

WPLYW OPORU PRZEPŁYWU CIECZY HYDRAULICZNEJ NA WYBRANE WŁAŚCIWOŚCI TRAKCYJNE POJAZDU Z NAPĘDEM PNEUMATYCZNO-HYDRAULICZNYM

W pracy przedstawiono symulację rozpędzania pojazdu z napędem pneumatyczno-hydraulicznym. Wykorzystuje on zamiast powszechnie stosowanego silnika spalinowego silnik hydrauliczny i pneumatyczny układ do wymuszania przepływu. Wykorzystywana jest w tym rozwiązaniu energia zgromadzona w sprężonym gazie. Układ zaworów pneumatycznych jak i hydraulicznych, wprowadza silnik hydrauliczny w ruch, a to pozwala na napędzanie pojazdu. W pracy omówiono wpływ strat ciśnienia hydraulicznego, powstającego w skutek przepływu cieczy hydraulicznej przez zawory hydrauliczne (straty miejscowe) w wybranych fazach ruchu pojazdu.

WSTĘP

W obecnym czasie, coraz częściej stawia się nacisk na rozwiązania proekologiczne związane z obniżeniem emisji gazów cieplarnianych[2]. Szacuje się że roczna emisja gazów cieplarnianych to około 30 miliardów ton rocznie, z czego transport ma udział na poziomie około 23 %. Jest to znaczący udział, który stwarza możliwość redukcji emisji takich związków jak dwutlenek węgla, tlenki azotu, czy też cząstki stałe.

Koncerny motoryzacyjne, w odpowiedzi na stawiane coraz to wyższe wymagania, zaczynają wprowadzać różnego rodzaju rozwiązania techniczne. Rozwiązania mające na celu redukcję emisji gazów cieplarnianych, a także redukcję zużycia paliw kopalnych. Takie rozwiązania skutkują wzrostem czystości atmosfery, a także tańszą eksploatacją pojazdu.

Starsze rozwiązania takie jak reaktor katalityczny czy też filtry cząstek stałych pozwalają na redukcję emisji gazów cieplarnianych. Natomiast obecnie wprowadza się coraz to nowsze systemy, takie jak np. funkcja start/stop. Polega ona na wyłączeniu silnika spalinowego w wybranych warunkach drogowych (w momencie zatrzymania pojazdu). Następnie uruchomienie go w momencie kiedy kierowca chce kontynuować jazdę. Rozwiązanie to ma szczególne znaczenie w eksploatacji pojazdu w warunkach miejskich, gdzie przestoje na skrzyżowaniach z sygnalizacją świetlną mogą być częste i długie, a zużycie paliwa i emisja wzrasta wraz ze wydłużeniem czasu pracy samochodu na biegu jałowym.

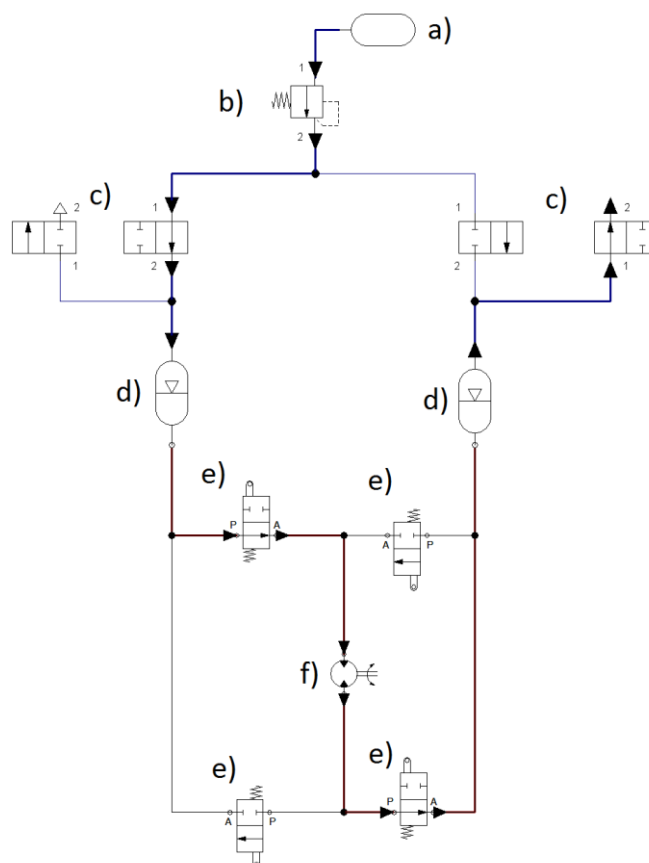
Innym rozwiązaniem jest system KERS. Wykorzystanie masy wirującej do gromadzenia energii podczas hamowania. Następnie użycie jej do ponownego ruszania pojazdu.

Można zauważyć, że coraz częściej stosuje się dodatkowe rozwiązania, mające na celu zredukowanie emisji gazów cieplarnianych a także wprowadzanie oszczędności w użytkowaniu obiektu.

Alternatywnym rozwiązaniem może być także pojazd z hybrydowym układem napędowym. Połączenie różnych wariantów takich jak połączenie silnika spalinowego z silnikiem elektrycznym. Połączenie silnika spalinowego z układem hydraulicznym[11]. Czy też układ hydraulicznego z układem elektrycznym [7].

W dostępnej literaturze jest wiele alternatywnych rozwiązań, a w powyższym tekście przedstawiono jedynie wybrane, w celu

przedstawienia możliwości redukcji emisji gazów cieplarnianych, czy też oszczędności finansowej..



Rys. 1. Schemat układu pneumatyczno-hydraulicznej jednostki napędowej.

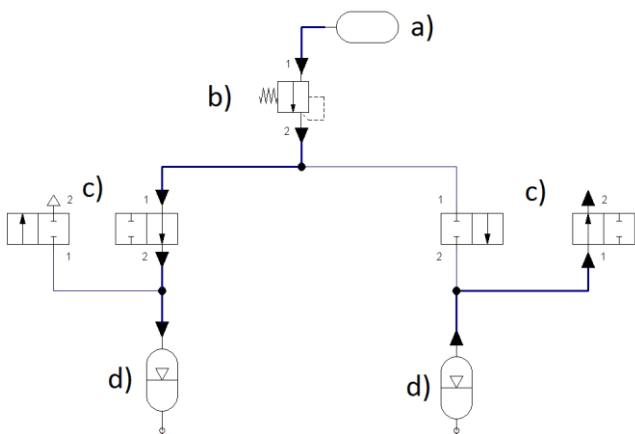
W pracy [1, 8] przedstawiono układ napędowy pneumatyczno-hydrauliczny. Wykorzystuje on sprężony gaz do wymuszenia przepływu cieczy w układzie hydraulicznym wprowadzając silnik hydrauliczny w ruch. Tym sposobem powstała możliwość napędzania pojazdu z pneumatyczno-hydrauliczną jednostką napędową. Na

rysunku 1 przedstawiono schemat układu pneumatyczno-hydraulicznej jednostki napędowej.

1. POJAZD Z NAPĘDEM PNEUMATYCZNO-HYDRAULICZNYM

1.1. Układ pneumatyczny pneumatyczno-hydraulicznej jednostki napędowej

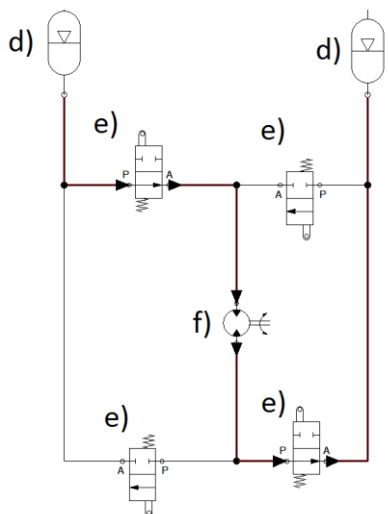
Na układ pneumatyczny pneumatyczno-hydraulicznej jednostki napędowej składa się przede wszystkim źródło energii. Sprężony gaz w zbiorniku głównym (rys.2.a.) jest nim właśnie i służy w tym przypadku do wytworzenia ciśnienia które jest podstawą dla układu napędzania pojazdu. Następnie poprzez reduktor (rys.2.b.), ciśnienie gazu zostaje ustalone na wybranym poziomie, pozwalając tym samym zarządzać ciśnieniem w konwerterze pneumatyczno hydraulicznym (rys 2.d).



Rys. 2. Schemat układu pneumatycznego

Następnie przez układ zaworów pneumatycznych (rys.2.c.) gaz pod ciśnieniem kierowany jest, do jednego z dwóch konwerterów energii. Konwertery energii (rys.2.d.) służą do wywarcia nacisku na ciecz hydrauliczną. Przekazują energię z sprężonego gazu do układu hydraulicznego.

1.2. Układ hydrauliczny pneumatyczno-hydraulicznej jednostki napędowej



Rys. 3. schemat układu hydraulicznego

Układ hydrauliczny pneumatyczno-hydraulicznej jednostki napędowej ma za zadanie odebrać ciśnienie od układu pneumatycz-

nego. Następnie poprzez układ odpowiednio dobranych zaworów hydraulicznych (rys.3.e.) skierować strumień cieczy hydraulicznej do silnika hydraulicznego (rys.3.f).

Wykorzystując układ zaworów jak na rysunku 2, istnieje możliwość przetłaczania cieczy hydraulicznej z jednego konwertera energii do drugiego i odwrotnie. A za razem wprowadzania silnika hydraulicznego w ruch obrotowy w tym samym kierunku bez znaczenia w którą stronę jest przetłaczana ciecz hydrauliczna pomiędzy konwerterami energii.

1.3. Napęd pojazdu

Do napędzania pojazdu wykorzystano silnik hydrauliczny orbitalny Eaton seri J 129, taki jak użyto w pracy [1]. Znamienny tym że przy niższej prędkości obrotowej uzyskuje wyższy moment obrotowy niż przy wysokich. Następnie poprzez przekładnię łańcuchową o przełożeniu $i_c=3,66$, moment napędowy z silnika hydraulicznego jest przekazywany na koła.

2. STRATY HYYDRAULICZNE W POJEJDZIE Z NAPĘDEM PNEUMATYCZNO-HYDRAULICZNYM

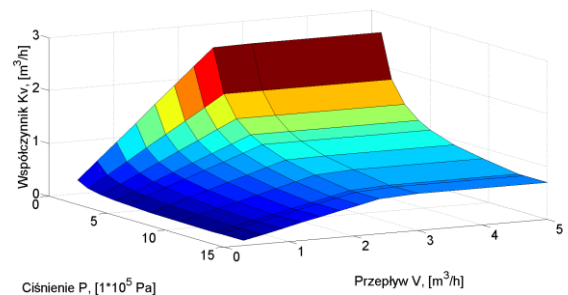
Pojazd z napędem pneumatyczno-hydraulicznym stanowi alternatywne rozwiązanie dla pojazdów zasilanych paliwami płynnymi. Rozpatrując ewentualne oszczędności energetyczne pojazdu, należy zwrócić uwagę na takie czynniki jak straty ciśnienia w układzie hydraulicznym.

W pojeździe z układem napędowym pneumatyczno-hydraulicznym występują liczne zawory hydrauliczne jak i przewody, doprowadzające ciecz roboczą z jednego konwertera energii do drugiego, wprowadzając silnik hydrauliczny w ruch.

Ilość tych elementów jest znacząca i uwzględnienie ich wpływu w obliczeniach trakcyjnych pojazdu, pozwoli dokładniej przybliżyć wartości uzyskane z symulacji do rzeczywistego obiektu.

3. OBLICZENIA STRAT CIŚNIENIA HYDRAULICZNEGO W POJEJDZIE Z PNEUMATYCZNO-HYDRAULICZNYM UKŁADEM NAPĘDOWYM

Do obliczeń wykorzystano równanie Bernouliego (1) do określenia prędkości przepływu cieczy.



Rys. 4. Mapa K_v w zależności od ciśnienia hydraulicznego P i przepływu V

Natomiast do wyznaczania strat ciśnienia w układzie hydraulicznym wykorzystano dane podane przez producenta [3], a następnie estymowano wartości współczynnika K_v opisującego opór przepływu i wyznaczono zależność w zależności K_v do ciśnienia hydraulicznego P i strumienia objętościowego V , którą przedstawiono na rysunku 4. W modelowanym obiekcie uwzględniono straty miejscowe generowane przez zawory hydrauliczne. Pominięto straty liniowe wynikające z długości i przekroju przewodu. Pominięto je ze

względem iż uznano je za inifitezymalne, ponieważ przy ciśnieniu hydraulicznym na poziomie $80 \cdot 10^5 \text{Pa}$ wynoszą poniżej $1 \cdot 10^5 \text{Pa}$.

$$e_m = \frac{v^2}{2} + gh + \frac{p}{\rho} = \text{const} \quad (1)$$

Gdzie:

e_m – energia jednostki masy płynu,

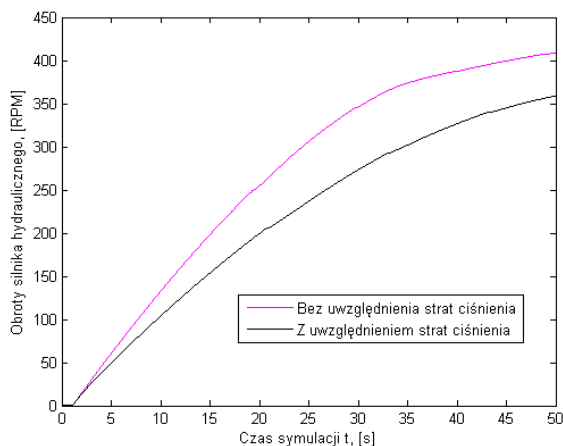
ρ – gęstość płynu,

v – prędkość płynu,

h – wysokość w układzie odniesienia,

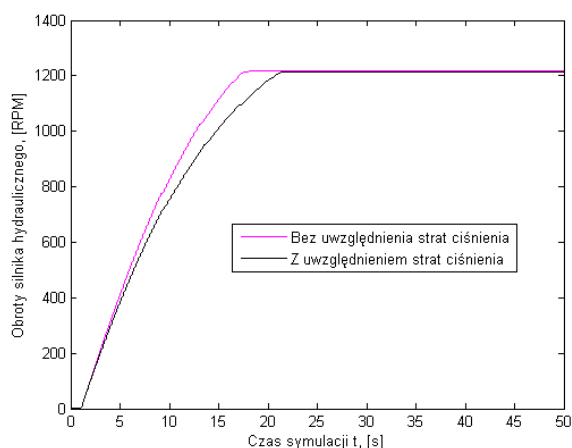
g – przyspieszenie ziemskie,

p – ciśnienie płynu.



Rys. 5. Zmiana obrotu silnika hydraulicznego w zależności do czasu symulacji przy zadanym ciśnieniu hydraulicznym na poziomie $20 \cdot 10^5 \text{Pa}$

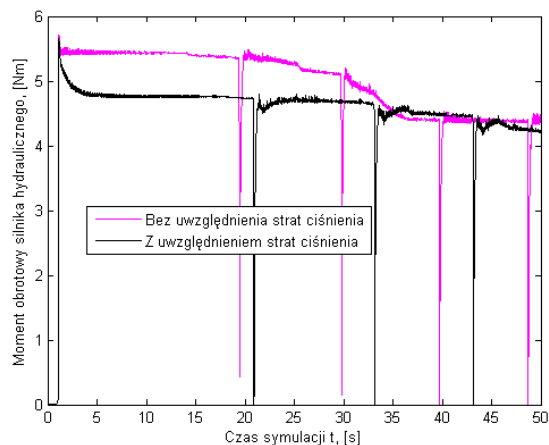
Dokonano symulacji rozpędzania. Analizowano prędkość obrotowa silnika hydraulicznego z uwzględnieniem strat ciśnienia i pomijając je dla dwóch wybranych ciśnień ustalonych na konwerterach energii: $20 \cdot 10^5 \text{Pa}$ i $80 \cdot 10^5 \text{Pa}$ co przedstawia rysunek 5 i 6. W symulacji wzięto pod uwagę pojazd Adly firmy ATV o następujących parametrach.



Rys. 6. Obroty silnika hydraulicznego do czasu symulacji przy zadanym ciśnieniu hydraulicznym na poziomie $80 \cdot 10^5 \text{Pa}$

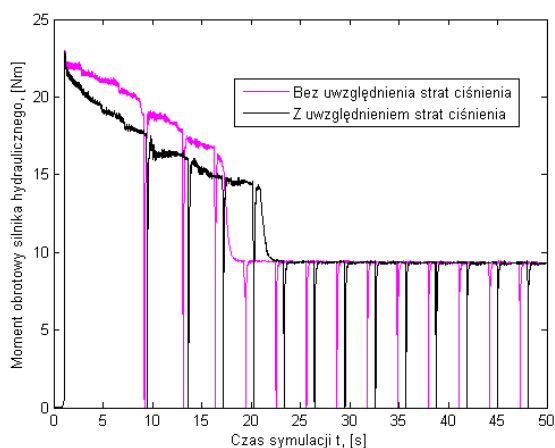
Dopuszczalna masa całkowita 300 kg, pojazd czterokołowy z przekładnią łańcuchową o przełożeniu $i_c=3,66$. W symulacji wzięto pod uwagę rozpędzanie pojazdu przez czas 50 sekund. Przedstawione wyniki przedstawiają stan nieustalony, natomiast przy niektórych momentach można dostrzec stan ustalony. Na rysunku 6 i 8 widoczna jest faza rozpędzania pojazdu w czasie symulacji od 0 do

16 sekundy w przypadku pominięcia strat ciśnienia. Dla uwzględnienia strat ciśnienia czas się wydłuża i trwa od 0 do 20 sekundy symulacji. Mowa w tedy o stanie nieustalonym. Następnie po tym czasie pojazd przechodzi w fazę ruchu ustalonego, odpowiednio dla pominięcia strat ciśnienia wynosi od 16 sekundy do 50 sekundy, a dla uwzględnienia strat ciśnienia czas jest od 20 sekundy do 50 sekundy symulacji.



Rys. 7. Moment obrotowy silnika hydraulicznego do czasu symulacji dla ciśnienia hydraulicznego na poziomie $20 \cdot 10^5 \text{Pa}$

Jak można zauważyć na rysunku 5 i 6, uwzględnienie strat ciśnienia zmniejsza prędkość obrotową silnika orbitalnego. Przy zadanym ciśnieniu $20 \cdot 10^5 \text{Pa}$ pojazd w czasie symulacji 50 sekund nie uzyskuje stanu ustalonego. Różnica obrotów silnika jest na poziomie 50 obr/min. Natomiast dla ciśnienia $80 \cdot 10^5 \text{Pa}$ pojazd uzyskuje wartość stanu ustalonego dla prędkości obrotowej silnika po czasie 16 sekund symulacji dla pominięcia strat ciśnienia. Dla uwzględnienia strat ciśnienia czas potrzebny do uzyskania stanu ustalonego się wydłuża i uzyskano go w 20 sekundzie symulacji. Co także ma znaczenie dla innych wartości takich jak moment obrotowy silnika hydraulicznego.

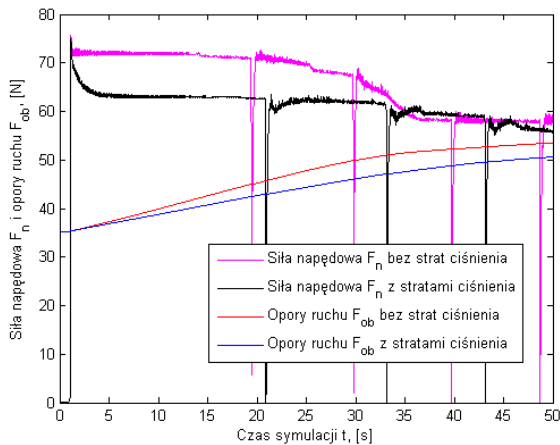


Rys. 8. Moment obrotowy silnika hydraulicznego do czasu symulacji dla ciśnienia hydraulicznego na poziomie $80 \cdot 10^5 \text{Pa}$

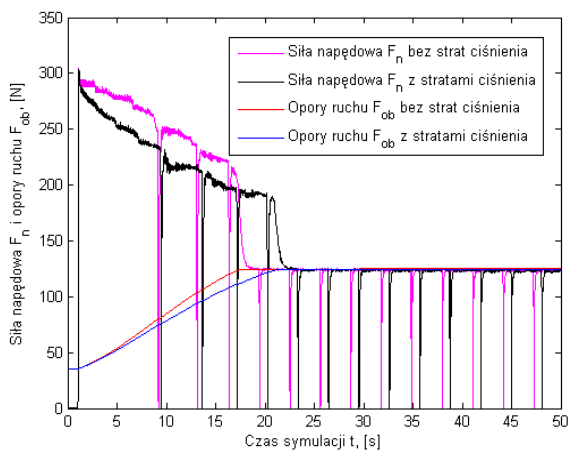
Na rysunku 7 i 8 przedstawiono zmianę momentu obrotowego silnika hydraulicznego uwzględniając i pomijając straty ciśnienia generowane przez zawory hydrauliczne, a także przedstawiono je dla ciśnień $20 \cdot 10^5 \text{Pa}$ i $80 \cdot 10^5 \text{Pa}$. Jak można zauważyć, moment obrotowy generowany przez silnik hydrauliczny dla ciśnienia hydraulicznego na poziomie $80 \cdot 10^5 \text{Pa}$ uzyskuje wartość ustaloną po

czasie 23 sekund symulacji. Wynika to z oporów ruchu, a także z ograniczeń konstrukcyjnych. Podczas rozpędzania pojazdu wartość momentu obrotowego będzie się zmieniać, zaś przy stałej prędkości moment obrotowy jest na stałym poziomie co widać na rysunku 8 po 23 sekundzie symulacji.

Podobną zależność można zauważyć przy rozpatrzeniu siły napędowej pojazdu i sumie oporów ruchu. Im bardziej wzrasta siła oporów ruchu tym bardziej spada siła napędowa (ze względu na charakterystykę silnika hydraulicznego. W momencie wyrównania tych sił pojazd będzie poruszał się ruchem jednostajnym [4, 7, 10] a przyspieszenie będzie się równać 0m/s^2 .



Rys. 9. Siła napędowa F_n i suma oporów ruchu F_{ob} do czasu symulacji przy zadanym ciśnieniu hydraulicznym $20 \cdot 10^5 \text{Pa}$

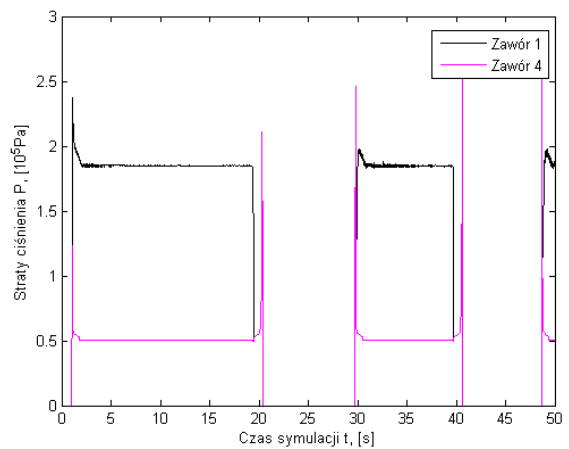


Rys. 10. Siła napędowa F_n i suma oporów ruchu F_{ob} do czasu symulacji przy zadanym ciśnieniu hydraulicznym $80 \cdot 10^5 \text{Pa}$

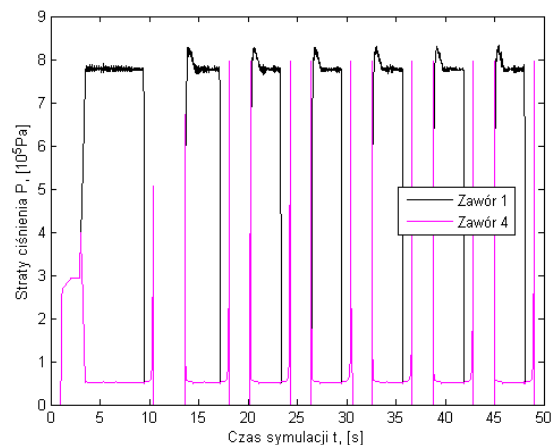
Spadek ciśnienia hydraulicznego na zaworach hydraulicznych ma znaczenie przy rozpędzaniu pojazdu [5, 6], warunkach niestabilnych, na co wskazują rysunki od 5 do 10. Natomiast po uzyskaniu stanu ustalonego, gdzie siła napędowa F_n i opory ruchu F_{ob} zaczynają być sobie równe, znaczenie strat ciśnienia hydraulicznego nie odgrywa tak znaczącej roli pomimo że są na poziomie odpowiednio dla ciśnienia zadanego $20 \cdot 10^5 \text{Pa}$ wynoszą prawie $2 \cdot 10^5 \text{Pa}$, a w przypadku ciśnienia zadanego $80 \cdot 10^5 \text{Pa}$ wynoszą $8 \cdot 10^5 \text{Pa}$.

Stwierdzić można, że straty ciśnienia hydraulicznego, na zaworach hydraulicznych, największy wpływ mają na rozpędzanie pojazdu. Zaś w warunkach ustalonych ich znaczenie spada. Może to być związane z jednostajnym obciążeniem silnika hydraulicznego. Na rysunkach 11 i 12 przedstawiono straty ciśnienia hydraulicznego na zaworach hydraulicznych. Zawory hydrauliczne do ciągłej pracy przełączają się „na krzyż”. Licząc od lewego górnego zaworu jako

zawór pierwszy, drugi to prawy górny zawór. Trzeci to dolny lewy zawór a czwarty to prawy dolny zawór. Rozpatrując zawór 1 i 4, który podczas pracy układu hydraulicznego pozwalają na przepływ cieczy hydraulicznej z lewej strony do prawej uzyskujemy wyniki jak przedstawiono na rysunkach 11 i 12. Jak można zauważyć zawór 1 generuje większe straty ciśnienia niż zawór 4. Wynika to z faktu, że przez zawór 1 przepływa ciecz hydrauliczna o ciśnieniu zadanym do silnika hydraulicznego. Natomiast na zaworze 4 ciśnienie jest pomniejszone przez silnik hydrauliczny i generuje mniejsze straty, co wynika z wykresu 11 jak i 12. W przypadku zastosowania wyższego ciśnienia roboczego w układzie hydraulicznym zmienia się poziom strat ciśnienia i wynosi on $8 \cdot 10^5 \text{Pa}$ dla ciśnienia $80 \cdot 10^5 \text{Pa}$. Dla wyższego ciśnienia hydraulicznego podczas rozpędzenia zwiększa się także przepływ cieczy hydraulicznej (ponieważ pojazd skutecznie przyspiesza). Przekłada się to na częstsze przełączanie pomiędzy zaworami hydraulicznymi by przetłoczyć ciecz hydrauliczną pomiędzy konwerterami energii.



Rys. 11. Straty ciśnienia na zaworze hydraulicznym do czasu symulacji przy zadanym ciśnieniu hydraulicznym $20 \cdot 10^5 \text{Pa}$



Rys. 12. Straty ciśnienia na zaworze hydraulicznym do czasu symulacji przy zadanym ciśnieniu hydraulicznym $80 \cdot 10^5 \text{Pa}$

Na rysunkach od 7 do 12 można zauważyć gwałtowne przeskoki wartości (tzw. szpilki). Wynikają one z faktu przełączania się zaworów w taki sposób by wymusić na silniku hydraulicznym przepływ w tą samą stronę niezależnie od przepływu cieczy hydraulicznej z lewego konwertera energii do prawego, czy też odwrotnie. Szpilki wynikają z chwilowej zmiany przepływu cieczy roboczej jak i zmian ciśnienia spowodowanym przełączaniem się zaworów. W wynikach symulacyjnych skoki wartości są znaczące. Natomiast

można się spodziewać że w przypadku rzeczywistego obiektu mogą one się różnić i mieć mniejszą wartość i czas trwania.

PODSUMOWANIE

Na podstawie wyników symulacji stwierdzić można że straty ciśnienia hydraulicznego w pojeździe z napędem pneumatyczno-hydraulicznym mają duże znaczenie. Największe mają w przypadku rozpędzania pojazdu czy też gwałtownych przyspieszeń gdy układ hydrauliczny chwilowo pracuje ze zwiększonym ciśnieniem. Ważne jest także rozpatrzenie rodzaju cieczy stosowanej w układzie na co zwrócono uwagę w pracy Slanina i Spalka [9]. Przekłada się to na szereg wartości takich jak moment obrotowy generowany przez silnik hydrauliczny. Następnie ma wpływ na siłę napędową pojazdu.

W przypadku poruszania się pojazdu w warunkach ustalonych znaczenie strat ciśnienia hydraulicznego zmniejsza się.

Znaczenie strat ciśnienia ma wpływ na przebytą drogę przez pojazd w zależności od ciśnienia a także na prędkość pojazdu. Dla ciśnienia $20 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ i pominięciem strat ciśnienia droga przebyta przez pojazd jest równa 119 metrów w czasie symulacji 50 sekund. Uwzględniając straty wynosi ona 98,5 metra. Jest to mniejszy dystans o 17 %. Podobnie w przypadku ciśnienia $80 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ droga bez uwzględnienia strat ciśnienia wynosi 273,5 metra dla czasu symulacji 50 sekund. Dla uwzględnienia strat ciśnienia droga wynosi 238,4 metra. Różnica jest na poziomie 13 %.

Dla prędkości pojazdu straty ciśnienia również mają znaczenie. Dla ciśnienia $20 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ z pominięciem strat ciśnienia hydraulicznego pojazd uzyskuje prędkość 4,24 m/s a dla uwzględnienia strat 3,5 m/s. przy zadanym wyższym ciśnieniu $80 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ i pominięciu strat ciśnienia prędkość wynosi 9,5 m/s a dla uwzględnienia strat ciśnienia prędkość wynosi 8,2 m/s.

Jak można zauważyć wpływ straty ciśnienia hydraulicznego generowany na zaworach hydraulicznych ma znaczenie. Różnice w przebytych dystansie jak i uzyskanej prędkości, względem strat ciśnienia hydraulicznego różnią się. W związku z powyższym różnica tych wartości jest na poziomie około 15 % i należy je uwzględnić.

Wyniki symulacji należy bezwzględnie porównać z rzeczywistymi właściwościami obiektu, co będzie przedmiotem dalszych działań Autorów.

BIBLIOGRAFIA

1. Czok R., Brol S.: Concept of vehicle with pneumatic-hydraulic powertrain, Proceedings of the institute of vehicles 3(107)-2016, s11-17

2. Available – 18.02.2016.r:
http://www.eia.gov/cfapps/ipdbproject/iedindex3.cfm?tid=90&pid=44&aid=8#_blank
3. Dostęp 18.02.2017r:
<http://www.oleodinamica2mp.it/cataloghi/schede/SVCP-S08-TS3.pdf>
4. Hatti R.: Hydraulic Hybrid Vehicle, International Journal of Engineering Research and General Science Volume 3, Issue 1, January-February, 2015.
5. Kudźma Z., Stosik M., Herok S.: Stanowisko do wyznaczania charakterystyk statycznych i dynamicznych zaworów proporcjonalnych, PAR nr 3/2014, s.112-119
6. Lenc-Brol A., Brol S.: Badania elementów systemu recyrkulacji spalin, Red: Bieniek A., Opole: Ofic. Wydaw.PO 2012, s69-91, Studia i Monografie/ PO z. 312
7. Schumack M., Bodke S.: Improving the energy density of Hydraulic hybrid vehicles (hhvs) And evaluating plug-in hhvs, Report No: MIOH UTC AF12p1-2 2010-Final, MDOT No. RC1545.
8. Shaw D., Yu J., Chieh Ch.: Design of a Hydraulic Motor System Driven by Compressed Air, Energies Vol. 6, pp. 3149-3166, 2013.
9. Slanina F., Spalek J: Analiza wpływu rodzaju cieczy roboczej pracującej na układ hydrauliczny na temperaturę i straty mocy, Szybkobieżne Pojazdy Gąsienicowe, (22) nr1 2007
10. Stefański T., Zawarczyński Ł.: Sterowanie przepływem i prędkością silnika hydraulicznego w układzie z falownikiem napędowym pompy, Napędy i Sterowanie, nr 2, luty 2012r. s. 72-77
11. Wu B., Lin C.C., Filipo Z., Peng H., Assanis D.: Optimal power management for a hydraulic hybrid delivery truck. Veh. Syst. Dyn. 2004, 42, 23–40.

The effect of hydraulic fluid resistance on selected properties of vehicle with pneumatic-hydraulic drive

Paper discussed the important of hydraulic resistance in a pneumatic-hydraulic drive. It shows how parameters like driving force and driving resistance changes. As can be seen torque and RPM change when the pressure resistance are taken into account or not.

Autorzy:

mgr inż. **Rafał Czok** – Politechnika Opolska, Wydział Mechaniczny, Katedra Pojazdów,
dr hab. inż. **Sebastian Brol**, prof. PO – Politechnika Opolska, Wydział Mechaniczny, Katedra Pojazdów.