

Symulacja pracy układu wykonawczego i sterującego stanowiska badawczego układu napędowego samochodu z automatyczną skrzynią biegów

GRZEGORZ ŚLASKI, JANUSZ WALKOWIAK

Politechnika Poznańska, Instytut Maszyn Roboczych i Pojazdów Samochodowych

Do przeprowadzania badań nad procesami występującymi w automatycznej skrzyni biegów w warunkach laboratoryjnych autorzy projektują stanowisko badawcze zespołu napędowego z automatyczną skrzynią biegów. Silnik oraz skrzynia są obiektami z pojazdu, natomiast za symulowanie warunków ruchu odpowiada układ generowania obciążeń układu napędowego. Budowa tego układu w oparciu o podzespoły wykorzystywane w pojazdach samochodowych jest przedmiotem prac konstrukcyjnych i badawczych autorów niniejszego referatu.

W celu przyspieszenia prac konstrukcyjnych oraz potwierdzenia przyjętych założeń zdecydowano się wykorzystać możliwości symulacji procesów dynamicznych, które zachodzą w zbudowanym układzie. Budowa modelu symulacyjnego ma także istotne znaczenie dla zaprojektowania układu sterowania zespołem hamulca ciernego i elektrowirwego.

Ze względu na wcześniej wykonane prace, dotyczące budowy modelu symulacyjnego samego układu napędowego – silnika i skrzyni biegów [4], w niniejszej publikacji przedstawiono tylko zagadnienia związane z budową modelu części generującej obciążenie układu napędowego wraz ze wstępnym układem sterującym.

1 Ogólne założenia stanowiskowej symulacji pracy układu napędowego z automatyczną skrzynią biegów

Celem prac badawczych i konstrukcyjnych podjętych przez autorów jest budowa stanowiska badawczego umożliwiającego prowadzenie w warunkach laboratoryjnych symulacji pracy układu napędowego samochodu osobowego z automatyczną skrzynią biegów w trybie symulacji odtwarzającej oraz symulacji prognostycznej.

W pierwszym przypadku zakłada się prowadzenie symulacji na bazie danych zebranych podczas rzeczywistej eksploatacji pojazdu dotyczących dwóch parametrów - stopnia otwarcia przepustnicy silnika oraz prędkości obrotowej wału napędowego (zależnej w większości warunków badań liniowo od prędkości wzdłużnej samochodu). Układ sterujący stanowiska regulując otwarcie przepustnicy silnika na stanowisku na bazie zebranych danych, jednocześnie steruje poziomem momentu oporów ruchu obciążającego układ napędowy tak, aby w efekcie uzyskać zgodność z zapisanym w trakcie badań przebiegiem zmian prędkości obrotowej wału napędowego.

W symulacji prognostycznej, zadanie polega na uzyskaniu możliwości zadawania dowolnego przebiegu zmian otwarcia przepustnicy i automatycznym generowaniu momentu oporów ruchu adekwatnie do przyjętych arbitralnie parametrów drogi i czynników wpływających na opory ruchu pojazdu.

W przypadku obu symulacji wykorzystany zostanie ten sam układ wykonawczy generowania momentu oporów ruchu sterowany według innego programu sterującego. Wyniki przykładowych badań drogowych pozwalających ocenić wymagania wobec układu wykonawczego stanowiska przedstawiono we wcześniejszej publikacji autorów [3].

Ograniczeniem projektowanego układu wykonawczego jest możliwość symulowania sytuacji tylko takich, w których siły zewnętrzne występują w roli oporów ruchu a nie sił napędzających pojazd (np. zjazd ze wzniesienia). Zakłada się możliwość uwzględnienia takiego stanu tylko w granicach wartości oporów toczenia i powietrza, które mogą być w pewnych sytuacjach minimalizowane do zera dla uwzględnienia działającej dodatnio składowej siły ciężkości podczas zjazdu ze wzniesienia.

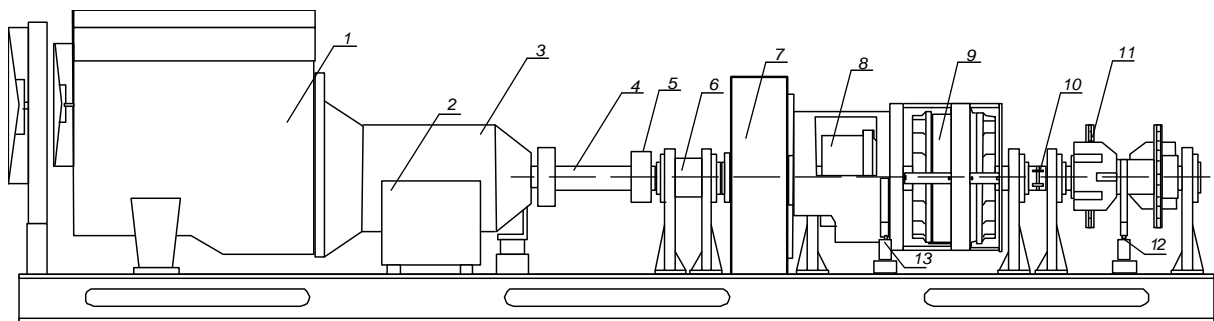
Wykorzystanie wyżej opisanej koncepcji pozwoli na prowadzenie dokładniejszych badań dotyczących procesów zachodzących w układzie samej skrzyni biegów w warunkach o większych możliwościach badawczych niż w przypadku korzystania z badań w warunkach drogowych.

2 Struktura budowy stanowiska do symulacji

Stanowisko badawcze, którego symulację opisane w niniejszym artykule, zbudowane jest z silnika wraz z automatyczną skrzynią biegów oraz zespołu hamulców ciernego i elektrowirowego a także masy wirującej służących do generowania momentu oporów ruchu.

Masa wirująca w postaci koła zamachowego symuluje opory bezwładności, a hamulce pozostałe opory ruchu. Większość obciążenia przejmuje hamulec elektrowirowy, ale ze względu na charakter pracy nie zapewni on odpowiedniego momentu hamującego w całym zakresie symulacji. Dlatego niezbędne jest zastosowanie hamulców ciernych, które uzupełniają go w przypadku, gdy wymagane opory przekroczą możliwości hamulca elektrowirowego. Ma to miejsce przy niewielkich prędkościach obrotowych i podczas postoju pojazdu, podczas którego hamulce cierne muszą pokonać moment wleczenia powstający na skutek pracy przekładni hydrokinetycznej w automatycznej skrzyni biegów.

Ponieważ dopuszczalna prędkość obrotowa hamulca elektrowirowego i hamulca ciernego są ograniczone konieczne jest zastosowanie reduktora, aby nie wykraczać poza dopuszczalne prędkości obrotowe dla tych hamulców. Do zmiany prędkości obrotowej zastosowana zostanie przekładnia planetarna o przełożeniu wynoszącym $i_r=2,72$.



Rys. 1. Schemat budowy stanowiska badawczego:

1-silnik, 2-panel kontrolny, 3- automatyczna skrzynia biegów, 4-wał napędowy, 5- moment omierz na wale, 6 – sprzęgło tulejowe (lub elastyczne), 7- masa wirująca wraz z obudową, 8-reduktor, 9 – hamulec elektrowirowy, 10 – sprzęgło przeciążeniowe, 11-zespół hamulców ciernych, 12-czujnik momentu hamulców ciernych, 13-czujnik momentu hamulca elektrowirowego

Fig. 1. Schematic diagram of test bench

1-engine, 2-control panel, 3- automatic gearbox, 4-driveshaft, 5- driveshaft torque sensor, 6 – clutch, 7- rotating inertia with case, 8-reduction gear, 9 – Eddy current brake, 10 – overload clutch, 11-friction clutch, 12-friction clutch torque sensor, 13- Eddy current brake torque sensor

Ponieważ moment hamujący będą wytwarzały dwa rodzaje hamulców należy odpowiednio nimi sterować. Do precyzyjnego i łatwego kontrolowania hamulca elektrowirowego użyte będzie sterowanie sygnałem impulsowym (PWM). Natomiast o sile hamulca ciernego decydować będzie wartość ciśnienia w układzie hydraulicznym.

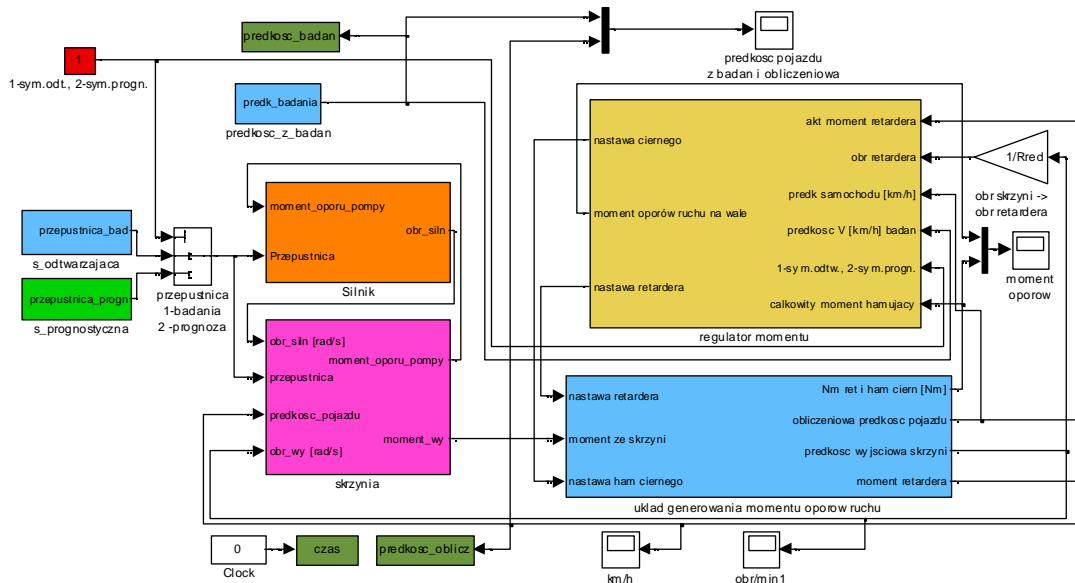
3 Model części wykonawczej stanowiska

We wcześniejszych publikacjach autorów opisano model silnika i automatycznej skrzyni biegów [3]. W niniejszej publikacji przedstawiono model wykorzystany do analizy pracy części wykonawczej – generującej moment oporów ruchu.

Składają się na niego modele składowe:

- masy wirującej modelującej bezwładność samochodu,
- hamulca elektrowirowego – model generowania momentu hamującego oraz model zmian temperatury,
- hamulca ciernego– model generowania momentu hamującego oraz model zmian temperatury,
- układu sterującego – model sterowania nastawą hamulca ciernego oraz elektrowirowego oraz regulator prędkości wału napędowego.

Ogólna struktura nadrzędnej warstwy modelu stanowiska zilustrowana jest na rysunku 2.



Rys. 2. Struktura nadrzędnej warstwy modelu stanowiska wraz z układem napędowym w Simulinku.
Fig. 2. Model view of test bench and driveline build in Simulink.

3.1 Model masy wirującej

Ponieważ hamulce działają z pewnym opóźnieniem siła bezwładności będzie symulowana przez masę wirującą w postaci walca o odpowiednim momencie bezwładności.

Dobór momentu bezwładności zastępczej masy wirującej uwarunkowany jest uzyskaniem porównywalności energii kinetycznej pojazdu w ruchu oraz energii kinetycznej wirujących elementów stanowiska napędzanych przez badany układ napędowy. W skład energii kinetycznej pojazdu wchodzi energia ruchu postępowego masy całkowitej pojazdu oraz energia kinetyczna w ruchu obrotowym mas wirujących w pojeździe.

Na stanowisku badawczym poprzez instalację większej części samochodowego układu napędowego (silnika, skrzyni biegów i częściowo wału napędowego) uzyskuje się odwzorowanie znacznej części energii mas wirujących występujących w samochodzie.

Ze względu na zastosowanie reduktora pomiędzy masą wirującą a hamulcami elektrowirowym i ciernymi jego bezwładność może zostać uznana za zbliżoną do bezwładności przekładni głównej. Różnica dotyczy więc momentu bezwładności rotora i tarcz hamulcowych na stanowisku badawczym oraz kół jezdnych wraz z tarczami hamulcowymi w samochodzie.

Na podstawie danych technicznych, pomiarów i danych literaturowych przyjęto do zamodelowania masę samochodu równą 1605 kg, moment bezwładności jednego koła jezdnych równy $0,65 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, moment bezwładności rotora hamulca elektrowirowego $1,69 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ oraz moment bezwładności jednej tarczy na stanowisku badawczym równy $0,2 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$. Po odpowiednim zredukowaniu do wału napędowego przyjęto moment bezwładności zastępczej masy wirującej równy $14,53 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$

3.2 Model hamulca elektrowirowego

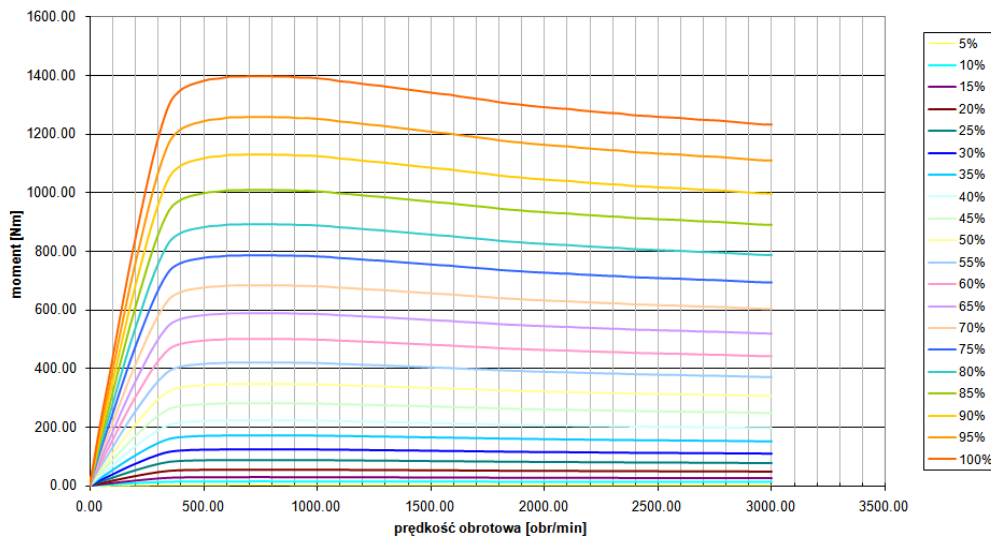
Charakterystyka hamulca elektrowirowego jest udostępniona przez producenta hamulca. Jest ona nieliniowa dlatego do zamodelowania generowanego momentu wykorzystano wiedzę o tej charakterystyce zapisaną w postaci krzywej generowanego momentu i możliwość jej interpolacji w procesie symulacji. Ze względu na zmienność tej charakterystyki wraz ze zmianą temperatury uwzględniono także model zmian temperatury retardera.

3.2.1 Model generowania momentu hamującego

Dane źródłowe dla charakterystyki hamulca elektrowirowego pochodzą z katalogu producenta. Na dostarczonych charakterystykach najważniejsza jest krzywa pokazująca zmianę momentu podczas

pracy wszystkich czterech par elektromagnesów, ponieważ przy wybranym sposobie sterowania (sterowanie sygnałem impulsowym) wszystkie będą pracowały jednocześnie. Wartości poniżej momentu maksymalnego są uzyskiwane przez zastosowanie zasilania sterowanego impulsowo o mniejszym niż 100% wypełnieniu szerokości impulsu. Pozwala to na wytworzenie dowolnego momentu z przedziału od zera do wartości maksymalnej dla odpowiedniej prędkości obrotowej. Dla potrzeb sterowania impulsowego zostały wyznaczone wartości momentu przy częściowym wypełnieniu sygnału zasilającego. Na rys. 3 przedstawiono charakterystyki dla różnych stopni wypełnienia sygnałem z krokiem co 5%. Wartość momentu, przy całkowitym wypełnieniu sygnału, została pomnożona przez stopień wypełnienia $M = M_{maks} \cdot U$ (1).

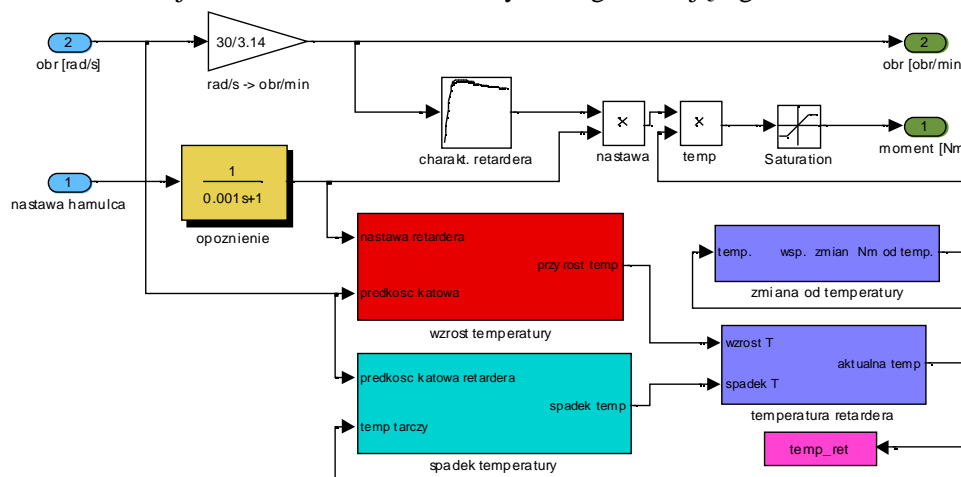
charakterystyka retardera zależna od stopnia wypełnienia sygnału



Rys. 3. Charakterystyki generowanego przez hamulec elektrowirowy momentu dla różnych stopni wypełnienia sygnału sterującego

Fig. 2. Performance curves of eddy current brake for different levels of control signal pulse width

Model hamulca elektrowirowego pokazany na rys. 4 opiera się na jego charakterystyce. Krzywa momentu maksymalnego opisana jest kilkunastoma punktami, które zapisano w bloku *Lookup Table*, który jest głównym elementem modelu. Na wejściu do bloku podawana jest prędkość obrotowa i na jej podstawie dobierana jest wartość momentu maksymalnego hamującego.



Rys. 4. Struktura warstwy modelu hamulca elektrowirowego w Simulinku.

Fig. 4. Simulink model view of eddy current brake

Jeżeli w tablicy nie ma jakiegoś punktu, jest on znajdowany przez interpolację na bazie istniejących punktów. Aby uzyskać wartości mniejsze od momentu maksymalnego dla mniejszych stopni wypełnienia sygnału sterującego uzyskany moment maksymalny dla danej prędkości jest

korygowany zgodnie z aktualną nastawą dzięki pomnożeniu wartości momentu maksymalnego przez stopień wypełnienia sygnału.

Podobne postępowanie odbywa się wobec wyliczonego spadku momentu ze względu na wzrost temperatury hamulca elektrowirowego, w miarę wzrostu której wartość momentu hamującego spada.

W charakterystyce hamulca elektrowirowego istotnym jest fakt silnej zależności uzyskiwanego momentu hamującego od prędkości obrotowej w przedziale do ok. 400 obr/min (odpowiada to prędkość jazdy ok. 15 km/h). Powoduje to konieczność uwzględnienia w generowaniu momentu oporów ruchu dodatkowego hamulca uzupełniającego brakujący moment w początkowej fazie rozpędzania stanowiska i w zakresie jego pracy przy małych prędkościach.

3.2.2 Model zmian temperatury rotora hamulca elektrowirowego

Wyznaczanie temperatury retardera w jednym kroku symulacji polega na zsumowaniu jej zmiany z wartością, która była w poprzednim kroku czasowym symulacji. Zmiana temperatury uwzględnia przyrost i spadek temperatury podczas pojedynczego kroku symulacji. Zakłada się, że początkowa temperatura tarczy ma wartość temperatury otoczenia oraz że w czasie symulacji nie może ona spaść poniżej tej temperatury.

Przyrost temperatury zależny jest od strat spowodowanych przemagnesowaniem stali i wytworzeniem prądów wirowych. Moc wydzielaną w postaci ciepła można wyznaczyć na podstawie prawa indukcji elektromagnetycznej i prawa Joule'a [1]. Aby skorzystać z tych praw indukcja magnetyczna powinna być w całym przekroju identyczna. Dzieje się tak w przypadku, gdy materiał jest odpowiednio cienki. Stratę mocy P_w przypadającą na jednostkę objętości materiału opisuje wyrażenie [1]:

$$P_w = \frac{\omega^2 f^2 d_r^3 B_m^2}{6\rho_r} \quad (2),$$

gdzie:

d_r - grubość materiału ferromagnetycznego (tarczy hamulca elektrowirowego) [m]

f - częstotliwość [Hz]

B_m - amplituda indukcji magnetycznej [T]

ρ_r - rezystywność materiału ferromagnetycznego (tarcz hamulca elektrowir.) [$\Omega \cdot m$]

Do określenia wielkości strat konieczne jest poznanie natężenia pola magnetycznego, pod którego działaniem znajduje się tarcza hamulca elektrowirowego. Dla cewki magnetycznej po pomnożeniu natężenia pola magnetycznego przez przenikalność magnetyczną ośrodka otrzymamy indukcję magnetyczną na podstawie wzoru [1]: $B_m = \mu_o \cdot \frac{n}{L} I$ (3), który wykorzystuje parametry cewki – ilość zwojów n i długość cewki L oraz bezwzględną przenikalność magnetyczną μ_o i informację o natężeniu prądu I . Aby otrzymać wartość przy określonym stopniu wypełnienia sygnału, należy postąpić podobnie jak w przypadku wyznaczania momentu hamulca elektrowirowego - trzeba pomnożyć maksymalne natężenie prądu przez nastawę.

Do obliczenia straty mocy P_w wykorzystuje się przedstawioną wcześniej zależność uwzględniającą grubości tarczy, natężenia pola magnetycznego i częstotliwości jego zmian. Ponieważ cewki zasilane są prądem stałym, zmienność zależy od prędkości kątowej tarczy. Po uwzględnieniu rezystywności materiału rotora uzyskuje się straconą moc.

Aby na jej podstawie obliczyć wydzielane ciepło należy określić w jakim czasie została wydzielona ta moc. Do wyznaczenia przyrostu temperatury trzeba jeszcze tylko uwzględnić parametry elementu przez jaki przejmowane jest ciepło. Jego rodzaj jest określony pojemnością cieplną, czyli iloczynem ciepła właściwego i masy. Zależności te zostały zapisane w modelu w postaci bloku „wzrost temperatury”.

Chłodzenie tarczy rotora hamulca elektrowirowego podobnie jak rozważanych w dalszej części tarcz ciernych hamulców tarczowych wynika z odprowadzania ciepła do piasty tarczy oraz konwekcji do atmosfery. Ponieważ maksymalna temperatura hamulców nie przekracza 500°C nie uwzględnia się promieniowania. Wpływ tych dwóch czynników na zmianę temperatury opisany jest prawem stygnięcia Newtona [5]:

$$(T' - T_p) = (T_{to} - T_p) \exp(-\lambda t) \quad (4),$$

gdzie:

- T' - temperatura tarczy hamulcowej na końcu okresu chłodzenia [°C]
- T_p - temperatura otoczenia (powietrza) [°C]
- T_{to} - temperatura początkowa tarczy hamulcowej [°C]
- t - czas [s]
- λ - szybkość chłodzenia [%/s]

Na podstawie przeprowadzonych badań [5] stwierdzono, że szybkość chłodzenia można przedstawić jako sumę spadku temperatury drogą przewodzenia i konwekcji $\lambda = \lambda_p + \lambda_c \left(\frac{V_s}{v}\right)^{0.8}$. Stała λ_p oznacza szybkość chłodzenia w skutek przewodzenia ciepła do piasty, natomiast drugi składnik określa stopień chłodzenia przez przepływ powietrza wokół tarczy hamulcowej. Ponieważ te parametry są zależne od wymiarów geometrycznych tarczy hamulcowej, bazując na danych statystycznych różnych pojazdów zostało utworzone równanie uwzględniające masę oraz geometrię tarczy. Ma ono następującą postać [5]:

$$\lambda = 0.002 A_p + 0.00146 A_c \left(\frac{m_t}{V_s}\right)^{0.8} \quad (5),$$

gdzie:

- A_p - powierzchnia przylegania tarczy hamulcowej do piasty [m²]
- A_c - powierzchnia cierna tarczy hamulcowej [m²]
- m_t - masa tarczy hamulcowej [kg]
- V_s - prędkość pojazdu [m/s] [km/h]

Korzystając z zależności (4) pozwalającej określić o ile stopni wyższa jest temperatura retardera od powietrza na końcu chłodzenia a następnie zwiększając tę wartość o temperaturę otoczenia i odejmując ją od temperatury tarczy na początku okresu, uzyskuje się spadek temperatury jaki nastąpił w ciągu kroku czasowego symulacji.

3.3 Model hamulca ciernego

Do zamodelowanie ciernego hamulca tarczowego w zakresie generowania momentu hamującego wykorzystano informacje o jego wymiarach oraz kilku parametrów takich jak współczynnik tarcia pomiędzy elementami trącymi czy ciśnienie w układzie hydraulicznym. W układzie dwóch hamulców tarczowych na stanowisku wykorzystane będą cztery powierzchnie cierne. Podobnie jak w przypadku retardera, hamulec cierny także nagrzewa się dlatego uwzględniono model zmian jego temperatury.

3.3.1 Model generowania momentu hamującego

Moment hamujący w hamulcu ciernym powstaje przez dociśnięcie klocka hamulcowego do tarczy hamulcowej. Wskutek tarcia między tymi dwoma elementami powstaje siła tarcia, która działając na pewnym promieniu daje moment tej siły względem osi obrotu tarczy nazywany moment hamującym. Siła dociskająca powstaje na tłoczku, na który działa ciśnienie panujące w układzie hydraulicznym.

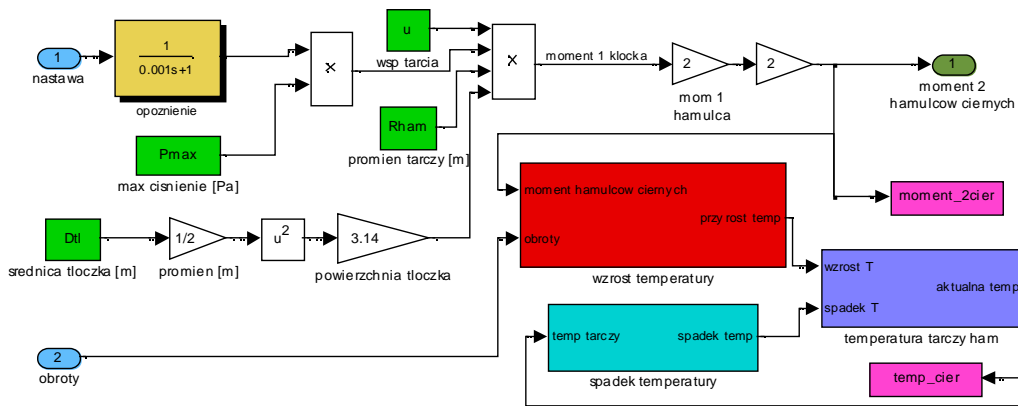
Moment hamulca ciernego wyposażonego w dwa klocki hamulcowe wyraża się następująco:

$$M_T = 2r_{sr} F_N \mu \quad (6),$$

gdzie:

- M_T - moment tarcia [Nm],
- r_{sr} - promień średni tarczy hamulcowej (przyłożenia siły tarcia) [m],
- F_N - siła normalna do klocka hamulcowego [N],
- μ - współczynnik tarcia między tarczą hamulcową i klockiem hamulcowym [-],

Siła z jaką tłoczek działa na klocek hamulcowy jest wyliczana na podstawie aktualnego ciśnienia w układzie hydraulicznym: $F_N = p A_t$, gdzie A_t jest powierzchnią tłoczka: $A_t = \pi r_t^2$. Po uwzględnieniu tych zależności moment hamujący ma następującą postać: $M_T = 2r_{sr} \mu p \pi r_t^2$. Na bazie tego wzoru został zbudowany model przedstawiony na rys 5.



Rys. 5. Struktura warstwy modelu hamulca ciernego w Simulinku.
Fig. 5. Simulink model view of friction disc brake.

3.3.1 Model cieplny hamulca tarczowego

Ponieważ tarcza ulega nie tylko nagrzewaniu, ale także chłodzeniu, uwzględniono wpływ obu czynników jednocześnie. Jednak wzrost temperatury następuje tylko w trakcie pracy, a spadek nieustannie aż do osiągnięcia temperatury otoczenia. Te założenia były podstawą do zbudowania ogólnego modelu cieplnego tarczy hamulcowej

Temperatura tarczy hamulcowej na końcu danego kroku symulacji wynika z temperatury w poprzednim kroku oraz zmian w zakresie nagrzewania i chłodzenia powstałych w tym kroku symulacji. Zsumowanie tych trzech składników daje aktualną temperaturę tarczy hamulcowej. Ponieważ spadek temperatury odbywa się na drodze konwekcji do otoczenia, temperatura tarczy nie może być niższa od temperatury otoczenia.

Przyrost temperatury tarczy jest zależny od energii przypadającej na jednostkę masy tarczy hamulcowej:

$$\Delta T = \frac{E_m}{c_t}, E_m = \frac{E_k}{m_t},$$

gdzie:

E_k - energia przejęta przez hamulec cierny [J],

E_m - energia przypadająca na jednostkę masy tarczy hamulcowej [J],

c_t - pojemność cieplna materiału tarczy [J/K],

m_t - masa tarczy hamulcowej [kg].

Energia przejęta przez hamulec, to iloczyn jego mocy i czasu, w którym ta moc była generowana. Z kolei moc hamulca ciernego określa się jako iloczyn jego momentu hamującego i prędkości kątowej. Nie jest konieczne wyznaczanie wartości średniej tych parametrów, ponieważ krok symulacji jest bardzo mały i można przyjąć, że są one stałe w ciągu jednego kroku.

Obliczona energia przejęta przez tarczę hamulcową dzielona jest przez jej masę i pojemność cieplną jej materiału, co daje w efekcie wzrost temperatury.

Model spadku temperatury tarczy hamulcowej jest taki sam jak model opisany wcześniej dla tarczy rotora hamulca elektrowirowego – zmienione są tylko parametry samej tarczy.

3.4 Model układu sterowania

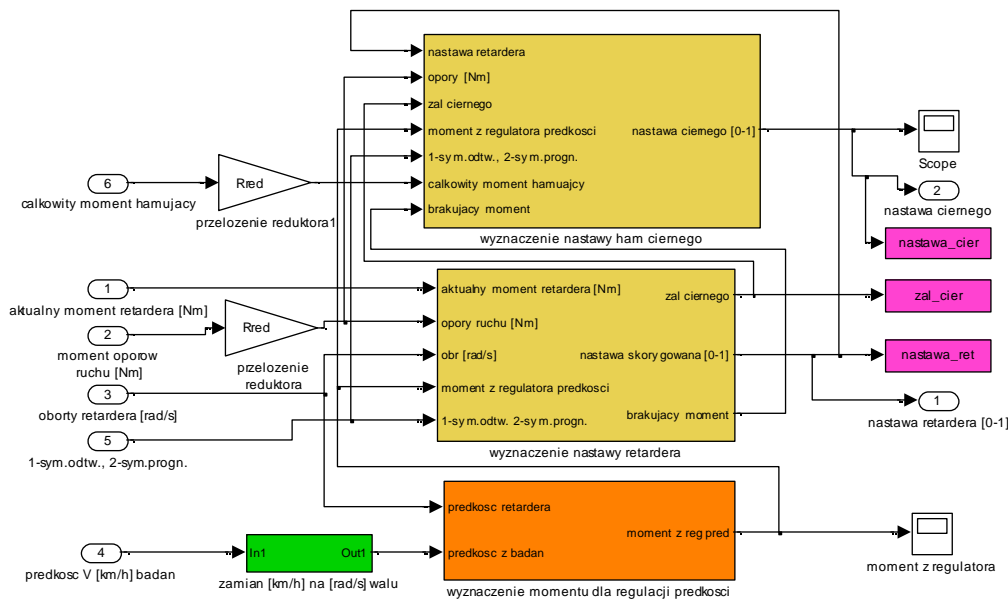
Dla oceny poprawności doboru elementów układu wykonawczego w procesie symulacji konieczne jest zasymulowanie całego cyklu pracy stanowiska. W tym celu zbudowano także uproszczony model układu sterującego i w oparciu o wyniki zebrane podczas badań drogowych przeprowadzono symulację pracy stanowiska.

Ponieważ do symulowania momentu oporów ruchu na stanowisku służą dwa rodzaje hamulców musza one być odpowiednio sterowane. Udział w wartości łącznego momentu oporów nie jest równomierny. Poza małymi prędkościami obrotowymi w pierwszej kolejności pracuje hamulec elektrowirowy, a gdy wytwarzany przez niego moment jest niewystarczający uruchamiany jest także hamulec cierny.

Wyznaczanie nastawy zależne jest od zapotrzebowania na moment oporów ruchu. W symulacji prognostycznej zadanie jest łatwiejsze i ogranicza się do korygowania wprost uchybu obliczonego momentu oporów ruchu i aktualnie wytwarzanego.

W przypadku symulacji odtwarzającej zadanie jest rozbudowane o wcześniejsze wyznaczenie wartości wymaganego momentu z regulatora prędkości obrotowej wału napędowego. Wynika to z faktu iż w symulacji odtwarzającej nie jest znana z góry wartość momentu oporów ruchu a jedynie profil zmian prędkość wału obrotowego i w efekcie generowany jest taki moment, który pozwoli uzyskać właściwy poziom zmian prędkość wału na stanowisku.

Po uzyskaniu wiedzy na temat wielkości wymaganego momentu i pomiarze aktualnej wartości generowanego momentu możliwe jest określenie wymaganej korekty. Korekta ta uwzględniania jest najpierw przy wyznaczaniu nastawy hamulca elektrowirowego a następnie hamulca ciernego.



Rys. 6. Struktura warstwy modelu układu sterującego w Simulinku.

Fig. 6. Simulink model view of control subsystem.

Wyznaczanie nastawy hamulca elektrowirowego polega na określeniu wielkości uchybu i na jego podstawie odpowiednim skorygowaniu wartości aktualnej nastawy. Przed ustaleniem ostatecznej nastawy sprawdzana jest jeszcze prędkość obrotowa hamulca elektrowirowego. Ponieważ przy małej prędkości obrotowej, pomimo maksymalnego stopnia wypełnienia sygnału, wytwarzany moment jest znikomy zostaje przerwana praca hamulca elektrowirowego. Wartość nastawy zmienia się na 0. Gdy prędkość obrotowa przekroczy pewną ustaloną minimalną wartość, sygnał sterujący przesyła wcześniej wyliczoną nastawę. Wyliczona wartość nastawy hamulca elektrowirowego jest podstawą do załączenia hamulca ciernego lub jego odłączenia.

Hamulec cierny jest uruchamiany w dwóch przypadkach. Gdy nastawa hamulca elektrowirowego przyjmuje maksimum czyli 1. Oznacza to, że pracuje on z maksymalną wydajnością, a minimalny moment oporów nie jest spełniony. Wówczas hamulec cierny uzupełnia tylko brakujący moment, którego hamulec elektrowirowy nie wytwarza wystarczająco. Drugi przypadek występuje przy małej prędkości obrotowej, czyli gdy hamulec elektrowirowy nie pracuje. Wtedy konieczne jest załączenie hamulca ciernego, który samodzielnie musi zapewnić wymagany moment hamujący.

Hamulec cierny jest uruchamiany tylko w przypadku uzyskania odpowiedniego sygnału z bloku nastawy hamulca elektrowirowego. Sposób wyznaczania nastawy hamulca ciernego polega na określeniu jej wartości bez wykorzystania aktualnego stanu, jak to miało miejsce w przypadku nastawy hamulca elektrowirowego. Nie wylicza się zatem uchybu. Znana jest różnica momentu wytwarzanego przez zwalnicznik i oporów ruchu lub momentu z regulatora prędkości, w zależności od rodzaju symulacji. Różnicę tą musi pokryć hamulec cierny.

Po obliczeniu wymaganego momentu przeliczany jest on, z uwzględnieniem tarcia pomiędzy tarczą i klockiem hamulcowym, na siłę dociskającą klocki hamulcowe. Na jej podstawie po obliczeniu powierzchni cylinderka i podzieleniu przez nią siły normalnej uzyskuje się wymaganą wartość

ciśnienia, która zapewni wytworzenie wymaganego momentu. Konieczne jest jego zweryfikowanie, aby nie przekroczyło maksymalnej wartości możliwej do uzyskania w układzie hydraulicznym. Ostatnim etapem jest obliczenie wartości procentowej wymaganego ciśnienia w stosunku do maksymalnej tak aby uzyskać bezwymiarową wartość nastawy w przedziale od 0 do 1.

4 Wyniki symulacji

Poniżej przedstawiono krótko przykładowy wynik symulacji odtwarzającej. Dla kilku jazd testowych przeprowadzono dwie symulacje, charakteryzujące się zmienną strukturą części wykonawczej (hamującej) stanowiska - brakiem reduktora lub jego zabudową za masą wirującą a przed hamulcem elektrowirowym i ciernym.

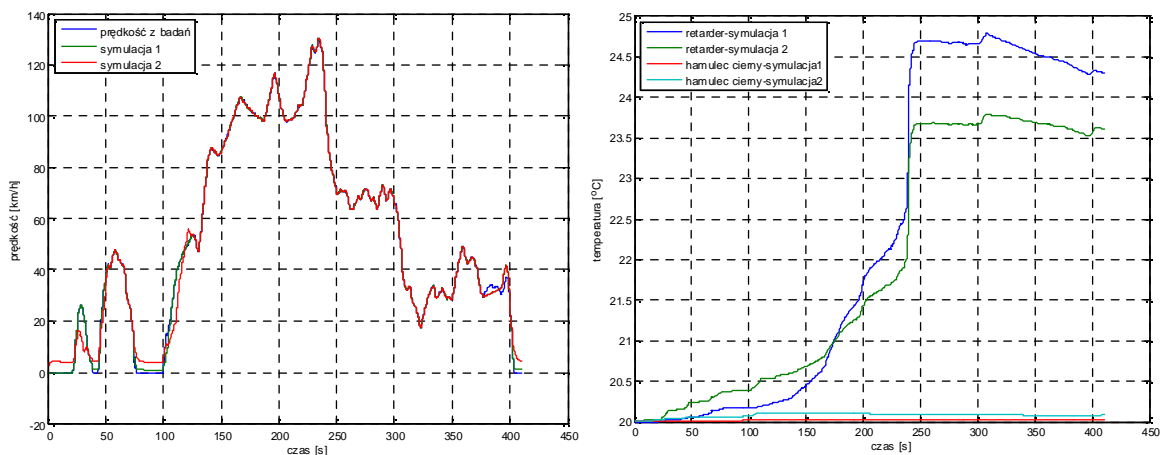
Prezentowane wyniki dotyczą symulacji przejazdu odcinkiem autostrady dla którego zebrano dane. podczas przejazdu trasą przedstawioną na rysunku 7. Po ich wczytaniu do modelu i dokonaniu symulacji uzyskano wyniki pozwalające na ocenę funkcjonalności stanowiska. Najważniejszym parametrem określającym podobieństwo warunków rzeczywistych do warunków odtworzonych jest prędkość pojazdu (rys. 8).



Rys. 7. Struktura warstwy modelu układu sterującego w Simulinku.

Fig. 7. Simulink model view of control subsystem.

Odpowiednie sterowanie wartością momentu hamującego pozwoliło uzyskać niewielką różnicę pomiędzy prędkością zadaną (zebraną z badań drogowych) i oczekiwaną (podczas symulacji na stanowisku).



Rys. 8. Struktura warstwy modelu układu sterującego w Simulinku.

Fig. 8. Simulink model view of control subsystem.

Ze względu na ograniczenia spowodowane maksymalną prędkością obrotową, zarówno hamulca elektrowirowego jak i hamulca ciernego, należało sprawdzić w jakim zakresie prędkości obrotowych pracują te urządzenia. W pierwszej symulacji nie ma reduktora, dlatego prędkości obrotowe masy wirującej i hamulców są takie same jak wału napędowego. W takiej konfiguracji maksymalna prędkość jaką można symulować na stanowisku to ok. 70km/h, gdyż wtedy hamulec cierny osiąga swoją maksymalną dopuszczalną prędkość obrotową (ok. 1900 obr/min). Umieszczenie tarczy hamulcowej za reduktorem obniża jego prędkość obrotową, dzięki czemu maksymalna prędkość obrotowa podczas symulacji przekroczyła tylko połowę wartości dopuszczalnej. Tego problemu natomiast nie ma z hamulcem elektrowirowym. Może on obracać się do 3200 obr/min. Prędkość

pojazdu wynosi wówczas 116 km/h. Większość czasu pracy znajduje się poniżej tej wartości, jedynie przez 15 sekund hamulec elektrowirowy obraca się 3500 razy na minutę (producent dopuszcza krótkotrwałą wartość 4300 obr/min).

Kolejnym ograniczeniem korzystania ze stanowiska jest czas badania uzależniony od temperatury hamulców (rys. 8). W przypadku hamulca ciernego przy zbyt wysokim nagraniu się tarczy nastąpiłoby zjawisko fadingu, czyli spadku współczynnika tarcia. Wiąże się to z wytwarzaniem mniejszego momentu przy jednakowej sile normalnej. Wysoka temperatura hamulca elektrowirowego także powoduje spadek jego momentu hamującego. Jednak ciepło wywiązujące się w trakcie symulacji jest na tyle małe, że wzrost temperatury jest znikomy. Największe przyrosty temperatury występują przy hamowaniu pojazdu, ponieważ konieczne jest wtedy szybkie obniżenie prędkości, co wiąże się z użyciem większego momentu hamującego.

5 Podsumowanie i wnioski

Przedstawiony model został wykorzystany jako narzędzie do szacunkowej oceny założeń konstrukcyjnych stanowiska badawczego układu napędowego z automatyczną skrzynią biegów i zbudowany został na podstawie danych teoretycznych na temat parametrów i funkcjonowania poszczególnych elementów projektowanego stanowiska. Pozwolił on także na budowę prototypu układu sterowania zabudowanymi hamulcami i przebiegiem symulacji.

W momencie zakończenia budowy rzeczywistego układu wykonawczego możliwe będzie przeprowadzenie badań identyfikujących rzeczywiste charakterystyki hamulców i dostrojenie oraz weryfikację modelu co umożliwi uzyskanie narzędzi do zaprojektowania docelowego programu sterującego.

Mimo możliwości uzyskania tylko szacunkowych informacji o zachowaniu się projektowanego stanowiska badawczego na podstawie przedstawionego modelu, należy zwrócić uwagę na fakt, iż na tym etapie prac koncepcyjnych i konstrukcyjnych jest to jedyna możliwa do wykorzystania forma weryfikacji czynionych założeń. A jest to konieczne na dość złożoną strukturę zarówno mechaniczną jak i programową w zakresie układu sterowania projektowanym stanowiskiem.

6 Literatura

- [1]. Hempowicz P., Kielsznia R., Piłatowicz A., Szymczyk J., Tomborowski T., Wąsowski A., Zielińska A., Żurawski W.: **Elektrotechnika i elektronika dla nieelektryków**. Wydawnictwa Naukowo Techniczne, Warszawa 1999.
- [2]. Michalak T.: **Modelowanie pracy hamulca elektrowirowego i ciernego w układzie napędowym eksperymentalnego stanowiska badawczego**, praca dyplomowa, Wydział Maszyn Roboczych i Transportu, Poznań 2009,
- [3]. Ślaski G., Walkowiak J., Walerjańczyk W.: **Drogowe badania warunków pracy układu napędowego z automatyczną skrzynią biegów dla stanowiskowej symulacji odtwarzającej**, Politechnika Radomska - Prace Naukowe „Transport” nr 1/27/2009, Logistyka 3/2009.
- [4]. Ślaski G., Walkowiak J.: **Badania modelowe koncepcji zmian stanowiska laboratoryjnego do badania układu napędowego z automatyczną skrzynią biegów**, Teka Komisji Motoryzacji PAN, Zeszyt Nr 33-34/2008,
- [5]. Wrzesiński T.: **Hamowanie pojazdów samochodowych**. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1973.

Simulation of a brake torque generation system and control system of test bench for passenger car with automatic transmission drive train

This article presents part of construction work of building test bench for research of dynamic processes in drive train of passenger car equipped with automatic transmission.

The engine and the automatic transmission are the elements taken from real car. For the simulation of motion resistance system of generation brake torque is used. This system consist of Eddy current brake, inertia rotor and two friction brakes.

To make work more efficient and effective simulation of brake torque generation system and control system was used and the effects of simulation dynamic processes in whole test bench are presented in this article.

Due to earlier presented articles only model of Eddy current brake and friction brake and also of simple control system are presented in this article.