PARAMETERS ANALYSIS OF FRICTION COUPLING BETWEEN BELT AND WHEEL IN CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

Andrzej Bieniek

Opole University of Technology
ul. St. Mikołajczyka 5, 45-271 Opole, Poland
tel.:+48 77 4006000, fax:+48 77 4006342
abieniek@po.opole.pl

Jerzy Jantos

Opole University of Technology
ul. St. Mikołajczyka 5, 45-271 Opole, Poland
tel.:+48 77 4006000, fax:+48 77 4006342
e-mail:jantos@po.opole.pl

Abstract

In automotive continuously variable transmission control of the value of axial thrust force has decisive influence on her work parameters. The use of mathematical model permits on delimitation the course, difficult to determinable, value of friction coupling parameters between belt and transmissions wheel, such how the slide angle as well as friction extension degree In this study the evaluation method of transmission work state, that is based on the value of load coefficient, has been described. The research results of influence of axial thrust force on energetic and ecological properties of automotive continuously variable transmission were introduced.

In the paper there are particularly presented run of load coefficient of gear, the range of the variability of the load coefficient, the dependence between relative angle of the slide and with the confidence coefficient and with the coefficient of the friction development, influence of the confidence coefficient and the friction coefficient on the run of the quotient of stress force, as well the value of the quotient of stress forces in UDC and EUDC cycles, the value of load coefficients of the gear in the EUDC and UDC cycles, the fuel consumption in above cycles and emission levels of harmful compounds of combustion gases at different string stresses.

Keywords: vehicle , powertrain, gears, modelling, emission

ANALIZA PARAMETRÓW SPRZĘŻENIA CIERNEGO CIĘGNA Z KOŁEM PRZEKŁADNI CIĘGNOWEJ

Streszczenie

W samochodowej przekładni cięgnowej sterowanie wartością osiowej siły zacisku cięgna wywiera decydujący wpływ na jej parametry pracy. Zastosowanie modelu matematycznego pozwala na wyznaczenie przebiegu trudnych do zmierzenia parametrów sprzężenia ciernego cięgna z kołem przekładni takich, jak kąt poślizgu oraz stopień rozwinięcia tarcia. W artykule opisano metodę oceny stanu pracy przekładni na podstawie wartości współczynnika obciążenia przekładni. Przedstawiono również wyniki badań wpływu osiowej siły naporu na energetyczne i ekologiczne właściwości układu napędowego samochodu z bezstopniową przekładnią cięgnową.

W artykule przedstawiono w szczególności przebieg współczynnika obciążenia przekładni, zakres zmienności współczynnika obciążenia, zależność pomiędzy względnym kątem poślizgu a: współczynnikiem pewności i współczynnikiem rozwinięcia tarcia, wpływ współczynnika pewności i współczynnika tarcia na przebieg ilorazu sił naporu, jak również wartości ilorazu sił naporu w cyklach jezdnych UDC i EUDC, wartości współczynników obciążenia przekładni w cyklu jezdnym EUDC i UDC zużycie paliwa w cyklach oraz poziomy emisji szkodliwych związków spalin przy różnym naprężeniu cięgna.

***Słowa kluczowe**: pojazdy samochodowe, zespoły napędowe, przekładnie, modelowanie, emisja*

Wykaz oznaczeń

A_1 A_2 – osiowa siła naporu koła czynnego, koła biernego,
a – rozstaw osi przekładni cięgnowej,
F_2 – siła obwodowa w cięgnie biernym,
F_1 – siła obwodowa w cięgnie czynnym,
i_p – przełożenie przekładni,
k_p – współczynnik pewności,
k_t – współczynnik rozwinięcia tarcia,
k_M – współczynnik obciążenia,
l – czynna długość cięgna przekładni,
M_r – moment reakcyjny na kole przekładni,
r_i – promień opasania koła stożkowego przekładni,
α_i – kąt opasania koła przekładni (i=1 –koło czynne, i=2 koło bierne),
α_p – kąt poślizgu,
α_w – względny kąt poślizgu,
α_o – kąt spoczynku,
κ – współczynnik konstrukcyjny przekładni,
μ' – zastępczy współczynnik tarcia na styku cięgna z bieżnią koła stożkowego,
ξ – iloraz sił naporu.

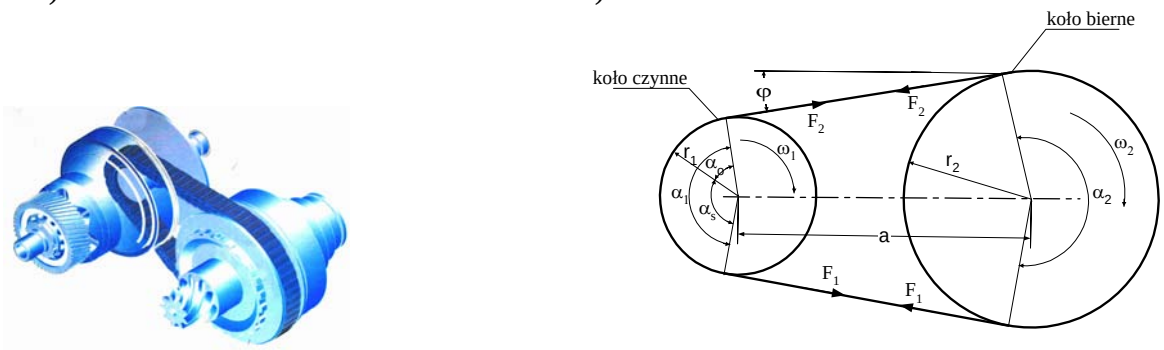
1. Wprowadzenie

W samochodowej bezstopniowej przekładni cięgnowej przenoszenie mocy następuje dzięki sprzężeniu ciernemu cięgna z kołem przekładni. Powstanie sprzężenia ciernego pomiędzy cięgnem a kołem przekładni możliwe jest dzięki działaniu osiowej siły naporu powodującej zacisk cięgna pomiędzy dwoma stożkowymi tarczami koła przekładni. Sterowanie wartością osiowej siły naporu ma istotne znaczenie dla warunków sprzężenia ciernego. Regulacja wartości siły naporu oparta jest na ustalonej wartości zapasu siły tarcia. Poziom wartości siły naporu powinien uwzględniać wystąpienie wszystkich niekorzystnych sytuacji w pracy przekładni. Współczesne przekładnie bezstopniowe działają z taką ustaloną nadwyżką siły naporu, która pozwala na zapewnienie ich pracy bez długotrwałego poślizgu w każdych warunkach obciążenia. Poślizg cięgna przekładni jest zjawiskiem niekorzystnym znacznie ograniczającym trwałość przekładni. Z drugiej strony nadwyżka siły naporu niekorzystnie wpływa na własności energetyczne przekładni powodując m.in. spadek jej sprawności. W wielu opracowaniach oszacowano wartość wymaganej nadwyżki siły naporu (15%) [8], (25%) [10], (30%) [9]. Poprawa wskaźników energetycznych możliwa jest dzięki zmniejszeniu wartości nadwyżki osiowej siły naporu. Współczesne układy sterowania przekładnią nie wykorzystują sprzężenia zwrotnego do regulacji siły naporu. Zamysłem autorów jest wyznaczenie takiego parametru pracy przekładni, który pozwoli na identyfikację wskaźników sprzężenia ciernego cięgna z kołem, a w rezultacie ograniczenie siły naporu do niezbędnego minimum.

2. Sprzężenie cierne cięgna z kołem

Na rys. 1b przedstawiono schemat cięgnowej przekładni bezstopniowej z uwzględnieniem podstawowych wielkości geometrycznych i fizycznych. Łuk opasania koła czynnego α_1 (oraz biernego - α_2) przekładni podzielono na kąt spoczynku α_o i poślizgu α_s. Wyróżniono również siły wzdłużne działające w cięgnie czynnym F_1 i biernym F_2. Pokazano również promienie opasania koła czynnego r_1 oraz biernego r_2.

a) b)



Rys. 1. Przekładnia CVT: a) widok ogólny b) schemat ideowy

Fig. 1. CVT transmission a) general view, b) schematic diagram

Zależność pomiędzy siłami wzdłużnymi występującymi w cięgnie opisuje równanie

$$F_1 = F_2 e^{\mu' \alpha} . \tag{1}$$

Obciążenie przekładni momentem reakcyjnym powoduje zróżnicowanie wartości siły wzdłużnej między stroną bierną i czynną cięgna. Cięgno opasuje koło przekładni na łuku o długości zależnej od przełożenia przekładni. Wartości kąta poślizgu i spoczynku zależne są od czynników wpływających na warunki sprzężenia ciernego cięgno – koło. Istotny wpływ na warunki sprzężenia ciernego wywołuje wartość osiowej siły naporu. Determinuje ona wraz z wartością współczynnika tarcia występującego pomiędzy cięgnem a bieżnią koła przekładni wartość siły tarcia działającą w punktach ich styku. Wzrost siły naporu przy stałej wartości momentu reakcyjnego powoduje spadek wartości kąta poślizgu przy równoczesnym wzroście kąta spoczynku dopełniając łuk opasania. Podczas pracy przekładni bez obciążenia wartość kąta poślizgu osiąga wartość α_p=0. Siły tarcia działają na długości łuku poślizgu. Wzrost kąta poślizgu pozwala na zwiększenie obszaru działania sił tarcia, co pozwala na przeniesienie większego momentu reakcyjnego przy stałej wartości współczynnika tarcia. W warunkach rzeczywistych współczynnik tarcia zmienia się w znacznym zakresie (μ=0,04-0,11) [1, 5, 6]. Na wartość współczynnika tarcia pomiędzy cięgnem a kołem wpływa wiele czynników, a jednoznaczne wyznaczenie jego wartości jest w przekładni pracującej w samochodowym układzie napędowym niemożliwe. Trudno jest więc wyznaczyć maksymalną wartość momentu reakcyjnego, którym można obciążyć przekładnię bez wystąpienia trwałego poślizgu przy zadanej wartości osiowej siły naporu. W celu identyfikacji stanu obciążenia przekładni i oszacowania wartości kąta poślizgu zaproponowano wykorzystanie dodatkowego parametru pracy przekładni, którego wartość we współczesnych przekładniach nie jest uwzględniana przy sterowaniu wartością osiowej siły naporu.

3. Podstawowe zależności

Założenia modelu matematycznego samochodowej przekładni cięgnowej przedstawiono we wcześniejszych opracowaniach [2, 3, 4, 7]. Wprowadzenie współczynników obciążenia i rozwinięcia tarcia przy uwzględnieniu podziału kąta opasania koła na kąt poślizgu i spoczynku pozwoliło na uzyskanie opisu matematycznego pozwalającego na zastosowanie w układach sterowania przekładnią. Z przeprowadzonych tam rozważań wynika, że wartość ilorazu sił naporu kół przekładni można zapisać

$$\frac{A_1}{A_2} = \xi = \frac{\mu' e^{\mu' \alpha_p} \left(\alpha_1 - \alpha_p\right) + e^{\mu' \alpha_p} - 1}{\mu' \left(\alpha_2 - \alpha_p\right) + e^{\mu' \alpha_p} - 1} . \tag{1}$$

Kąt poślizgu można wyznaczyć z zależności

$$\alpha_p = \frac{1}{\mu'} \ln\left(k_{t.}\left(e^{\mu'\alpha} - 1\right) + 1\right). \tag{2}$$

Uwzględniając wartość względną kąta poślizgu jako

$$\alpha_w = \frac{\alpha_p}{\alpha}, \tag{3}$$

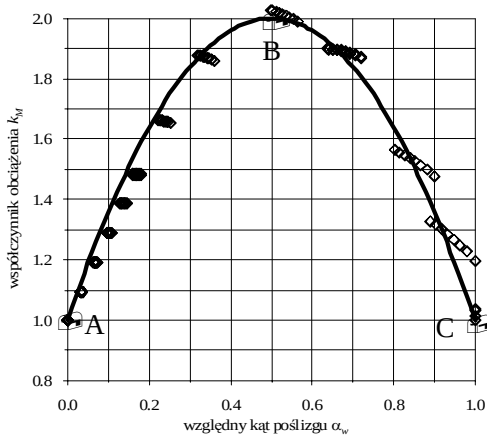
można zapisać wyrażenie na względny kąt poślizgu

$$\alpha_w = \frac{1}{\mu'\alpha} \ln\left(k_t\left(e^{\mu'\alpha} - 1\right) + 1\right). \tag{4}$$

Wartość współczynnika obciążenia przekładni otrzymana w wyniku przeprowadzonych badań modelowych wyrażona jest zależnością

$$k_M\left(\alpha_w\right) = -4\alpha_w^2 + 4\alpha_w + 1. \tag{5}$$

Przebieg wartości współczynnika obciążenia w funkcji względnego kąta poślizgu przedstawia rys. 2.



Rys. 2. Przebieg współczynnika obciążenia przekładni k_M
Fig. 2. Course of transmission load coefficient k_M

Wówczas iloraz sił naporu

$$\xi = \frac{\kappa \cdot i_p + 1}{i_p + \kappa} \cdot k_M, \tag{6}$$

gdzie

$$\kappa = \frac{\pi^2 \cdot a - 2(l - 2a)}{\pi^2 \cdot a + 2(l - 2a)}. \tag{7}$$

Przedstawione podstawowe zależności pozwalają na analizę zależności pomiędzy parametrami pracy przekładni. Istotnym parametrem determinującym pracę przekładni poza wartością osiowej siły naporu jest iloraz wartości sił naporu.

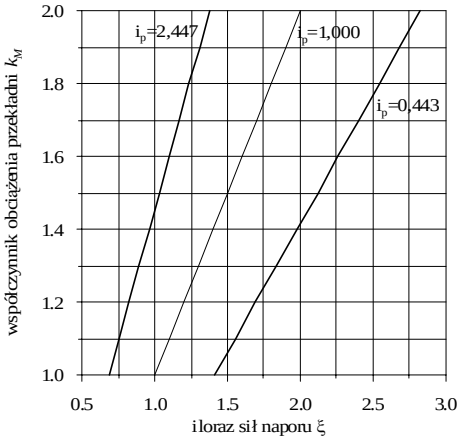
4. Iloraz sił naporu a parametry sprzężenia ciernego

Iloraz sił naporu jako istotny parametr pracy przekładni pozwala na identyfikację warunków sprzężenia ciernego cięgna z kołem przekładni. Informacja o wartości ilorazu sił

naporu i przełożenia kinematycznego przekładni pozwala wyznaczyć współczynnik obciążenia przekładni. Pozwala on na ocenę obciążenia przekładni za pomocą następującej zależności

$$k_M = \frac{i_p + \kappa}{\kappa \cdot i_p + 1} \cdot \xi \,, \tag{8}$$

Zależność pomiędzy współczynnikiem obciążenia a ilorazem sił naporu przy zadanym zakresie zmienności przełożenia przedstawiono na rys. 3

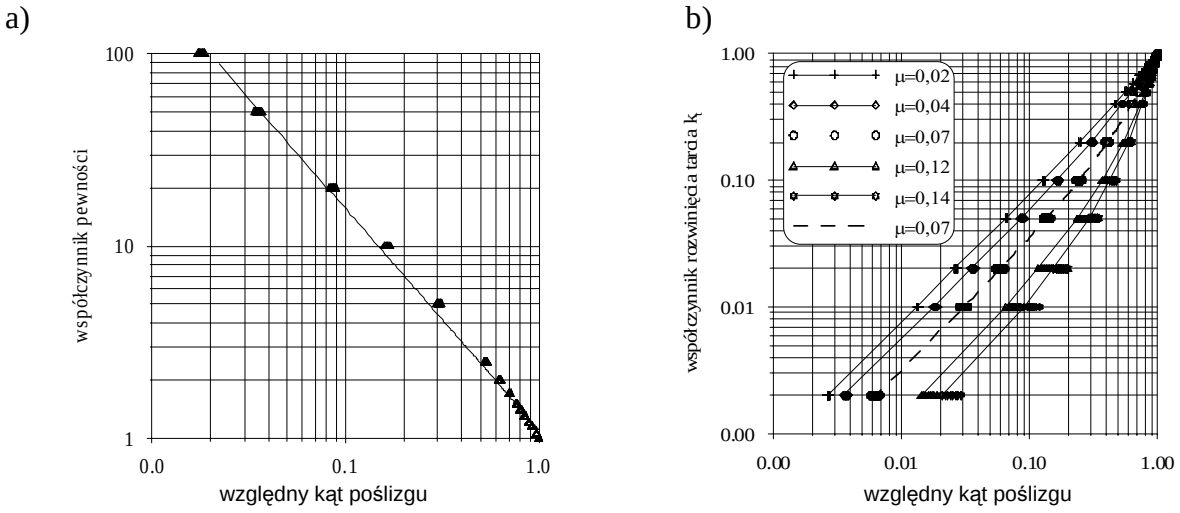


Rys. 3. Zakres zmienności współczynnika obciążenia kM (ip= 0,443 – 2,447)
Fig. 3. Operating range of transmission load coefficient kM (ip= 0.443 – 2.447)

Określenie wartości współczynnika obciążenia pozwala na wyznaczenie względnego kąta poślizgu z zależności powstałej w wyniku rozwiązania przekształconej postaci równania (5). Uzyskujemy wartości względnego kąta poślizgu

$$\alpha_w = \frac{1 \pm \sqrt{2 - k_M}}{2} \,. \tag{9}$$

W przypadku wartości względnego kąta poślizgu bliskiej jedności przekładnia uzyskuje maksymalną sprawność, zaś wartości bliskie 0 informują o znacznej nadwyżce osiowej siły naporu (np. przy małym obciążeniu przekładni).



Rys. 4. Zależność pomiędzy względnym kątem poślizgu a: a) współczynnikiem pewności (μ=0,07) b) współczynnikiem rozwinięcia tarcia (μ=0,02-0,14)

Fig. 4. Dependence between relative slip angle and a) transmission security coefficient (μ=0.07) b) friction extension degree (μ=0.02-0.14)

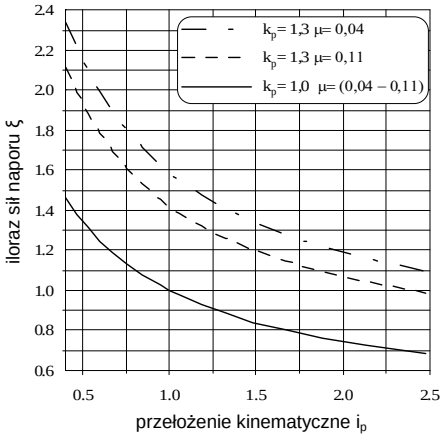
Wyznaczenie wartości względnego kąta poślizgu pozwala na obliczenie współczynnika rozwinięcia tarcia

$$k_t = \frac{e^{\mu' \alpha_w \alpha} - 1}{e^{\mu' \alpha} - 1}, \tag{10}$$

lub jego odwrotności tj. współczynnika pewności

$$k_p = \frac{e^{\mu' \alpha} - 1}{e^{\mu' \alpha_w \alpha} - 1}. \tag{11}$$

Jak wynika z analizy rys. 4b wartość współczynnika rozwinięcia tarcia przy określonej wartości względnego kąta poślizgu, istotnie zależy od przyjętej wartości współczynnika tarcia. Analiza parametrów działania przekładni przeprowadzona w układzie względnym $\xi(i_p)$ pozwala na określenie na ile punkty pracy przekładni odbiegają od wartości optymalnych dla uzyskania maksymalnej sprawności.



Rys. 5. Wpływ współczynnika pewności kp i współczynnika tarcia μ na przebieg ilorazu sił naporu
Fig. 5. Influence of transmission security coefficient k_p and friction coefficient μ at thrust force ratio

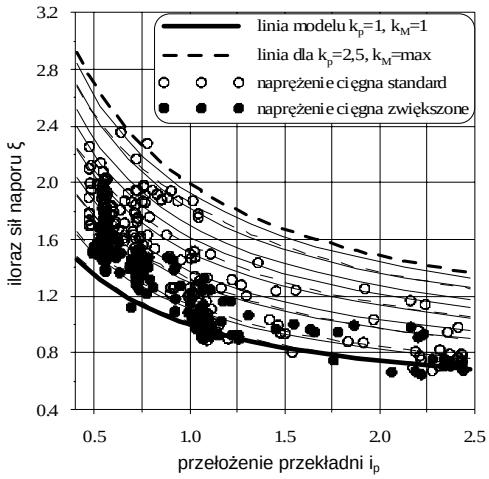
Linią ciągłą na rys. 5 przedstawiono przebieg optymalnych wartości ilorazu sił naporu ze względu na uzyskanie minimalnych strat przekładni. Jak wynika z rys. 5 zmienna wartość współczynnika tarcia nie wpływa na przebieg linii optymalnej.

5. Wyniki i analiza badań własnych

W typowej przekładni cięgnowej sterowanie przełożeniem przekładni polega na doborze ilorazu sił naporu w jej kołach stożkowych. Wartość ilorazu sił naporu nie jest jednak wyznaczana i nie wpływa bezpośrednio na sterowanie przekładnią. Dokonuje się regulacji sił naporu, aż do uzyskania zadanego ilorazu prędkości kątowych kół przekładni. Wyznaczenie wartości ilorazu sił naporu wymaga równoległego pomiaru ciśnienia oleju wywierającego napór i powstanie siły naporu dla obu kół przekładni. W standardowej przekładni, ze względu na pomiar ciśnienia cieczy w obwodzie tylko jednego z kół, uzyskanie informacji o wartości ilorazu sił naporu jest niemożliwe. W celu określenia wartości ilorazu sił naporu zamontowano dodatkowy czujnik ciśnienia w obwodzie koła czynnego. Własności zastosowanego czujnika są podobne jak czujnika montowanego standardowo do pomiaru ciśnienia hydrostatycznego koła biernego.

Badaniom poddano samochodową przekładnię bezstopniową Fuji Hyper M6 zastosowaną w samochodzie segmentu B. Przeprowadzono szeroki zakres badań. W opracowaniu przedstawiono przykładowe wyniki uzyskane w cyklach jezdnych **UDC** (**U**rban **D**rive **C**ycle) i **EUDC** (**E**xtra **U**rban **D**rive **C**ycle). Przeprowadzono badania dla standardowego i zwiększonego o ok. 80% naprężenia cięgna. W świetle danych literaturowych jak i badań

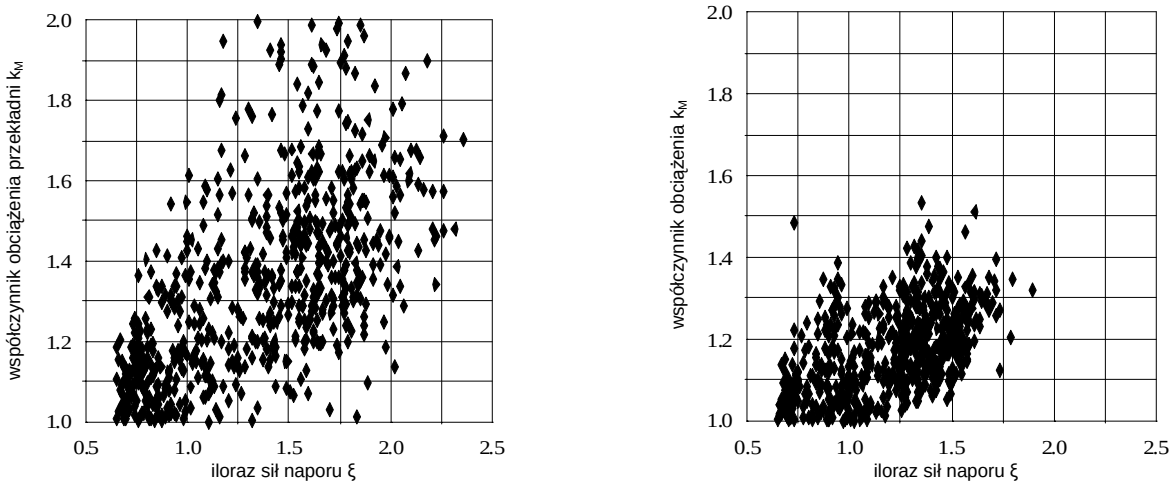
własnych wykazano znaczną nadwyżkę osiowych sił naporu występujących w standardowej przekładni bezstopniowej. Położenie punktów w polu ograniczonym liniami uzyskanymi z modelu dla granicznych wartości współczynnika obciążenia przekładni pokazano na rys. 6.



Rys. 6. Wartości ilorazu sił naporu w cyklach jezdnych UDC i EUDC
Fig. 6. Value of thrust force ratio at drive cycles UDC and EUDC

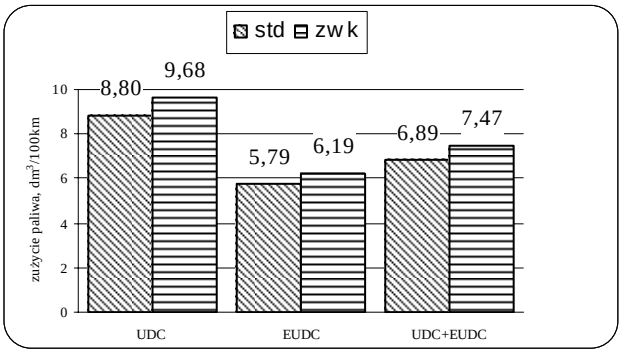
Analiza położenia punktów pozwala stwierdzić, że mniejsze wartości ilorazu sił naporu odpowiadają przekładni pracującej ze zwiększonym naprężeniem cięgna. Otrzymane wartości ilorazu sił naporu pozwalają na wyznaczenie wartości współczynnika obciążenia. Na rys. 7 przedstawiono rozmieszczenie punktów dla standardowego i zwiększonego naprężenia cięgna.

Przeprowadzenie badań wg cykli jezdnych zapewniło porównywalny przebieg obciążenia przekładni pracującej ze standardowym jak i zwiększonym naprężeniu cięgna. Zwiększenie naprężenia cięgna przy nie zmieniających się warunkach obciążenia spowodowało spadek wartości współczynnika obciążenia, co świadczy o pracy przekładni w przedziale α_w<0,5 (rys. 2) Analiza wartości współczynnika obciążenia na rys. 7b pozwala wyznaczyć wartości względnego kąta poślizgu z przedziału α_w= 0 ÷ 0,15 podczas gdy dla standardowego naprężenia cięgna uzyskane wartości współczynnika obciążenia mogą świadczyć o pracy przekładni zarówno w obszarze α_w <0,5 jak i obszarze dla α_w>0,5. Wówczas względna wartość kąta poślizgu wynosi α_w= 0 ÷ 1, o czym świadczy znaczny rozrzut punktów.



Rys. 7. Wartości współczynnika obciążenia przekładni obliczone z danych pomiarowych cyklu jezdnego EUDC UDC przy naprężeniu cięgna a) standardowym b) zwiększonym
Fig. 7. Value of transmission load coefficient calculated with experimental data at driving cycles UDC EUDC at a) standard, b) enlarged belt strain

Zadaniem układu sterowania jest więc takie sterowanie wartością ilorazu sił naporu aby uzyskując zadaną wartość przełożenia praca przekładni odbywała się w obszarze α_w>0,5 przy możliwie niewielkiej wartości współczynnika obciążenia przekładni.



Rys. 8. Zużycie paliwa w cyklach przy standardowym (std) i zwiększonym (zwk) naprężeniu cięgna
Fig. 8. Fuel consumption at drive cycles at standard (std) and enlarged (zwk) belt strain

Wyznaczone metodą bilansu węgla zużycie paliwa (rys. 8) pokazuje znaczny wpływ stopnia naprężenia cięgna na wartości energetyczne przekładni. Wzrost zużycia paliwa w przypadku cyklu UDC sięga 10%, zaś różnica dla cyklu UDC+EUDC wynosi 8,4%. Badano również emisję szkodliwych związków spalin obserwując znaczny wzrost masy emitowanych szkodliwych związków spalin podczas pracy przekładni ze zwiększonym naprężeniem cięgna. Masę wyemitowanych podczas jazdy w cyklu szkodliwych związków spalin przy standardowym i zwiększonym naprężeniu cięgna przedstawiono w tab. 1.

Tab. 1. Emisja szkodliwych związków spalin przy standardowym i zwiększonym naprężeniu cięgna
Tab. 1. Pollutant emission compounds at standard and enlarged belt tension

Związek szkodliwy / Cykl jezdny	UDC	EUDC	UDC+EUDC
	Emisja g/km, (naprężenie standard/zwiększone)		
HC	0,03/0,07	0,01/0,02	0,02/0,04
NO_x	0,15/0,26	0,16/0,17	0,16/0,21
CO	1,16/1,71	1,51/2,05	1,38/1,93

Najbardziej istotny wzrost masy emitowanych do otoczenia związków zarejestrowano dla węglowodorów (wzrost o ok. 100%), zaś dla NO_x i CO odpowiednio ok. 30 oraz 40 %.

6. Podsumowanie

Przeprowadzona analiza i badania samochodowej bezstopniowej przekładni cięgnowej wskazuje, że istnieje potrzeba optymalizacji wartości naprężenia cięgna. Określenie stanu obciążenia przekładni w standardowej przekładni jest utrudnione. Potrzeba zapewnienia pewności działania przekładni (uniknięcie poślizgu cięgna) wymaga regulacji osiowych sił naporu. Uzupełnienie układu sterownia przekładnią o czujnik ciśnienia hydrostatycznego drugiego z kół przekładni umożliwia wyznaczenie ilorazu sił naporu. Jak wykazano analiza wartości ilorazu sił naporu umożliwia ocenę stanu pracy przekładni. Zastosowanie matematycznego modelu przekładni pozwala na określenie niedostępnych dla układu pomiarowego parametrów sprzężenia ciernego pomiędzy cięgnem a kołem przekładni. Dzięki możliwości wyznaczenia takich parametrów sprzężenia ciernego jak kąt poślizgu,

współczynnik obciążenia oraz współczynnik rozwinięcia tarcia można ocenić stan obciążenia przekładni. Informacja o stopniu obciążenia przekładni pozwala na taką regulację sił naporu osiowego kół przekładni, która zmniejsza jej nadwyżkę. Prowadzi to do poprawy własności energetycznych jak i ekologicznych układu napędowego samochodu z bezstopniową przekładnią cięgnową. Przedstawiona w opracowaniu metoda oceny stanu pracy przekładni charakteryzuje się krótkim czasem obliczeń i może być zastosowana do symulacji i sterowania przekładnią.

Podziękowania

Praca naukowa finansowana ze środków Komitetu Badań Naukowych w latach 2005 – 2006 jako projekt badawczy

Literatura

[1] Beccari, A. Cammalleri, M., *Implicit regulatiion for automotive variators*, Proc Instn Mech Engrs 2001 Vol 215, Part D, s. 697-708.

[2] Bieniek A., Danielczok A., *Matematyczny model bezstopniowej przekładni samochodowej* VII Seminarium Naukowe Studentów i Młodych Inżynierów Mechaników, ”Postępy w inżynierii mechanicznej” Gdańsk 13-14.05.2004 s. 27-36.

[3] Bieniek, A., Jantos, J., *Modelowanie samochodowej przekładni cięgnowej* Konmot-Autoprogres 2004 T1 s.95-104.

[4] Bieniek, A., Jantos, J., *Opis matematyczny samochodowej przekładni cięgnowej*, X Międzynarodowa Konferencja Naukowa „ Badania symulacyjne w technice samochodowej” Kazimierz Dolny 2005, Teka Komisji Motoryzacji nr 29-30 s. 33-38.

[5] Carbone, G., Mangialardi, L., *CVT Behaviour in “Slip Mode” and “Creep Mode” Phases*, CVT 2002 Congress Munich, 7th/8th October 2002, VDI-Berichte 1709, s. 357-369.

[6] Ide, T., Tanaka, H., *Contact force Distribution Between Pulley Sheave and Metal Pushing V-Belt*, CVT 2002 Congress Munich, 7th/8th October 2002, VDI-Berichte 1709, s. 343-355.

[7] Jantos, J., Zintegrowane sterowanie samochodowym, spalinowym układem napędowym o przełożeniu zmiennym w sposób ciągły, Studia i monografie z. 141 Opole 2003.

[8] Renius, K. Th., Sauer, G., *Optimale Ketteneinspannung stufenloser Umschlingungsgetriebe*, 1996 Sonderforschungsbericht 365 Teilprojekt C1, s. 261-287.

[9] Srnik, J. Pfeiffer F., *Contact Mechanics of CVT Chain Drives*, Proceedings of The Society of Engineering Science32nd Annual Meeting, New Orleans USA 1995, s.581-582.

[10] Witsch, A., Faust, H., Homm, M., Teubert, A., Reuschel, M., Lauinger, Ch., *Entwicklungspotenziale für stufenlose Getriebe*, Automobiltechnische Zeitschrift 7-8/2003 s. 676-685.