

Bartosz RADZYMIŃSKI, Jarosław GOSZCZAK

SPRAWDZENIE METODYKI BADAŃ SZYBKOŚCI ZMIANY PRZEŁOŻENIA PRZEKŁADNI BEZSTOPNIOWEJ HYBRYDOWEGO UKŁADU NAPĘDOWEGO

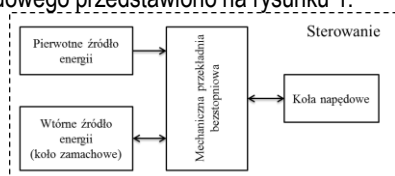
W artykule przedstawiono badania mające na celu sprawdzenie metodyki określania maksymalnej możliwej do uzyskania szybkości zmiany przełożenia przekładni bezstopniowej łączącej w hybrydowym układzie napędowym koła jezdne z mechanicznym akumulatorem energii.

WSTĘP

Nadchodzące przepisy dotyczące ograniczenia emisji szkodliwych związków zwartych w spalinach, wpływają na zwiększenie popularności bezstopniowych przekładni stosowanych w układach napędowych samochodów osobowych. Rozwiązanie takie przenieść się również może na zmniejszenie zużycia paliwa dzięki możliwości utrzymania silnika spalinowego w optymalnym ze względu na wymaganą w danym momencie strategię sterowania obszarze pracy.

Pomysłem na zwiększenie ogólnej sprawności układu napędowego jest zastosowanie dodatkowego (wtórnego) źródła energii, które mogłoby zastąpić silnik spalinowy w obszarach jego najgorszej sprawności, i które byłoby w stanie gromadzić energię traconą podczas zmniejszania prędkości pojazdu w celu późniejszego oddania jej. Idee takie realizują hybrydowe układy napędowe łącząc w różnych konfiguracjach pierwotne źródło energii, którym najczęściej jest silnik spalinowy, z wtórnym źródłem energii. Najczęściej stosowanym przez producentów samochodów wtórnym źródłem energii są akumulatory elektryczne współpracujące z silnikami i generatorami prądu. Więcej informacji na temat stosowanych konfiguracji hybrydowych układów napędowych znaleźć można w [1]. Każda konfiguracja układu hybrydowego, bez względu na rodzaj wtórnego źródła energii powinna zapewniać kompensację słabych stron jednego źródła zaletami drugiego źródła. Dzięki temu możliwe będzie umożliwienie obu źródłom energii pracy w zakresach ich największych sprawności.

Ciekawą alternatywą dla takich rozwiązań jest mechaniczny akumulator energii będący rozwiązaniem znacznie mniej skomplikowanym, a przez to tańszym w produkcji. O ile w układach napędowych wykorzystujących maszyny elektryczne moduł ten stanowić może odpowiednio połączona i sterowana przekładnia planetarna (e-CVT), o tyle w układzie napędowym z mechanicznym akumulatorem energii najbardziej racjonalnym wydają się być wykorzystanie mechanicznej przekładni bezstopniowej. Najlepiej tej samej, która w trybie pracy wykorzystującym tylko silnik spalinowy mogłaby pełnić rolę skrzyni biegów. Schemat takiego prototypowego hybrydowego układu napędowego przedstawiono na rysunku 1.

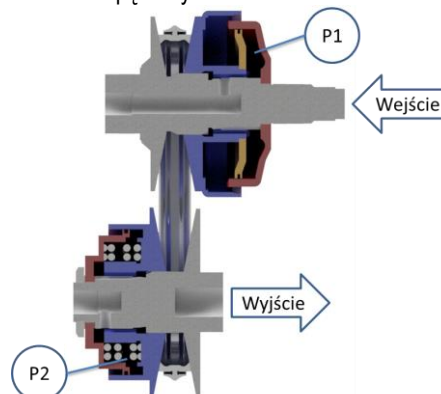


Rys. 1. Ogólny schemat prototypowego hybrydowego układu napędowego

1. PRZEDSTAWIENIE PROBLEMU

1.1. Prototypowy układ napędowy

Proponowany prototypowy hybrydowy układ napędowy zakłada zastosowanie mechanicznej przekładni bezstopniowej wykorzystującej łańcuch drabinkowy firmy LuK. Przekładnia ta ma pełnić rolę skrzyni biegów podczas wykorzystywania pierwotnego źródła energii oraz modułu bezstopniowego łączącego mechaniczny akumulator energii z kołami napędowymi samochodu.



Rys. 2. Schemat prototypowej przekładni bezstopniowej hybrydowego układu napędowego

Celem zastosowania mechanicznego akumulatora energii jest zgromadzenie w nim energii kinetycznej zwalnającego pojazdu po to, aby wykorzystać ją przy przyspieszaniu. Przy zwalnianiu pojazdu energia musi być przenoszona od coraz wolniej jadącego pojazdu do coraz szybciej kręcącego się koła zamachowego. Wynika stąd konieczność zmiany przełożenia między kołami pojazdu a kołem zamachowym w sposób ciągły. Podobnie jest przy przyspieszaniu pojazdu. Proces ładowania i rozładowywania akumulatora wymaga od przekładni bezstopniowej zmiany przełożenia w czasie trwania procesu hamowania lub rozpędzania samochodu, który jest znacznie krótszy niż czasy zmiany przełożenia wymagane przez bezstopniowy konwencjonalny układ napędowy.

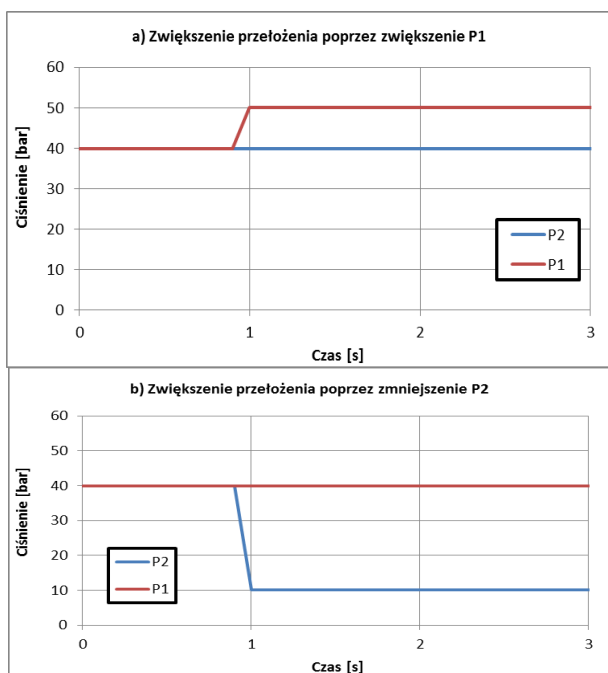
Funkcję bezstopniowej zmiany, spełnia tu przekładnia z przesuwными tarczami stożkowymi sprzęgniętymi łańcuchem drabinkowym. Przesuw tarcz realizowany jest przez siłowniki hydrauliczne o jednakowych polach powierzchni naporu oleju. Właściwy dopływ i ciśnienie oleju w siłownikach mają zapewnić zadane przełożenie i naciąg łańcucha wystarczający do przeniesienia chwilowego momentu obrotowego. Naciąg ten musi zapewnić brak nadmiernego

poślizgu łańcucha ale nie powinien być za duży by nie zwiększyć strat mechanicznych przekładni.

Określenie „nadmierny poślizg” odnosi się do poślizgu powodującego uszkodzenie powierzchni kontaktu łańcucha i kół stożkowych. Nie należy go utożsamiać z mikropoślizgami, które muszą wystąpić aby możliwe było przeniesienie momentu obrotowego. Więcej informacji na ten temat znaleźć można w [3].

W sytuacji, w której ciśnienia P1 oraz P2 są stałe, przełożenie jest ustalone i nie występują makropoślizgi, zmiana któregokolwiek z ciśnień spowoduje zmianę przełożenia oraz zmianę siły napinającej łańcuch. W omawianej przekładni, zderzaki mechanicznych ograniczników przesuwu kół stożkowych, umieszczono na kole pasowym znajdującym się po stronie źródła energii. Z tego powodu wtórne koło pasowe traktuje się jako odpowiedzialne za naciąg pasa ponieważ to koło nie oprze się o zderzak i będzie na nie działała siła wynikająca z ciśnienia oleju. Konsekwentnie koło pierwotne na ogół uważa się za odpowiedzialne za przełożenie. Z tego powodu w badaniach przekładni bezstopniowych najczęściej ustala się ciśnienie P2, zmieniając przełożenie ciśnieniem P1.

W sytuacji ruszenia od ustalonych warunków pracy, aby zmienić przełożenie przy stałym ciśnieniu P2, należy zmienić ciśnienie P1. Im ta zmiana będzie większa tym większa będzie prędkość zmiany przełożenia. Mechanizm przechodzenia łańcucha na inne promienie kontaktu z kołami, wymaga przyłożenia siły tym większej im większa ma być prędkość zmiany przełożenia. Problematiczna jest sytuacja gdy ciśnienie P1 znajduje się blisko skrajnych możliwych do uzyskania ciśnień, to napędzająca zmianę przełożenia różnica ciśnień początkowego i zadanego, jest ograniczona. W takim wypadku można zrezygnować ze stałości ciśnienia P2 i to ciśnienie wykorzystać do zmiany przełożenia. Sytuację taką przedstawiono na rysunku 3.



Rys. 3. Zwiększenie przełożenia poprzez a) zwiększenie P1; b) zmniejszenie P1

W sytuacji przedstawionej na wykresie 3b), możliwa do uzyskania różnica ciśnień w odniesieniu do stanu ustalonego, powodującego zwiększenie przełożenia jest znacznie większa (30bar) niż w sytuacji przedstawionej na wykresie 3a), gdzie różnica ciśnień w odniesieniu do stanu ustalonego jest znacznie mniejsza (10bar).

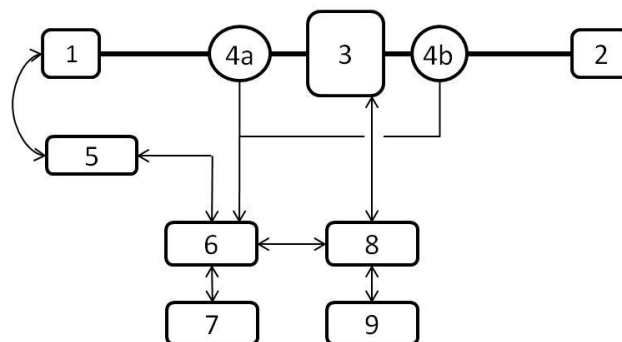
Z powyższych rozważań wynika, że w takim przypadku nie należy przypisywać terminów „siłownik ze stałym ciśnieniem” oraz „siłownik ze zmiennym ciśnieniem” do konkretnych siłowników. Powstaje jednak problem jak zapobiegać makropoślizgom łańcucha. Trudność w określeniu analitycznego równania podającego wymaganą siłę docisku łańcucha w stanach przejściowych wskazał na konieczność przeprowadzenia badań na stanowisku umożliwiającym symulację bezwładność samochodu. Stanowisko takie jest w trakcie budowy, a w celu wstępnego rozpoznania, wstępne badania wykonano na istniejącej stanowisku.

1.2. Obciążenie bezstopniowej przekładni

Obciążenie przekładni bezstopniowej podczas współpracy z wtórnym źródłem energii w prototypowym hybrydowym układzie napędowym, wynika z wymiany energii pomiędzy samochodem a mechanicznym akumulatorem energii. Podczas rekuperacji energii, moment obciążający przekładnię wynika ze zwiększania prędkości obrotowej koła zamachowego kosztem zmniejszania prędkości samochodu. W procesie oddawania nagromadzonej w kole zamachowym energii, obciążenie przekładni wynika ze zwiększania prędkości samochodu kosztem zmniejszania prędkości obrotowej koła zamachowego. Zjawiska te wynikają z drugiej zasady dynamiki Newtona.

2. STANOWISKO BADAWCZE

Na rysunku 4 przedstawiono schemat połączeń mechanicznych, hydraulicznych oraz elektrycznych znajdujących się na stanowisku badawczym.



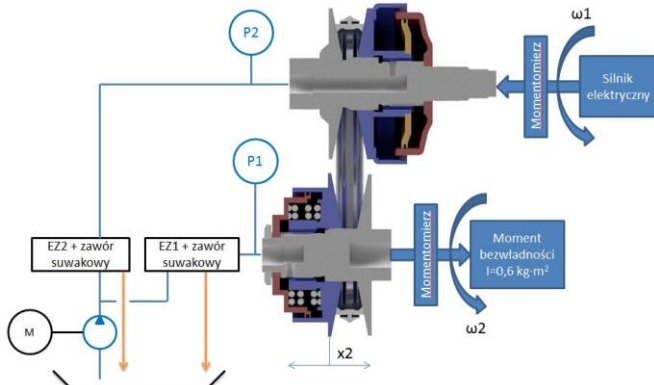
Rys. 4. Schemat stanowiska badawczego: 1-silnik elektryczny; 2-masa obciążająca; 3-przekładnia bezstopniowa; 4a, 4b-momentomierze; 5-falownik; 6-platforma sterująca; 7-interfejs operatora; 8-bloki hydrauliczne; 9-grupa hydrauliczna

Do napędu badanej przekładni bezstopniowej (3) wykorzystano maszynę elektryczną (1). Dzięki zastosowaniu falownika (5) możliwe było płynne sterowanie w zakresie prędkości obrotowych ± 3000 obr/min. Więcej informacji o zespole napędowym stanowiska znaleźć można w [4]. Elementem obciążającym przekładnię była wirująca masa (2) o momencie bezwładności $I=0,6$ kgm². W celu pomiaru momentu obrotowego na wejściu i wyjściu badanej przekładni użyto dwóch momentomierzy (4a oraz 4b).

Do smarowania oraz do sterowania ciśnieniami w siłownikach kół pasowych użyto zewnętrznej grupy hydraulicznej (9) o niezależnym od pracy badanego obiektu źródle napędu. Grupa ta zasilala bloki hydrauliczne (8) umożliwiające płynną zmianę ciśnienia (a przez to zmianę przełożenia oraz siły napinającej łańcuch). Układ ten pracował w zamkniętej pętli sterowania ciśnieniami.

Poprzez interfejs użytkownika (7), operator sterował platformą sterującą (6). Dzięki temu możliwe było nastawianie oraz odczyty-

wanie danych związanych z pracą stanowiska oraz badanego obiektu.



Rys. 5. Schemat podłączenia badanej przekładni do układu hydraulicznego i zespołu napędowego oraz hamującego

Podczas badań maszyna elektryczna sterowana była w trybie prędkości obrotowej, nastawionej na stałą wartość $n_{we} = 2000$ obr/min. Przełożenie przekładni bezstopniowej wyliczane było na podstawie wskazań czujników prędkości obrotowych kół pasowych jako iloraz prędkości obrotowej wyjściowego koła pasowego i wejściowego koła pasowego:

$$I_{cvt} = \frac{\omega_2}{\omega_1} \quad (1)$$

Dodatkowo podczas badań sprawdzane było położenie ruchomego koła stożkowego wyjściowego koła pasowego, które przeliczane było na przełożenie wynikające z promienia opasania. Porównanie tych dwóch wartości przełożeń pozwalało na stwierdzenie występowania poślizgu łańcucha.

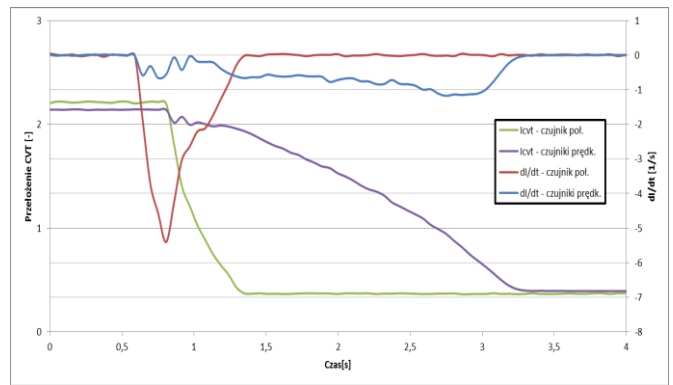


Rys. 6. Stanowisko badawcze

3. PRZEPROWADZONE BADAANIA

Celem przeprowadzonych badań było sprawdzenie metodyki określania maksymalnej możliwej do uzyskania szybkości zmiany przełożenia przekładni bezstopniowej łączącej w hybrydowym układzie napędowym koła jezdne z mechanicznym akumulatorem energii. Polegało to na ustaleniu jednego ciśnienia na stałym poziomie, ustaleniu drugiego z ciśnień o wartości zapewniającej zadane przełożenie, i naglej zmianie tego ciśnienia. Dana seria pomiarowa rozpoczynała się od małych zmian ciśnienia, a kończona była w momencie pojawienia się objawów wskazujących na wystąpienie poślizgu.

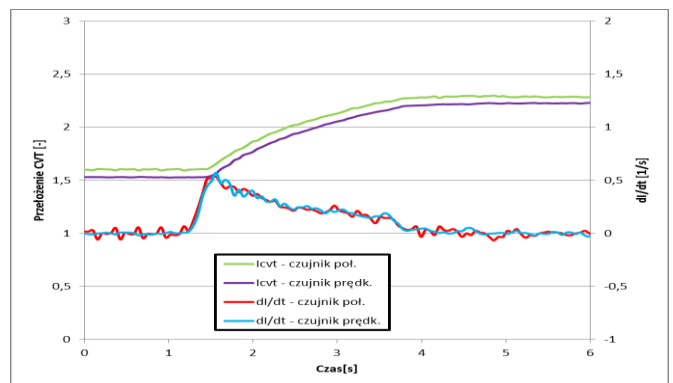
Pierwsze próby zakładały ustalenie ciśnienia w siłowniku wtórnego koła pasowego - P2.



Rys. 7. Przykładowy wynik z próby dla stałego ciśnienia P2

Na rysunku 7 przedstawiono przykładowe wyniki z próby dla stałego ciśnienia $P2 = 35$ bar. Dla zadanego skoku $\Delta P1 = 17$ bar wystąpił makropoślizg pasa – wskazuje na to inny przebieg krzywej przełożenia wynikający z położenia koła stożkowego niż krzywej przełożenia obliczonego z czujników prędkości kół pasowych oraz towarzyszący tej zmianie metaliczny hałas dobiegający z badanej skrzyni.

Kolejne próby zakładały utrzymanie na stałym poziomie ciśnienia w siłowniku pierwotnego koła pasowego.

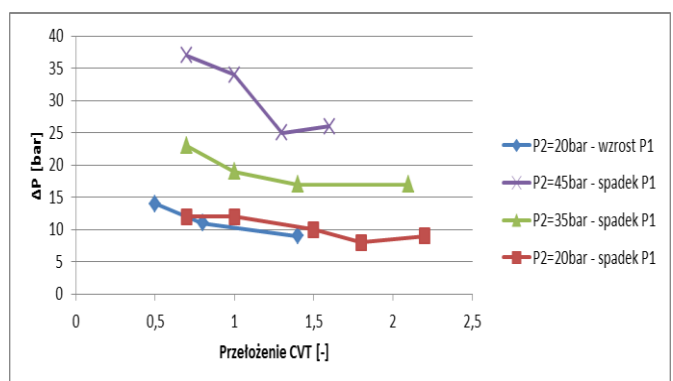


Rys. 8. Przykładowy wynik z próby dla stałego ciśnienia P1

Rysunek 8 przedstawia przykładowe wyniki z próby wykonanej dla stałego ciśnienia $P1 = 35$ bar. W tym przypadku pokrycie krzywych przełożeń wskazuje na niewystąpienie makropoślizgu ($\Delta P2 = 10$ bar).

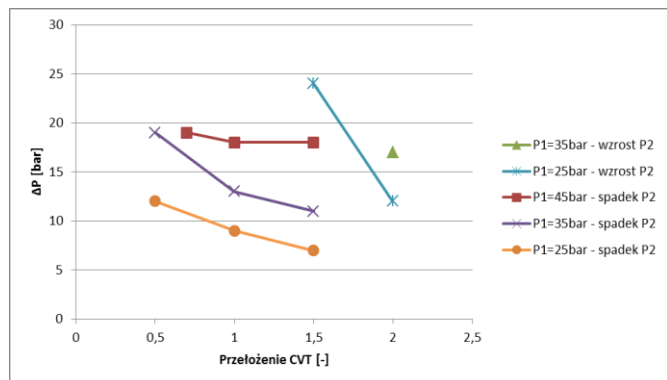
4. WYNIKI BADAŃ

Rysunki 9 oraz 10 przedstawiają graniczne wartości zmian ciśnienia powodujące zmianę przełożenia bez ryzyka wystąpienia poślizgów mogących zniszczyć przekładnię.



Rys. 9. Graniczne wartości $\Delta P1$ zapewniające niewystąpienie makropoślizgu

Dla ciśnień $P_2=35\text{bar}$ oraz $P_2=45\text{bar}$ podczas zwiększania ciśnienia P_1 (zwiększania przełożenia) nadmierny poślizg łańcucha nie występował. Jedyne przy ciśnieniu $P_1=20\text{bar}$ występowały poślizgi. Wynika to z dużej możliwej do osiągnięcia różnicy ciśnień.



Rys. 10. Graniczne wartości ΔP_2 zapewniające niewystąpienie makropoślizgu

Dla ciśnienia $P_1=45\text{bar}$ w ogóle nie zauważono wystąpienia makropoślizgu podczas zwiększania ciśnienia P_2 .

PODSUMOWANIE

Przeprowadzone badania wyraźnie wskazały, że większy skok ciśnienia w stosunku do jego wartości w stanie ustalonym przekłada się na większą szybkość zmiany przełożenia. Nie oznacza to jednak, że w każdym przypadku ciśnienie można zwiększać lub zmniejszać skokowo do wartości skrajnych (0 lub 50bar) ponieważ może to doprowadzić do wystąpienia poślizgu łańcucha. Rozwiązaniem tego problemu mogłoby być jednoczesne sterowanie zarówno ciśnieniem P_1 jak i P_2 . Wprowadzenie takiego rozwiązania wymagałoby zaimplementowania skomplikowanego algorytmu uwzględniającego dynamiczne zmiany sił docisku pasa i promieni opasania.

Wykonane badania potwierdziły poprawność metodyki prowadzenia badań, które zostaną przeprowadzone na stanowisku umożliwiającym zasymulowanie obciążenia przekładni bezstopniowej wynikającego z hamowania i rozpędzania zarówno samochodu jak i mechanicznego akumulatora energii. Stanowisko takie jest obecnie budowane w Katedrze Pojazdów i Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Łódzkiej.

BIBLIOGRAFIA

1. BOSCH, *Napędy hybrydowe, ogniwa paliwowe i paliwa alternatywne*, WKiŁ, Warszawa 2010.
2. BOSCH, *Elektroniczne sterowanie skrzynką biegów EGS*, WKiŁ, Warszawa 2005
3. Bonsen B. *Efficiency optimization of the push-belt CVT by variator slip control*. Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven, Eindhoven 2006
4. Pawelski Z. *Falowniki ABB + moc krążąca = oszczędność energii na stanowisku badawczym*. Napędy i Sterowanie, nr 4, 2005, s.14-16
5. Radzymiński B., Pawelski Z. *Wpływ parametrów zakłócających na pracę skrzyni biegów wyposażonej w przekładnię CVT*, „Problemy rozwoju maszyn roboczych” 2015.

PODZIĘKOWANIA

Autorzy niniejszego artykułu pragną podziękować panu prof. Zbigniewowi Pawelskiemu oraz panu dr Andrzejowi Wernerowi za ich pomoc w trakcie badań i przygotowanie tego artykułu.

Verifying the methodology for speed of ratio changes of continuously variable transmission of a hybrid drivetrain

The subject of the study was to verify the methodology for researches of speed of ratio changes of continuously variable transmission of a hybrid drivetrain.

Autorzy:

mgr inż. **Bartosz Radzymiński** – Politechnika Łódzka, Wydział Mechaniczny, Katedra Pojazdów i Podstaw Budowy Maszyn, bartosz.radzaminski@p.lodz.pl

mgr inż. **Jarosław Goszczak** - Politechnika Łódzka, Wydział Mechaniczny, Katedra Pojazdów i Podstaw Budowy Maszyn, jaroslaw.goszczak@p.lodz.pl

JEL: L62 DOI: 10.24136/atest.2018.153

Data zgłoszenia: 2018.05.23 Data akceptacji: 2018.06.15