



Projektowanie Systemów Mechatronicznych

PROJEKT 2

Projekt układu sterowania tempomatu aktywnego

Michał Łukaszewicz (297696)

Spis treści

1	Cel i założenia	2
1.1	Dane	2
2	Opis matematyczny badanego obiektu	3
3	Model w środowisku MATLAB/Simulink	3
3.1	Założenia przyjęte w modelu	3
3.1.1	Charakterystyka ruchu	3
3.1.2	Parametry pojazdu	4
3.2	Implementacja modelu matematycznego	4
3.3	Symulacja podzespołów pojazdu	5
3.3.1	Torque Limiter - ogranicznik momentu	6
3.3.2	Gearbox - skrzynia biegów	6
3.3.3	Automated Gear Select - automatyczny selektor biegów	7
3.3.4	RPM calculator - obliczanie prędkości obrotowej silnika	8
3.3.5	Dodatkowe opcje konfiguracyjne	8
3.4	Układ sterowania	8
3.4.1	Tempomat - blok pasywny	11
3.4.2	Tempomat - blok aktywny	11
3.4.3	Znane problemy układu	12
3.5	Przebieg symulacji	12
3.5.1	Parametry zadane	12
3.5.2	Wyniki symulacji	14
3.5.3	Wnioski	16
4	Podsumowanie	16
5	Oświadczenie o samodzielności wykonania	17

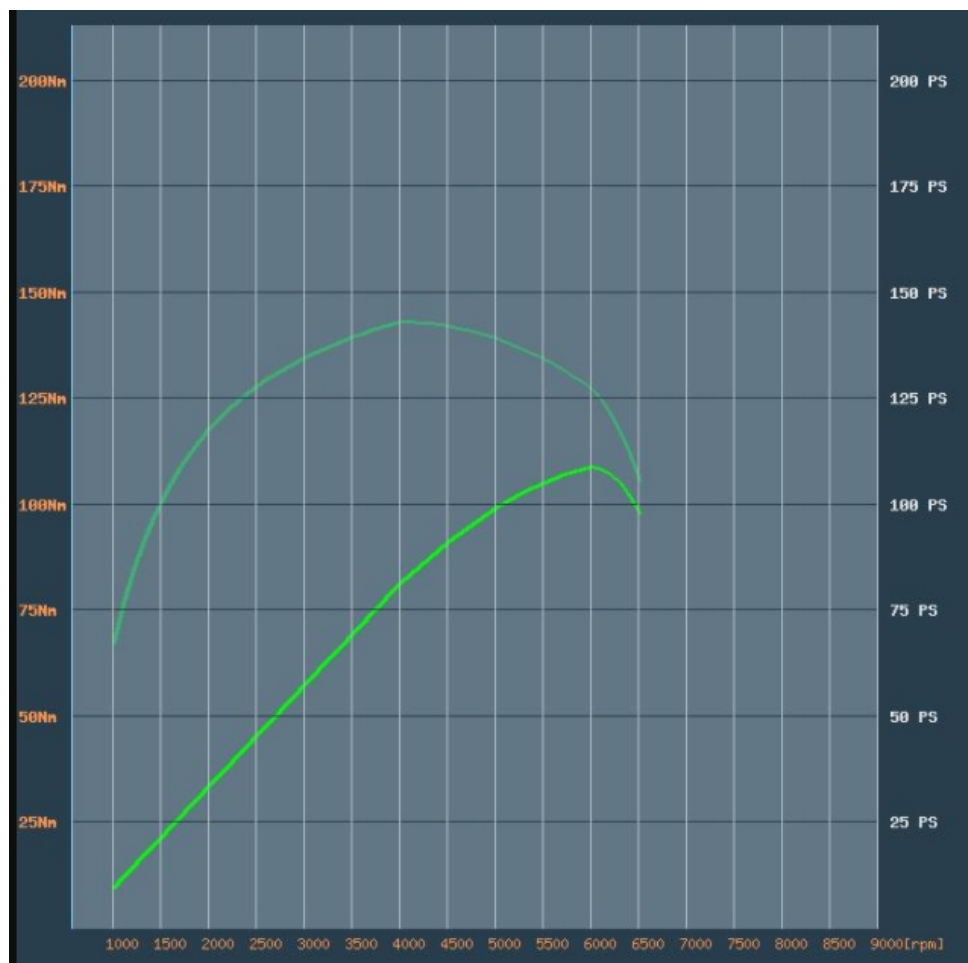
1 Cel i założenia

Celem projektu jest stworzenie modelu pojazdu Mitsubishi Lancer 1.5 i zaprojektowanie dla niego układu regulacji spełniającego rolę tempomatu aktywnego.

1.1 Dane

Parametry pojazdu:

- Masa własna - $m = 955 \text{ kg}$
- Powierzchnia czołowa - $A = 2.18 \text{ m}^2$
- Współczynnik oporów powietrza - $c_x = 0.3$
- Współczynnik oporów toczenia - $f_0 = 0.01$
- Sprawność układów mechanicznych - $\eta = 0.9$
- Promień dynamiczny - $r_d = 0.36 \text{ m}$
- Maksymalna siła hamowania - $F_{brk-max} = 7500 \text{ N}$



Rys. 2: Charakterystyka szybkościowa silnika [2]

2 Opis matematyczny badanego obiektu

Ruch pojazdu można opisać równaniem z [1]:

$$\begin{aligned} F_n - \sum F_{op} &= 0 \\ F_n &= F_t + F_p + F_w + F_i + F_u + F_s \end{aligned} \quad (1)$$

Gdzie: F_t - siła oporów toczenia, F_p - siła oporów powietrza, F_w siła oporów wzniesienia, F_b - siła oporów bezwładności, F_u - siła oporów uciągu, F_s - siła oporów skrętu.

Pojazdy w symulacji będą poruszały się w linii prostej po płaskiej nawierzchni ($\alpha = 0$), bez dodatkowych przyłączonych przyczep, dzięki czemu równanie (1) upraszcza się do postaci:

$$F_n = F_t + F_p + F_b \quad (2)$$

Gdzie korzystając z bezwładności masy skupionej możemy przekształcić:

$$\begin{aligned} F_b &= m\ddot{x} \\ m\ddot{x} &= F_n - F_t - F_p \end{aligned} \quad (3)$$

Równanie (3) możemy rozwinąć o składową hamowania F_{brk} uzyskując końcową postać równania ruchu pojazdu (4).

$$\begin{aligned} m\ddot{x} &= F_n - F_t - F_p - F_{brk} \\ \ddot{x} &= \frac{F_n - F_t - F_p - F_{brk}}{m} \end{aligned} \quad (4)$$

Poszczególne składowe obliczamy z następujących zależności:

$$\begin{aligned} F_t &= mg \cdot f_0 \\ F_p &= c_x \cdot A \cdot \rho_{air} \cdot \frac{v^2}{2} \end{aligned} \quad (5)$$

Siła napędowa oraz siła hamowania wynikają z parametrów pojazdu.

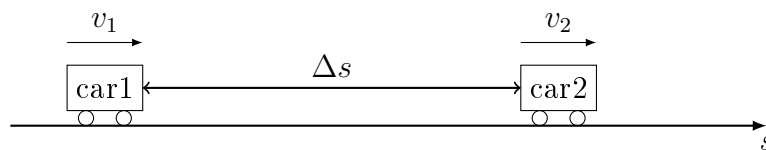
3 Model w środowisku MATLAB/Simulink

Uruchomienie symulacji realizowane jest w skrypcie *simul.mlx*

3.1 Założenia przyjęte w modelu

3.1.1 Charakterystyka ruchu

Pojazdy poruszają się we wspólnym jednowymiarowym układzie odniesienia wzdłuż ustalonej osi s , pojazd wiodący oznaczono jako *car2*, pojazd podążający jako *car1*. Odległość pomiędzy pojazdami Δs jest równa różnicy odległości pojazdów od początku układu współrzędnych - $\Delta s = s_2 - s_1$

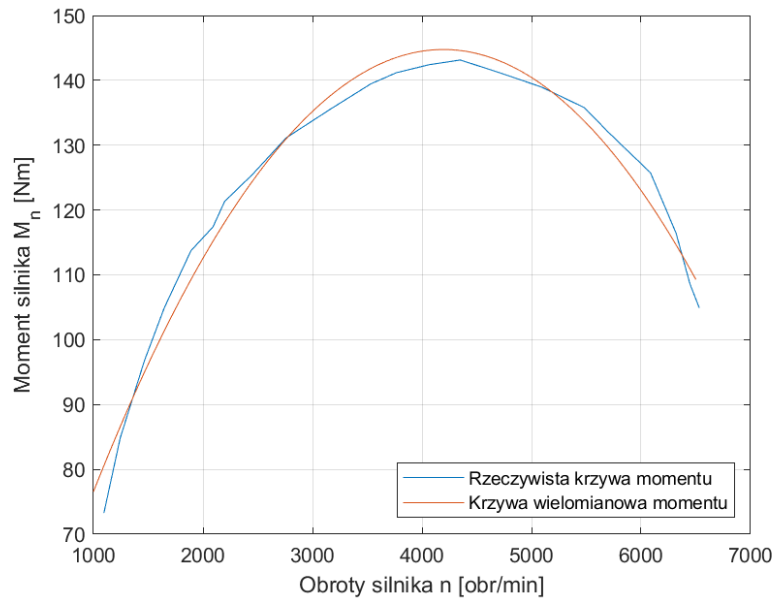


Rys. 3: Schemat symulowanego zdarzenia

3.1.2 Parametry pojazdu

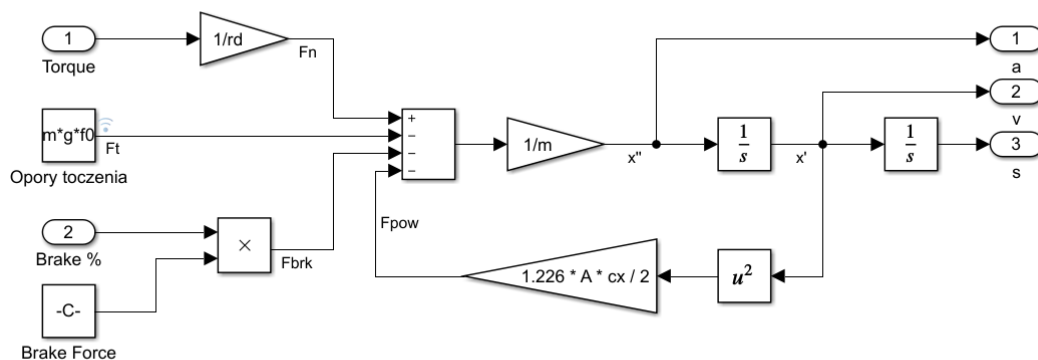
Charakterystyka szybkościowa została przybliżona wielomianem drugiego stopnia dla ułatwienia implementacji w modelu, do przybliżenia wykorzystano funkcję *polyfit* i w wyniku otrzymano funkcję wielomianową w postaci:

$$M_{max} = -6.6774 \cdot 10^{-6} \cdot n^2 + 0.056n + 27.2132 \quad (6)$$



Rys. 4: Charakterystyka szybkościowa i jej przybliżenie krzywą wielomianową

3.2 Implementacja modelu matematycznego



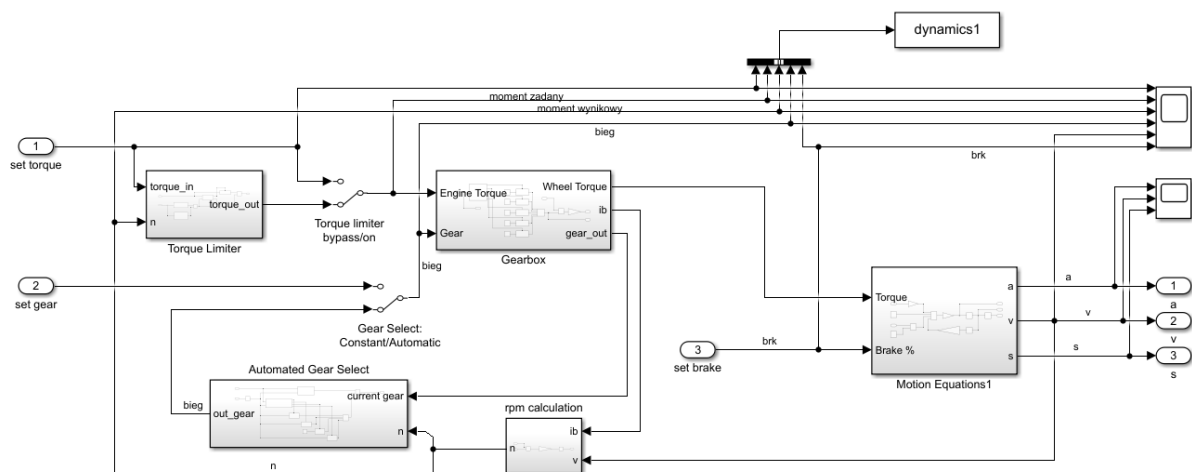
Rys. 5: Subsystem *Motion Equations* - implementacja równań ruchu

Równanie ruchu pojazdu zaimplementowano wewnątrz subsystemu *Motion Equations*, przyjmującego dwa parametry wyjściowe: *Torque* - Moment na kołach oraz *Brake %* - zadany procent maksymalnej siły hamowania. Wyjścia z subsystemu przedstawiają kolejno: *a* - \ddot{s} - przyspieszenie pojazdu, *v* - \dot{s} - prędkość pojazdu oraz *s* - drogę przebytą przez pojazd (w globalnym układzie odniesienia s)

Dla uzyskania siły napędowej F_n moment na wejściu dzielony jest przez promień dynamiczny koła r_d . Wartości siły oporów toczenia oraz oporów powietrza wynikają z (5). Siła hamowania jest uzyskiwana poprzez przemnożenie wejścia *Brake %* poprzez wartość maksymalnej siły hamowania.

3.3 Symulacja podzespołów pojazdu

Dla uzyskania bliskiej rzeczywistości symulacji pojazdu należy zaimplementować w modelu dodatkowe elementy odpowiedzialne za przełożenia istniejące w układzie napędowym oraz zdolność silnika do wygenerowania momentu w różnych zakresach prędkości obrotowych.

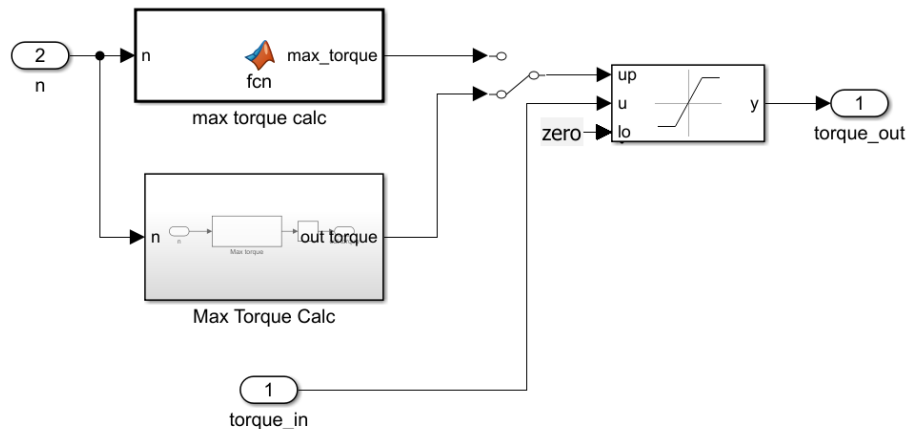


Rys. 6: *Car Dynamics* - schemat subsystemu

Na Rys. 6 przedstawiono układ symulujący zachowanie pojazdu, wykorzystuje on subsystem *Motion Equations* z Rys. 5 współpracujący z dodatkowymi subsystemami: *Gearbox* - symulacja skrzyni biegów, *Torque Limiter* - symulacja podaży momentu silnika, *Automated Gear Select* - 'automatyzacja' wyboru przełożeń skrzyni biegów, *rpm calculation* - moduł obliczający prędkość obrotową silnika.

Model został stworzony zgodnie z koncepcją bottom-up czyli projektowania podzespołów składowych w pierwszej kolejności a następnie integracji ich w nadrzędne systemy. Dzięki temu każdy włączany do modelu system może być przetestowany w pracy samodzielnie i po potwierdzeniu jego sprawności wyłączany z poszukiwania błędów w systemie nadrzędnym.

3.3.1 Torque Limiter - ogranicznik momentu



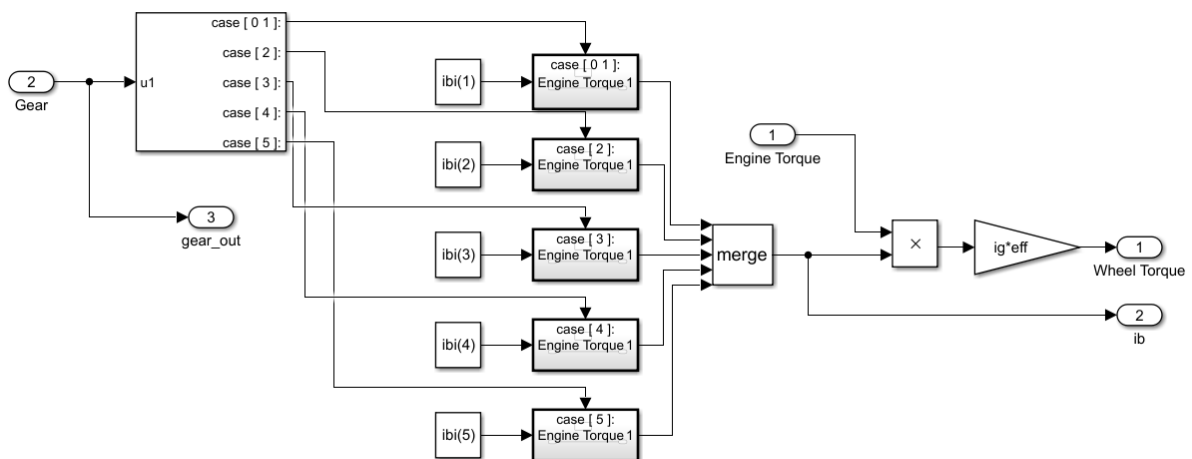
Rys. 7: *Torque Limiter* - schemat subsystemu

Ogranicznik momentu uzależnia moment możliwy do przekazania na koła od prędkości obrotowej silnika symulując przebieg charakterystyki prędkościowej na podstawie krzywej wielomianowej opisanej na Rys. 4 i (6).

Dla momentu zadanego M_{zad} oraz maksymalnego dostępnego momentu M_{max} obliczonego z (6) układ realizuje funkcję:

$$M_{wynikowy} = \begin{cases} M_{zad} & \text{dla } M_{zad} < M_{max} \\ M_{max} & \text{dla } M_{zad} > M_{max} \end{cases} \quad (7)$$

3.3.2 Gearbox - skrzynia biegów



Rys. 8: *Gearbox* - schemat subsystemu

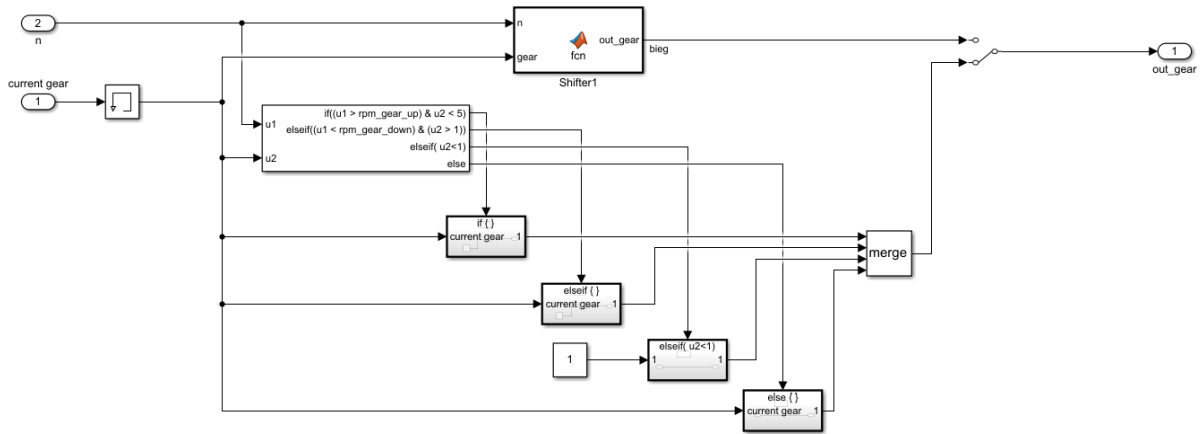
Celem zastosowania skrzyni biegów jest zapewnienie aby przełożenie momentu na koła w różnych zakresach prędkości poruszania się pojazdu miało wartość umożliwiającą utrzymanie prędkości obrotowej w zakresie największych wartości momentu napędowego.

W zastosowanym układzie struktura warunkowa *case* wybiera przełożenie na podstawie parametru wejściowego 2: *Gear*, następnie dokonuje obliczenia momentu na kołach wykorzystując parametr wejściowy momentu silnika 1: *Engine Torque*, przełożenie przekładni głównej i_g oraz parametr sprawności układów mechanicznych η (oznaczony w modelu jako *eff*).

$$M_{nk} = M_n \cdot i_b i_g \eta \quad dla \quad i_b = \begin{cases} 3.31 & \text{Bieg 1} \\ 1.91 & \text{Bieg 2} \\ 1.31 & \text{Bieg 3} \\ 0.97 & \text{Bieg 4} \\ 0.81 & \text{Bieg 5} \end{cases} \quad (8)$$

Subsystem zwraca wybrany bieg, wartość przełożenia i obliczony moment na kołach.

3.3.3 Automated Gear Select - automatyczny selektor biegów



Rys. 9: *Automated Gear Select* - schemat subsystemu

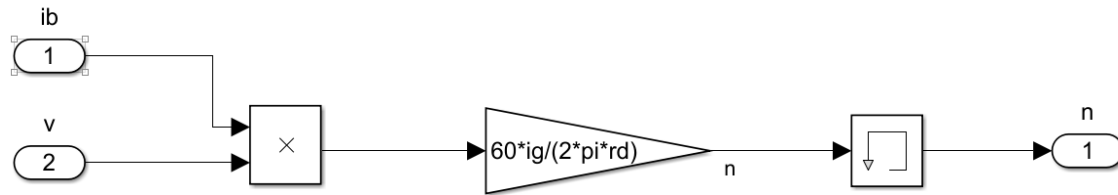
Aby nie było konieczne manualne generowanie sygnału sterującego skrzynią biegów zastosowano system dokonujący automatycznej selekcji biegu na podstawie prędkości obrotowej wału silnika n .

Subsystem przyjmuje jako parametry wejściowe: 1: *current gear* - informację o obecnie ustawionym biegu oraz 2: n - prędkość obrotową wału silnika. Na podstawie wartości wejściowych oraz zmiennych skryptu konfiguracyjnego: *rpm_gear_up* oraz *rpm_gear_down* dokonuje selekcji biegu zgodnie z funkcją:

$$set_gear = \begin{cases} current\ gear + 1 & dla \quad n > rpm_gear_up \ \& \ current\ gear < 5 \\ current\ gear - 1 & dla \quad n < rpm_gear_down \ \& \ current\ gear > 1 \\ 1 & dla \quad current\ gear < 1 \\ current\ gear & dla \quad rpm_gear_down < n < rpm_gear_up \end{cases} \quad (9)$$

Dodatkowo dla zabezpieczenia przed wystąpieniem pętli algebraicznej w torze wejścia 1: *current gear* zastosowano blok *Memory* opóźniający wejście danych o jeden cykl.

3.3.4 RPM calculator - obliczanie prędkości obrotowej silnika



Rys. 10: *rpn calculator* - schemat subsystemu

Prędkość obrotowa silnika obliczana jest na podstawie prędkości poruszania się pojazdu oraz parametrów przełożenia skrzyni biegów, zgodnie z następującą formułą:

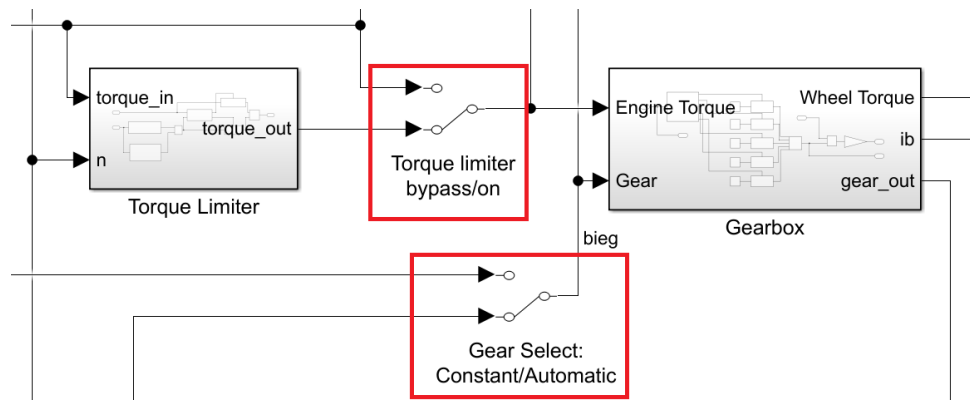
$$n = \frac{60 \cdot v \cdot i_b i_g}{2\pi r_d} \quad (10)$$

Dla zabezpieczenia przed wystąpieniem pętli algebraicznej wykorzystano blok *Memory* podobnie jak w subsystemie *Automated Gear Select*.

3.3.5 Dodatkowe opcje konfiguracyjne

Model pojazdu skonstruowany w ten sposób może powodować trudności w strojeniu układu regulacji, aby uniknąć tego problemu zastosowano przełączniki obejścia dla subsystemów *Torque Limiter* oraz *Automated Gear Select*.

W przypadku układu *Torque Limiter* w trybie obejścia ("bypass") moment zadany traktowany jest jako moment wynikowy i przekazywany do skrzyni biegów. Uruchomienie trybu obejścia dla układu *Automated Gear Select* uaktywnia parametr wejściowy 2: *set gear*, za pomocą którego ręcznie należy ustawić pożądany bieg.



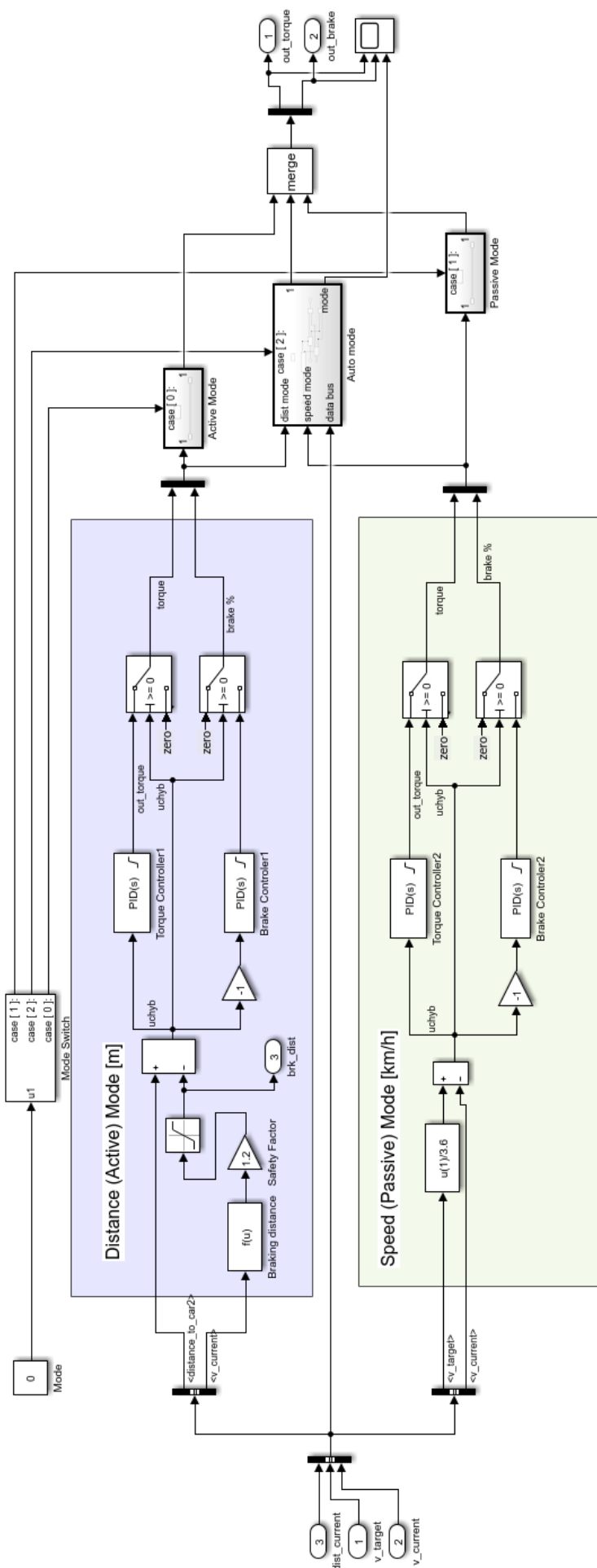
Rys. 11: Przełączniki układów obejścia w subsystemie *Car Dynamics*

3.4 Układ sterowania

Układ tempomatu składa się z dwóch bloków zadaniowych: *Speed* - bloku tempomatu pasywnego czyli dążącego do utrzymania zadanej prędkości, *Distance* - bloku tempomatu aktywnego dążącego do utrzymania zadanego dystansu do poprzedzającego pojazdu.

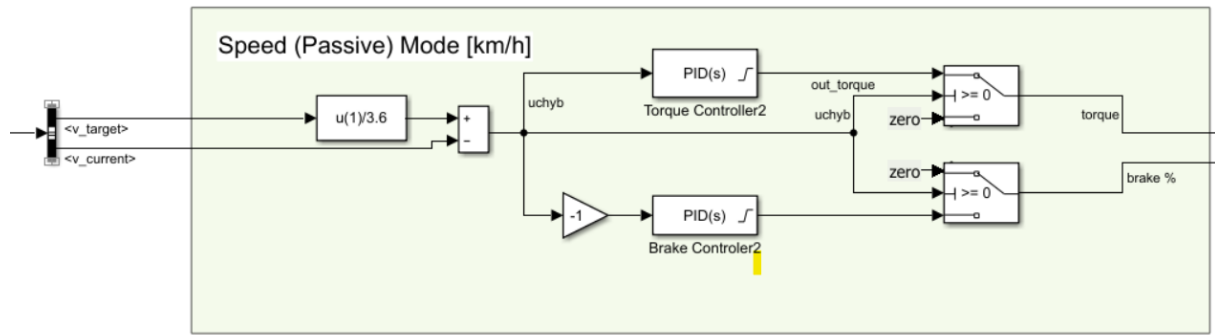
Tempomat może działać w trybie preferencji jednego z bloków, lub w trybie automatycznym w, którym jeżeli w zasięgu czujników (w tym przypadku teoretycznych) pojawia

się pojazd, to układ będzie starał się utrzymywać do niego zadaną odległość, mając jednocześnie zadany warunek maksymalnej prędkości o wyższym priorytecie niż warunek dystansu.



Rys. 12: Układ tempomatu

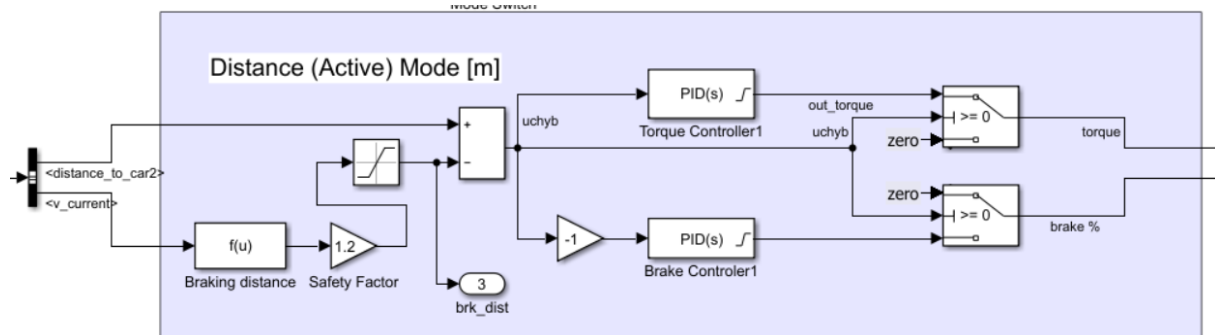
3.4.1 Tempomat - blok pasywny



Rys. 13: Blok tempomatu pasywnego

Blok pasywny tempomatu ma za zadanie utrzymanie zadanej prędkości. Do układu podawana jest chwilowa prędkość poruszania się pojazdu oraz zadana wartość prędkości z jaką pojazd ma się poruszać.

3.4.2 Tempomat - blok aktywny



Rys. 14: Blok tempomatu aktywnego

Blok aktywny różni się od pasywnego korzystaniem z informacji o odległości do pojazdu wiodącego (obliczanej poza systemem tempomatu) zamiast z informacji o prędkości, ponadto w bloku aktywnym nie zadajemy wartości dystansu, który ma być utrzymywany, wielkość tą obliczamy z zależności na drogę hamowania z uwzględnieniem współczynnika bezpieczeństwa:

$$s_{brk} = v_0 \cdot t_{opz} + \frac{v_0^2}{2\eta_{brk} \cdot a_{opz}} \quad (11)$$

$$a_{opz} = F_{brk}/m$$

gdzie: s_{brk} - droga hamowania, v_0 prędkość poruszania się pojazdu, t_{opz} - łączny czas opóźnienia (kierowcy, układu hamulcowego), η_{brk} - sprawność układu hamulcowego, a_{opz} - maksymalne opóźnienie hamowania, F_{brk} - maksymalna siła hamowania, m - masa pojazdu

Dodatkowo droga hamowania powiększana jest o współczynnik bezpieczeństwa $x_z = 1.2$

Regulator odpowiedzialny za zadawanie momentu - *Torque Controller 1* został wystrojony z następującymi nastawami:

- $k_p = 9$

- $k_I = 0$
- $k_d = 1$

Wyjście regulatora zostało ograniczone do zakresów momentu dostępnych dla silnika (0-147 Nm)

Regulator odpowiedzialny za sterowanie układem hamulcowym - *Brake Controller 1* został wystrojony z następującymi nastawami:

- $k_p = 14$
- $k_I = 0$
- $k_d = 0$

Wyjście regulatora zostało ograniczone do zakresu 0-100, reprezentującego procentowy udział siły hamowania, który dalej jest wykorzystywany do przeliczenia na rzeczywistą siłę hamowania.

3.4.3 Znane problemy układu

Równoległa konstrukcja układu umożliwia precyzyjne dostrojenie zachowania pojazdu zarówno w trybie aktywnym jak i pasywnym, jednakże zrealizowanie trybu automatycznego jest w tej konfiguracji utrudnione. Konieczny jest dodatkowy blok ograniczający moment zadawany przez kontroler momentu w bloku tempomatu aktywnego na podstawie informacji o zadanej maksymalnej prędkości.

Na chwilę oddawania projektu ta funkcjonalność nie jest zaimplementowana.

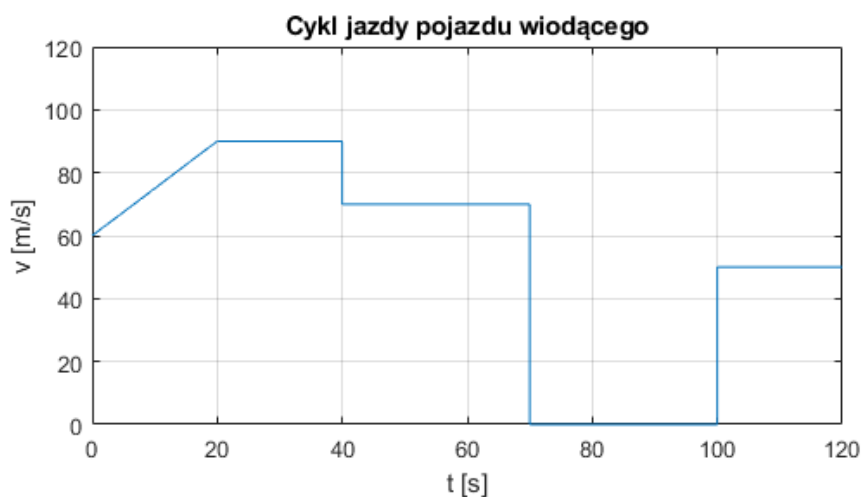
3.5 Przebieg symulacji

3.5.1 Parametry zadane

Zadano następujące parametry symulacji:

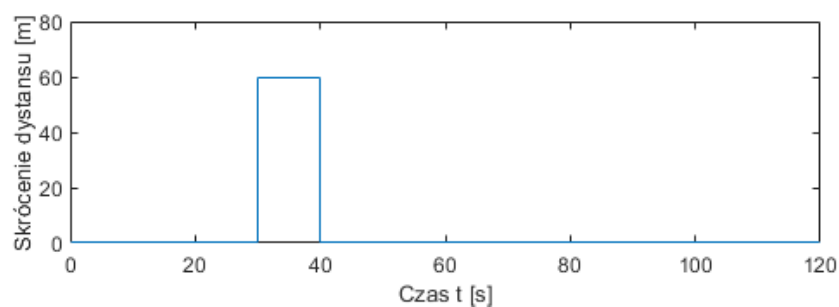
- Czas symulacji $t_{stop} = 120$ s
- Krok czasowy $t_{step} = 0.001$ s

W chwili początkowej ($t=0$) oba pojazdy pozostają w spoczynku, pojazd wiodący jest oddalony o odległość $s_0 = 100$ m. Następnie pojazd wiodący rozpoczyna poruszanie się wedle zadanego cyklu jazdy (Rys. 15) a pojazd podążający rozpoczyna ruch śledzenia.



Rys. 15: Cykl jazdy pojazdu wiodącego

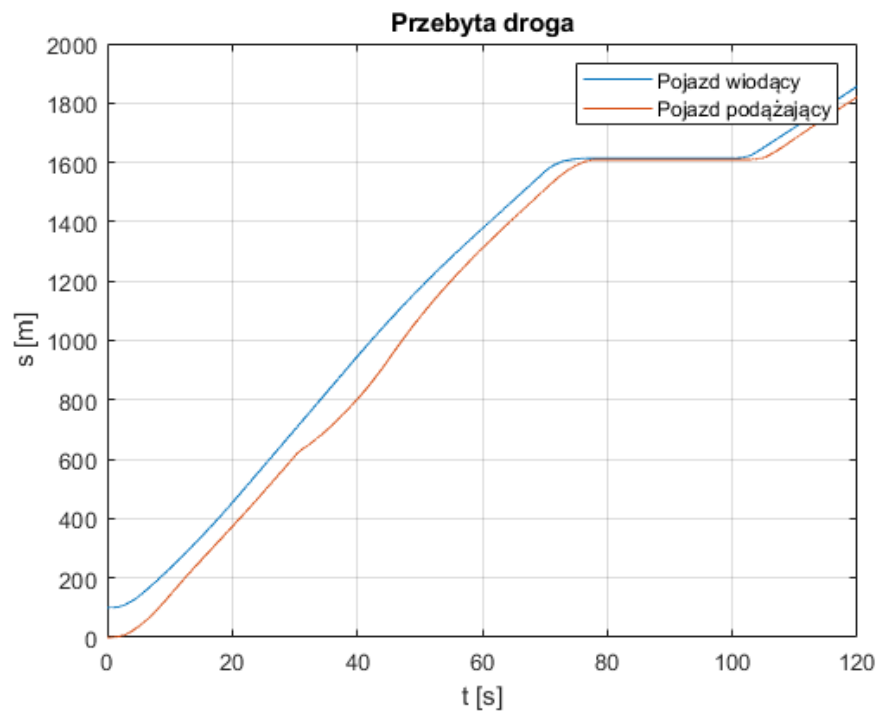
Zadany cykl jazdy uwzględnia zmiany prędkości, pełne wyhamowanie i ponowne ruszenie. Dodatkowo aby zasymulować wtargnięcie na jezdnię wykorzystano dodatkowy sygnał skokowy o przebiegu (Rys. 16)



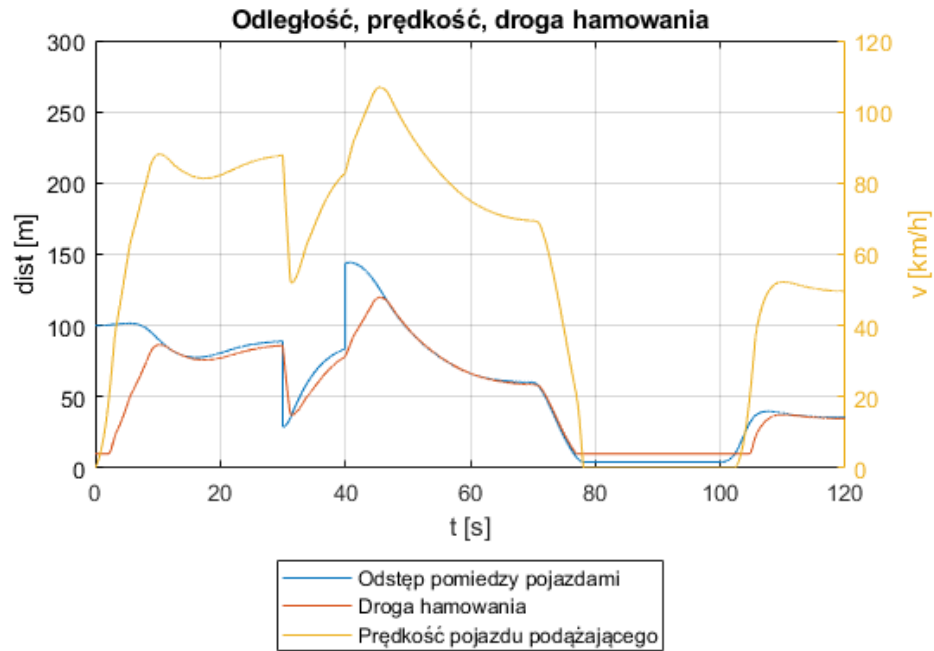
Rys. 16: Przebieg funkcji skracającej dystans

Wtargnięcie jest realizowane poprzez odjęcie sygnału przedstawionego na Rys. 16 od odległości pomiędzy pojazdami, przez co wymuszenie zahamowania na pojeździe podążającym.

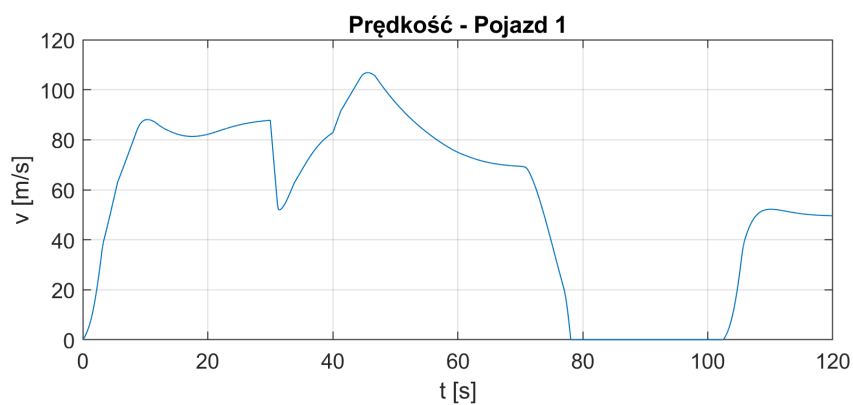
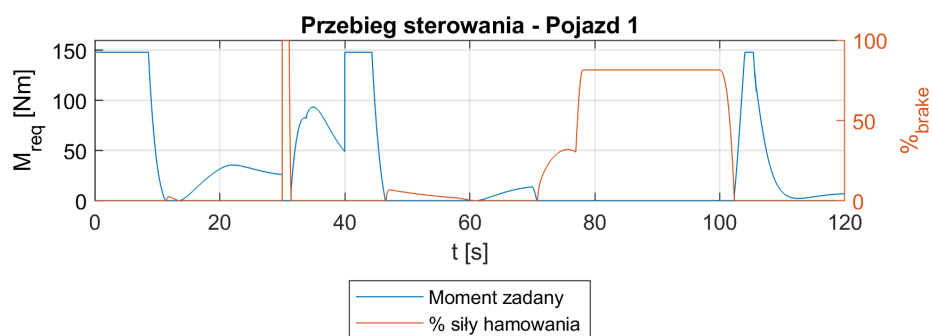
3.5.2 Wyniki symulacji



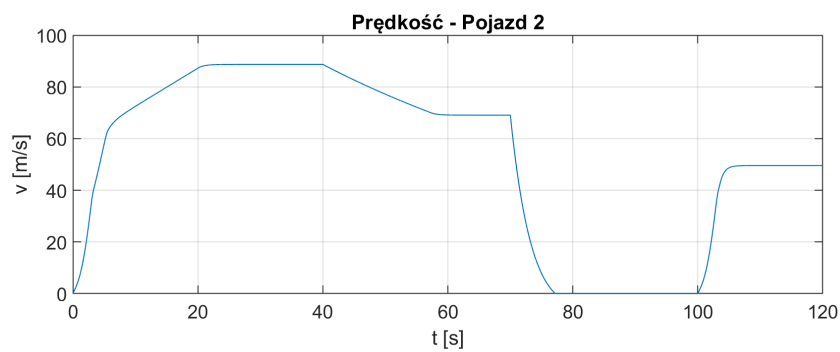
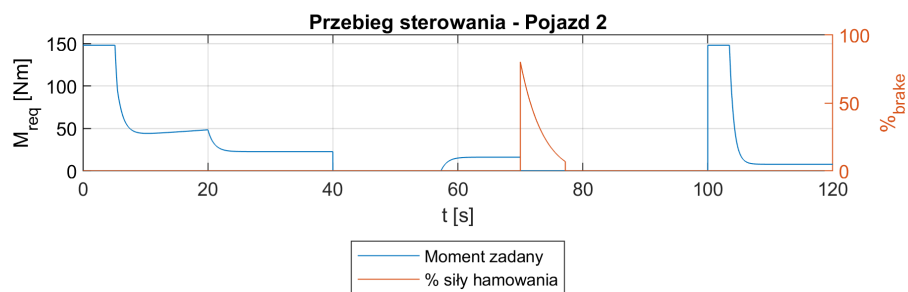
Rys. 17: Przebieg przemieszczenia pojazdów



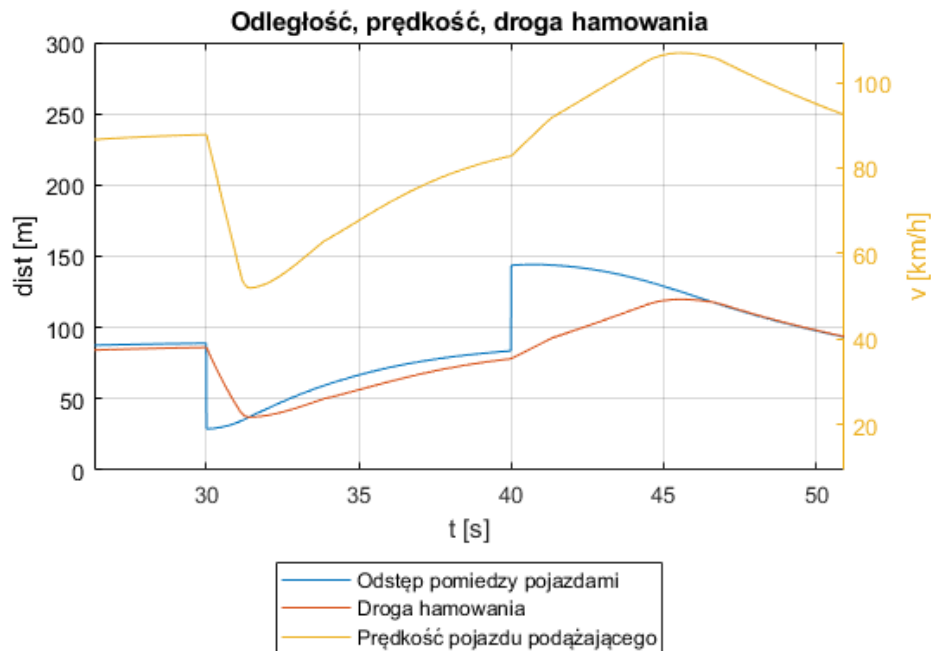
Rys. 18: Przebiegi Δs , v_{car1} , $s_{hamowania}$



Rys. 19: Przebieg sterowania i prędkości pojazdu podążającego



Rys. 20: Przebieg sterowania i prędkości pojazdu wiodącego



Rys. 21: Zbliżenie na moment wtargnięcia na Rys. 18

3.5.3 Wnioski

Układ realizuje sterowanie pojazdem podążającym w sposób płynny i zgodny z przyjętymi założeniami, na Rys. 21 widać że w momencie wtargnięcia pojazd podążający gwałtownie redukuje prędkość (na Rys. 19 sygnał sterujący układem hamulcowym gwałtownie skacze do 100% intensywności siły hamowania). Pojazd w trakcie poruszania się utrzymuje przez cały czas odpowiedni dystans określony drogą hamowania dla danej prędkości poruszania się. Przyspieszanie realizowane jest w sposób płynny i z wartościami adekwatnymi do odległości między pojazdami.

4 Podsumowanie

Dzięki wykonaniu symulacji systemu mamy możliwość stworzenia funkcjonalnego prototypu układu sterowania w sposób prosty nie wymagający zagłębiania się w specyfikę urządzeń, na których docelowo układ ma być zrealizowany. Dzięki pełnej dowolności zadawania sygnałów docierających do systemu możemy symulować sytuacje, których zrealizowanie innymi metodami eksperymentalnymi byłoby bardzo kosztowne, niebezpieczne lub niemożliwe. Dzięki wbudowanym możliwościom eksportu funkcjonalności stworzonych w środowisku *MATLAB/Simulink* do języka C możliwe jest wykorzystanie stworzonych fragmentów układu sterowania w kodzie źródłowym produkcyjnego rozwiązania układu.

5 Oświadczenie o samodzielności wykonania

Oświadczam że niniejsza praca zaliczeniowa stanowiąca podstawę obecnego efektu uczenia się z przedmiotu *Projektowanie Systemów Mechatronicznych* została przeze mnie wykonana samodzielnie.

Michał Łukaszewicz
297696

Literatura

- [1] S. Arczyński, *Mechanika Ruchu Samochodu*
Wydawnictwa Naukowo Techniczne, Warszawa 1994
- [2] Mitsubishi Lancer 1.5 2009 - Strona internetowa Automobile Catalog
Data dostępu: 4.04.2021