, 12, 13 i 14 na rys. 11). We wszystkich przypadkach uzyskiwana charakterystyka zachowywała kształt zbliżony do paraboli. Badania trakcyjne wykonano przy użyciu prototypów samochodów Tarpan HONKER (rys. 14). W okresie trwania prac badawczych uzyskano największy

przebieg prototypu – ponad 15 tys. km. Wielostronne badania tej konstrukcji pozwoliły ją ocenić jako bardzo udaną. Do jej zasadniczych zalet można zaliczyć:

- małe wymiary i masę,
- dużą wytrzymałość mechaniczną,
- dużą wartość generowanego momentu tarcia, już przy małej wartości $\Delta\omega$,
- korzystną progresywną charakterystykę momentu tarcia,
- pewność działania i brak jakichkolwiek czynności regulacyjnych,
- mały wpływ temperatury na charakterystykę działania.

Cechą tego mechanizmu, ocenianą niejednoznacznie, jest słyszalny terkot, który występuje tylko w chwilach generowania dużego momentu tarcia. Pozytywne oceny tego mechanizmu stały się podstawą do wykorzystania tej samej koncepcji w budowie mechanizmów różnicowych o innym przeznaczeniu. W ten sposób powstały udane prototypy mechanizmów różnicowych do przedniego mostu napędowego samochodu Tarpan HONKER oraz do tylnego mostu samochodu Polonez [13]. Warto dodać, że ten ostatni, wykonany na zlecenie Fabryki Samochodów Osobowych w Warszawie, zmieścił się w standardowej obudowie mostu napędowego bez jakichkolwiek jej przeróbek.

Podobnie jak w przypadku mechanizmu różnicowego MR.04a, badania wszystkich mechanizmów różnicowych o momencie tarcia sterowanym parametrem $\Delta\omega$ zostały przerwane na początku lat dziewięćdziesiątych ubiegłego stulecia.



Rys. 14. Samochód Tarpan HONKER z mechanizmami różnicowymi MR.04a i MMR.04 w czasie prób terenowych w okolicach Bielska-Białej.

Fig. 14. Tarpan HONKER car with MR.04a and MMR.04 differential during off-road tests near Bielsko-Biała.

6. Podsumowanie i uwagi końcowe

W artykule przedstawiono jedynie fragmenty prac badawczych autora dotyczące mechanizmów rozdziału mocy o nowym rodzaju sterowania momentem tarcia wewnętrznego. Szczegółowiej opisano mechanizmy różnicowe zaprojektowane i zbudowane do polskiego samochodu terenowego o masie całkowitej 2,5t. Mimo tego zawężenia, przytoczone wyniki badań nowych mechanizmów różnicowych pozwalają sformułować wnioski przedstawione poniżej:

1. Przedstawione koncepcje działania i budowy mechanizmów różnicowych, poprzez pozytywne wyniki badań doświadczalnych, wykazały realność i prawidłowość przyjętych założeń dotyczących mechanicznego sposobu sterowania momentem tarcia.
2. Opracowano dwie grupy mechanicznych czujników parametrów kinematycznych, takich jak ω_1/ω_0 i $\Delta\omega$, które współpracując ze zintegrowanymi sprzęgłami generującymi moment tarcia wewnętrznego, wykazały swoją zdolność prawidłowego i długotrwałego działania w specyficznych warunkach zabudowy w moście napędowym i skrzyni redukcyjno-rozdzielczej.
3. Zaproponowane proste mechaniczne regulatory sterujące momentem tarcia mogą być konkurencyjne do współczesnych rozwiązań np. elektroniczno-hydraulicznych i realizować zaawansowane algorytmy sterowania, to jest działające w oparciu o parametry ω_1/ω_0 lub $\Delta\omega$.
4. W opisanych mechanizmach różnicowych powiększony moment tarcia wewnętrznego występuje wybiórczo (tylko w określonych warunkach ruchu) i zwykle krótkotrwanie. Oprócz poprawy właściwości trakcyjnych powoduje to ograniczenie obciążenia silnika mocą krążącą oraz wysoką trwałość całego zespołu mechanizmu, w tym sprzęgła ciernego.
5. Korzystną cechą opracowanych mechanizmów jest brak zewnętrznego zasilania ich układów sterujących, co wynika z mechanicznych zasad ich działania i wykorzystania do tego celu niewielkiej części mocy przenoszonej przez te zespoły. Konsekwencją tego jest wyeliminowanie dodatkowych połączeń mechanizmów z pojazdem (i ryzyka ich uszkodzenia) oraz zmniejszenie poboru energii z elektrycznego i/lub hydraulicznego układu zasilania.
6. Ze względu na pierwotne przeznaczenie opracowanych mechanizmów różnicowych do pojazdów typowo terenowych (wojskowych) podstawowym kryterium ich oceny były walory napędowe. Współcześnie w ocenie pojazdów, zwłaszcza zdolnych do poruszania się z większymi prędkościami, wysoko stawia się bezpieczeństwo jazdy, co sprowadza się do starannego badania ich kierowalności i stateczności poprzecznej. Jeżeli zaistniałyby okoliczności do kontynuowania badań opisanych mechanizmów, to należałoby rozszerzyć je w tym kierunku.

Jak już wcześniej napisano intensywne prace nad nowym typu mechanizmami różnicowymi zostały przerwane z początkiem lat 90. ubiegłego stulecia, w wyniku załamania polskiego przemysłu motoryzacyjnego. Od tego czasu, zarówno w instytutach przemysłowych jak i uczelniach, praktycznie nie prowadzi się poważniejszych

prac badawczo-rozwojowych, których celem byłoby poddawanie oryginalnych polskich rozwiązań w zakresie zespołów samochodowych lub kompletnych pojazdów. Poprzez tę publikację autor chce podziękować wszystkim osobom z wielu instytucji, których zaangażowanie i pozytywne nastawienie do opisanego tematu umożliwiło realizację badań w takiej skali i różnorodności (w sumie kilkadziesiąt prototypów). Szczególnie należy wyróżnić kierownictwo nieistniejącej już Fabryki Samochodów Rolniczych w Poznaniu, za śmiałość i ambicje w prowadzonych pracach.

Dla autora pozostało otwarte pytanie, jak spożytkować zdobyte doświadczenia, a zwłaszcza rozwiniętą pewną umiejętność tworzenia zespołów mechanicznych o różnych charakterystykach działania, powstałą w wyniku wieloletnich prac nad mechanizmami różnicowymi. Oprócz wspomnianej już współpracy z FSO Warszawa, a następnie Ośrodkiem Badawczo-Rozwojowym Samochodów Małolitrażowych BOSMAL dotyczącej małego samochodu z napędem typu 4x4 [14], które stanowiły prostą kontynuację tematyki mechanizmów różnicowych, ważnymi nowymi etapami stały się:

- współpraca z Centro Ricerche Fiat w latach 1999-2004 obejmująca zagadnienia rozdziału i przenoszenia mocy,
- podjęcie tematu zastosowania w hybrydowych układach napędowych pojazdów mechanicznych akumulatorów energii wykorzystujących odkształcenia sprężyste materiałów.

W wyniku współpracy z CRF powstała nowa koncepcja mechaniczno-elektrycznego sterowania przekładnią CVT [15], zaś prace dotyczące mechanicznych akumulatorów energii dotychczas zaowocowały opracowaniem nowej koncepcji, przedstawionej między innymi w [16]. Trwają przygotowania finansowe do rozpoczęcia badań doświadczalnych takich akumulatorów.

Podjęcie obydwu wymienionych tematów opierało się na wcześniej zdobytych doświadczeniach w przedstawionych pracach projektowych i badawczych dotyczących mechanizmów różnicowych i nie byłoby bez nich wręcz możliwe.

Autor chce wyrazić swoje przekonanie, że prowadzenie poszukiwawczych prac koncepcyjnych dotyczących zespołów napędowych pojazdów ma sens i szkoda, że tak rzadko jest podejmowane w kraju. Ten typ prac naukowych, zwłaszcza realizowanych we współpracy międzynarodowej, stwarza szansę uczestnictwa polskich specjalistów w postępie konstrukcyjnym w dziedzinie pojazdów samochodowych.

Literatura

- [1] JAŚKIEWICZ Z.: *Mosty napędowe*. WKŁ, Warszawa 1977.
- [2] WUNSCHMEIER U.: *Integration of active limited-slip differentials with vehicle dynamic control systems*. Vehicles Dynamics Expo 2006, Stuttgart, May 2006.
- [3] DZIDA J.: *Durch Kinematische Einflußgroßen gesteuertes Differentialgetriebe mit Eigenreibung*. Automobiltechnische Zeitschrift, nr 4, 1990.
- [4] DZIDA J.: *Differenziale con attrito interno controllato da grandezze cinematiche*. Organi di Trasmissione, nr 12, 1991.

- [5] DZIDA J.: *Analiza różnych koncepcji sterowania tarciem wewnętrznym w mechanizmach różnicowych*. Monografia (w przygotowaniu). Wydział Budowy Maszyn i Informatyki Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej, 2007.
- [6] DZIDA J.: *Mechanizm różnicowy zwłaszcza do pojazdów*. Patent RP, nr 118 791, Politechnika Łódzka i Fabryka Samochodów Rolniczych w Poznaniu, 1983.
- [7] DZIDA J.: *Differential*. Patent USA nr 43 43 205, 1982.
- [8] DZIDA J.: *Differentialgetriebe*. Europäisches Patent, nr 0017098, 1983.
- [9] DZIDA J., ROMANISZYN K.: *Mechanizm różnicowy zwłaszcza do mostów napędowych pojazdów*. Patent RP nr 139 898, Politechnika Łódzka, Fabryka Samochodów Rolniczych w Poznaniu, 1987.
- [10] DZIDA J., ROMANISZYN K.: *Differentialgetriebe, insbesondere für Antriebsachsen von Fahrzeugen*. Europäisches Patent nr 0182936, 1989.
- [11] DZIDA J.: *Urządzenie ograniczające różnicę prędkości obrotowych wałów, zwłaszcza do układów napędowych pojazdów*. Patent RP Nr 159 356, Politechnika Łódzka, Fabryka Samochodów Rolniczych w Poznaniu, 1993.
- [12] DZIDA J.: *Międzyosiowy mechanizm różnicowy ze sprzęgłem ograniczającym różnicę prędkości obrotowych wałów wyjściowych*. Konferencja Naukowa KONMOT '96, Kraków- Szczawnica, październik 1996.
- [13] DZIDA J.: *Mechanizmy różnicowe o samoczynnej blokadzie do krajowych samochodów dostawczych i FSO Polonez*. AUTO-Technika Motoryzacyjna nr 5, 1991.
- [14] PYSZ K., DZIDA J., WINOGRODZKI J., REBAJN J., GACEK A., POŹDZIAK Z.: *Mechanizm różnicowy z blokadą, zwłaszcza do samochodów*. Patent RP nr 184027, OBR SM BOSMAL Bielsko-Biała, 2002.
- [15] MESITI D., DZIDA J., BALDASCINI F.: *Continuously variable transmission system, particularly for motor-vehicles*. European Patent Application 04425882.0. Centro Ricerche Fiat, 2004.
- [16] DZIDA J.: *The analysis of combustion engine and spring-loaded accumulator's cooperation in hybrid drive system of vehicle*. PTNSS Kongres 2007, Kraków, 2007.

Differentials controlled by kinematic parameters with mechanical controller

S u m m a r y

In the article the conceptual and research and development work on differentials is described. The aim of this work is to elaborate new kinds of differentials with the operation characteristics controlled by ratio or difference of angle speeds of their drive elements. Main assumption of new solutions was the application of inner torque friction mechanical controllers in mechanisms and elimination of their external power supply. From several compared differential constructions, worked out by author, the construction of three types was described in details. In short were considered the large experimental prototype research on such mechanisms and gained results. On their basis it was stated that it is possible to build proper operating differentials of new kind, mechanically controlled. Such constructions can be competitive to the solutions of the electronic and hydraulic control. Moreover, it was shown the possibility of further development of already worked out differentials and the exploitation ways of new approach to mechanical control in other vehicle units.