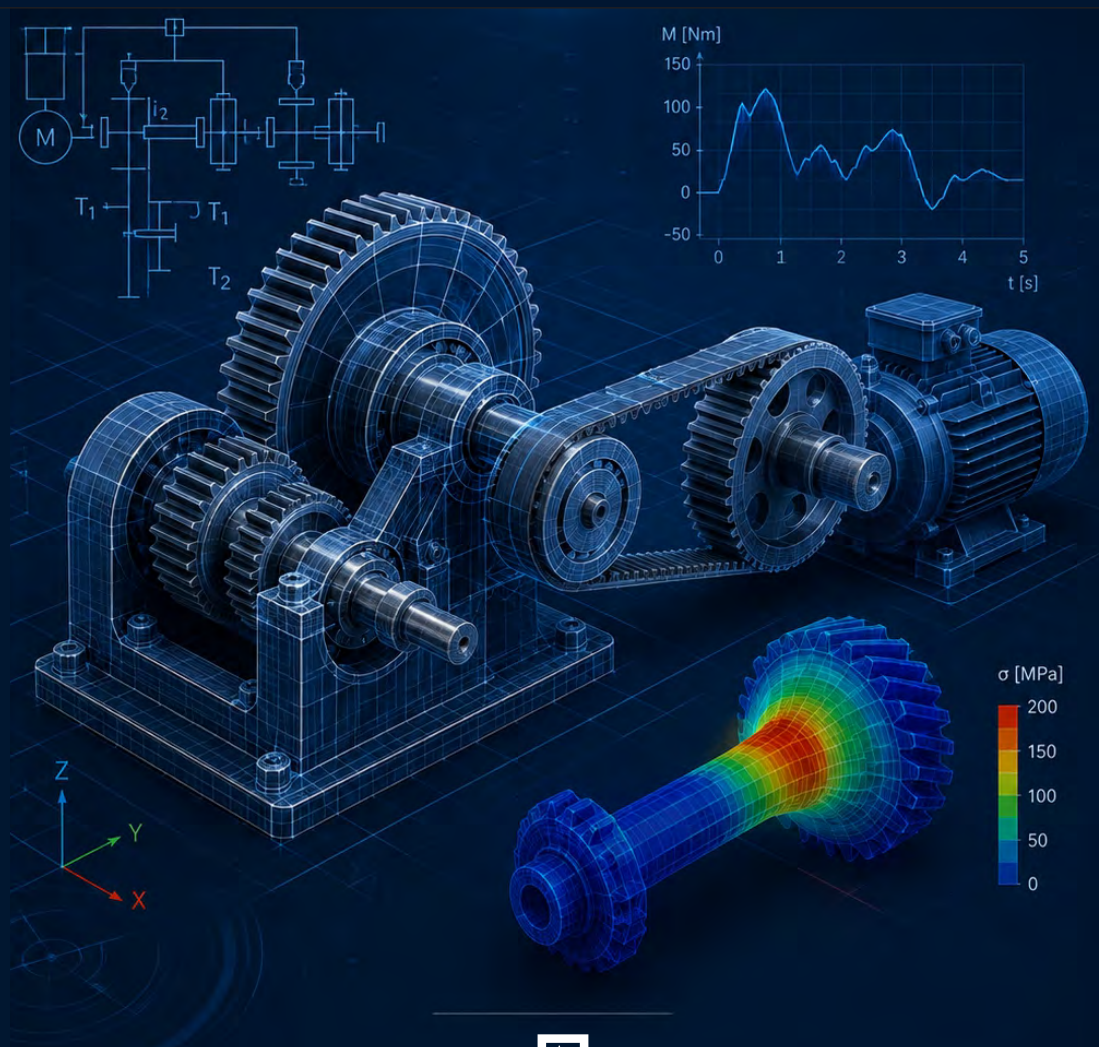


Bogdan JURCHIȘ

Nicolae BURNETE

Modelarea virtuală a sistemelor de transmisie



U.T.PRESS

Cluj-Napoca, 2026

ISBN 978-606-737-852-8

Bogdan JURCHIȘ

Nicolae BURNETE

Modelarea virtuală a sistemelor de transmisie



U.T. PRESS
Cluj-Napoca, 2026
ISBN 978-606-737-852-8



Editura U.T.PRESS
Str. Observatorului nr. 34
400775 Cluj-Napoca
Tel.: 0264-401.999
e-mail: utpress@biblio.utcluj.ro
www.utcluj.ro/editura

Recenzia: Prof.dr.ing. Istvan Barabas
Conf.dr.ing. Călin Iclodean

Pregătire format electronic on-line: Gabriela Groza

Copyright © 2026 Editura U.T.PRESS
Reproducerea integrală sau parțială a textului sau ilustrațiilor din această carte este posibilă numai cu acordul prealabil scris al editurii U.T.PRESS.

ISBN 978-606-737-852-8

Cuprins

Introducere	5
1 Ambreiajul (Clutch)	7
1.1 Ambreiajul – funcționare, modelare și parametrii de control.....	7
1.2 Ambreiajul - modelul matematic	10
1.3 Ambreiajul - modelul virtual	20
1.3.1 Modelul virtual pentru ambreiaj (Clutch)	20
1.3.2 Modelul virtual Coupled Clutches C11003	24
1.3.3 Modelul virtual Manual FWD Thermal Clutch C11032	31
2 Convertizorul de cuplu (Torque Converter)	47
2.1 Convertizorul de cuplu - funcționare, modelare și parametrii de control	47
2.2 Convertizorul de cuplu - modelul matematic.....	51
2.3 Convertizorul de cuplu - modelul virtual.....	57
2.3.1 Modelul virtual pentru convertizorul de cuplu (Torque Converter)	57
2.3.2 Modelul virtual Automatic FWD Clutch Control C11036	59
2.3.3 Modelul virtual Automatic FWD Driver Parametrization C11018	75
3 Cutia de viteze (Gearbox)	88
3.1 Cutia de viteze – funcționare, modelare și parametrii de control.....	88
3.2 Cutia de viteze – modelul matematic	94
3.3 Cutia de viteze - modelul virtual	97
3.3.1 Modelul virtual pentru cutia de viteze (Gearbox)	97
3.3.2 Modelul virtual Automatic FWD C11017	100
3.3.3 Modelul virtual Automatic 4WD C11016	112
4 Angrenaje planetare (Planetary Gear Set).....	123
4.1 Angrenaje planetare – funcționare, modelare și parametrii de control	123
4.2 Angrenaje planetare - modelul matematic.....	125
4.3 Angrenaje planetare - modelul virtual.....	131
4.3.1 Modelul virtual pentru angrenaje planetare (Planetary Gearbox).....	131
4.3.2 Modelul virtual Six Speed Automatic Transmission Planetary C11014	133
4.3.3 Modelul virtual Automatic FWD Advanced Transmission C11035	142
5 Transmisia continuă variabilă CVT (Continuously Variable Transmission).157	

5.1 Transmisia continuă variabilă - funcționare, modelare și parametri de control.....	157
5.2 Transmisia continuă variabilă – modelul matematic	159
5.3 Transmisia continuă variabilă - modelul virtual	162
5.3.1 Modelul virtual pentru transmisia continuă variabilă (Continuously Variable Transmission)	162
5.3.2 Modelul virtual CVT Gearbox SRT C11005.....	164
5.3.3 Modelul virtual CVT 4WD C11021	170
6 Transmisia cu dublu ambreiaj DCT (Double Clutch Transmission).....	181
6.1 Transmisia cu dublu ambreiaj - funcționare, modelare și parametri de control.....	181
6.2 Transmisia cu dublu ambreiaj - modelul matematic	183
6.3 Transmisia cu dublu ambreiaj - modelul virtual	188
6.3.1 Modelul virtual pentru dublu ambreiaj (Double Clutch Transmission)	188
6.3.2 Modelul virtual DCT Control Component C11008	190
6.3.3 Modelul virtual DCT 4WD MBE Friction C11023	200
7 Diferențialul (Differential)	215
7.1 Diferențialul - funcționare, modelare și parametri de control.....	215
7.2 Diferențialul – modelul matematic	218
7.3 Diferențialul - modelul virtual	222
7.3.1 Modelul virtual pentru diferențial (Differential).....	222
7.3.2 Modelul virtual Manual 4WD C11026	224
7.3.3 Modelul virtual CVT FWD C11022.....	235
Elemente virtuale în AVL CRUISE™ M	247
Abrevieri	251
Bibliografie.....	252

Introducere

Volumul ” Modelarea virtuală a sistemelor de transmisie” își propune să ofere o perspectivă unitară, riguroasă și aplicată asupra celor mai importante elemente ale lanțului cinematic al unui autovehicul: ambreiajul, convertizorul de cuplu, transmisia, diferențialul, angrenajele planetare, transmisia continuu variabilă și transmisia cu dublu ambreiaj. Fiecare subsistem este abordat progresiv, pornind de la conceptele fundamentale, la principiile de funcționare, continuând cu aparatul matematic necesar pentru implementarea subsistemelor în modele analitice și încheind cu dezvoltarea modelor virtuale avansate utilizate în simulările dinamice ale unor diferite scenarii de funcționare ale autovehiculelor.

Modelarea virtuală a sistemelor de transmisie, în special a ambreiajelor și a cutiilor de viteze, reprezintă o etapă fundamentală în dezvoltarea și optimizarea autovehiculelor moderne. Prin utilizarea metodelor numerice și a mediilor de simulare avansate, cum este aplicația de simulare multidisciplinară **AVL CRUISE™ M**, se pot analiza cu precizie comportamentele dinamice, mecanice și termice ale componentelor, sistemelor și subsistemelor abordate reducând astfel timpul și costurile asociate testelor experimentale.

Sistemele de transmisie reprezintă esența dinamicii autovehiculului modern, fiind responsabile pentru transferul eficient al energiei mecanice, respectiv a fluxului de putere de la motor către roți. În contextul actual, în care industria automotive se află într-o continuă transformare tehnologică, înțelegerea profundă a modului de funcționare, a principiilor de modelare și a soluțiilor de simulare virtuală pentru principalele componente ale transmisiei unui autovehicul devine esențială atât pentru inginerii proiectanți, cât și pentru cadre didactice, cercetători sau studenți. În cazul ambreiajelor și a convertizoarelor de cuplu modelarea virtuală permite descrierea proceselor de cuplare și decuplare, evidențiind aspecte precum transmiterea cuplului, uzura suprafețelor de frecare, disiparea căldurii sau influența parametrilor de comandă hidraulică sau electronică. Modelele matematice, fie de tip simplificat (bazate pe relații liniare și aproximări), fie de tip avansat (bazate pe metode multicorp și element finit), contribuie la înțelegerea fenomenelor tranzitorii și la calibrarea strategiilor de control.

Pentru cutiile de viteze, angrenajele planetare și transmisiile continue variabile simularea bazată pe modelele virtuale are rolul de a analiza funcționarea mecanismelor de angrenare, distribuția sarcinilor în angrenaje, vibrațiile torsionale, eficiența energetică și interacțiunile dintre elementele cinematice. În plus, integrarea modelelor de control electronic permite evaluarea strategiilor de

schimbare a treptelor de viteză, cu accent pe confortul conducătorului auto, performanțele dinamice ale autovehiculului și reducerea consumului de combustibil.

Tehnologiile actuale de simulare, precum instrumente de simulare avansată cum sunt **IPG CarMaker**, **MATLAB/Simulink**, **AVL CRUISE™ M** sau **GT-SUITE**, facilitează realizarea unor medii virtuale complexe, în care ambreiajele și cutiile de viteze sunt integrate în lanțul cinematic complet al unui autovehiculului. Această abordare holistică permite analiza comportamentului sistemului de propulsie în condiții variate de sarcină, drum și mediu.

Modelele virtuale abordate și dezvoltate în **AVL CRUISE™ M** precum **Coupled Clutches**, **Automatic FWD Clutch Control**, **Manual 4WD**, **Six Speed Automatic Transmission Planetary**, **CVT Gearbox SRT**, **DCT Control Component** și multe altele, reprezintă instrumente moderne utilizate în ingineria autovehiculelor pentru analiza performanțelor, evaluarea strategiilor de control și validarea funcțiilor de transmisie a puterii în lanțul cinematic într-un mediu sigur și repetabil.

Prin această combinație între teorie, matematică și simulare virtuală aplicată, acest volum își propune să devină un suport complet și util pentru cei care studiază sau lucrează în domeniul transmisiilor auto. Indiferent dacă cititorul urmărește să aprofundeze conceptele de bază sau să înțeleagă implementarea avansată a modelelor virtuale, acest materialul oferă un cadru coerent care facilitează atât înțelegerea, cât și aplicarea practică a celor mai utilizate modele de transmisii.

Într-o industrie în continuă evoluție, în care eficiența energetică, dinamica autovehiculelor și confortul conducătorului auto depind esențial de calitatea sistemelor de transmisie, cunoașterea detaliată a acestor componente devine o condiție fundamentală. Acest volum reprezintă, astfel, un ghid tehnic complet, conceput pentru a sprijini formarea și dezvoltarea studenților ca specialiști capabili să proiecteze, să analizeze și să optimizeze transmisiile auto de ultimă generație.

În concluzie, modelarea virtuală a ambreiajelor și cutiilor de viteze constituie o unealtă esențială pentru industria automotive contemporană, sprijinind procesele de proiectare, validare și optimizare. Aceasta contribuie nu doar la creșterea fiabilității și performanțelor, ci și la respectarea cerințelor tot mai stricte privind eficiența energetică și reducerea emisiilor poluante.

Cluj-Napoca,
februarie, 2026

Autorii

1 Ambreiajul (Clutch)

1.1 Ambreiajul – funcționare, modelare și parametrii de control

Ambreiajul (**Clutch**) este un ansamblu mecanic esențial în transmiterea puterii de la motor către cutia de viteze, având rolul de a cupla și decupla, într-un mod controlat, arborele cotit al motorului de arborele primar al transmisiei. Prin funcționarea sa, ambreiajul asigură transmiterea controlată a puterii de la motor la cutia de viteze, permite pornirea lină a autovehiculului, facilitează schimbarea treptelor de viteză fără șocuri mecanice și protejarea ansamblului transmisiei împotriva apariției suprasarcinilor.

Funcționarea ambreiajului se bazează pe forța de frecare dezvoltată între suprafețele de contact ale discului de ambreiaj și ale volantului, presate axial prin forța generată de placa de presiune. În regim de cuplare completă, ambreiajul funcționează prin aderența realizată între cele două plăci, respectiv în fazele tranzitorii apare regimul de alunecare, necesar pentru adaptarea diferențelor de viteză unghiulară dintre arborii din lanțul cinematic.

Ambreiajul (figura 1.1) compensează diferența dintre momentul de inerție la intrare ($M_{C,in}$) și momentul de inerție la ieșire ($M_{C,out}$) la punerea în mișcare a autovehiculului. Pe durata schimbării treptelor de viteză, ambreiajul decuplează arborele cotit al motorului de la transmisie.

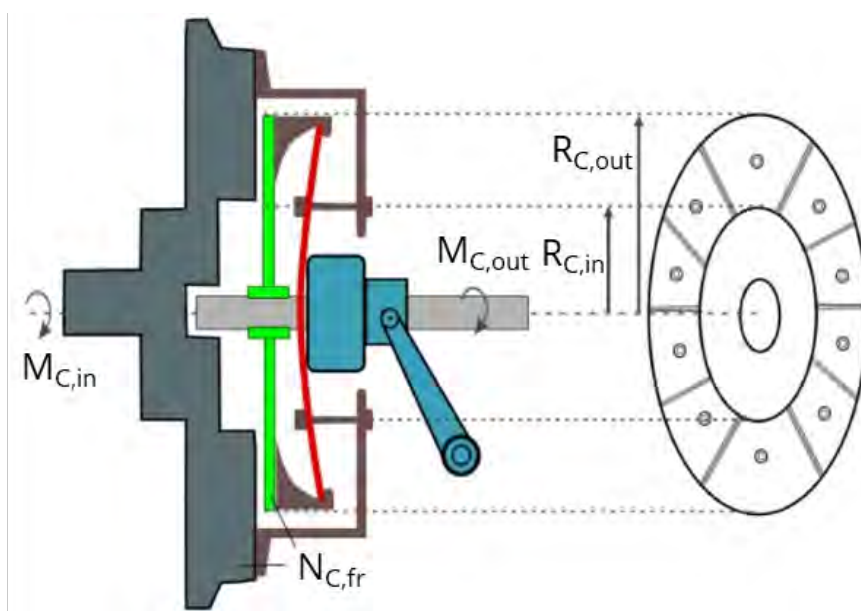


Figura 1.1 Ambreiajul [AVL CRUISE™ M]

Ambreiajul utilizat la autovehiculele cu cutie de viteze manuală este de tip monodisc, uscat, cu suprafețe de frecare ($N_{C,fr}$) și este acționat de conducătorul autovehiculului prin comenzile din habitacul.

În cazul transmisiilor cu variație continuă CVT (**Continuously Variable Transmission**) ambreiajul este necesar doar la pornire și este controlat electronic prin modulul **CVT Control**, care adaptează presiunea de contact în funcție de sarcina motorului și de condițiile dinamice ale autovehiculului [1].

Constructiv, ambreiajul este format din următoarele părți componente (figura 1.2):

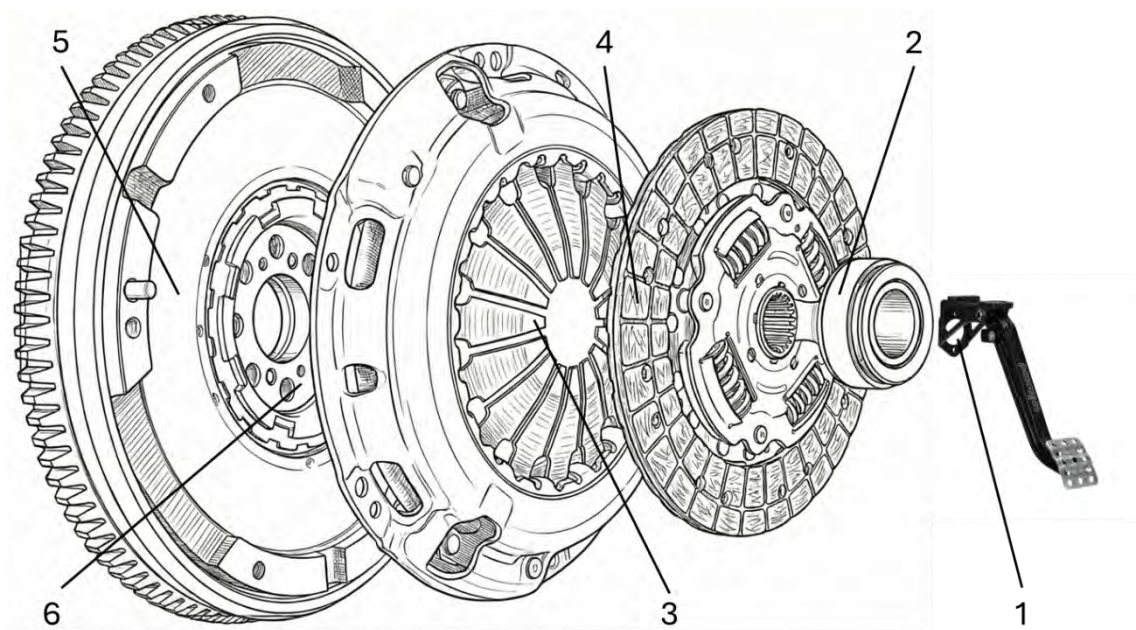


Figura 1.2 Părțile componente ale ambreiajului [Gemini AI]

1. mecanismul de comandă (decuplare) care include pedala de ambreiaj, sistemul de acționare (mecanic, hidraulic sau electronic) și furca de debreiere;
2. rulmentul de presiune (**Release Bearing**) care transmite efortul axial către placa de presiune și reduce frecările parazite;
3. placa de presiune (**Pressure Plate**) care este un element elastic (arcuri elicoidale sau arc diafragmă) ce menține discul de fricțiune presat pe volant;
4. discul de ambreiaj (**Clutch Disc**) care conține garnituri de frecare (ferodouri) fixate pe o placă metalică, prevăzută cu arcuri de torsiune și arcuri de amortizare torsionale pentru absorbția șocurilor și a vibrațiilor;
5. volantul (**Flywheel**) care este montat pe arborele cotit al motorului, furnizează suprafața de contact pentru discul de ambreiaj și contribuie la reducerea oscilațiilor neregulate ale motorului;

6. lagărul de ghidare (**Pilot Bearing**) care susține arborele primar de intrare al cutiei de viteze și asigură alinierea acestuia față de motor.

Ambreiajul este un element mecanic esențial al sistemului de transmisie, având rolul de a asigura funcționarea autovehiculului în regimul de ralanti, de a asigura tranziția de la starea de staționare la starea mișcare și de a întrerupe fluxul de putere între motor și transmisie determinând calitatea conducerii, durabilitatea trenului de rulare și eficiența energetică a autovehiculului.

Principiu de funcționare al ambreiajului pe durata exploatarei se bazează pe trei regimuri distincte de operare:

1. regimul de cuplare atunci când suprapunerea completă a suprafețelor de frecare determină transmiterea integrală a momentului motor, regim în care diferența de viteză unghiulară dintre motor și transmisie este nulă;
2. regimul de alunecare care apare în faza de pornire și în timpul schimbărilor treptelor de viteză, regim în care ambreiajul funcționează în alunecare controlată, absorbind diferențele de turație și reducând șocurile torsionale;
3. regimul de decuplare care apare atunci când ambreiajul întrerupe fluxul de putere dintre motor și transmisie, permițând schimbarea treptelor de viteză sau funcționarea motorului la ralanti fără transfer de putere către trenul de rulare.

1.2 Ambreiajul - modelul matematic

Modelul matematic al ambreiajului are rolul de a descrie relația dintre forțele și momentele dezvoltate în cadrul ansamblului de transmisie, precum și variația acestora în funcție de condițiile dinamice (diferența de turație, regimul de contact, presiunea aplicată, temperatura de funcționare) [1].

Momentul motor transmisibil (**Transferable Torque**) (figura 1.3) [2] reprezintă valoarea maximă a momentului care poate fi furnizată de ambreiaj la un moment dat (M_C). Această valoare depinde de gradul de decuplare al ambreiajului, de diferența de accelerație unghiulară între cei doi arbori ($\ddot{\varphi}_{C,in} - \ddot{\varphi}_{C,out}$), respectiv de temperatura elementelor din lanțul cinematic ($\theta_{C,in}, \theta_{C,out}$). Valoarea maximă a momentului motor transmisibil se obține atunci când ambreiajul nu este decuplat. În funcție de caracteristicile constructive ale ambreiajului se pot lua în considerare diferite modele care pot fi utilizate pentru determinarea momentului motor transmisibil [1].

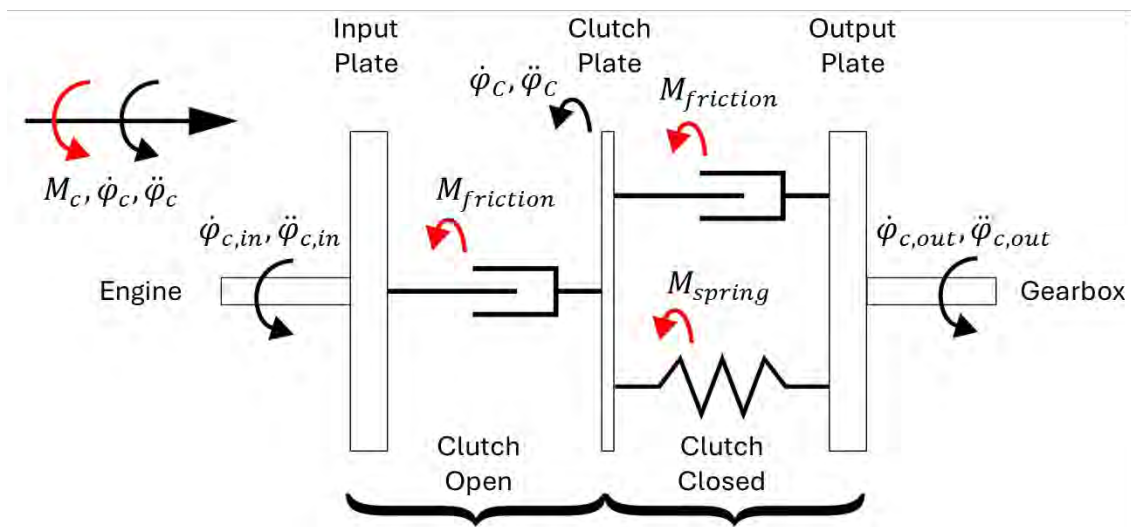


Figura 1.3 Diagrama de funcționare a ambreiajului [AVL CRUISE™ M]

Modelul matematic simplificat al ambreiajului exprimă momentul transmis de ambreiaj printr-o relație între presiunea aplicată, gradul de cuplare și momentul disponibil și este definit de următoarea ecuație [1]:

$$M_C = \frac{F_{C,real}}{F_C(S_C = 0)} \cdot M_{C,max} \quad (1.1)$$

unde: M_C este momentul motor transmis, F_C este forța de presiune necesară pentru eliberarea ambreiajului, S_C este cuplarea/decuplarea ambreiajului, $F_{C,real}$ este forța

de presiune aplicată ambreiajului, $M_{C,max}$ este momentul motor transmisibil egal cu momentul motor în momentul decuplării ambreiajului.

Modelul matematic detaliat al ambreiajului ia în considerare suprapunerea suprafețelor de frecare, parametrii geometrici ai discului și este definit de relația:

$$M_{C,trans} = F_{C,real} \cdot \mu_{C,real} \cdot R_{C,med} \cdot N_C \quad (1.2)$$

unde: $M_{C,trans}$ este momentul motor transmis, $\mu_{C,real}$ este coeficientul de frecare real, $R_{C,med}$ este raza medie efectivă a ambreiajului, N_C este numărul de suprafețe de frecare.

Raza medie efectivă $R_{C,med}$ a ambreiajului este un element virtual asupra căruia acționează forța de frecare și se calculează cu ajutorul relației:

$$R_{C,med} = \frac{2}{3} \cdot \frac{R_{C,out}^3 - R_{C,in}^3}{R_{C,out}^2 - R_{C,in}^2} \quad (1.3)$$

unde: $R_{C,in}$ este raza interioară a ambreiajului, respectiv $R_{C,out}$ este raza exterioară a ambreiajului.

Coeficientul de frecare (figura 1.4) descrie tranziția dintre regimul de aderență și regimul de alunecare și depinde de diferența de turație dintre arbori, presiunea de contact, respectiv de temperatura suprafețelor de frecare și este dat de relația [2]:

$$\dot{\phi}_{C,rel} = \dot{\phi}_{C,in} - \dot{\phi}_{C,out} \quad (1.4)$$

unde: $\dot{\phi}_{C,rel}$ este viteza unghiulară relativă a ambreiajului, $\dot{\phi}_{C,in}$ este viteza unghiulară a arborelui primar (partea de acționare), respectiv $\dot{\phi}_{C,out}$ este viteza unghiulară a arborelui secundar (partea prizei de putere).

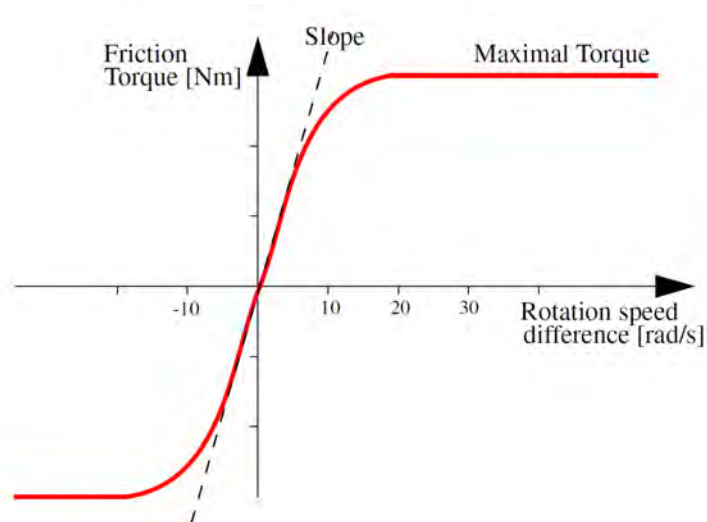


Figura 1.4 Variația coeficientului de frecare [1]

Pe baza relației (1.4) coeficientul de frecare real devine:

$$\mu_{C,real} = \mu_{C,slip} \cdot \mu_{C,stick} \cdot e^{\left(-\frac{|\dot{\phi}_{C,rel}|}{(\mu_{C,stick}-\mu_{C,slip}) \cdot K_C}\right)} \quad (1.5)$$

unde: $\mu_{C,real}$ este coeficientul real de frecare statică (aderență), $\mu_{C,slip}$ este coeficientul de frecare dinamică (alunecare), $\mu_{C,stick}$ este coeficientul de frecare la aderență, respectiv K_C este parametru experimental de formă.

Pierderea de putere $P_{C,loss}$ la acționarea ambreiajului se calculează ca fiind diferența dintre puterea transmisă pe lanțul cinematic la intrare $P_{C,in}$ (puterea pe partea de acționare) și puterea la ieșire $P_{C,out}$ (puterea pe partea acționată):

$$P_{C,loss} = P_{C,in} - P_{C,out} = (M_C \cdot \dot{\phi}_{C,in}) - (M_C \cdot \dot{\phi}_{C,out}) \quad (1.6)$$

Atunci când ambreiajul este cuplat $P_{C,in} = P_{C,out}$ și $P_{C,loss} = 0$.

Ambreiajul va aluneca atunci când este îndeplinită următoarea condiție [1]:

$$[|M_{C,in} - M_{C,out}| \geq |M_C|] \vee [\dot{\phi}_{C,rel} > 0] \vee [S_C > 0.8] \quad (1.7)$$

unde: $M_{C,in}$ este momentul motor pe partea de transmisie, $M_{C,out}$ este momentul motor pe partea prizei de putere.

Ambreiajul va intra în regim de aderență atunci când este îndeplinită următoarea condiție:

$$[|M_{C,in} - M_{C,out}| < |M_C|] \vee [\dot{\phi}_{C,rel} < 0.01] \vee [S_C < 0.8] \quad (1.8)$$

Ambreiajul elasto-plastic EPC (**Elasto-Plastic Clutch**) descrie modelul de frecare la patinare prin comportamentul microscopic al asperităților suprafețelor de contact la întreruperea fluxului de putere și are rolul de a compensa diferența dintre vitezele unghiulare ale arborelui primar (partea de acționare) și ale arborelui secundar (partea prizei de putere) atunci când autovehiculul este pus în mișcare [3].

Acest model de ambreiaj utilizează o variabilă de stare care se bazează pe deformarea medie a tuturor asperităților suprafețelor în contact, pentru a evalua condiția operațională curentă în care funcționează ambreiajul (blocare, pre-alunecare și alunecare) pe baza efectului Stribeck [4].

Modelul matematic al ambreiajului elasto-plastic este prezentat în următoarea ecuație diferențială [5]:

$$\begin{cases} \dot{z} = \dot{\phi}_C \cdot \left[1 - \alpha(z, \dot{\phi}_C) \cdot \frac{\text{sign}(\dot{\phi}_C)}{z_{ss}(\dot{\phi}_C)} \cdot z \right] \\ z_0 = \dot{z}_0 = 0 \end{cases} \quad (1.9)$$

unde: $\dot{z}$ este viteza de deformare a tuturor asperităților suprafețelor în contact, $\dot{\phi}_C$ este viteza unghiulară a ambreiajului, $\alpha(z, \dot{\phi}_C)$ este funcția care modelează tranziția de la aderență la alunecare, z este coeficientul de deformare a tuturor asperităților suprafețelor în contact, $z_{ss}(\dot{\phi}_C)$ este deformarea curentă a tuturor asperităților

suprafețelor în contact, z_0 sunt condițiile inițiale pentru deformare a tuturor asperităților suprafețelor în contact.

Viteza unghiulară a ambreiajului elasto-plastic este exprimată prin relația:

$$\dot{\varphi}_C = \dot{\varphi}_{E,in} - \dot{\varphi}_{E,out} \quad (1.10)$$

unde: $\dot{\varphi}_{E,in}$ este viteza unghiulară a arborelui primar (partea de acționare), respectiv $\dot{\varphi}_{E,out}$ este viteza unghiulară a arborelui secundar (partea prizei de putere).

Funcția $\alpha(z, \dot{\varphi}_C)$ permite descrierea condițiilor de funcționare ale ambreiajului (blocare, pre-alunecare și alunecare) cu ajutorul unui singur sistem de ecuații [5]:

$$\alpha(z, \dot{\varphi}_C) = \begin{cases} 0 & \text{sign}(\dot{\varphi}_C) \neq \text{sign}(z) \\ \alpha(z) & \text{sign}(\dot{\varphi}_C) = \text{sign}(z) \end{cases} \quad (1.11)$$

$$\alpha(z) = \begin{cases} 0 & |z| \leq z_{ba} \\ \frac{1}{2} \cdot \left\{ \sin \left[\pi \cdot \frac{|z| - \frac{z_{ss}(\dot{\varphi}_C) + z_{ba}}{2}}{z_{ss}(\dot{\varphi}_C) - z_{ba}} \right] + 1 \right\} & z_{ba} < |z| < z_{ss}(\dot{\varphi}_C) \\ 1 & |z| \geq z_{ss}(\dot{\varphi}_C) \end{cases}$$

unde: z_{ba} reprezintă deformarea prin rupere a asperităților suprafețelor în contact. Deformarea curentă a tuturor asperităților suprafețelor în contact $z_{ss}(\dot{\varphi}_C)$ depinde de caracteristica de frecare în regim staționar a ambreiajului:

$$z_{ss}(\dot{\varphi}_C) = \frac{f_{ss}(\dot{\varphi}_C)}{\sigma_0} \quad (1.12)$$

unde: $f_{ss}(\dot{\varphi}_C)$ este caracteristica de frecare în regim staționar a ambreiajului, σ_0 este rigiditatea de contact a ambreiajului.

Caracteristica de frecare în regim staționar este dată de ecuația [6]:

$$f_{ss}(\dot{\varphi}_C) = F_{max} \cdot |\mu_c + (\mu_s - \mu_c)| \cdot e^{-\left(\frac{\dot{\varphi}_C}{v_s}\right)^\gamma} \quad (1.13)$$

unde: F_{max} este valoarea maximă a forței de presiune aplicată ambreiajului, μ_s este coeficientul de frecare statică, μ_c este coeficientul de frecare dinamică, $\dot{\varphi}_C$ este viteza unghiulară relativă a ambreiajului, v_s este viteza de desprindere Stribeck (valoarea vitezei relative la care contactul dintre două suprafețe trece din regimul dominat de frecarea statică/de aderență în regimul de alunecare stabilă), γ este un parametru empiric.

Momentul de la care începe faza de pre-alunecare z_{break} sau **Breakaway Deflection**, se calculează ca un procent din deformația Coulomb z_c sau **Coulomb Deflection**, care apare atunci când coeficientul de frecare statică este egal cu coeficientul de frecare dinamică [6]:

$$z_{break} = (z_c)\% = \left(\frac{F_{max} \cdot \mu_c}{\sigma_0} \right) \% \quad (1.14)$$

$$0 < z_{ba} < z_c \leq |z_{ss}(\dot{\varphi}_c)| \leq z_{max} = \frac{F_{max} \cdot \mu_s}{\sigma_0} \quad (1.15)$$

Prin rezolvarea ecuației diferențiale și respectând condițiile impuse de relația (1.15) rezultă ecuația de evaluare a forței de frecare F_{fr} :

$$F_{fr} = \sigma_0 \cdot z + \sigma_1 \cdot \dot{z} + \sigma_{\dot{\varphi}_c} \cdot \dot{\varphi}_c \quad (1.16)$$

Momentul motor transmisibil depinde de presiunea de contact între discurile ambreiajului și de diferența de viteză unghiulară dintre cele două discuri.

Ambreiajul vâscos (**Viscous Clutch**) este un dispozitiv ce folosește un fluid termo-sensibil (figura 1.5) pentru a controla cuplarea și viteza unghiulară a unei alte componente și pentru a distribui momentul motor într-un diferențial cu alunecare limitată.

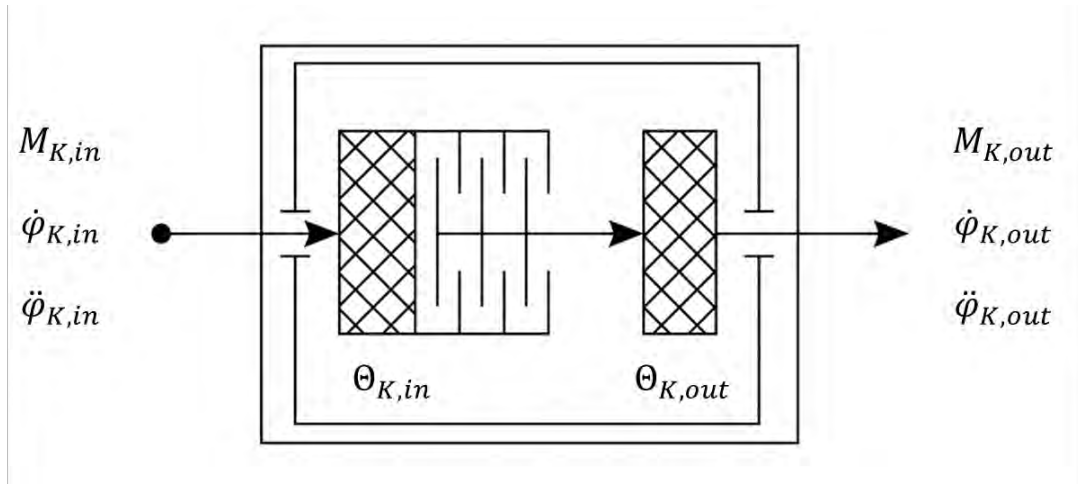


Figura 1.5 Ambreiajul vâscos [AVL CRUISE™ M]

Momentul motor transmisibil M_K depinde de viteza diferențială luând în considerare momentele de inerție pentru masele pe partea de acționare și pe partea prizei de putere și este exprimat prin ecuația [1]:

$$M_K = (M_{K,init} \cdot \tanh(\dot{\varphi}_{K,rel})^2 + V_K \cdot ABS(\dot{\varphi}_{K,rel})^{U_K}) \cdot SIGN(\dot{\varphi}_{K,rel}) \quad (1.17)$$

unde: $M_{K,init}$ este momentul motor inițial la ralanti, $\dot{\varphi}_{K,rel}$ este viteza unghiulară relativă a ambreiajului vâscos, V_K este coeficientul de cuplare vâscoasă al ambreiajului, respectiv U_K este exponentul ambreiajului vâscos.

Viteza unghiulară a ambreiajului vâscos $\dot{\varphi}_{K,rel}$ este exprimată prin relația [3]:

$$\dot{\varphi}_{K,rel} = \dot{\varphi}_{K,in} - \dot{\varphi}_{K,out} \quad (1.18)$$

unde: $\dot{\varphi}_{K,in}$ este viteza unghiulară a arborelui primar (partea de acționare), respectiv $\dot{\varphi}_{K,out}$ este viteza unghiulară a arborelui secundar (partea prizei de putere).

Momentul motor transmisibil M_K prin ambreiajul vâscos este exprimat prin [1]:

$$M_K = (M_{K,init} + V_K \cdot (|\dot{\phi}_{Krel}|)^{U_K} \quad (1.19)$$

Caracteristică de acționare a ambreiajului (figura 1.6) este împărțită în trei etape: etapa de cuplare completă (**Full Engagement Stage**), etapa de acționare (**Elastic Lever Stage**) și etapa de separare completă (**Full Separation Stage**) [7].

Caracteristica de acționare a ambreiajului de la ambreiaj deschis (**Disconnect Position**) la ambreiaj închis (**Connect Position**) este controlată prin acționarea pedalei de ambreiaj (**Pedal Position**) și este definită prin relația:

$$\lambda = \frac{PedalPosition - ConnectPosition}{DisconnectPosition - ConnectPosition} \quad (1.20)$$

unde: λ este poziția normalizată a pedalei de ambreiaj.

Trecerea de la etapa de acționare la etapa de separare completă F_S este exprimată prin relația dintre forța de presiune (**Release Force**) și deplasarea rulmentului (**Release Bearing Displacement**) [1]:

$$F_S = \begin{cases} 0 & (0 \leq x \leq x_{12}) \\ f_x & (x_{12} \leq x \leq x_{23}) \\ f_4x^4 + f_3x^3 + f_2x^2 + f_1x & (x_{23} \leq x \leq 10) \end{cases} \quad (1.21)$$

unde: f_x este panta de ajustare liniară, f_1, f_2, f_3, f_4 sunt coeficienții de ajustare polinomială, x_{12} este punctul de contact inițial dintre rulmentul de presiune și arcul diafragmei, x_{23} este punctul inițial de separare dintre placa de presiune și placa antrenată.

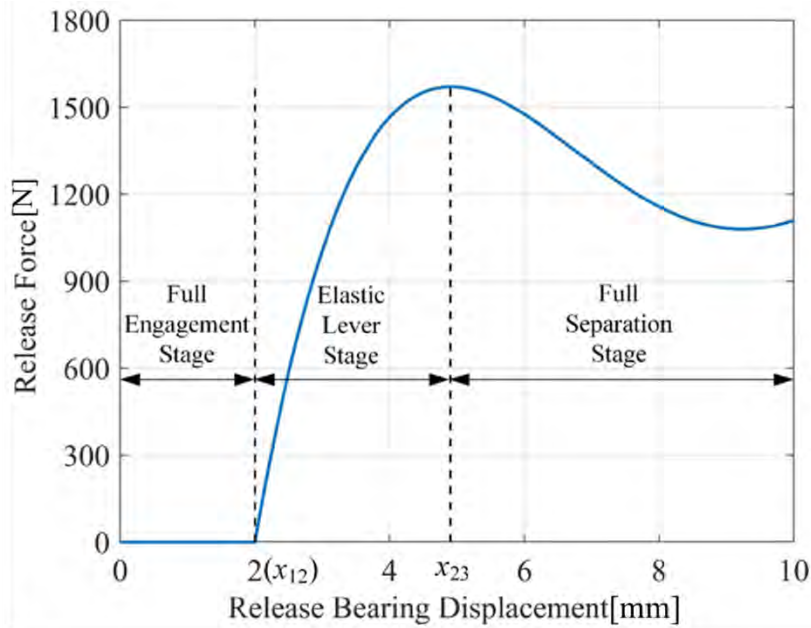


Figura 1.6 Caracteristica de acționare a ambreiajului

Un caz particular este volantul cu masă dublă DMF (**Dual-Mass Flywheel**) (figura 1.7) care este formată din partea primară (**Primary Side**) conectată la arborele cotit al motorului (**Crankshaft**) și partea secundară (**Secondary Side**) conectată la discul de ambreiaj (**Clutch Plate**).

Momentul motor este transmis de la partea primară la partea secundară prin intermediul unui arc (**Spring**) și a unor dispozitive de frecare (**Friction Shims**). Rolul DMF este de a amortiza vibrațiile motorului.

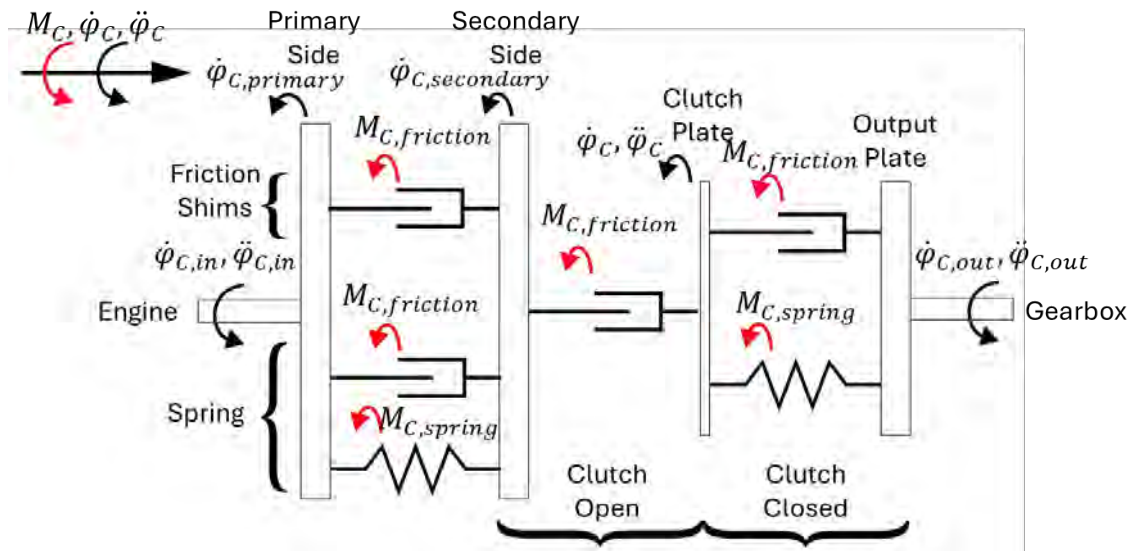


Figura 1.7 Diagrama de funcționare a volanului cu masă dublă [AVL CRUISE™ M]

Datorită vitezei de rotație a motorului și a volanului cu dublă masă DMF, există o forță centrifugă F_φ care acționează asupra elementului elastic, forța care se calculează cu ajutorul următoarelor relații [2]:

$$F_\varphi = m_{C,spring} \cdot \varphi_C^2 \cdot r_m \quad (1.22)$$

$$\varphi_C^2 = 2\pi \cdot \varphi_{C,in} \quad (1.23)$$

unde: $m_{C,spring}$ este masa volanului cu dublă masă, r_m este raza medie a arcului, respectiv $\varphi_{C,in}$ este viteza unghiulară a arborelui primar.

Forțele dezvoltate de arc care acționează asupra elementului de masă F_i sunt orientate în aceeași direcție ca și forța centrifugă $F_{i,\varphi}$. Acestea pot fi calculate cu ajutorul relației:

$$F_{i,\varphi} = F_i \cdot \sin \alpha \quad (1.24)$$

unde: α este unghiul de aplicare a forțelor dezvoltate de arc la suprafața DMF.

Forța normală F_N care acționează asupra arcului poate fi determinată cu ajutorul relației [1]:

$$F_N = F_{i,\varphi} + F_{i+1,\varphi} + F_\varphi \quad (1.25)$$

Forța de frecare $M_{C,friction}$ asupra unui element de masă poate fi determinată cu ajutorul relației [1]:

$$M_{C,friction} = \mu \cdot r_e \cdot F_\varphi \quad (1.26)$$

unde: μ este coeficientul de frecare dintre elementul de masă și ghidajul arcului, r_e este raza exterioară a arcului.

Ecuția de mișcare pentru fiecare element de masă al DMF și anume n_{mass} poate fi determinată cu ajutorul relației [1]:

$$\dot{\omega} \frac{I_{spring}}{n_{mass}} = F_{i,\varphi} - F_{i+1,\varphi} - M_{C,friction} \cdot \text{sign}(\Delta\omega) \quad (1.27)$$

unde: I_{spring} este inerția elementului DMF, $\Delta\omega$ este viteza de rotație relativă dintre elementul arcului și partea primară a volantului DMF.

Teoria funcționării ambreiajului se bazează pe capacitatea de cuplare prin frecare între discul atașat de arborele motor (partea conducătoare) și placa de presiune atașată de arborele acționat (partea condusă) pentru a transmite momentul motor la cutia de viteze.

Există două criterii care sunt urmărite pentru a asigura o funcționare optimă a ambreiajului: teoria presiunii uniforme, respectiv teoria uzurii uniforme [8]:

Teoria presiunii uniforme (**Uniform Pressure Theory**) presupune că presiunea p este distribuită uniform pe toată aria suprafețelor de contact. Presupunând că intensitatea presiunii pe întreaga suprafață de contact este constantă, atunci [4]:

$$p = \frac{d\dot{w}}{dA} = \frac{d\dot{w} \cdot \sin \beta}{2\pi \cdot r \cdot dr} \quad (1.28)$$

$$d\dot{w} = \frac{2\pi \cdot p \cdot r \cdot dr}{\sin \beta} \quad (1.29)$$

unde: $d\dot{w}$ este încărcarea normală, dA este aria elementară a suprafeței de contact, r este raza discului de ambreiaj, β este unghiul suprafeței conice.

Forța totală care acționează asupra suprafeței conice se obține prin integrarea ecuațiilor de mai sus:

$$\dot{w} = \int_{\frac{D_i}{2}}^{\frac{D_0}{2}} \frac{2\pi \cdot p \cdot r \cdot dr}{\sin \beta} = \frac{2\pi \cdot p}{\sin \beta} \cdot \int_{\frac{D_i}{2}}^{\frac{D_0}{2}} r \cdot dr = \frac{2\pi \cdot p}{\sin \beta} \cdot \left[\frac{r^2}{2} \right]_{\frac{D_i}{2}}^{\frac{D_0}{2}} \quad (1.30)$$

$$\dot{w} = \frac{\pi \cdot p}{4 \sin \beta} \cdot (D_0^2 - D_i^2) = \frac{\pi \cdot p}{\sin \beta} \cdot (r_0^2 - r_i^2) \quad (1.31)$$

$$p = \frac{4 \cdot \dot{w} \cdot \sin \beta}{\pi \cdot (D_0^2 - D_i^2)} = \frac{\dot{w} \cdot \sin \beta}{\pi \cdot (r_0^2 - r_i^2)} \quad (1.32)$$

Dacă ambreiajul patinează, forța de frecare dF_f care acționează asupra suprafeței de contact produce o forță de torsiune dT exprimată de relația [1]:

$$dT = dF_f \cdot r = \mu \cdot r \cdot d\dot{w} = \frac{2\pi \cdot \mu \cdot p}{\sin \beta} \cdot r^2 \cdot dr \quad (1.33)$$

Momentul motor total M_T se obține pe baza formulelor pentru aria suprafețelor de contact ale ambreiajului:

$$M_T = \frac{2\pi \cdot \mu \cdot p}{\sin \beta} \cdot \int_{r_i}^{r_0} r^2 \cdot dr = \frac{2\pi \cdot \mu \cdot p}{\sin \beta} \cdot \left[\frac{r^3}{3} \right]_{r_i}^{r_0} = \frac{2\pi \cdot \mu \cdot p}{3 \sin \beta} \cdot (r_0^3 - r_i^3) \quad (1.34)$$

$$M_T = \frac{2\pi \cdot \mu}{3 \sin \beta} \cdot \frac{\dot{w} \cdot \sin \beta}{\pi \cdot (r_0^2 - r_i^2)} \cdot (r_0^3 - r_i^3) = \mu \cdot d\dot{w} \cdot \frac{2(r_0^3 - r_i^3)}{3(r_0^2 - r_i^2)} \quad (1.35)$$

unde: $\dot{w}$ este forța totală care acționează perpendicular pe suprafața de contact, din care rezultă forța axială:

$$w = \dot{w} \cdot \sin \beta \xrightarrow{\text{yields}} \dot{w} = \frac{w}{\sin \beta} \quad (1.36)$$

$$T = \frac{\mu \cdot w}{\sin \beta} \cdot \frac{2(r_0^3 - r_i^3)}{3(r_0^2 - r_i^2)} = \frac{\mu \cdot w \cdot R}{\sin \beta} \quad (1.37)$$

$$R = \frac{2(r_0^3 - r_i^3)}{3(r_0^2 - r_i^2)} \quad (1.38)$$

Teoria uzurii uniforme (**Uniform Wear Theory**) se aplică după o anumită perioadă de utilizare a ambreiajului, atunci când există diferențe de turație între piesele părții conduse și piesele părții conducătoare. Teoria uzurii uniforme presupune că uzura este constantă peste tot și este direct proporțională cu presiunea asupra suprafețelor în contact și cu viteza de rotație:

$$d\dot{w} = 2\pi \cdot p \cdot r \cdot \frac{dr}{\sin \beta} = \frac{2\pi \cdot c}{\sin \beta} \cdot dr \quad (1.39)$$

Prin integrarea ecuațiilor de mai sus se obține:

$$\begin{aligned} \dot{w} &= \frac{2\pi \cdot c}{\sin \beta} \cdot \int_{r_i}^{r_0} dr = \frac{2\pi \cdot c}{\sin \beta} \cdot [r]_{r_i}^{r_0} = \frac{2\pi \cdot p}{\sin \beta} \cdot (r_0 - r_i) \\ &= \frac{2\pi \cdot p}{\sin \beta} \cdot \left(\frac{D_0}{2} - \frac{D_i}{2} \right) \end{aligned} \quad (1.40)$$

$$c = \frac{\dot{w} \cdot \sin \beta}{2\pi \cdot (r_0 - r_i)} \quad (1.41)$$

$$dT = \mu \cdot r \cdot d\dot{K} = \frac{2\pi \cdot c \cdot \mu \cdot r \cdot dr}{\sin \beta} \quad (1.42)$$

$$T = \frac{2\pi \cdot c \cdot \mu}{\sin \beta} \cdot \int_{r_i}^{r_0} r \cdot dr = \frac{2\pi \cdot c \cdot \mu}{\sin \beta} \cdot \left[\frac{r^2}{2} \right]_{r_i}^{r_0} = \frac{\pi \cdot c \cdot \mu}{\sin \beta} \cdot (r_0^2 - r_i^2) \quad (1.43)$$

$$\begin{aligned} T &= \frac{2 \cdot c \cdot \mu}{4 \sin \beta} \cdot (D_0^2 - D_i^2) = \frac{\pi \cdot \mu}{\sin \beta} \cdot \frac{\dot{w} \cdot \sin \beta}{2\pi \cdot (r_0 - r_i)} \cdot (r_0^2 - r_i^2) \\ &= \frac{\mu \cdot \dot{w}}{2} \cdot \frac{(r_0^2 - r_i^2)}{(r_0 - r_i)} = \mu \cdot \dot{w} \cdot \frac{(r_0 + r_i) \cdot (r_0 - r_i)}{(r_0 - r_i)} \\ &= \frac{\mu \cdot \dot{w}}{2} \cdot (r_0 + r_i) \end{aligned} \quad (1.44)$$

1.3 Ambreiajul - modelul virtual

1.3.1 Modelul virtual pentru ambreiaj (Clutch)

Modelarea virtuală a ambreiajului reprezintă o etapă esențială în analiza comportamentului dinamic al sistemelor de transmisie moderne. Prin utilizarea unor instrumente avansate de modelare și simulare, ambreiajul poate fi reprezentat printr-un set de modele virtuale care descriu cu exactitate procesele mecanice, termice, electrice și de control. Modele virtuale permit evaluarea performanțelor în diverse scenarii de funcționare, optimizând strategiile de control și integrarea ambreiajului în lanțul cinematic al unui model virtual de autovehicul.

Modelul virtual pentru ambreiaj (**Clutch**) poate fi definit în următoarele configurații constructive în funcție de nivelul de detaliere:

1. modelul simplificat (**Simple Model**) pentru care se definește momentul motor maxim transmisibil de către ambreiaj. Momentul motor maxim transmisibil M_{max} reprezintă valoarea maximă a momentului care poate fi transferat între partea motoare și partea condusă. Modelul simplificat poate fi definit:
 - a. constant (**Constant**) atunci când caracteristicile sunt aproximativ uniforme;
 - b. tabel de valori (**Table**) definit variabil în funcție de temperatură și de diferența de turație;
 - c. date externe (**Data Bus**) definit prin magistrala de date;
2. model detaliat (**Detailed Model**) pentru care momentul motor transmisibil se determină pe baza parametrilor geometrici și pe baza caracteristicilor de frecare ale componentei virtuale. Acesta poate fi definit prin următorii parametri:
 - a. parametri geometrici (**Geometry**):
 - i. raza interioară (**Inner Radius**) exprimă raza medie interioară a ambreiajului, printr-o valoare constantă sau definită prin magistrala de date;
 - ii. raza exterioară (**Outer Radius**) exprimă raza medie exterioară a ambreiajului, printr-o valoare constantă sau definită prin magistrala de date;
 - iii. numărul de seturi pentru suprafețele de frecare (**Number of Sets for Friction Surface**) corespunde numărului de discuri ale ambreiajului, fiecare disc având câte două fețe de frecare active;
 - b. parametri de frecare (**Friction**):

- i. coeficientul de frecare în regim de aderență (**Friction Coefficient Sticking**) definește caracteristica de frecare în faza de cuplare. Poate fi constant, funcție de temperatură sau definit prin magistrala de date;
- ii. raportul dintre coeficienții de frecare la alunecare și aderență (**Friction Coefficient Ratio Slipping/Sticking**) care influențează comportamentul dinamic al ambreiajului în tranziția dintre regimuri. Poate fi constant, dependent de temperatură sau definit prin magistrala de date;
- iii. parametrul de formă (**Form Parameter**) determină panta caracteristicii de frecare și pentru efectul Stribeck [4], parametru care poate fi constant, dependent de temperatură sau transmis prin magistrala de date.

Modelul virtual permite conectarea sa cu alte elemente virtuale prin intermediul următoarelor conexiuni și porturi:

- a. porturi mecanice de intrare/ieșire (**Mechanical In/Out**) care asigură conexiuni pentru transferul energiei mecanice între motor și transmisie;
- b. porturi termice (**Thermal**) care sunt destinate modelării transferului de căldură generat prin frecare mecanică;
- c. intrări comune pentru date (**Common Input Data**) care asigură accesarea parametrilor comuni: **Output, Extended Parameters, Online Parameters, Administrative Properties** etc.

Variabilele de control (**Control Variable**) pot fi definite în descrierea modelului virtual și care sunt următoarele:

- a. deschiderea dorită a ambreiajului (**Desired Clutch Release**) care reprezintă starea dorită pentru poziția ambreiajului, corespunzător unui grad de cuplare într-un mod continuu (0–100%), valoare transmisă prin magistrala de date (**Data Bus Connection**);
- b. momentul motor dorit (**Desired Torque**) care reprezintă valoarea momentului motor ce urmează a fi transmis în lanțul cinematic determinat prin semnalul **Torque Demand**.

Caracteristicile suplimentare care pot fi definite în descrierea modelului virtual sunt următoarele:

- a. **Free Definable Friction Characteristic** care este o opțiune ce permite definirea manuală a variației coeficientului de frecare în funcție de alunecare;
- b. **Locked Start Condition** care este o opțiune ce stabilește pornirea procesului de simulare în care modelul este definit cu ambreiajul complet cuplat.

Proprietățile de masă (**Mass Properties**) pot fi definite în descrierea modelului virtual sunt următoarele:

- a. momentul de inerție la intrare (**Moment of Inertia In**) care definește momentul de inerție corespunzător părții motoare ce poate fi constant sau introdus prin magistrala de date;
- b. moment de inerție la ieșire (**Moment of Inertia Out**) care definește momentul de inerție al părții antrenate ce poate fi constant sau definit prin magistrala de date.

Prin definirea și integrarea acestor parametrii în modelul virtual, ambreiajul poate fi reprezentat într-un sistem de simulare a transmisiei, asigurând o analiză realistă a comportamentului mecanic, dinamic și termic, în diverse condiții de funcționare.

Comportamentul termic (**Thermal Behavior**) al ambreiajului este modelat prin intermediul unui perete solid (**Solid Wall**) inclus în ambreiaj (**Clutch**). Acest perete solid este cuplat implicit cu modelul mecanic al ambreiajului, realizând un schimb bidirecțional de căldură și temperatură între cele două domenii fizice.

Peretele solid este reprezentat printr-o masă termică concentrată (**Lumped Thermal Mass**), care reflectă capacitatea termică globală a ansamblului. Temperatura acestei mase termice este considerată temperatura ambreiajului.

Configurarea modelului termic poate fi realizată pe baza:

- a. tipului de model (**Model Type**) al ambreiajului caracterizat prin:
 - i. temperatură definită (**Defined Temperature**) situație în care temperatura ambreiajului este considerată constantă și egală cu temperatura inițială. Dacă canalul de date **Solid Temperature** este conectat, temperatura ambreiajului este preluată dintr-o sursă externă;
 - ii. temperatură variabilă (**Variable Temperature**) situație în care ambreiajul trebuie conectat la circuitul termic prin intermediul pinului termic pentru calculul dinamic al temperaturii sale;
 - iii. temperatură variabilă cu disipator de căldură (**Variable Temperature with Heat Sink**) situație în care nu este necesară conectarea pinului termic. Evoluția temperaturii ambreiajului este determinată pornind de la o temperatură inițială, considerând existența unui disipator intern ideal;
- b. masa termică echivalentă (**Mass, Volume or Geometry**) a ambreiajului poate fi determinată prin:
 - i. introducerea masei (**Input of Mass**) valoarea masei este utilizată direct pentru calculul capacității termice;
 - ii. introducerea volumului (**Input of Volume**) valoarea masei termice este calculată pe baza volumului și densității materialului;

- iii. introducerea geometriei (**Input of Geometry**) valoarea masei termice este derivată din dimensiunile geometrice definite ale corpului solid;
- c. proprietățile corpului solid (**Solid Properties**) materialul solid este selectat dintr-o bibliotecă de materiale predefinite sau este definit de utilizator;
- d. condițiile inițiale (**Initial Conditions**) reprezintă temperatura ambreiajului la momentul inițial al simulării, care poate fi definită printr-o valoare constantă, sau prin magistrala de date;
- e. transfer termic către un disipator intern (**Heat Sink Heat Transfer**) prin suprafața de schimb termic prin care ambreiajul disipează căldura (energia pierdută) către disipatorul intern ideal:
 - i. coeficientul de transfer termic (**Heat Sink Coefficient**) determină intensitatea schimbului de căldură între peretele solid al ambreiajului și disipator;
 - ii. temperatura disipatorului (**Heat Sink Temperature**) poate fi definită ca o valoare constantă sau preluată din magistrala de date;
- f. proprietățile fizice (**Physical Properties**) ale ambreiajului care pot fi definite:
 - i. masa (**Mass**) termică echivalentă a ambreiajului;
 - ii. volumul (**Volume**) asociat masei termice a ambreiajului;
- g. geometria (**Geometry**) modelului termic permite definirea masei termice echivalente conform următoarelor tipuri de geometrie:
 - i. plană (**Flat**) corespunzătoare unui perete plan cu o grosime uniformă;
 - ii. cilindrică (**Cylindrical**) când masa termică este reprezentată printr-un cilindru gol, cu grosime specificată.

Prin modelarea termică a ambreiajului se obține o reprezentare realistă a proceselor de disipare a căldurii și a variației temperaturii în timpul funcționării. Această abordare permite evaluarea influenței parametrilor termici asupra performanței mecanice și a durabilității ambreiajului în condiții dinamice de exploatare.

1.3.2 Modelul virtual Coupled Clutches C11003

Modelul virtual **Coupled Clutches (C11003)** (figura 1.8) dezvoltat în aplicația de simulare **AVL CRUISE™ M** reprezintă un sistem utilizat în simularea transmisiei, având rolul de a conecta trei ambreiaje separate într-un mod coordonat, astfel încât acestea să poată reproduce comportamente complexe precum transferul momentului motor între două fluxuri mecanice, schimbări rapide a treptelor de viteză, evidențierea fenomenelor de alunecare și aderență (**Slip–Stick**) care apar în timpul proceselor de cuplare și decuplare, funcționarea ambreiajelor paralele din transmisii de tip DCT (**Dual Clutch Transmission**) sau gestionarea unor circuite cinematice ramificate.

Modelul virtual **Coupled Clutches** realizează următoarele funcționalități în cadrul modelului virtual prezentat:

1. conectează două ambreiaje distincte printr-o logică internă comună;
2. coordonează transferul momentului motor între cele două ambreiaje;
3. realizează o funcționalitate a ansamblului de ambreiaje parțial suprapusă, respectiv complet suprapusă;
4. gestionează preluarea progresivă a sarcinii de către un ambreiaj;
5. definește și controlează sincronizat parametri de frecare, de temperatură și momentul motor transmis.

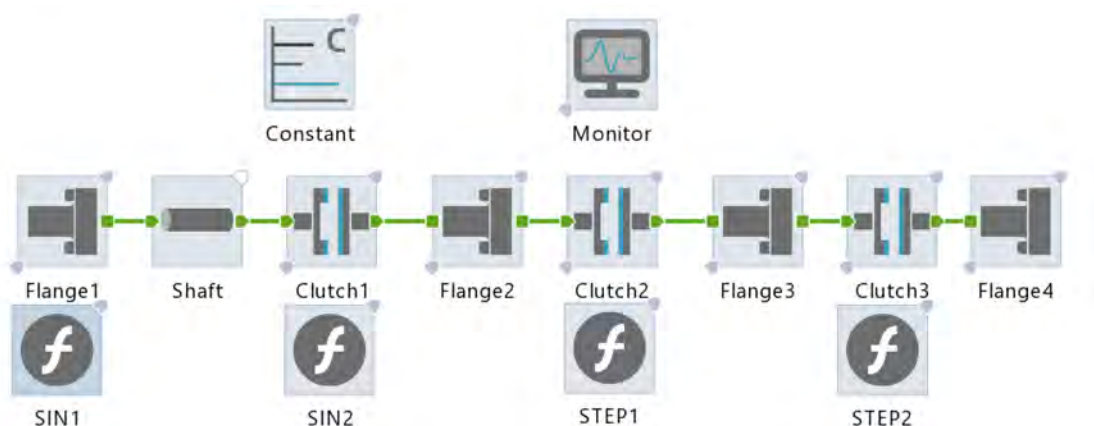


Figura 1.8 Modelul virtual Coupled Clutches C11003 [AVL CRUISE™ M]

Structura modelului **C11003** este formată din trei ambreiaje independente care permit coordonarea cuplării și sincronizarea transferului de sarcină. Momentele de timp selectate pentru cuplarea și decuplarea ambreiajelor au fost definite pentru a surprinde cu exactitate interacțiunile dinamice care apar în timpul transferului secvențial al momentului motor în sistem.

Clutch1 se cuplează complet la momentul $t = 0.00s$, urmând ca la momentul $t = 1.26s$ să se decupleze conform unei variații sinusoidale a semnalului de comandă, pentru a simula o tranziție graduală între stările de contact.

Clutch2 se cuplează complet la momentul $t = 0.40s$, reprezentând un caz de activare decalată în raport cu primul, ceea ce permite observarea interacțiunilor dintre cele două ambreiaje aflate în regimuri dinamice diferite.

Clutch3 atinge starea de cuplare completă la $t = 0.90s$, introducând o nouă fază de transfer de cuplu în sistem și contribuind la analiza efectelor de cuplare succesivă asupra stabilității și comportamentului vibrațional.

Un modul de control care gestionează distribuția momentului motor între cele trei ambreiaje, comutarea între stările de cuplare și decuplare, prioritățile mecanice, condițiile de recuplare sau decuplare, protecția termică simultană a ambreiajelor. Funcționarea sistemului este controlată de elementul **SIN1 C-Function** (tabelul 1.1) prin viteza unghiulară constantă a arborelui, respectiv de elementul **SIN2 C-Function** (tabelul 1.2) prin cuplarea completă a ambreiajului.

Tabel 1.1 Datele inițiale pentru elementul SIN1 C-Function

SIN1 C-Function	Setări
Evaluation mode	Co-simulation
Output after every	From output – simulation steps
Component step size	From master
<pre>/*double realTime;*/ double t = realTime; double A = 10.; double f = 5.; double phase = 0.; double pi = 3.1415926535897932384626433832795; y[0] = A*sin(2*pi*f*t+phase);</pre>	

Tabel 1.2 Datele inițiale pentru elementul SIN2 C-Function

SIN2 C-Function	Setări
Evaluation mode	Co-simulation
Output after every	From output – simulation steps
Component step size	From master
<pre>/*double realTime;*/ double t = realTime; double A = 1.;</pre>	

```

double f = 0.2.;
double phase = 1.57.;
double pi = 3.1415926535897932384626433832795;
/*if (t>0.001)
y[0] = 1.-A*sin(2*pi*f*t+phase);
else
y[0] = 1.;*/
y[0] = 1.-A*sin(2*pi*f*t+phase);

```

STEP1 C-Function (tabelul 1.3) controlează cuplarea completă a **Clutch2** la momentul t_2 .

Tabel 1.3 Datele inițiale pentru elementul STEP1 C-Function

STEP1 C-Function	Setări
Evaluation mode	Co-simulation
Output after every	From output – simulation steps
Component step size	From master
<pre> /*double realTime;*/ double t = realTime; double t0 = 0.4; y[0] =(t>t0) ? 0 : 1; </pre>	

STEP2 C-Function (tabelul 1.4) care controlează cuplarea completă a ambreiajului **Clutch3** la momentul t_3 .

Tabel 1.4 Datele inițiale pentru elementul STEP2 C-Function

STEP2 C-Function	Setări
Evaluation mode	Co-simulation
Output after every	From output – simulation steps
Component step size	From master
<pre> /*double realTime;*/ double t = realTime; double t0 = 0.9; y[0] =(t>t0) ? 0 : 1; </pre>	

Elementul **C-Function** este definit pentru a simula funcționarea unui controler care procesează semnalele de intrare selectate. Funcția este definită în cod C, iar

legăturile între canale sunt realizate pe magistrala **Data Bus Definition** (tabelul 1.5).

Tabel 1.5 Magistrala Data Bus Definition

Channel	C-Function	Variable	Name	Unit	Minimum	Maximum
Output	SIN1	y(0)	Output 1	-	-1e+111	1e+111
Output	SIN2	y(0)	Output 1	-	-1e+111	1e+111
Output	STEP1	y(0)	Output 1	-	-1e+111	1e+111
Output	STEP2	y(0)	Output 1	-	-1e+111	1e+111

Elementul **Constants** permite utilizatorului să definească un număr de valori constante, care pot fi utilizate de către alte componente prin intermediul magistralei **Data Bus Connection** (tabelul 1.6).

Tabel 1.6 Datele inițiale pentru elementul Constants

Constants	Unit	Value
0	-	0
1	-	1

Elementul **Monitor** are rolul de a urmări în mod continuu un set selectat de rezultate și de a controla valorile parametrilor sau valorile datelor de intrare asociate diferitelor componente ale modelului virtual pe parcursul simulării. Elementul **Monitor** oferă flexibilitate în configurare, deoarece permite conectarea simultană a mai multor canale de intrare și de ieșire, facilitând astfel gestionarea fluxului de date și analiza interdependențelor dintre componente modelului virtual (tabelul 1.7).

Tabel 1.7 Datele inițiale pentru elementul Monitor

Name		Unit	Default	Minimum	Maximum
Flange1 speed	Inputs	rad/s	0	-1e+111	1e+111
Flange2 speed	Inputs	rad/s	0	-1e+111	1e+111
Flange3 speed	Inputs	rad/s	0	-1e+111	1e+111
Flange4 speed	Inputs	rad/s	0	-1e+111	1e+111
Clutch1 torque	Inputs	Nm	0	-1e+111	1e+111
Clutch2 torque	Inputs	Nm	0	-1e+111	1e+111
Clutch3 torque	Inputs	Nm	0	-1e+111	1e+111

Elementul **Flange** realizează transferul momentului motor din canalele de date în sistemul mecanic și poate fi utilizat pentru a conecta modelul virtual de motor cu rețeaua mecanică modelată pentru transmiterea lanțului cinematic (tabelul 1.8).

Tabel 1.8 Datele inițiale pentru elementul Flange

Flange	Flange1	Flange 2	Flange3	Flange4
Type	Flange	Flange	Flange	Flange
Control variable	Torque	Torque	Torque	Torque
Moment of inertia [kgm ²]	1	1	1	1

Elementul **Shaft** realizează conexiuni elastice între componentele mecanice (tabelul 1.9). Acesta este utilizat pentru studiul efectelor dinamice din trenul de rulare efecte cauzate de schimbarea treptelor de viteză, accelerarea autovehiculului etc.

Tabel 1.9 Datele inițiale pentru elementul Shaft

Shaft	Setări
Coupling mode	Rigid
Set initial speed	On
Initial speed [rad/s]	10
Moment of inertia [kgm ²]	0

Elementul **Clutch** compensează diferența dintre vitezele de rotație ale motorului și ale trenului de rulare atunci când autovehiculul este pus în mișcare și decuplează legătura cu motorul la schimbarea treptelor de viteză (tabelul 1.10) [9].

Tabel 1.10 Datele inițiale pentru elementul Clutch

Clutch	Clutch1	Clutch2	Clutch3
Model	Simple	Simple	Simple
Control variable	Desired clutch release		
Locked	Off	Off	Off
Moment of inertia in [kgm ²]	0	0	0
Moment of inertia out [kgm ²]	0	0	0
Maximum transferable torque [Nm]	10	10	10
Pressure force [N]	1000		0
Clutch release [%]	0		100
Solid temperature [°C]	25	25	25

Regimul de funcționare al ansamblului de ambreiaje cuplate este controlat pe magistrala **Data Bus Connections** (tabelul 1.11), care definește conexiunile elementelor modelului pentru transmiterea semnalelor de date, respectiv **Layer Configurations** care permite activarea sau dezactivarea subsistemelor opționale pentru modelul definit.

Tabel 1.11 Conexiunile pe magistrala Data Bus Connections

Element 1	Port	Element 2	Port
Clutch1	Desired clutch release	SIN2 C-Function	Output1
Clutch2	Desired clutch release	STEP1 C-Function	Output1
Clutch3	Desired clutch release	STEP2 C-Function	Output1
Flange1	Flange torque	SIN1 C-Function	Output1
Flange2	Flange torque	Constant	0
Flange3	Flange torque	Constant	0
Flange4	Flange torque	Constant	0

Modelul virtual **Coupled Clutches (C11003)** este un model avansat și versatil care poate fi utilizat în simularea funcționării trenurilor de rulare (**Driveline**) actuale.

Prin posibilitățile de a modela sincronizat cele trei ambreiaje, atât din punct de vedere mecanic, cât și din punct de vedere termic, respectiv logic pe magistrala **Data Bus Connection** acest model permite o analiză detaliată a comportamentului dinamic al transmisiei, fiind util în studiile și cercetările legate de optimizare, calibrare și dezvoltare a sistemelor de control a transmisiei.

După rularea simulărilor computerizate pentru modelul virtual **Coupled Clutches C11003** în modul **Single Calculation** au fost înregistrate următoarele rezultate (figura 1.9, figura 1.10).

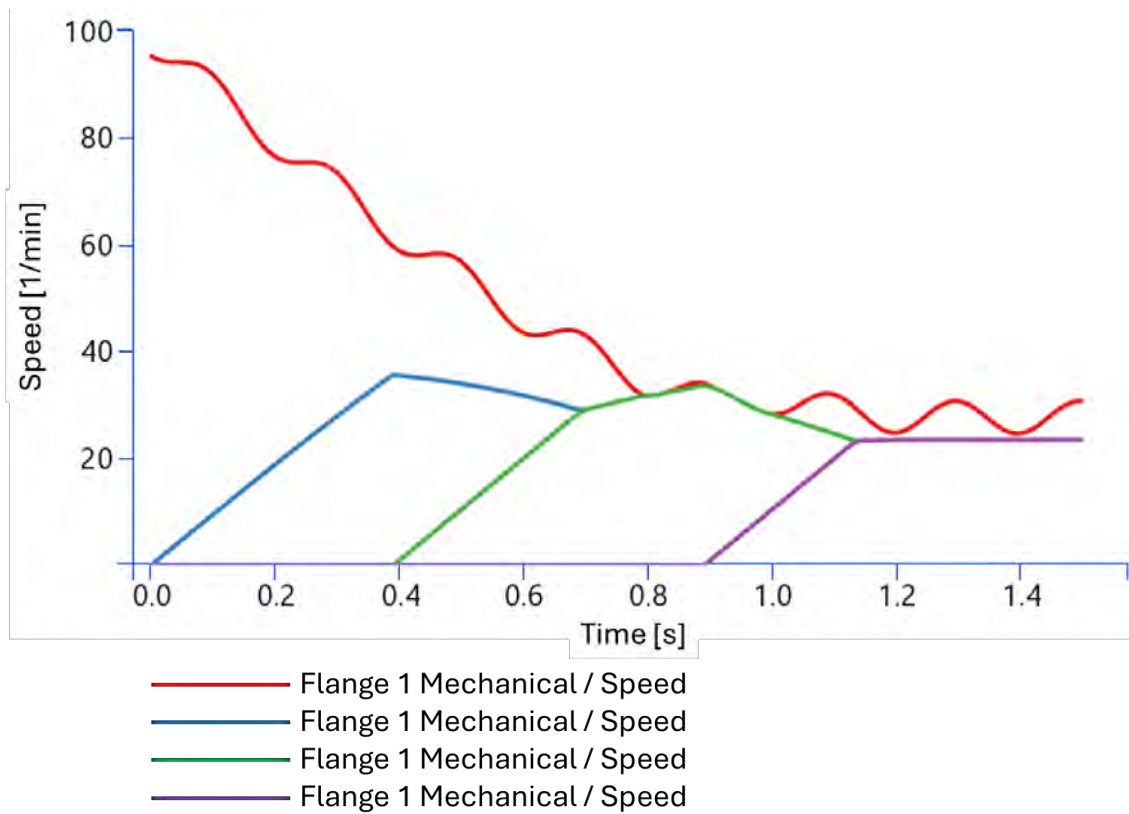


Figura 1.9 Modelul virtual Coupled Clutches C11003 (1)

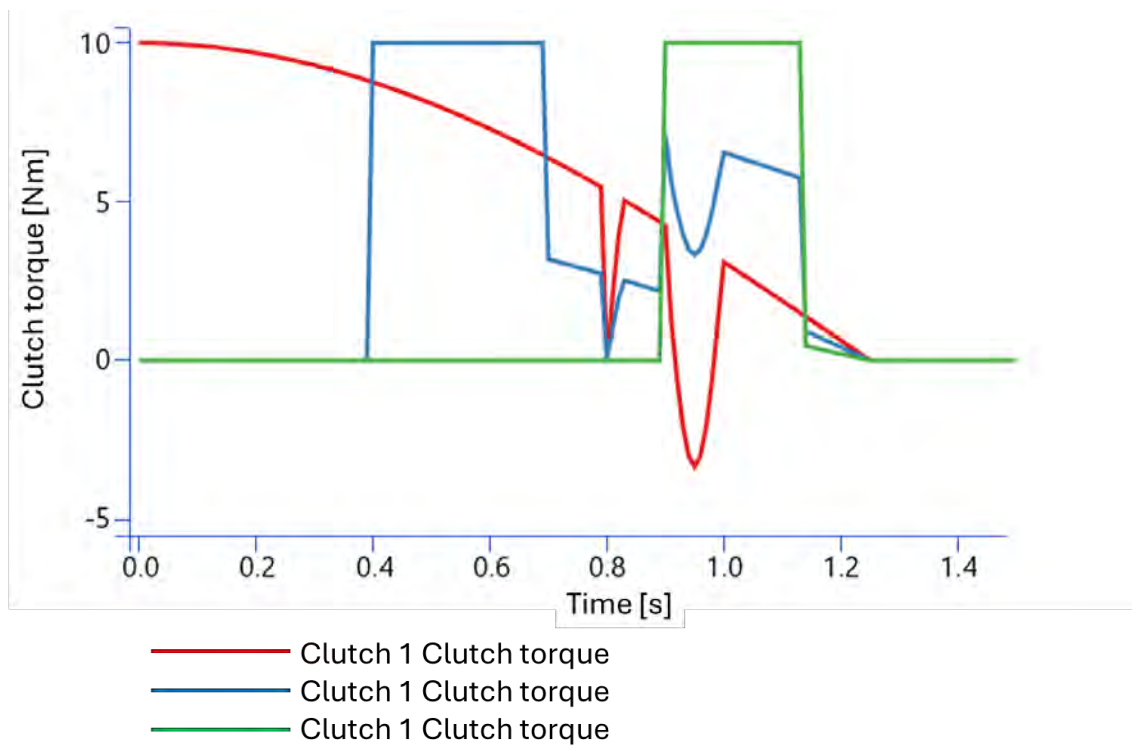


Figura 1.10 Modelul virtual Coupled Clutches C11003 (2)

1.3.3 Modelul virtual Manual FWD Thermal Clutch C11032

Modelul virtual **Manual FWD Thermal Clutch C11032**, realizat în aplicația de simulare **AVL CRUISE™ M**, reprezintă un instrument avansat pentru analiza comportamentului unui sistem de propulsie echipat cu un ambreiaj cu caracteristici termice variabile, transmisie manuală și tracțiune față **FWD (Front-Wheel Drive)**. Modelul este folosit pentru studierea interacțiunii dintre comportamentul termic al ambreiajului și performanțele globale ale sistemului de transmisie, în diverse condiții de funcționare (figura 1.11).

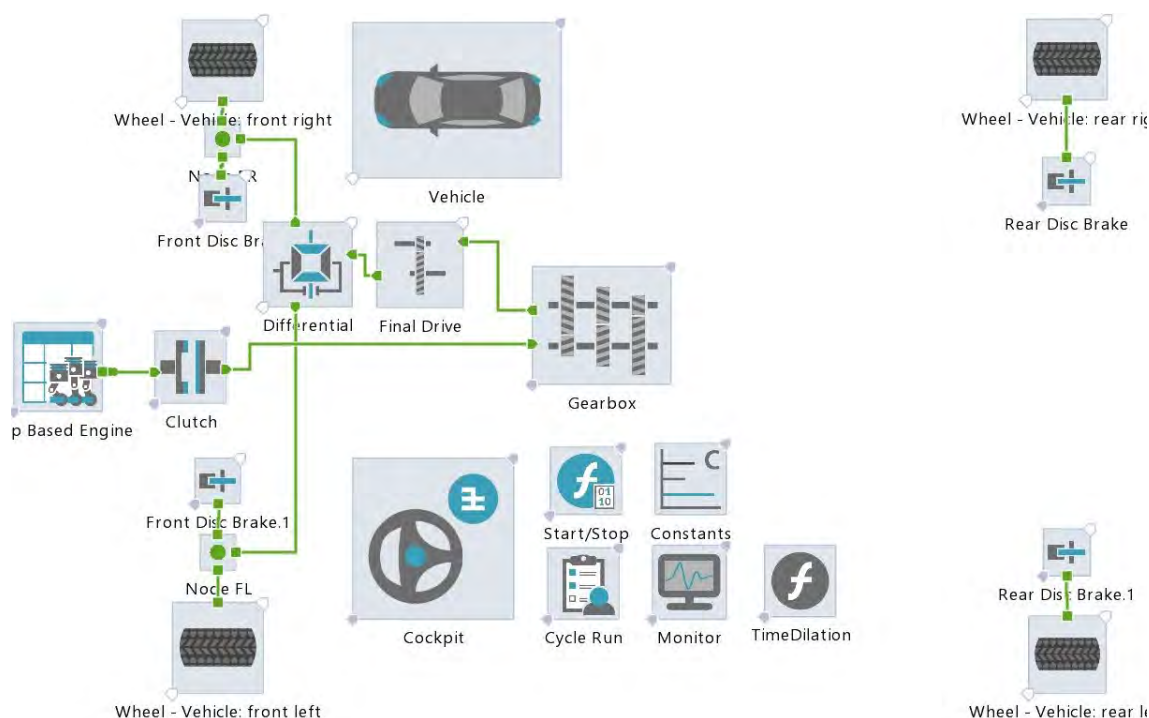


Figura 1.11 Modelul virtual Manual FWD Thermal Clutch C11032 [AVL CRUISE™ M]

Arhitectura sistemului de propulsie al modelului virtual are o configurație compusă dintr-un motor cu ardere internă (**Map Based Engine**), un ambreiaj cu model termic configurabil (**Clutch**) și o cutie de viteze manuală (**Manual Gearbox**) cu cinci trepte de viteze. Controlul motorului se realizează prin intermediul semnalului de sarcină transmis din cabina de comandă (**Cockpit**), element care generează comenzile conducătorului auto și le transmite sistemului mecanic de propulsie.

Scopul principal al modelului virtual **C11032** este de a evidenția comportamentul termic al ambreiajului în diferite condiții de funcționare, prin selectarea uneia dintre următoarele opțiuni:

1. temperatură constantă pentru care parametrii termici rămân constanți, permițând evaluarea unui comportament al ambreiajului în condiții ideale;

2. temperatură variabilă pentru care parametrii termici evoluează în funcție de condițiile de cuplare, sarcină și alunecare;
3. temperatură variabilă cu sistem de răcire pentru care modelul introduce un mecanism suplimentar de disipare termică, simulând funcționarea unui ambreiaj echipat cu sistem de răcire activă sau pasivă.

Modelul integrează și o funcție **Start/Stop Compiled Function**, care se dezactivează automat în fazele de staționare.

Sarcina de simulare a modelului virtual include două scenarii de funcționare:

1. ciclul de deplasare UDC (**Urban Driving Cycle**), care simulează un ciclul de conducere de tip urban caracterizat prin accelerații și decelerații frecvente, respectiv perioade scurte de mers constant și opriri multiple. Scopul acestui **Cycle Run** este de a analiza consumul de combustibil în regim urban de deplasare, dinamica componentelor sistemului la viteze reduse, respectiv încălzirea ambreiajului în regim repetitiv de pornire-oprire;
2. accelerare la sarcină maximă (**Full Load Acceleration**) scenariu în care modelul simulează o accelerație puternică ce determină ca motorul să funcționeze la o sarcină ridicată, iar schimbarea treptelor de viteză să se realizeze în funcție de turația motorului. Acest regim de funcționare permite evaluarea performanțelor transmisiei în condiții de solicitare intensă, respectiv comportamentului termic al ambreiajului la transferuri de cuplu mari și stabilitatea controlului la schimbări rapide a treptelor de viteză.

În cadrul fiecărui scenariu implementat, utilizatorul poate selecta oricare dintre cele trei variante ale modelului termic al ambreiajului, pentru a analiza influența temperaturii asupra performanțelor sistemului de transmisie.

Elementul **Map Based Engine** este o metodă de control a funcționării unui motor cu ardere internă utilizând caracteristici de tip hartă 2D și 3D pentru a gestiona parametrii de performanță (tabelul 1.12, figura 1.12, figura 1.13).

Tabel 1.12 Datele inițiale pentru elementul Map Based Engine

Map Based Engine	Setări
Fuel consumption map unit	Expressed as mass flow
Results in online monitor	Off
Data bus channels as results	Off
Engine type	Reciprocating 4 stroke
Transient model	Naturally aspirated, turbo lag
Friction model	Off
Control mode	Load controlled

Zero load criteria	0 Load to motoring torque
Full load gear dependent	Off
Fuel shut off	Off
Fuel type	Gasoline.bgp
Fuel specific carbon content [-]	0.87591
Fuel's lower heat value of combustion [kJ/kg]	43500
Fuel's density [kg/m ³]	748
Programs	Basic program
Number of active cylinders	4
Use data bus exhaust proportion of waste energy	Off
Exhaust proportion of waste energy [-]	0.5
Plant characteristics [Speed/Torque/BSFC]	3D Characteristic
Motoring torque [Speed/Torque]	2D Characteristic
Full load torque [Speed/Torque]	2D Characteristic
Fuel consumption [Speed/Torque/Consumption]	3D Characteristic
Natural aspiration delay [Speed/Time]	2D Characteristic
Turbo delay [Speed/Torque/Time to 90% Torque]	3D Characteristic
Control type	Internal
Use data bus idle speed	Off
Engine idle speed [1/min]	750
Load limit	1
Internal idle type	Calculated
Gain	High
Consider extra inertia	Off
Engine displacement [cm ³]	2478
Number of cylinders	4
Engine inertia [kgm ³]	0.12
Extra inertia from auxiliaries [kgm ³]	0
Engine stall speed [1/min]	500
Engine maximum speed [1/min]	6000
Delta statistic friction [Nm]	0.1
Thermal model type	Defined temperature
Solid temperature [°C]	25

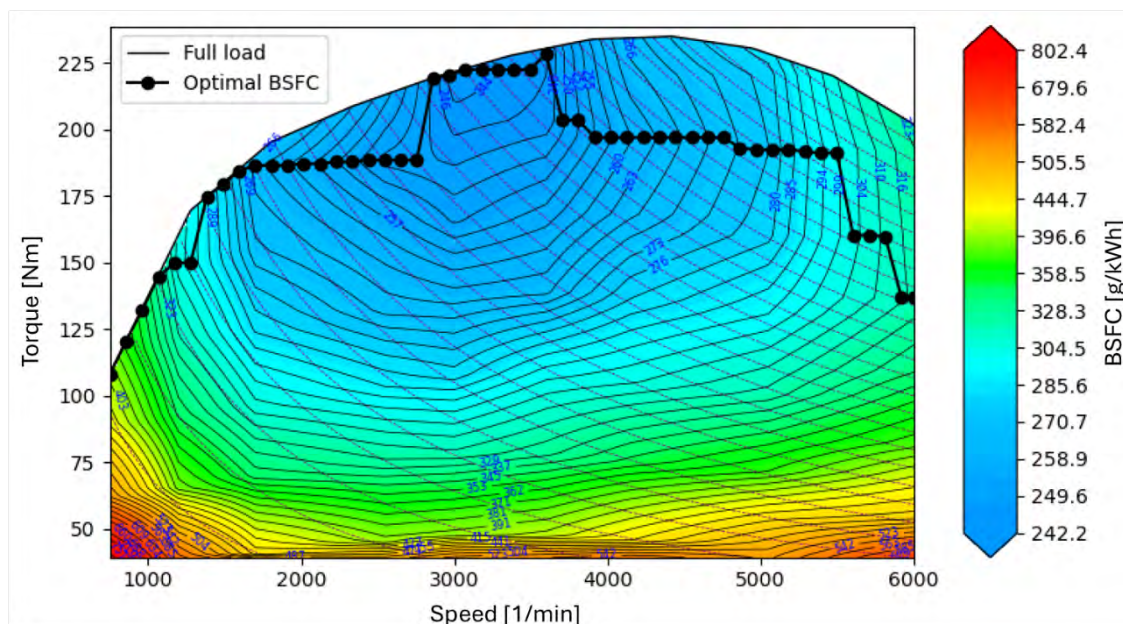


Figura 1.12 Caracteristica 3D pentru Map Based Engine [AVL CRUISE™ M]

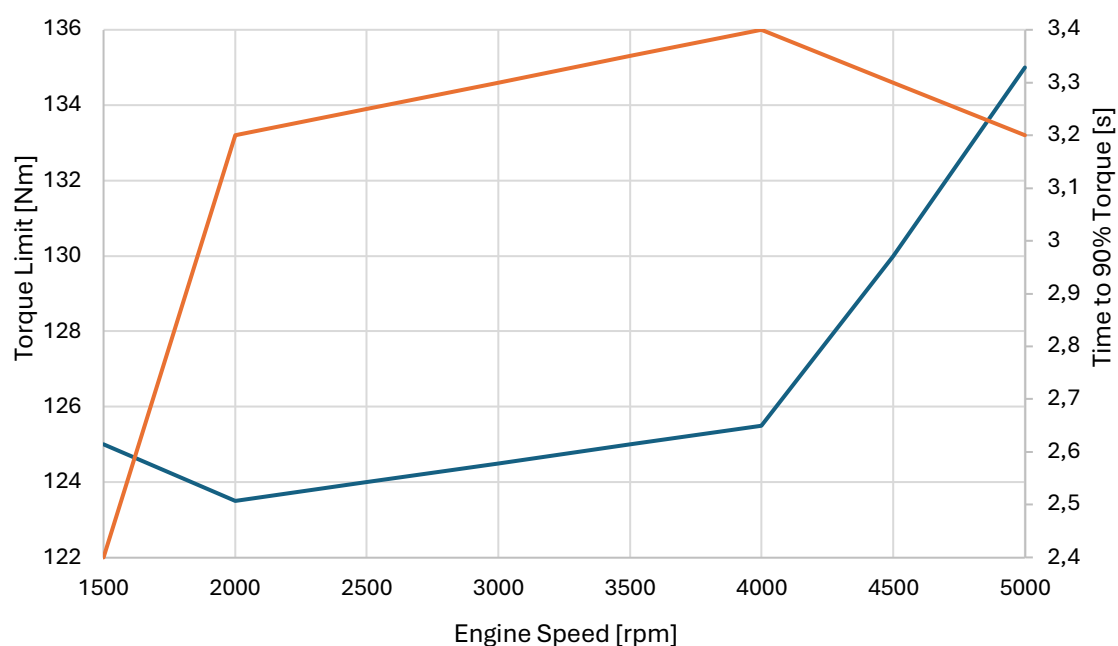


Figura 1.13 Caracteristica 3D pentru Turbo Delay [AVL CRUISE™ M]

Elementul **Start/Stop Compiled Function** (tabelul 1.13) are rolul de a opri automat funcționarea motorului când autovehiculul este la turația de ralanti și de a-l reporni atunci când crește turația acestuia pentru a optimiza consumul de combustibil și pentru a reduce emisiile poluante [1].

Tabel 1.13 Datele inițiale pentru elementul Start/Stop Compiled Function

Start/Stop Compiled Function				Setări	
Evaluation mode				Co-simulation	
Output after every simulation step				From output	
Component step size				From master	
if ((Signal==0)&&(Velocity<1e-30)){ Switch=0; } else { Switch=1; }					
Channel	Name	Unit	Variable	Minimum	Maximum
Input	Vehicle velocity	m/s	velocity	-1e+111	1e+111
Input	Load signal	-	load_signal	-1e+111	1e+111
Output	Engine switch	-	engine_switch	-1e+111	1e+111

Modelarea virtuală a ambreiajului implică reprezentarea comportamentului său static și dinamic printr-un set de ecuații care descriu transmiterea momentului motor, alunecarea relativă dintre suprafețele de frecare ale ambreiajului, răspunsul la semnalele de comandă și interacțiunea cu celelalte componente ale grupului motopropulsor.

Parametrii de control (precum forța de presiune, poziția actuatorului, coeficientul de frecare, temperatura sau presiunea internă) sunt esențiali pentru reproducerea comportamentului real în mediul de simulare al aplicației. Prin intermediul acestor parametri, sistemul de control al ambreiajului poate gestiona tranzițiile de cuplare/decuplare astfel încât să optimizeze performanțele, confortul și durabilitatea funcționării transmisiei.

Datele inițiale pentru elementul **Clutch** sunt prezentate în tabelul 1.14 și figura 1.14.

Tabel 1.14 Datele inițiale pentru elementul Clutch

Clutch	Setări
Model	Simple
Control variable	Desired clutch release
Locked	Off
Moment of inertia in (kgm ²)	0.01
Moment of inertia out (kgm ²)	0.01

Maximum transferable torque (Nm)	350			
Clutch release (%)	0	33	66	100
Pressure force (N)	5000	2250	750	0
Solid temperature (°C)	25			

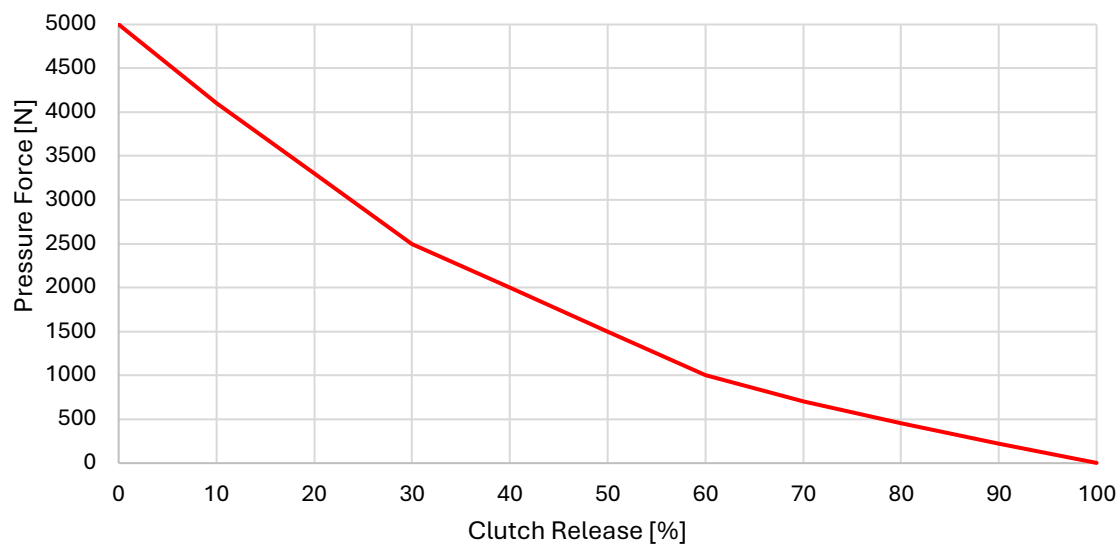


Figura 1.14 Caracteristica de funcționare a elementului Clutch

Elementul **Gearbox** este un dispozitiv mecanic care folosește angrenaje pentru a transfera și modifica puterea de la sistemul de propulsie la trenul de rulare, schimbând treptele de viteză, momentul motor și sensul de rotație (tabelul 1.15).

Tabel 1.15 Datele inițiale pentru elementul Gearbox

Gearbox	Setări
Shifting modelling	Kinematic
Torque loss speed dependent	Off
Transmission loss	Efficiency
Gear shift timing	Off
Moment of inertia in (gear 1 to gear 5) [kgm ³]	0.0015
Moment of inertia out (gear 1 to gear 5) [kgm ³]	0.005
Gear 1 transmission ratio [-]	3.62
Gear 2 transmission ratio [-]	2.22
Gear 3 transmission ratio [-]	1.51
Gear 4 transmission ratio [-]	1.08
Gear 5 transmission ratio [-]	0.85
Efficiency (gear 1 to gear 5) [-]	0.95

Elementul **Final Drive** este raportul final de transmisie SRT (**Single Ratio Transmission**) care simulează un pas de turație pentru un raport de transmisie fix, luând în considerare pierderile constante de moment și momentele de inerție ale transmisiei (tabelul 1.16).

Tabel 1.16 Datele inițiale pentru elementul Final Drive

Final Drive	Setări
Torque loss speed dependent	Off
Transmission loss	Efficiency
Results in online monitor	Off
Data bus channels as results	Off
Ratio type	Transmission ratio
Ratio [-]	3
Moment of inertia in [kgm ³]	0.008
Moment of inertia out [kgm ³]	0.015
Efficiency [-]	0.97

Elementul **Differential** este un mecanism al trenului de rulare care permite transmiterea momentului motor către roțile motoare, asigurând totodată compensarea diferențelor de turație dintre acestea, diferențe generate de traiectoriile diferite în timpul virajului (tabelul 1.17).

Tabel 1.17 Datele inițiale pentru elementul Differential

Differential	Setări
Differential lock	Unlocked
Transmission loss	Deactivated
Moment of inertia in [kgm ³]	0.015
Moment of inertia out1 [kgm ³]	0.015
Moment of inertia out2 [kgm ³]	0.015
Torque split factor [-]	1

Elementul **Brake** este modelat dinamic ținând cont de suprafața pistoanelor etrierului de frână, raza efectivă de frecare și coeficientul de frecare și simulează mecanismul de frânare pentru fiecare roată (tabelul 1.18).

Tabel 1.18 Datele inițiale pentru elementul Brake

Brake	FR	FL	RR	RL
Dynamic mode	On			
Control variable	Brake Pressure			
Brake piston surface [mm ²]	1800	1800	1500	1500
Friction coefficient [-]	0.25	0.25	0.25	0.25
Specific brake factor [-]	1	1	1	1
Effective friction radius [mm]	130	130	110	110
Efficiency [-]	0.99	0.99	0.99	0.99
Moment of inertia [kgm ³]	0.02	0.02	0.015	0.015

Elementul **Wheel** utilizează un model de rezistență la rulare dependent de viteza de deplasare și asigură un coeficient de aderență pentru a realiza o simulare realistă a contactului cu calea de rulare. Parametrii elementului roată sunt: M_i momentul de inerție, R_s raza statică de rulare (**Static Rolling Radius**), respectiv R_d raza dinamică de rulare (**Dynamic Rolling Radius**). Roțile definite pentru modelul virtual au caracteristici constructive identice (tabelul 1.19, figura 1.15 și figura 1.16).

Tabel 1.19 Datele inițiale pentru elementul Wheel

Wheel	Setări			
Vehicle wheel location	Front Right	Front Left	Rear Right	Rear Left
Dynamic rolling radius	Constant value			
Slip	Deactivated			
Rolling resistance model	Standard			
Rolling resistance factor velocity dependent (driving resistance physical)				On
Rolling resistance correction wheel load dependent				Off
Rolling resistance correction tire pressure dependent				Off
Rolling resistance correction temperature dependent				Off
Moment of inertia [kgm ³]	1.75	1.75	1.75	1.75
Friction coefficient of tire [-]	0.95	0.95	0.95	0.95
Reference wheel load [N]	2500	2500	2500	2500
Wheel load correction coefficient	0.02	0.02	0.02	0.02
Static rolling radius [mm]	305	305	305	305
Dynamic rolling radius [mm]	312	312	312	312
Rolling resistance factor	2D Characteristic			

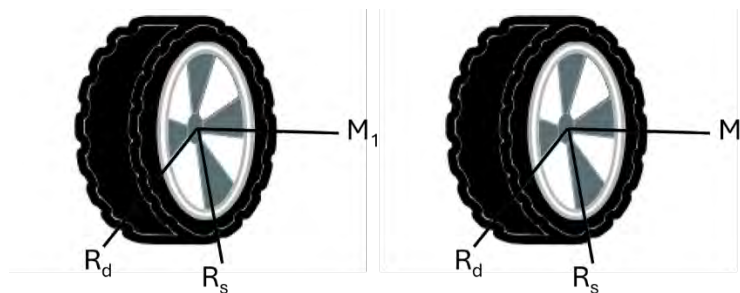


Figura 1.15 Parametrii elementului Wheel [AVL CRUISE™ M]

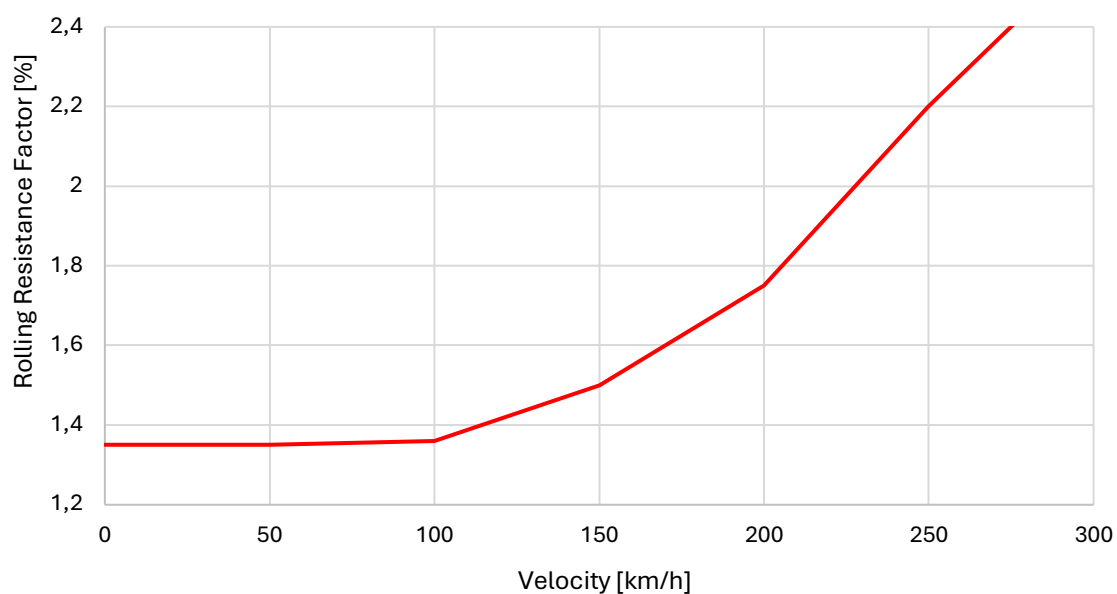


Figura 1.16 Caracteristica Rolling Resistance a elementului Wheel

Elementul **Cockpit** transmite input-urile virtuale (poziția pedalei de accelerație, frână și pedalei de ambreiaj) stabilite de conducătorul auto (**Driver**) prin intermediul magistralei **Data Bus Connection** către componentele sistemului de propulsie a autovehiculului pentru a controla viteza și accelerația acestuia (tabelul 1.20).

Tabel 1.20 Datele inițiale pentru elementul Cockpit

Cockpit	Setări	
Cockpit mode	Manual	
Accelerator pedal selection	Characteristic	
Results in online monitor	Off	
Data bus channels as results	Off	
Number of gears forward	5	
Number of gears reverse	1	
Accelerator pedal travel [%]	0	100

Load signal [%]	0	100
Clutch pedal travel [%]	0	100
Clutch release [%]	0	100
Brake pedal travel [%]	0	100
Brake pressure [bar]	0	180

Datele inițiale pentru elementul **Constant** sunt prezentate în tabelul 1.21.

Tabel 1.21 Datele inițiale pentru elementul Constant

Constant	Unit	Value
Heat sink temperature 0	°C	0
Heat sink temperature 10	°C	10
Heat sink temperature 20	°C	20
Heat sink temperature 30	°C	30

Elementul **Vehicle** este principala componentă a modelului virtual de autovehicul și conține caracteristicile constructive ale acestuia (masele proprii, coeficienții aerodinamici), fiind configurat pentru a simula rezistențele fizice (rulare și aerodinamică) la înaintare (figura 1.17, tabelul 1.22).

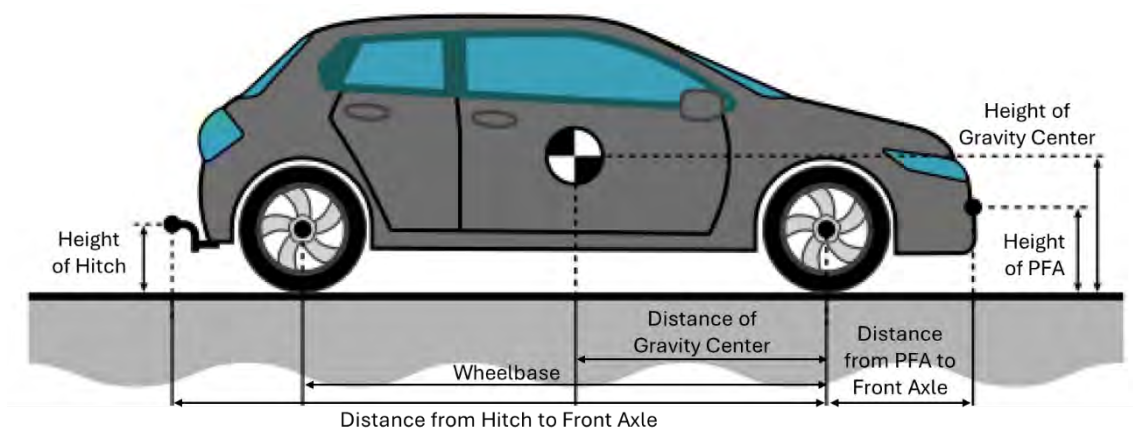


Figura 1.17 Parametrii tehnici ai elementului Vehicle [AVL CRUISE™ M]

Tabel 1.22 Datele inițiale pentru elementul Vehicle

Vehicle	Setări
Front axle load limited	On
Lifting effect consideration	On
Cornering	Off
PFA activation	Off

Hitch forces from data bus	Off		
Driving resistance selection	Physical		
Distance from hitch to front axle [mm]	3300		
Wheelbase [mm]	2650		
Height of support point at bench test [mm]	100		
Load state	Empty	Half	Full
Additional load [kg]	80		
Number of passengers [-]	0		
Weight per passenger [kg]	0		
Load density [kg/m ³]	0		
Distance of gravity center Empty/Half/Full [mm]	1250	1255	1263
Height of gravity center Empty/Half/Full [mm]	552	545	530
Height of hitch Empty/Half/Full [mm]	400	390	368
Curb weight [kg]	1450		
Gross weight [kg]	1930		
Location	Roadway		
Frontal area [m ²]	1.88		
Drag input mode	Drag coefficient		
Drag coefficient [-]	0.32		
Lift coefficient front axle [-]	0.032		
Lift coefficient rear axle [-]	0.01		

Datele inițiale pentru elementul **Monitor** sunt prezentate în tabelul 1.23.

Tabel 1.23 Datele inițiale pentru elementul Monitor

Name		Unit	Default	Minimum	Maximum
Vehicle acceleration	Inputs	m/s ²	0	-1e+111	1e+111
Vehicle velocity	Inputs	km/h	0	-1e+111	1e+111
Vehicle distance	Inputs	m	0	-1e+111	1e+111
Engine load signal	Inputs	-	0	-1e+111	1e+111
Engine speed	Inputs	1/min	0	-1e+111	1e+111
Fuel consumption	Inputs	g/s	0	-1e+111	1e+111
Desired gear	Inputs	-	0	-1e+111	1e+111
Current gear	Inputs	-	0	-1e+111	1e+111
Clutch pedal travel	Inputs	-	0	-1e+111	1e+111
Clutch temperature	Inputs	°C	0	-1e+111	1e+111
Time dilation	Outputs	-	0	0	4

Elementul **Time Dilation C-Function** este funcția de dilatare a timpului care controlează raportul dintre timpul real al ceasului intern al mediului de simulare și timpul simulat al modelului virtual (tabelul 1.24).

Tabel 1.24 Datele inițiale pentru elementul Time Dilation C-Function

Time Dilation C-Function				Setări		
Evaluation mode				Co-simulation		
Output after every simulation steps				1		
Component step size				From master		
/*double realTime;*/ TimeDilation(a[0]);						
Channel	C-Function	Variable	Name	Unit	Minimum	Maximum
Input	Time Dilation	a(0)	TimeDilation	-	-1e+111	1e+111

Ciclul de simulare (**Cycle Run**) are rolul de a defini sarcinile de simulare pentru evaluarea consumului de combustibil și a emisiilor poluante, inclusiv analiza fluxului de energie, distribuția pierderilor și comportamentul tranzitoriu al componentelor în cadrul unui profil de conducere prestabilit.

Ciclul de deplasare (**Driving Cycle**) este un profil standardizat pentru variația vitezei în funcție de timp, utilizat pentru a testa eficiența unui autovehicul. Ciclurile de deplasare sunt folosite pentru a asigura comparații consecvente între performanțele diferitelor autovehicule. Ciclul de simulare este format din următoarele elemente:

1. **Profile** (figura 1.18, tabelul 1.25) conține caracteristicile traseului și de deplasare pe baza cărora se realizează simularea (**Driving Cycle**).

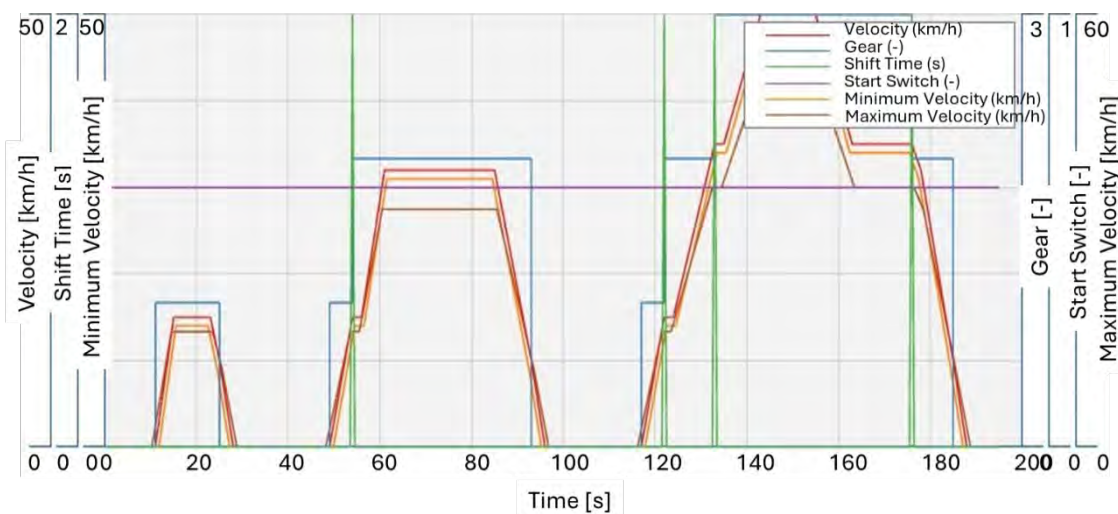


Figura 1.18 Caracteristicile Driving Cycle

Tabel 1.25 Datele inițiale pentru elementul Profile

Profile	Setări
Type	Profile time
Define profile	Driving Cycle
Time from data bus	Off
Foresight into the profile	Off

2. **Driver** conține caracteristicile comportamentale ale conducătorului auto (**Driver Behavior**) și are rolul de a urmări profilul de viteză impus (tabelul 1.26).

Tabel 1.26 Datele inițiale pentru elementul Driver

Driver	Setări
Define driver	Standard
Driver control	Closed loop
Velocity control	PI control
Clutch control	Activate for launch and shift
Shift event procedure	AVL standard
Shift points	From data bus
Proportional parameter [-]	1
Integral parameter [1/s]	1
Accelerator pedal reduction [-]	0.5
Launch speed [1/min]	1200
Proportional parameter [-]	0.1
Influence speed difference [rad/s]	45
Integral parameter [1/s]	0.2
Shift time windows [s]	0.3
Gear change [%]	50
Accelerator pedal off [%]	28
Accelerator pedal on [%]	72
Clutch pedal off [%]	30
Clutch pedal on [%]	80

3. **Environment** (tabelul 1.27) descrie condițiile de mediu și de rulare, precum densitatea aerului, presiunea atmosferică și temperatura și umiditatea ambiantă, coeficienții de frecare ai carosabilului, respectiv profilul de altitudine a traseului.

Tabel 1.27 Datele inițiale pentru elementul Environment

Environment	Setări
Define environment	Standard
Road slope selection	Altitude
Air properties defined by	Air density
Ambient temperature and humidity based on	Distance
Distance [m]	0
Temperature [°C]	20
Relative humidity [-]	0.65
Air density based on	Distance
Distance [m]	0
Air density [kg/m ³]	1.19
Distance [m]	0
Friction coefficient [-]	1
Distance [m]	0
Altitude [m]	0

Conexiunile între elementele modelului pe magistrala **Data Bus Connections** sunt prezentate în tabelul 1.28.

Tabel 1.28 Conexiunile pe magistrala Data Bus Connections

Element 1	Port	Element 2	Port
Gearbox	Desired gear	Cockpit	Desired gear
Cockpit	Accelerator pedal travel	Driver	Accelerator pedal
Cockpit	Brake pedal travel	Driver	Brake pedal
Cockpit	Clutch pedal travel	Driver	Clutch pedal
Cockpit	Desired gear	Driver	Desired gear
Cockpit	Start switch	Driver	Start switch
Driver	Desired vehicle velocity	Profile	Desired velocity
Driver	Current velocity	Vehicle	Velocity
Driver	Desired gear	Profile	Desired gear
Driver	Start switch	Profile	Start switch
Driver	Engine speed	Map based engine	Speed
Environment	Distance	Vehicle	Distance

Clutch	Desire clutch re- lease	Cockpit	Desire clutch re- lease
Front Disk Brake	Brake pressure	Cockpit	Brake pressure
Front Disk Brake	Brake pressure	Cockpit	Brake pressure
Map Based Engine	Engine contact switch	Start/Stop C- Function	Engine switch
Map Based Engine	Load demand	Cockpit	Load signal
Rear Disk Brake	Brake pressure	Cockpit	Brake pressure
Rear Disk Brake	Brake pressure	Cockpit	Brake pressure
Start/Stop C- Function	Vehicle velocity	Vehicle	Velocity
Start/Stop C- Function	Load signal	Cockpit	Load signal

Modelul virtual **Manual FWD Thermal Clutch C11032** oferă un cadru eficient pentru analiza comportamentului termic al ambreiajului și al performanțelor transmisiei manuale. Posibilitatea de a simula diferite regimuri de temperatură și scenarii de exploatare, de la cicluri urbane la accelerații la sarcină maximă, permite evaluarea interacțiunii dintre parametrii termici și dinamica sistemului. Acest model este un instrument atât pentru optimizarea sistemelor de propulsie, cât și pentru studiul educațional al comportamentului ambreiajului în condiții variate de funcționare.

După rularea simulărilor computerizate pentru modelul virtual **Manual FWD Thermal Clutch C11032** în modul **Single Calculation** au fost înregistrate următoarele rezultate (figura 1.19, figura 1.20).

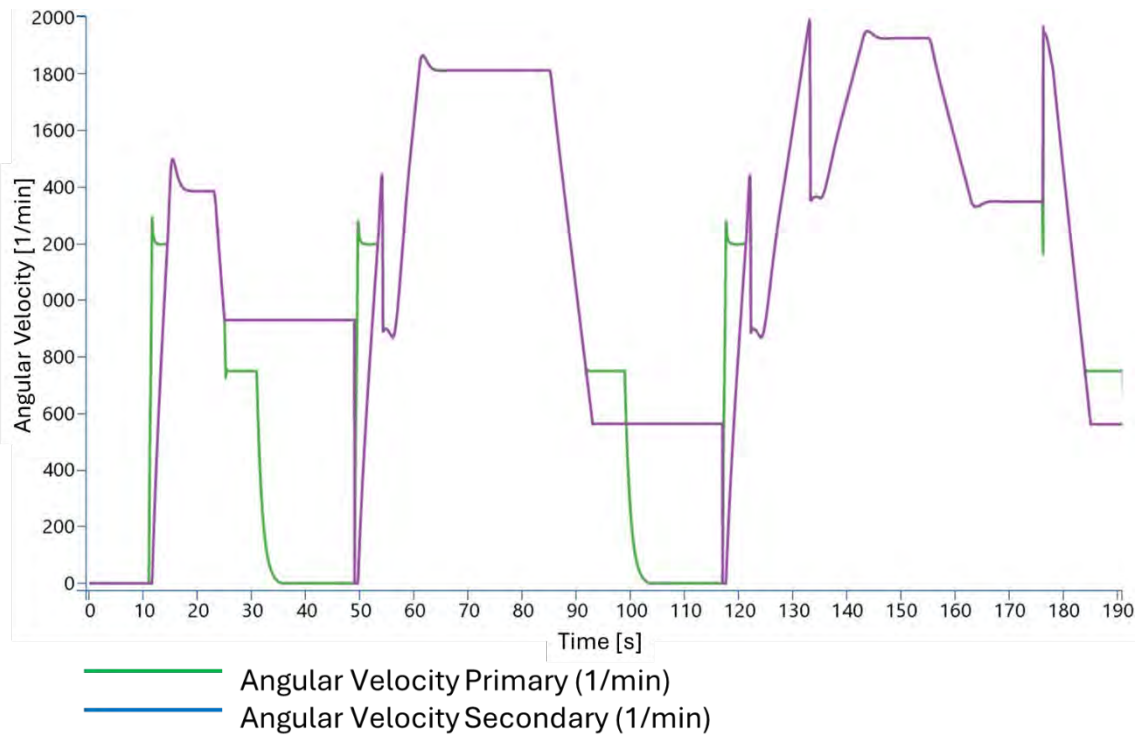


Figura 1.19 Modelul virtual Manual FWD Thermal Clutch C11032 (1)

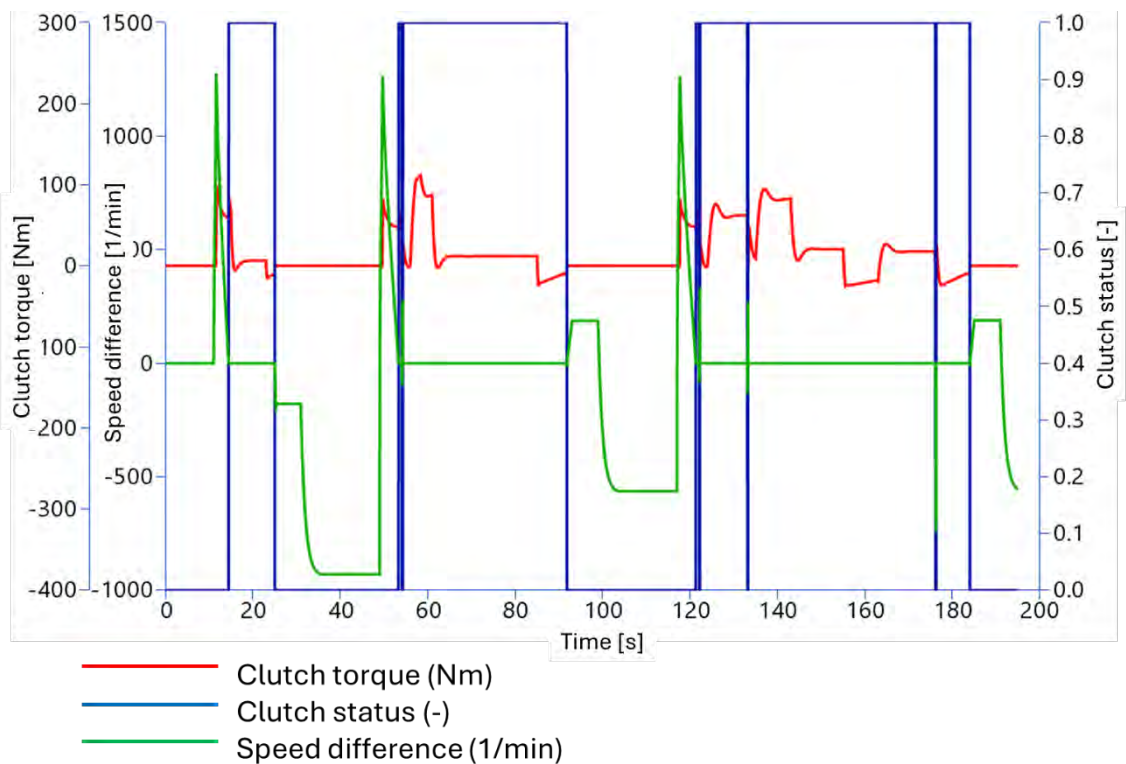


Figura 1.20 Modelul virtual Manual FWD Thermal Clutch C11032 (2)

2 Convertizorul de cuplu (Torque Converter)

2.1 Convertizorul de cuplu - funcționare, modelare și parametrii de control

Convertizorul de cuplu (**Torque Converter**) (figura 2.1) este un element hidrodinamic al lanțului cinematic al transmisiilor automate și CVT (**Continuously Variable Transmission**) care are rolul de a transmite și adapta momentul motor între arborele cotit al motorului și arborele de intrare al transmisiei.

Funcțional, convertizorul de cuplu permite o pornire lină a autovehiculului, amortizează oscilațiile torsionale și realizează o multiplicare suplimentară a momentului motor în fazele inițiale de accelerație.

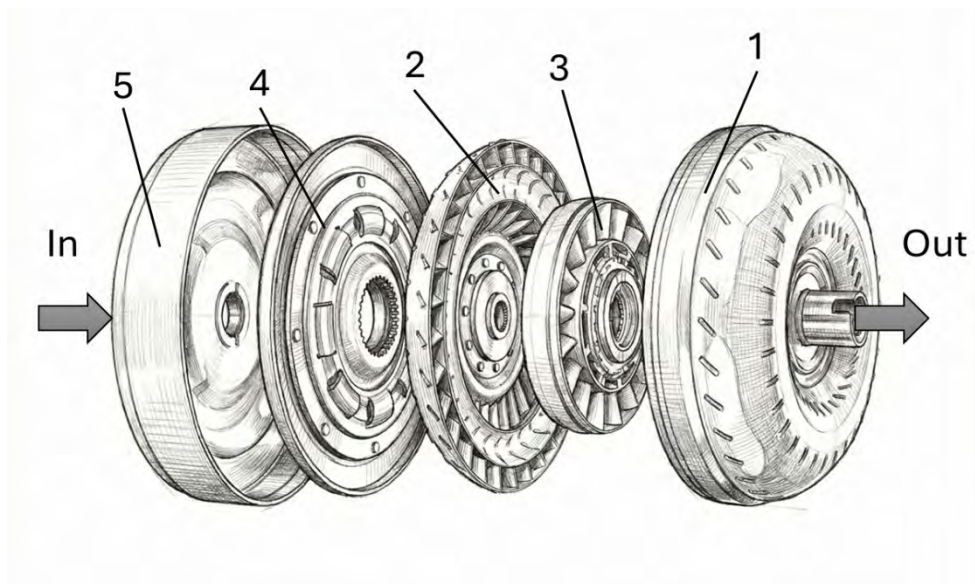


Figura 2.1 Convertizorul de cuplu [Gemini AI]

Constructiv, convertizorul de cuplu este alcătuit din următoarele elemente [10]:

1. rotorul de antrenare sau pompa (**Impeller/Pump**) care este conectată la arborele cotit al motorului, este antrenată de energia fluidului și transformă energia mecanică furnizată de motor în energie hidraulică, transmisă prin intermediul unui fluid hidraulic ATF (**Automatic Transmission Fluid**);
2. rotorul condus sau turbina (**Turbine**) care este conectată la arborele de intrare al transmisiei și realizează reconversia energiei hidraulice în energie mecanică, energie care este transmisă către arborele de ieșire al transmisiei;

3. statorul (**Stator**) care redirecționează fluxul de fluid hidraulic pentru amplificarea momentului motor transmis și pentru a crește eficiența convertizorului prin multiplicarea momentului motor;
4. ambreiajul de blocare (**Lock-Up Clutch**) care asigură eliminarea pierderilor hidrodinamice la turații ridicate prin realizarea unei cuplări mecanice directe între pompă și turbină;
5. carcasa (**Case**).

Convertizoarele de cuplu oferă o serie de avantaje funcționale și constructive [1]:

- a. variație continuă și infinită a raportului de transmitere între momentul motor și turație;
- b. izolare eficientă a vibrațiilor și amortizarea variațiilor momentelor motoare;
- c. absorbția vârfurilor de sarcină în lanțul cinematic al transmisiei;
- d. funcționare însoțită de uzură mecanică redusă datorită mediului hidraulic;
- e. funcționare economică atunci când este utilizat împreună cu transmisii mecanice cu raport variabil.

Convertizorul de cuplu transmite puterea motorului către transmisie în mod liniar și progresiv, funcționând totodată ca un amortizor de vibrații torsionale.

Convertizorul de cuplu operează în diverse regimuri de funcționare în funcție de raportul de turații dintre pompă și turbină:

1. regim de multiplicare a momentului motor (**Engine Torque Multiplication Mode**) când fluidul este redirecționat de stator, rezultând un moment transmis care este mai mare decât momentul motor, regim care este întâlnit în faza de demaraj a autovehiculului;
2. regim de cuplaj hidrodinamic (**Hydrodynamic Coupling Regime**) intervine pe măsură ce diferența de turație scade, iar statorul intră în rotație liberă (**Freewheel**), rezultând funcționarea convertizorului ca un cuplaj fluid standard;
3. regim de blocare (**Lock-Up**) care intervine la turații ridicate când ambreiajul de blocare realizează o cuplare mecanică a arborilor, eliminând pierderile prin alunecare și îmbunătățind randamentul transmisiei.

Transformările energetice care au loc în procesul de transmitere a energiei includ două conversii succesive și sunt următoarele:

1. conversia mecanic–hidrodinamică a energiei realizată de pompă prin care energia de rotație a motorului accelerează fluidul în direcție radială și circumferențiară;
2. conversie hidrodinamic–mecanică a energiei realizată de turbină prin care fluidul lovește paletele turbinei, producând un moment motor transmis către arborele de intrare al transmisiei.

Convertizorul de cuplu hidrocinetice (**Hydrokinetic Torque Converter**) are două regimuri de funcționare: la accelerație redusă (**Light Throttle**), respectiv la accelerație maximă (**Full Throttle**) pentru întreaga plajă de turații ale motorului [11].

În diagrama din figura 2.2 se observă că, la pornirea de pe loc, convertizorul de cuplu realizează o multiplicare a momentului motor, ceea ce permite demararea ușoară a autovehiculului și o transmitere progresivă a puterii dezvoltate de motor. Diferențele mari dintre rapoartele de transmisie ale cutiei de viteze sunt atenuate prin comportamentul hidrodinamic al convertizorului, care amortizează trecerile între treptele succesive de viteză.

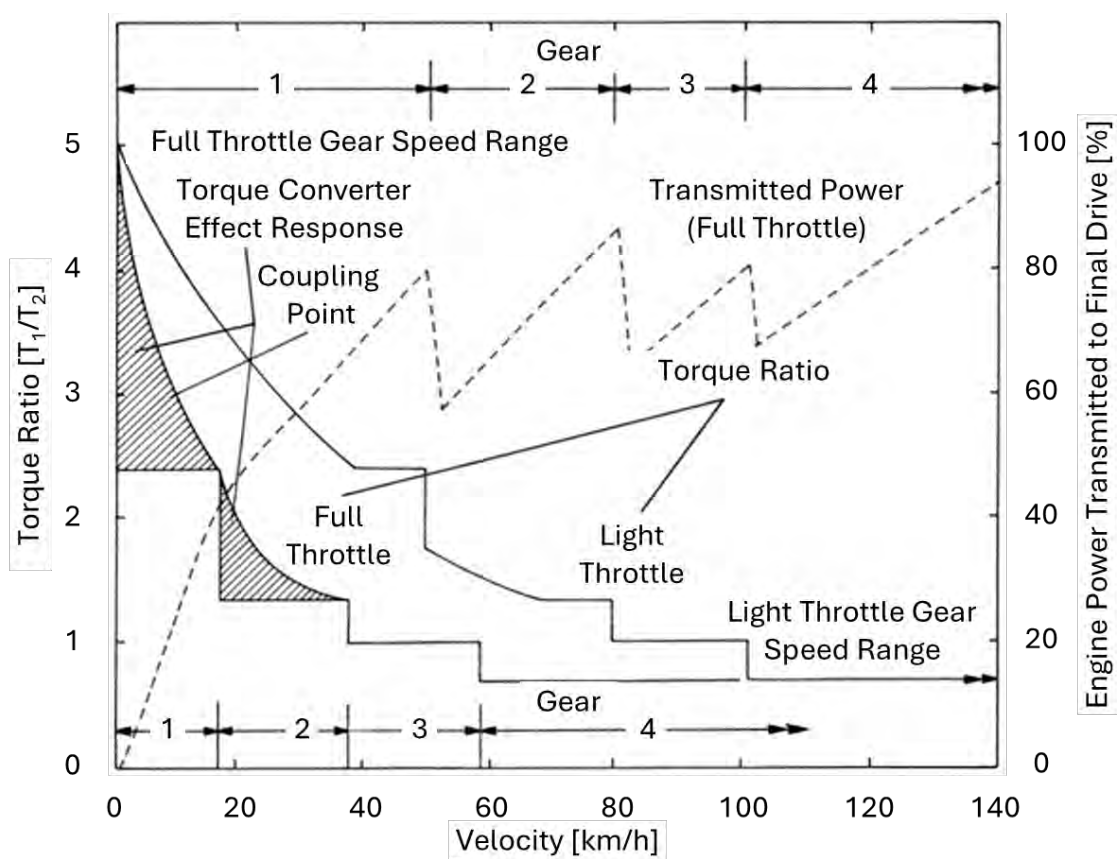


Figura 2.2 Diagrama de funcționare a convertizorului de cuplu hidrocinetice

În prima treaptă de viteză (**1st Gear**), convertizorul dezvoltă o multiplicare maximă a momentului motor, când motorul funcționează, dar autovehiculul nu a început încă să se deplaseze de pe loc. Pe măsură ce viteza autovehiculului crește, multiplicarea scade treptat până când se ajunge la punctul de cuplare (**Coupling Point**). În acest punct, statorul convertizorului de cuplu începe să se rotească liber (**Freewheel**), iar convertizorul trece din regim de multiplicare în regim de cuplaj

hidrodinamic simplu, unde fluxul de putere este transmis fără amplificarea momentului motor.

În a doua treaptă de viteză (**2nd Gear**), convertizorul de cuplu funcționează mai aproape de punctul de cuplare, furnizând o multiplicare redusă a momentului motor.

În a treia și a patra treaptă de viteză (**3rd Gear** și **4th Gear**), funcționarea are loc exclusiv după punctul de cuplare, convertizorul de cuplu comportându-se ca un cuplaj hidrodinamic pur, fără nicio amplificare suplimentară a momentului motor.

În concluzie, se poate observa faptul că multiplicarea momentului motor are loc doar în fazele inițiale de accelerație, iar odată ce viteza crește și treptele superioare de viteze sunt angajate, convertizorul de cuplu devine un element de transmisie fluidă constantă a puterii în lanțul cinematic, contribuind la o funcționare lină și eficientă a sistemului de propulsie.

2.2 Convertizorul de cuplu - modelul matematic

Modelarea matematică a convertizorului de cuplu descrie relația dintre turațiile elementelor componente, momentele transmise, eficiența hidrodinamică și comportamentul ambreiajului de blocare. Această modelare permite integrarea convertizorului de cuplu în simulări dinamice ale transmisiilor automate și CVT, furnizând o descriere precisă a comportamentului său în regimuri tranzitorii și staționare.

Convertizorul de cuplu (figura 2.3) este utilizat în echiparea transmisiilor automate (**Automatic Gearbox**), respectiv în echiparea transmisiilor variabile continue CVT (**Continuously Variable Transmission**), preluând sarcinile unui ambreiaj convențional. Constructiv, convertizorul de cuplu este format dintr-un rotor conectat la motor, o turbină conectată la sistemul de propulsie și un stator care direcționează fluidul pentru a amplifica momentul motor și crește eficiența convertizorului [3].

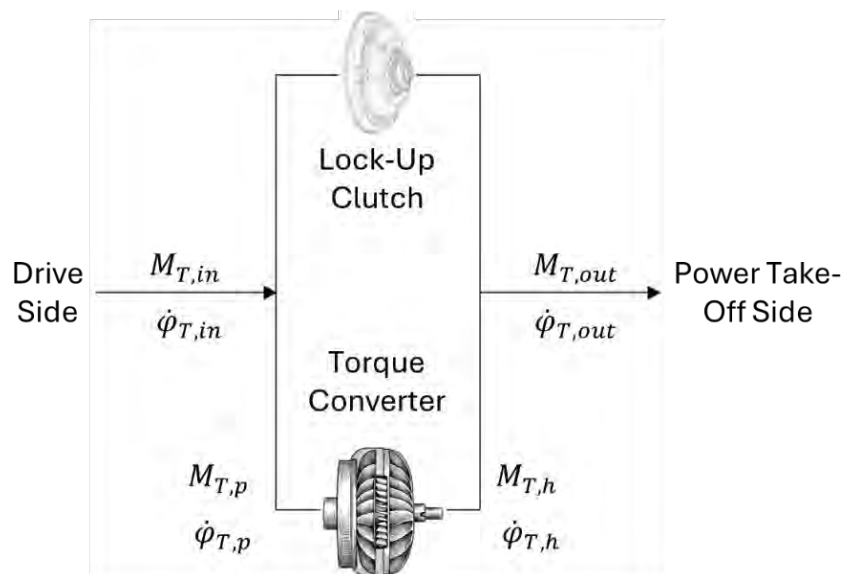


Figura 2.3 Diagrama convertizorului de cuplu [Gemini AI]

Momentul motor la intrarea și la ieșirea convertizorului de cuplu depinde de raportul vitezelor unghiulare ale rotorului și ale turbinei și este exprimat pentru următoarele scenarii de funcționare [1] [3]:

1. Viteza unghiulară a rotorului $\dot{\phi}_{T,in} = 0$.

$$\begin{aligned} \dot{\phi}_{T,out} < 0 & \quad v_{T,real} = i_{T,Torque}(1) \\ \dot{\phi}_{T,out} > 0 & \quad v_{T,real} = i_{T,Torque}(max) \\ \dot{\phi}_{T,out} = 0 & \quad v_{T,real} = 1 \end{aligned} \quad (2.1)$$

unde: $\dot{\phi}_{T,in}$ este viteza unghiulară a rotorului la intrare, $\dot{\phi}_{T,out}$ este viteza unghiulară a turbinei la ieșire, $v_{T,real}$ este conversia instantanee a vitezei unghiulare, respectiv $i_{T,Torque}$ este momentul motor în funcție de raportul vitezelor unghiulare ale rotorului și turbinei.

2. Viteza unghiulară a rotorului $\dot{\phi}_{T,in} \neq 0$.

$$v_{T,real} = \frac{\dot{\phi}_{T,out}}{\dot{\phi}_{T,in}} \quad (2.2)$$

Momentul motor dezvoltat de rotor depinde de viteza unghiulară a rotorului, raportul vitezelor unghiulare de intrare/ieșire și temperatura ansamblului. Valoarea curentă a momentului de referință dezvoltat de rotor se obține prin interpolarea caracteristicii de funcționare a acestuia:

$$M_{T,in,real} = M_{T,in,ref} \cdot \left(\frac{\dot{\phi}_{T,in}}{\dot{\phi}_{T,in,ref}} \right)^2 \quad (2.3)$$

unde: $M_{T,in,real}$ este momentul motor transmisibil la viteza unghiulară reală a rotorului la intrare, $M_{T,in,ref}$ este momentul motor transmisibil la viteza unghiulară de referință a rotorului la intrare, $\dot{\phi}_{T,in,ref}$ este viteza unghiulară a rotorului de referință la intrare.

Caracteristica Cf_T (**CF Curve** sau **Capacity Factor Curve**) pentru un convertizor de cuplu descrie parametrii de performanță ai acestuia în diferite regimuri și condiții de funcționare și este descrisă de relația [1]:

$$Cf_T = \frac{M_{T,in,real} \cdot 10^6}{\dot{\phi}_{T,in}^2} \quad (2.4)$$

Caracteristica K_T (**K Curve** sau **Torque Ratio Curve**) pentru un convertizor de cuplu descrie parametrii de performanță ai acestuia în funcție de factorul K prin raportul vitezelor unghiulare ale rotorului și turbinei și este descrisă de relația [1]:

$$K_T = \frac{\dot{\phi}_{T,in}^2}{\sqrt{M_{T,in,real}}} \quad (2.5)$$

Factorul de scalare $K_{T,scale}$ este utilizat pentru trecerea de la viteza unghiulară nominală la viteza unghiulară nominală reală a convertizorului de cuplu [1]:

$$K_{T,scale} = \frac{\dot{\phi}_{T,in}}{\dot{\phi}_{T,in,ref}} \quad (2.6)$$

Momentul motor dezvoltat de turbină se obține prin interpolarea caracteristicii de funcționare a convertizorului de cuplu și este descris în următoarele relații [1] [3]:

$$\mu_{T,in,real} = Cf_T \cdot (i_{T,Torque}(v_{real}) - 1) + 1 \quad (2.7)$$

$$M_{T,in,real} = Cf_T \cdot \dot{\phi}_{T,in}^2 = M_{T,out,real} \cdot \mu_{T,in,real} \quad (2.8)$$

unde: $\mu_{T,in,real}$ este conversia instantanee a momentului motor, respectiv $M_{T,out,real}$ este momentul motor transmis la viteza unghiulară reală a turbinei la ieșire.

Momentul motor real dezvoltat de ambreiaj $M_{T,clutch,real}$ se obține la blocarea ambreiajului și este descris în următoarele relații [1]:

$$M_{T,clutch,real} = M_{T,clutch,max} \cdot S_{T,real} \quad (2.9)$$

$$M_{T,clutch,real} = M_{T,clutch,max} \cdot S_{T,real} \cdot \left[\mu_{T,slip} + (\mu_{T,stick} - \mu_{T,slip}) \cdot e^{\left(\frac{|\dot{\phi}_{T,real}| \cdot C_C}{\mu_{T,stick} - \mu_{T,slip}} \right)} \right] \quad (2.10)$$

unde: $M_{T,clutch,max}$ este momentul motor maxim transmis de ambreiaj la blocare, $S_{T,real}$ este factorul de decuplare al ambreiajului, $\mu_{T,slip}$ este coeficientul de frecare la alunecare, $\mu_{T,stick}$ este coeficientul de frecare la aderență, C_C este gradientul de frecare al ambreiajului.

Pierderea de putere a convertizorului de cuplu $P_{T,loss}$ este descrisă de relația [1]:

$$P_{T,loss} = \sum P_{T,in} - \sum P_{T,out} \quad (2.11)$$

unde: $P_{T,in}$ este pierderea de putere a rotorului, respectiv $P_{T,out}$ este pierderea de putere a turbinei.

În funcție de condițiile de funcționare ale ambreiajului la blocare, puterea totală a ambreiajului este exprimată de următoarele relații:

$$P_{T,loss,open} = M_{T,in,real} \cdot \dot{\phi}_{T,in} - M_{T,out,real} \cdot \dot{\phi}_{T,out} \quad (2.12)$$

$$P_{T,loss,close} = (M_{T,in,real} + M_{T,clutch,real}) \cdot \dot{\phi}_{T,in} - (M_{T,out,real} + M_{T,clutch,real}) \cdot \dot{\phi}_{T,out} \quad (2.13)$$

unde: $P_{T,loss,open}$ este pierderea de putere atunci când ambreiajul este decuplat, respectiv $P_{T,loss,close}$ este pierderea de putere atunci când ambreiajul este cuplat. Ambreiajul la cuplare va aluneca atât timp cât sunt îndeplinite condițiile [1]:

$$[|M_{T,in} - M_{T,out}| \geq |M_T|] \vee [\dot{\phi}_{T,real} > 0] \vee [S_{T,real} > 0.8] \quad (2.14)$$

Ambreiajul la cuplare va intra în regim de aderență atât timp cât sunt îndeplinite condițiile [1]:

$$[|M_{T,in} - M_{T,out}| < |M_T|] \wedge [\dot{\phi}_{T,real} < 0.01] \wedge [S_{T,real} < 0.8] \quad (2.15)$$

Momentul motor transmisibil $M_{T,clutch}$ atunci când ambreiajul este cuplat devine [1]:

$$M_{T,cluch} = P_T(\dot{\phi}_{T,in} - \dot{\phi}_{T,out} - \Delta\dot{\phi}_{T,des}) + I_T \int (\dot{\phi}_{T,in} - \dot{\phi}_{T,out} - \Delta\dot{\phi}_{T,des}) dt \quad (2.16)$$

unde: $\Delta\dot{\phi}_{T,des}$ este viteza unghiulară specificată pentru rotor, P_T parametrul proporțional al controlerului PI (**Proportional Integral**), respectiv I_T este parametrul proporțional al controlerului PI.

Ecuatiile dinamice ale convertizorului de cuplu pot fi exprimate pe baza fenomenului de cavitație al modelului Zwart [12] prin relațiile Rayleigh-Plesset [13]:

$$R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR_B}{dt} \right)^2 + \frac{4v_f}{R_B} \cdot \frac{dR_B}{dt} + \frac{2\sigma_T}{\rho_f R_B} = \frac{p_v - \rho}{\rho_f} \quad (2.17)$$

unde: R_B este raza vaporilor modelului de cavitație, ρ este presiunea fluidului, p_v este presiunea de vaporizare, ρ_f este densitatea fluidului, respectiv σ_T este coeficientul tensiunii superficiale.

Conform ecuației Rayleigh-Plesset [14], schimbarea de volum a unei singure bule depinde de diferența dintre presiunea de vaporizare și presiunea lichidului. Ecuația diferențială poate fi exprimată prin următoarea relație [1]:

$$\frac{dR_B}{dt} = \sqrt{\frac{2}{3} \frac{\rho_v - \rho}{\rho_f}} \quad (2.18)$$

Raportul de modificare a volumului unei bule a modelului $\frac{dV_B}{dt}$ la acționarea convertizorului de cuplu este [1]:

$$\frac{dV_B}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{4}{3} \pi R_B^3 \right) = 4\pi R_B^2 \sqrt{\frac{2}{3} \frac{\rho_v - \rho}{\rho_f}} \quad (2.19)$$

Variația masei pentru o bulă a modelului $\frac{dm_B}{dt}$ este dată de relația [1]:

$$\frac{dm_B}{dt} = \rho_v \frac{dV_B}{dt} = 4\pi R_B^2 \rho_v \sqrt{\frac{2}{3} \frac{\rho_v - \rho}{\rho_f}} \quad (2.20)$$

unde: ρ_v este densitatea vaporilor.

Raportul cinematic (**Kinematic Ratio**) i_T al convertizorului de cuplu poate fi exprimat prin relația [15]:

$$i_T = \omega_T / \omega_I \quad (2.21)$$

unde: ω_T viteza unghiulară a turbinei convertizorului, respectiv ω_I este viteza unghiulară a rotorului convertizorului.

Raportul de cuplu (**Torque Ratio**) k_T poate fi exprimat în funcție de momentul motor a turbinei prin relația:

$$k_T = k_T(i_T) = T_T/T_I \quad (2.22)$$

unde: T_T este momentul motor a turbinei, respectiv T_I este momentul motor a rotorului convertizorului.

Randamentul convertizorului de cuplu η_T este definit ca fiind raportul dintre puterea turbinei P_T și puterea pompei P_I convertizorului:

$$\eta_T = \frac{P_T}{P_I} = \frac{T_T \cdot \omega_T}{T_I \cdot \omega_I} = k_T \cdot i_T \quad (2.23)$$

Caracteristica adimensională a convertizorului de cuplu reprezentată prin polinoamele Lagrange de ordin n și de ordin m este exprimată prin relația [16]:

$$\lambda_I = \sum_{k=0}^n p_k \cdot i_T^k; \quad k_T = \sum_{k=0}^m q_k \cdot i_T^k \quad (2.24)$$

unde: λ_I este coeficientul de cuplu al motorului, respectiv p_k și q_k sunt coeficienți polinomiali.

Derivata momentului de încărcare a rotorului poate fi exprimat ca o dependență de timp în următoarea relație [15]:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} T_I (\lambda_I(i_T(t)), \omega_I(t)) &= \frac{\partial T_I}{\partial \lambda_I} \cdot \frac{d\lambda_I}{dt} + \frac{\partial T_I}{\partial \omega_I} \cdot \frac{d\omega_I}{dt} \\ &= \frac{\partial T_I}{\partial \lambda_I} \cdot \frac{\partial \lambda_I}{\partial i_T} \cdot \frac{di_T}{dt} + \frac{\partial T_I}{\partial \omega_I} \cdot \frac{d\omega_I}{dt} \end{aligned} \quad (2.25)$$

de unde se extrag următorii factori:

$$\lambda'_{i_T} = \frac{\partial \lambda_I}{\partial i_T}, \quad \varepsilon_I = \frac{d\omega_I}{dt}, \quad \varepsilon_T = \frac{d\omega_T}{dt} \quad (2.26)$$

unde: ω_T este viteza unghiulară arborelui turbinei, ε_T este accelerația arborelui turbinei, respectiv ε_I este accelerația unghiulară a arborelui rotorului.

Luând în considerare raportul cinematic i_T rezultă următoarele relații:

$$\begin{aligned} \frac{di_T}{dt} &= \frac{d}{dt} \left(\frac{\omega_T}{\omega_I} \right) = \frac{1}{\omega_I^2} \left(\frac{d\omega_T}{dt} \omega_I - \frac{d\omega_I}{dt} \omega_T \right) = \frac{\varepsilon_T}{\omega_I} - \frac{\omega_T}{\omega_I} \cdot \frac{\varepsilon_I}{\omega_I} \\ &= \frac{1}{\omega_I} (\varepsilon_T - i_T \cdot \varepsilon_I) \end{aligned} \quad (2.27)$$

$$\begin{aligned} \frac{dT_I}{dt} &= \frac{\partial T_I}{\partial \lambda_I} \cdot \frac{\lambda'_{i_T}}{\omega_I} \cdot (\varepsilon_T - i_T \cdot \varepsilon_I) + \frac{\partial T_I}{\partial \omega_I} \cdot \varepsilon_I \\ &= \left(\frac{\partial T_I}{\partial \omega_I} - \frac{\partial T_I}{\partial \lambda_I} \cdot \frac{\lambda'_{i_T}}{\omega_I} \cdot i_T \right) \cdot \varepsilon_I + \frac{\partial T_I}{\partial \omega_I} \cdot \frac{\lambda'_{i_T}}{\omega_I} \cdot \varepsilon_T \end{aligned} \quad (2.28)$$

Componentele derivatelor parțiale sunt prezentate în următoarele relații [15]:

$$\frac{\partial T_I}{\partial \lambda_I} = \frac{\partial}{\partial \lambda_I} \cdot (\rho D_a^5 \lambda_i \omega_I^2) = \rho D_a^5 \omega_I^2 \cdot \frac{\partial T_I}{\partial \omega_I} = \frac{\partial}{\partial \omega_I} \cdot (\rho D_a^5 \lambda_i \omega_I^2) = 2 \rho D_a^5 \lambda_i \omega_I \quad (2.29)$$

$$\lambda'_{i_T} = \frac{\partial \lambda_I}{\partial i_T} = \frac{\partial}{\partial i_T} \cdot \sum_{k=0}^n p_k \cdot i_T^k = \sum_{k=0}^m k \cdot p_k \cdot i_T^{k-1} \quad (2.30)$$

Introducând în lanțul cinematic al transmisiei inerția arborelui motorului i_E și considerând ε_E accelerația unghiulară a arborelui motorului, rezultă din derivarea următoarei relații:

$$\begin{aligned} \frac{d\varepsilon_E}{dt} &= \frac{1}{I_E} \cdot \left(\frac{\partial T_E}{dt} - \frac{\partial T_I}{dt} \right) \\ &= \frac{1}{I_E} \\ &\quad \cdot \left(\frac{\partial T_E}{\partial \psi} \cdot u_\psi + \frac{\partial T_E}{\partial \omega_E} \cdot \varepsilon_E \right. \\ &\quad \left. - \left(\left(\frac{\partial T_E}{\partial \omega_E} - \frac{\partial T_I}{\partial \lambda_I} \cdot \frac{\lambda'_{i_T}}{\omega_E} \cdot i_T \right) \cdot \varepsilon_E + \frac{\partial T_I}{\partial \lambda_I} \cdot \frac{\lambda'_{i_T}}{\omega_E} \cdot \varepsilon_T \right) \right) \\ &= \frac{1}{I_E} \\ &\quad \cdot \left(\left(\frac{\partial T_E}{\partial \omega_E} - \frac{\partial T_I}{\partial \omega_E} + \frac{\partial T_I}{\partial \lambda_I} \cdot \frac{\lambda'_{i_T}}{\omega_E} \cdot i_T \right) \cdot \varepsilon_E - \frac{\partial T_I}{\partial \lambda_I} \cdot \frac{\lambda'_{i_T}}{\omega_E} \cdot \varepsilon_T + \frac{\partial T_E}{\partial \psi} \right. \\ &\quad \left. \cdot u_\psi \right) \end{aligned} \quad (2.31)$$

2.3 Convertizorul de cuplu - modelul virtual

2.3.1 Modelul virtual pentru convertizorul de cuplu (Torque Converter)

Modelul virtual pentru convertizorul de cuplu (**Torque Converter**) reproduce comportamentul real al convertizorului utilizat în construcția autovehiculelor echipate cu cutii de viteze automate. Determinarea mărimilor de ieșire se realizează pe baza curbelor caracteristice statice ale convertizorului de tip **Cf-Curve** sau **K-Curve**, considerate constante în timp.

Ambreiajul de blocare (**Lock-Up Clutch**) este montat în paralel cu circuitul hidrodinamic. Rolul acestui ambreiaj de blocare este de a reduce pierderile de energie prin alunecare, respectiv prin cuplarea directă a pompei cu turbina în regimurile de turație ridicată. Ambreiajul de blocare este controlat de modulul electronic **Clutch Control** și permite eliminarea pierderilor inerente transmisiei hidrodinamice la regimurile stabile de funcționare.

- a. modul dinamic al ambreiajului de blocare (**Lock-Up Clutch Dynamic Mode**) utilizează un model dinamic de tip controler PI (**Proportional-Integral**) pentru ambreiajul de blocare, care simulează comportamentul fizic (amortizare și rigiditate). Dacă această opțiune nu este activată în setările modelului virtual, ambreiajul aplică direct momentul motor maxim și poate fi blocat rigid;
- b. modul de intrare (**Input Mode**) funcționează pe baza conversiei momentului motor între pompă și turbină;
- c. modelul de frecare al ambreiajului de blocare (**Lock-Up Clutch Friction Model**) poate fi definit prin:
 - i. model liniar (**Linear**) atunci când momentul motor maxim transmisibil este calculat proporțional cu gradul de deschidere al ambreiajului;
 - ii. model exponențial (**Exponential**) atunci când este utilizat modelul de frecare implementat în componenta **Clutch**, pentru o descriere mai realistă a tranziției între regimurile de alunecare și cuplare.

Proprietățile de masă (**Mass Properties**) definite pentru modelul virtual al convertizorului de cuplu sunt următoarele:

- a. momentul de inerție al pompei (**Moment of Inertia of the Pump**) care poate fi definit ca valoare constantă sau prin magistrală de date;
- b. momentul de inerție al turbinei (**Moment of Inertia of the Turbine**) poate fi definit ca valoare constantă sau prin magistrală de date.

Parametrii de blocare ai ambreiajului (**Lock-Up Clutch**) definiți pentru modelul virtual al convertizorului de cuplu sunt următorii:

- a. momentul motor maxim transmisibil (**Maximum Torque**) care reprezintă valoarea maximă a momentului care poate fi transferat când ambreiajul este complet închis. Dacă acesta este parțial deschis, momentul motor transmisibil este redus corespunzător. Parametrul poate fi definit ca valoare constantă sau prin magistrală de date;
- b. gradient de moment la închidere (**Torque Gradient at Closing**) care reprezintă panta maximă a creșterii momentului motor în faza de închidere dinamică;
- c. gradient de moment la deschidere (**Torque Gradient at Opening**) care reprezintă panta maximă a scăderii momentului motor în faza de deschidere;
- d. viteza de alunecare dorită (**Desired Slip Speed**) care reprezintă diferența de turație între pompă și turbină atunci când ambreiajul este complet închis și servește drept valoare de referință pentru regulatorul PI;
- e. amortizare (**Damping**) este un parametru proporțional care corespunde amortizării fizice a ambreiajului în regimul de funcționare cuplat;
- f. rigiditate (**Stiffness**) este un parametru integral care reprezintă rigiditatea fizică echivalentă a ambreiajului în regimul de funcționare blocat.

Prin integrarea acestor parametri și curbe caracteristice, modelul convertizorului de cuplu permite simularea cu precizie a procesului de transmitere hidrodinamică a energiei, a comportamentului dinamic al ambreiajului de blocare și a influenței temperaturii asupra eficienței globale a sistemului.

Stabilirea caracteristicilor funcționale ale convertizorului de cuplu, respectiv evaluarea performanțelor acestuia în diferite condiții de funcționare necesită definirea parametrilor de conversie a momentului de torsiune (**Moment Conversion**):

1. viteză unghiulară de referință (**Reference speed**) care reprezintă turația la care au fost efectuate măsurători pentru determinarea curbelor de conversie a momentului de torsiune;
2. raportul momentului de torsiune în funcție de raportul de viteză la viteza unghiulară de referință (**Torque Ratio as a Function of the Speed Ratio at Reference Speed**) care reprezintă raportul dintre momentul turbinei și momentul pompei în funcție de raportul de viteză (**Speed Ratio**), calculat ca raportul dintre viteza unghiulară a turbinei și viteza unghiulară a pompei;
3. momentul pompei în funcție de raportul de viteză la viteza unghiulară de referință (**Pump Torque as a Function of the Speed Ratio at Reference Speed**) care reprezintă momentul transferabil între pompă și turbină și variază în funcție de raportul dintre viteza turbinei și viteza pompei;
4. temperatura (**Temperature**) care reprezintă comportamentul convertizorului de cuplu în condiții termice variate.

2.3.2 Modelul virtual Automatic FWD Clutch Control C11036

Modelul virtual **Automatic FWD Clutch Control C11036** (figura 2.4) este dezvoltat în aplicația de simulare computerizată **AVL CRUISE™ M** și reprezintă un subsistem de control dedicat gestionării automate a ambreiajului de blocare (**Lock-Up Clutch**) într-o transmisie pentru autovehicule cu tracțiune față FWD (**Front-Wheel Drive**). Arhitectura constructivă a modelului include elementul **Torque Converter** integrat într-o transmisie automată ATR (**Automatic Transmission**). Arhitectura constructivă a modelului virtual conține un motor cu ardere internă, un convertizor de cuplu și o cutie de viteze automată. Motorul este comandat printr-un semnal de sarcină provenit din **Cockpit**. Strategia de schimbare a treptelor de viteză este definită prin intermediul elementului **GB Program**, iar funcționarea convertizorului de cuplu este controlată printr-un tabel definit în elementul **Clutch Control**.

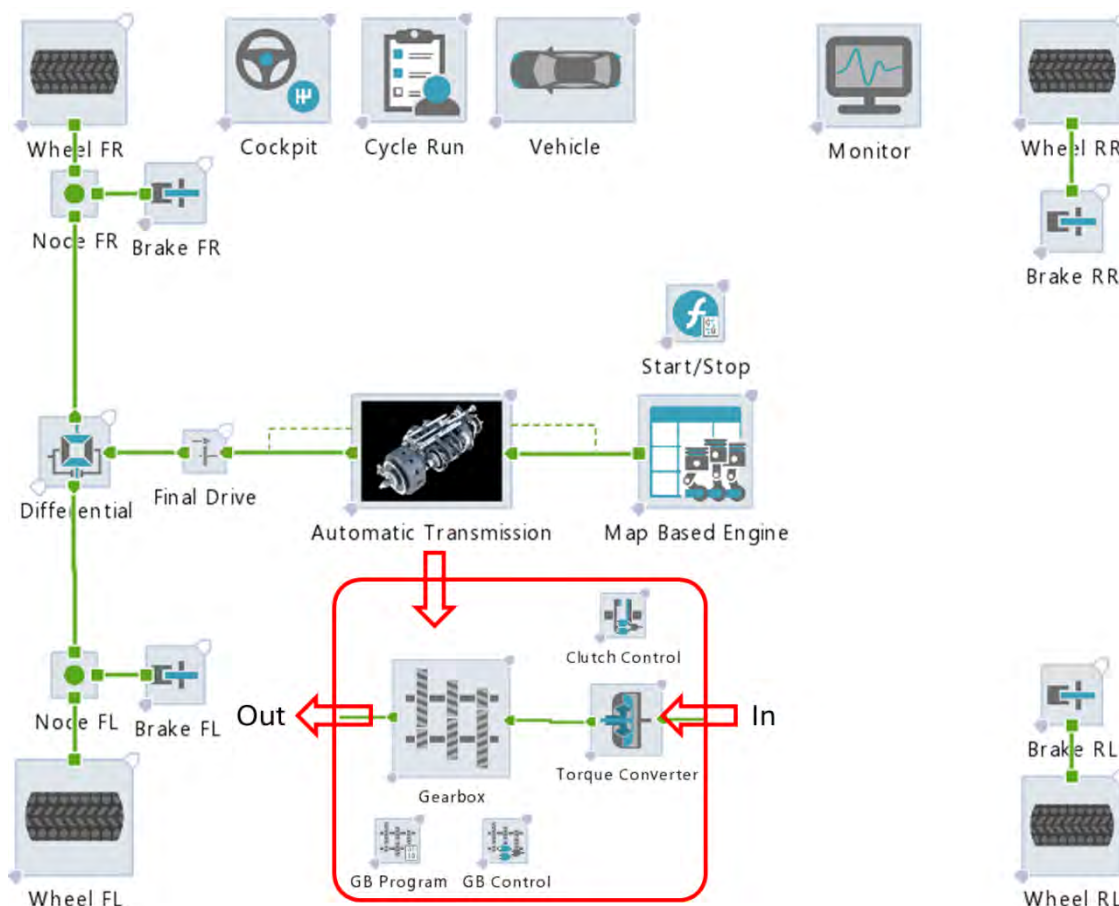


Figura 2.4 Modelul Automatic FWD Clutch Control C11036 [AVL CRUISE™ M]

Sarcina de simulare a modelului virtual include două scenarii de funcționare distincte: rularea unui ciclu de deplasare (**Cycle Run**) care simulează un ciclu de

conducere urbană NEDC (**New European Driving Cycle**), respectiv o accelerare la o sarcină maximă (**Full Load Acceleration**), cu schimbarea automată a treptelor în funcție de turația motorului.

Datele inițiale pentru elementul **Map Based Engine** sunt prezentate în tabelul 2.1, respectiv în figura 2.5, figura 2.6 și figura 2.7.

Tabel 2.1 Datele inițiale pentru elementul Map Based Engine

Map Based Engine	Setări
Fuel consumption map unit	Expressed as mass flow
Data bus channels as results	Off
Engine type	Reciprocating 4 stroke
Transient model	None
Friction model	Off
Control mode	Load controlled
Zero load criteria	0 Load to motoring torque
Full load gear dependent	Off
Fuel shut off	Off
Fuel type	Gasoline.bgp
Fuel specific carbon content [-]	0.87591
Fuel's lower heat value of combustion [kJ/kg]	43500
Fuel's density [kg/m ³]	748
Programs	Basic programs
Number of active cylinders	4
Use data bus exhaust proportion of waste energy	Off
Exhaust proportion of waste energy [-]	0.5
Plant characteristics [Speed/Torque/BSFC]	3D Characteristic
Motoring [Speed/Torque]	2D Characteristic
Full load torque [Speed/Torque]	2D Characteristic
Fuel consumption [Speed/Torque/Consumption]	3D Characteristic
Natural aspiration delay [Speed/Time]	2D Characteristic
Turbo delay [Speed/Torque/Time to 90% Torque]	3D Characteristic
Control type	Internal
Use data bus idle speed	Off
Engine idle speed [1/min]	750
Load limit	1
Internal idle type	Calculated
Gain	High

Consider extra inertia	Off
Engine displacement [cm ³]	2478
Number of cylinders	4
Engine inertia [kgm ³]	0.12
Extra inertia from auxiliaries [kgm ³]	0
Engine stall speed [1/min]	500
Engine maximum speed [1/min]	6000
Delta statistic friction [Nm]	0.1
Thermal model type	Defined temperature
Solid temperature [°C]	25

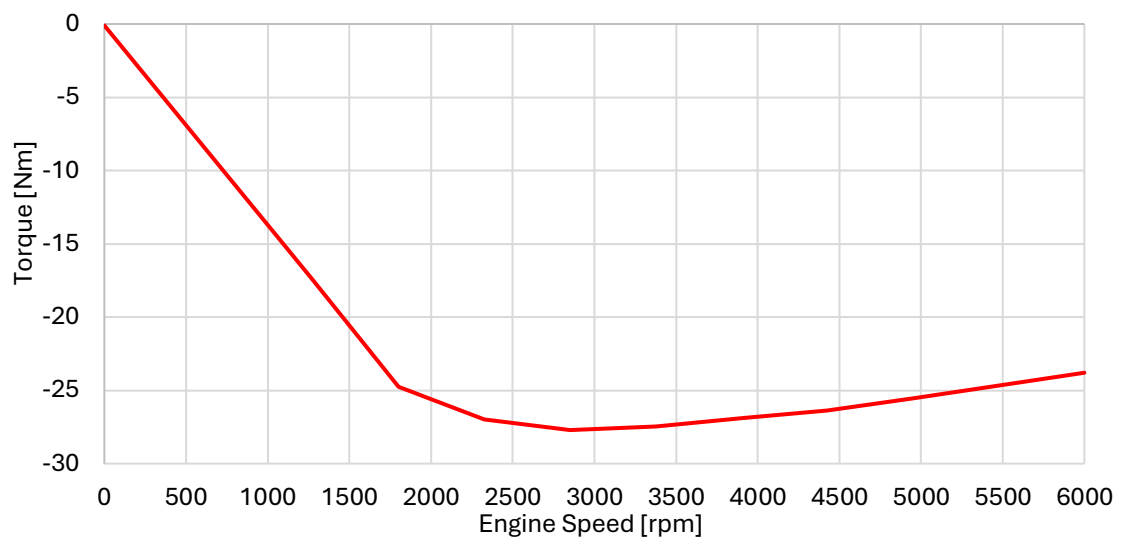


Figura 2.5 Caracteristica Motoring Torque

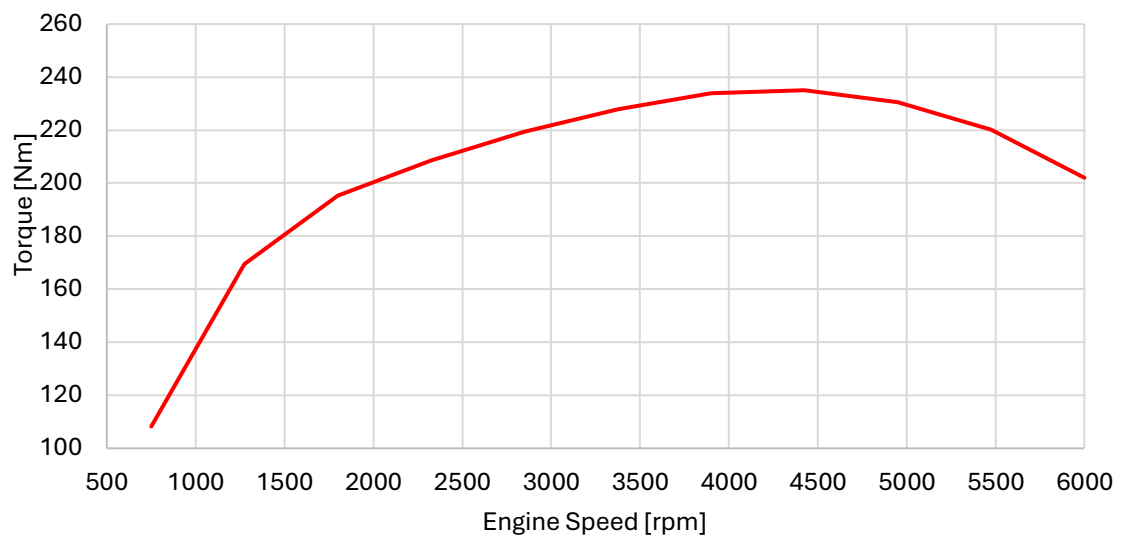


Figura 2.6 Caracteristica Full Load Torque

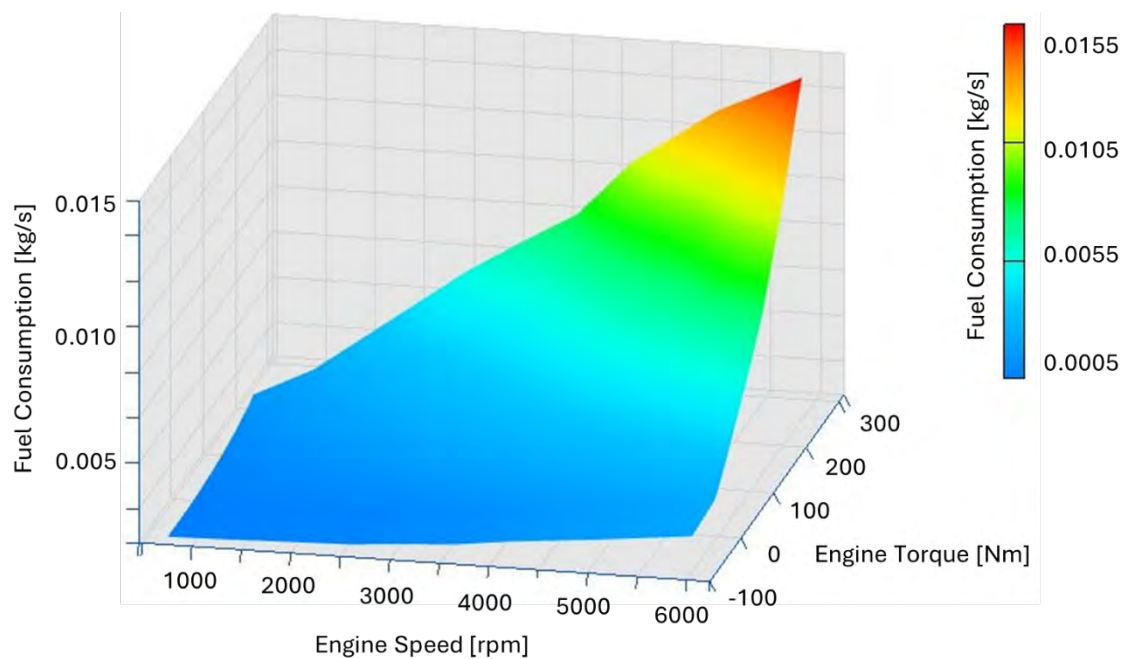


Figura 2.7 Caracteristica Fuel Consumption Map [AVL CRUISE™ M]

Elementul **Torque Converter** este un dispozitiv de cuplare/decuplare a motorului care realizează transmiterea mișcării de la motor la cutia de viteze, utilizat în special pentru transmisiile automate [9].

Datele inițiale pentru elementul convertizor de cuplu sunt prezentate în tabelul 2.2, respectiv figura 2.8.

Tabel 2.2 Datele inițiale pentru elementul Torque Converter

Torque Converter	Setări
Lock-up clutch dynamic mode	Off
Input mode	Torque conversion
Lock-up clutch friction model	Linear
Moment of inertia of pump with oil [kgm ²]	0.016
Moment of inertia of turbine with oil [kgm ²]	0.011
Lock-up clutch maximum torque [Nm]	350
Reference speed [1/min]	2000
Torque conversion temperature [°C]	20
Torque conversion	2D Characteristic

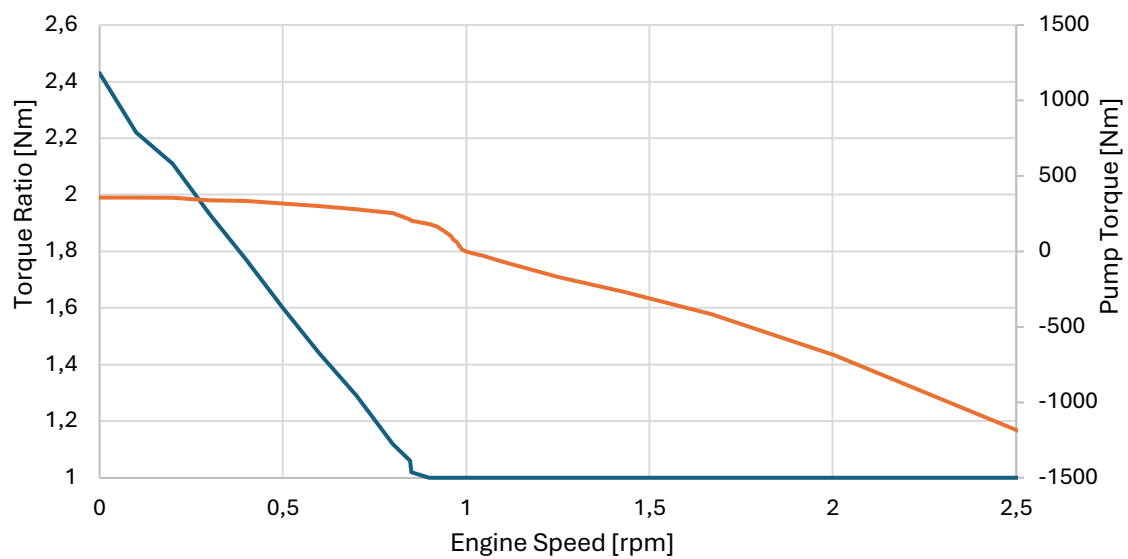


Figura 2.8 Caracteristica Torque Conversion

Sistemul de comandă și control pentru transmisia automată ATR (**Automatic Transmission**) este format din elementul **Clutch Control** și elementele de control pentru acesta (figura 2.9, tabelul 2.3). Sistemul de control pentru convertizorul de cuplu este utilizat pentru definirea unui ambreiaj automat, situație în care conducătorul auto poate schimba treptele de viteză, fără a acționa pedala de ambreiaj. **Clutch Control** definește caracteristicile de închidere (**Close**) și deschidere (**Open**) a ambreiajului de blocare în funcție de viteza autovehiculului și de semnalul de sarcină.

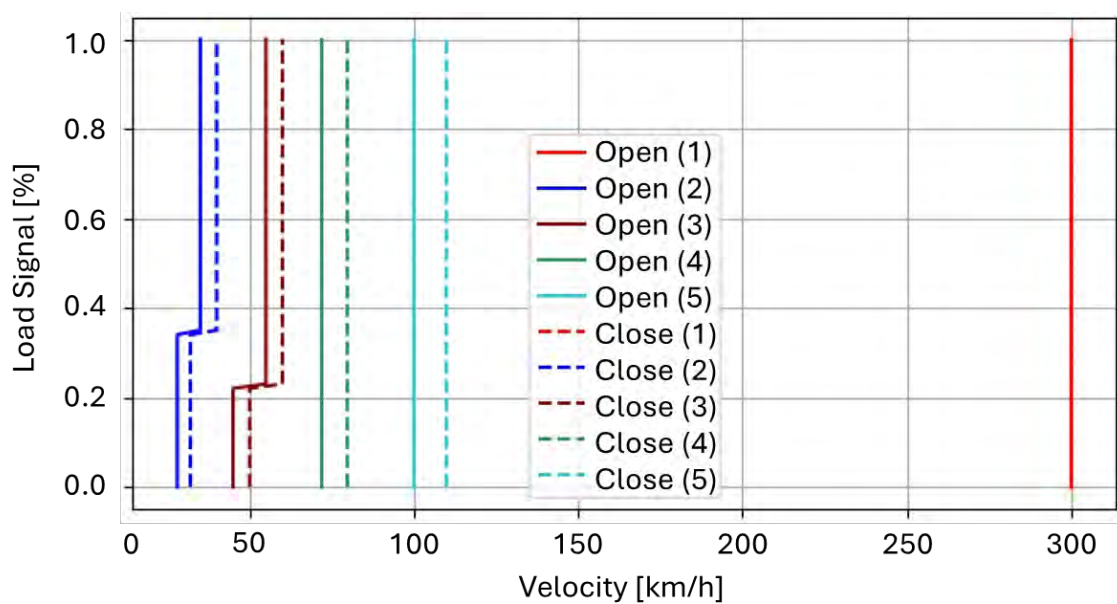


Figura 2.9 Caracteristica de control pentru convertizorul de cuplu

Tabel 2.3 Datele inițiale pentru elementul Clutch Control

Clutch Control	Setări
Open clutch during shifting	Off
Clutch actuation time [s]	1
Minimum gear to close clutch	2
Control variable	Velocity

Linile Close [1] ... Close [5] indică caracteristicile de închidere pentru fiecare treaptă de viteză, iar acestea sunt activate atunci când ambreiajul este deschis și viteza crește peste limita specifică treptei active.

Linile Open [1] ... Open [5] reprezintă caracteristicile de deschidere pentru fiecare treaptă de viteză, iar acestea sunt activate atunci când ambreiajul este închis și viteza scade sub limita corespunzătoare treptei active.

Datele inițiale pentru elementul **Gearbox** sunt prezentate în tabelul 2.4.

Tabel 2.4 Datele inițiale pentru elementul Gearbox

Gearbox	Setări
Shifting modelling	Kinematic
Torque loss speed dependent	Off
Transmission loss	Efficiency
Gear shift timing	Off
Moment of inertia in [gear 1 to gear 5] [kgm ³]	0.0015
Moment of inertia out [gear 1 to gear 5] [kgm ³]	0.005
Efficiency [gear 1 to gear 5] [-]	0.95
Gear 1 transmission ratio [-]	3.62
Gear 2 transmission ratio [-]	2.22
Gear 3 transmission ratio [-]	1.51
Gear 4 transmission ratio [-]	1.08
Gear 5 transmission ratio [-]	0.85

Elementul **GB Control** este utilizat pentru definirea algoritmului de schimbare automată a treptelor de viteză fără nici o intervenție din partea conducătorului auto și reprezintă legătura dintre programul cutiei de viteze (**GB Program**) și mecanismul de acționare a treptelor de viteză (tabelul 2.5).

Tabel 2.5 Datele inițiale pentru elementul GB Control

GB Control	Setări			
Time delay gear dependent	Off			
Skipping gears for upshifting allowed	Off			
Skipping gears for downshifting allowed	Off			
Tiptronic	Off			
Shifting strategy	Gearbox program			
Gear	1	2	3	4
Upshifting according to velocity [km/h]	25	50	75	100
Downshifting according to velocity [km/h]	23	38	60	70
Upshifting according to speed [rpm]	3000	3000	3000	3000
Downshifting according to speed [rpm]	1500	1500	1500	1500

Elementul **GB Program** este utilizat în cadrul protocolului de control al unei cutii de viteze automate împreună cu **GB Control** și are rolul de a furniza algoritmului de control cu privire la schimbarea treptelor de viteză (tabelul 2.6).

Tabel 2.6 Datele inițiale pentru elementul GB Program

GB Program	Setări
Kickdown table	Off
Shift remaining time	Off
Skipping gears for upshifting allowed	On
Skipping gears for downshifting allowed	On
Shifting program 1	Enable
Shifting program 2 ... 5	Disable
Upshifting and downshifting program	Speed

GB Program determină schimbarea treptelor de viteză în funcție de semnalul de sarcină și de turația motorului. Treapta țintă (**Desire Gear**) determinată de **GB Program** este transmisă **GB Control** care o transmite către cutia de viteze (figura 2.10).

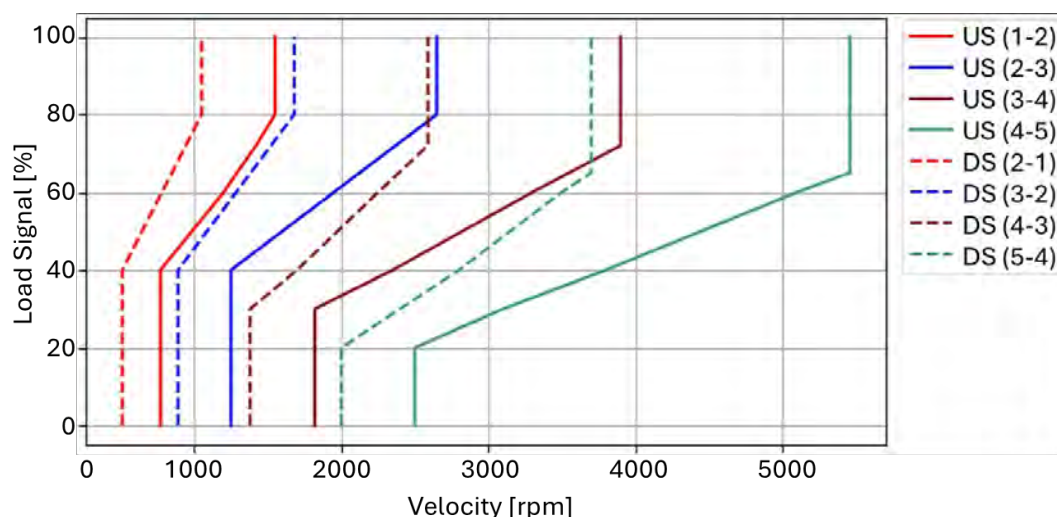


Figura 2.10 Algoritmul de schimbare a vitezelor (GB Program)

Datele inițiale pentru **Start/Stop C-Function** sunt prezentate în tabelul 2.7. Codul controlează pornirea și oprirea motorului în funcție de viteza autovehiculului și de semnal de sarcină (**Load Signal**) transmis din **Cockpit**. Dacă autovehiculul nu se deplasează (**Velocity = 0**) și dacă nu există cerere de putere (**Load Signal = 0**) motorul se oprește. Dacă autovehiculul se deplasează (**Velocity > 0**) sau există cerere de putere (**Load Signal > 0**) motorul rămâne pornit (**Engine Switch = 1**).

Tabel 2.7 Datele inițiale pentru elementul Start/Stop C-Function

Start/Stop C-Function	Setări
Evaluation mode	Co-simulation
Results in online monitor	Off
Data bus channels as results	Off
Output after every simulation step	From output
Component step size	From master
/* Inputs: velocity from the vehicle [km/h] load_signal from the cockpit [-] Outputs: engine_switch the state of the engine (either turned on at 1 or turned off at 0) [-] */ if((velocity == 0) && (load_signal == 0)) {	

<pre> engine_switch = 0; // if velocity and load are 0, the engine is turned off } else { engine_switch = 1; // if velocity or load is not 0, the engine is turned on } </pre>					
Channel	Name	Unit	Variable	Minimum	Maximum
Input	Vehicle velocity	m/s	velocity	-1e+111	1e+111
Input	Load signal	-	load_signal	-1e+111	1e+111
Output	Engine switch	-	engine_switch	-1e+111	1e+111

Datele inițiale pentru elementul **Final Drive** sunt prezentate în tabelul 2.8.

Tabel 2.8 Datele inițiale pentru elementul Final Drive

Final Drive	Setări
Torque loss speed dependent	Off
Transmission loss	Efficiency
Ratio type	Transmission ratio
Ratio [-]	3
Moment of inertia in [kgm ³]	0.008
Moment of inertia out [kgm ³]	0.015
Efficiency	0.97

Datele inițiale pentru elementul **Differential** sunt prezentate în tabelul 2.9.

Tabel 2.9 Datele inițiale pentru elementul Differential

Differential	Setări
Differential lock	Unlocked
Transmission loss	Deactivated
Results in online monitor	Off
Data bus channels as results	Off
Moment of inertia in [kgm ³]	0.015
Moment of inertia out1 [kgm ³]	0.015
Moment of inertia out2 [kgm ³]	0.015
Torque split factor [-]	1

Datele inițiale pentru elementul **Brake** sunt prezentate în tabelul 2.10.

Tabel 2.10 Datele inițiale pentru elementul Brake

Brake	FR	FL	RR	RL
Dynamic mode	On			
Control variable	Brake Pressure			
Brake piston surface [mm ²]	1800	1800	1500	1500
Friction coefficient [-]	0.25	0.25	0.25	0.25
Specific brake factor [-]	1	1	1	1
Effective friction radius [mm]	130	130	110	110
Efficiency [-]	0.99	0.99	0.99	0.99
Moment of inertia [kgm ³]	0.02	0.02	0.015	0.015

Datele inițiale pentru elementul **Wheel** sunt prezentate în tabelul 2.11.

Tabel 2.11 Datele inițiale pentru elementul Wheel

Wheel	Setări			
Vehicle wheel location	Front Right	Front Left	Rear Right	Rear Left
Dynamic rolling radius	Constant value			
Slip	Deactivated			
Rolling resistance model	Standard			
Rolling resistance factor velocity dependent [driving resistance physical]				On
Rolling resistance correction wheel load dependent				Off
Rolling resistance correction tire pressure dependent				Off
Rolling resistance correction temperature dependent				Off
Moment of inertia [kgm ³]	1.75	1.75	1.75	1.75
Friction coefficient of tire [-]	0.95	0.95	0.95	0.95
Reference wheel load [N]	2500	2500	2500	2500
Wheel load correction coefficient	0.02	0.02	0.02	0.02
Static rolling radius [mm]	305	305	305	305
Dynamic rolling radius [mm]	312	312	312	312
Rolling resistance factor	2D Characteristic			

Datele inițiale pentru elementul **Cockpit** sunt prezentate în tabelul 2.12.

Tabel 2.12 Datele inițiale pentru elementul Cockpit

Cockpit	Setări	
Cockpit mode	Automatic	
Accelerator pedal selection	Characteristic	
Number of gears forward	6	
Number of gears reverse	1	
Accelerator pedal travel [%]	0	100
Load signal [%]	0	100
Brake pedal travel [%]	0	100
Brake pressure [bar]	0	180

Datele inițiale pentru elementul **Vehicle** sunt prezentate în tabelul 2.13.

Tabel 2.13 Datele inițiale pentru elementul Vehicle

Vehicle	Setări		
Front axle load limited	On		
Lifting effect consideration	On		
Cornering	Off		
PFA activation	Off		
Hitch forces from data bus	Off		
Velocity prescription	None		
Driving resistance selection	Physical		
Distance from hitch to front axle [mm]	3300		
Wheelbase [mm]	2650		
Height of support point at bench test [mm]	100		
Load state	Empty	Half	Full
Additional load [kg]	80		
Number of passengers [-]	0		
Weight per passenger [kg]	0		
Volume [m ³]	0		
Load density [kg/m ³]	0		
Distance of gravity center Empty/Half/Full [mm]	1250	1255	1263
Height of gravity center Empty/Half/Full [mm]	552	545	530
Height of hitch Empty/Half/Full [mm]	400	390	368
Curb weight [kg]	1450		
Gross weight [kg]	1930		
Location	Roadway		

Frontal area [m ²]	1.88
Drag input mode	Drag coefficient
Drag coefficient [-]	0.32
Lift coefficient front axle [-]	0.032
Lift coefficient rear axle [-]	0.01

Datele inițiale pentru elementul **Monitor** sunt prezentate în tabelul 2.14.

Tabel 2.14 Datele inițiale pentru elementul Monitor

Name		Unit	Default	Minimum	Maximum
Vehicle acceleration	Inputs	m/s ²	0	-1e+111	1e+111
Vehicle velocity	Inputs	km/h	0	-1e+111	1e+111
Vehicle distance	Inputs	m	0	-1e+111	1e+111
Engine load signal	Inputs	-	0	-1e+111	1e+111
Engine speed	Inputs	1/min	0	-1e+111	1e+111
Fuel consumption	Inputs	g/s	0	-1e+111	1e+111
Current gear	Inputs	-	0	-1e+111	1e+111
Pump speed	Inputs	1/min	0	-1e+111	1e+111
Turbine speed	Inputs	1/min	0	-1e+111	1e+111
Desire clutch release	Inputs	-	0	-1e+111	1e+111
Desire gear	Inputs	-	0	-1e+111	1e+111
Shifting status	Inputs	-	0	-1e+111	1e+111

Ciclul de simulare (**Cycle Run**) este format din următoarele elemente:

1. **Profile** (tabelul 2.15, figura 2.11) conține caracteristicile traseului și de deplasare pe baza cărora se realizează simularea (**Driving Cycle**).
2. **Driver** (tabelul 2.16) care conține caracteristicile comportamentale ale conducătorului auto (**Driver Behavior**).
3. **Environment** (tabelul 2.17) care conține caracteristicile mediului înconjurător, coeficienții de frecare, respectiv profilul de altitudine a traseului.

Tabel 2.15 Datele inițiale pentru elementul Profile

Profile	Setări
Type	Profile time
Define profile	Driving Cycle
Time from data bus	Off
Foresight into the profile	Off

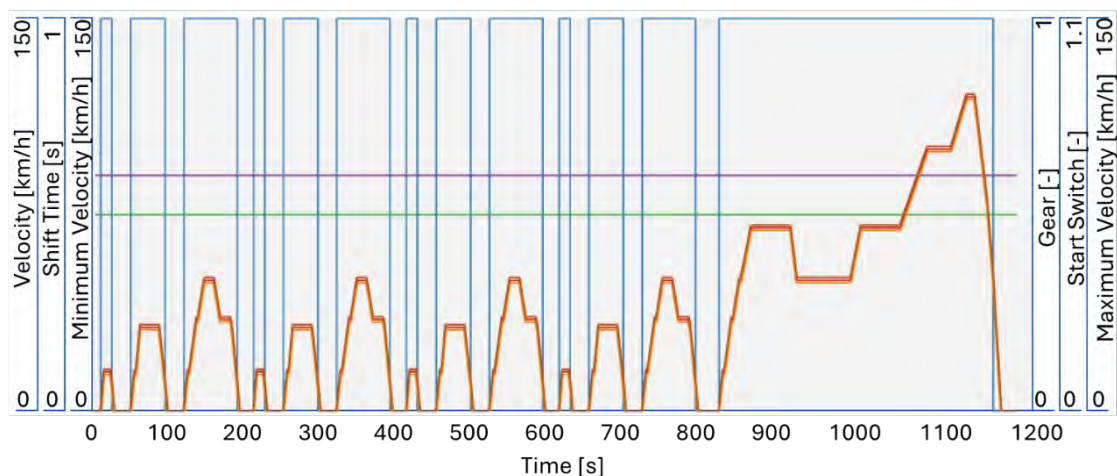


Figura 2.11 Caracteristicile Driving Cycle

Tabel 2.16 Datele inițiale pentru elementul Driver

Driver	Setări
Define driver	Standard
Driver control	Closed loop
Velocity control	PI control
Clutch control	Deactivated
Shift points	From data bus
Proportional parameter [-]	1
Integral parameter [1/s]	0.5

Tabel 2.17 Datele inițiale pentru elementul Environment

Environment	Setări
Define environment	Standard
Road slope selection	Altitude
Air properties defined by	Air density
Ambient temperature and humidity based on	Distance
Distance [m]	0
Temperature [°C]	20
Relative humidity [-]	0.65
Air density based on	Distance
Distance [m]	0
Air density [kg/m ³]	1.19
Distance [m]	0

Friction coefficient [-]	1
Distance [m]	0
Altitude [m]	0

Funcționarea modelului este controlată pe magistrala **Data Bus Connections** (tabelul 2.18) în funcție de sarcina și turația motorului stabilite în **Cockpit**.

Tabel 2.18 Conexiunile pe magistrala Data Bus Connections

Element 1	Port	Element 2	Port
ATR	Load signal	Cockpit	Load signal
ATR	Velocity	Vehicle	Velocity
ATR	Desired gear (Cockpit)	Cockpit	Desired gear
Clutch Control	Load signal	Cockpit	Load signal
Clutch Control	Current gear	Gearbox	Current gear
Clutch Control	Velocity	Vehicle	Velocity
GB Control	Desired gear (Cockpit)	Cockpit	Desired gear
GB Control	Current gear	Gearbox	Current gear
GB Control	Velocity	Vehicle	Velocity
GB Control	Speed	Torque converter	Turbine speed
GB Program	Current gear	Gearbox	Current gear
GB Program	Load signal	Cockpit	Load signal
Gearbox	Desired gear	GB Control	Desired gear
Brake	Brake pressure	Cockpit	Brake pressure
Brake	Brake pressure	Cockpit	Brake pressure
Brake	Brake pressure	Cockpit	Brake pressure
Brake	Brake pressure	Cockpit	Brake pressure
Cockpit	Accelerator pedal travel	Driver	Accelerator pedal
Cockpit	Brake pedal travel	Driver	Brake pedal
Cockpit	Desired gear	Driver	Desired gear
Cockpit	Start switch	Driver	Start switch
Driver	Desired vehicle velocity	Profile	Desired velocity
Driver	Current vehicle velocity	Vehicle	Velocity
Driver	Desired gear	Profile	Desired gear

Driver	Start switch	Profile	Start switch
Environment	Distance	Vehicle	Distance
Map Based Engine	Engine contact switch	Start/Stop	Engine switch
Map Based Engine	Load demand	Cockpit	Load signal
Start/stop	Vehicle velocity	Vehicle	Velocity
Start/stop	Load signal	Cockpit	Load signal

După rularea simulărilor computerizate pentru modelul virtual **Automatic FWD Clutch Control C11036** în modul **Single Calculation** au fost înregistrate următoarele rezultate (figura 2.12, figura 2.13 și figura 2.14).

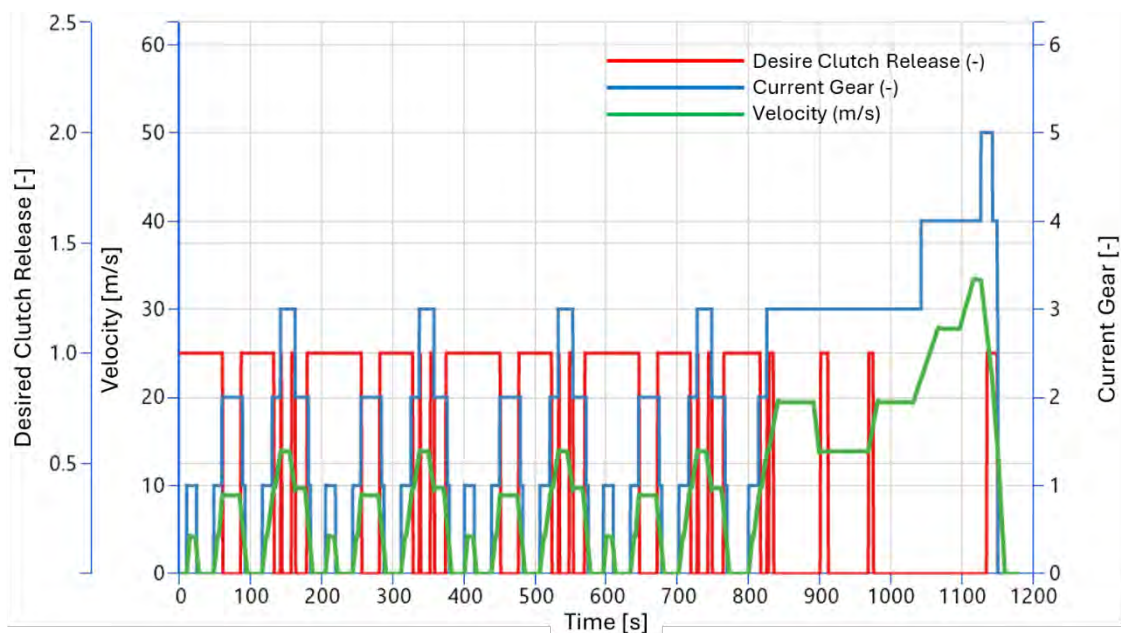


Figura 2.12 Modelul virtual Automatic FWD Clutch Control C11036 (1)

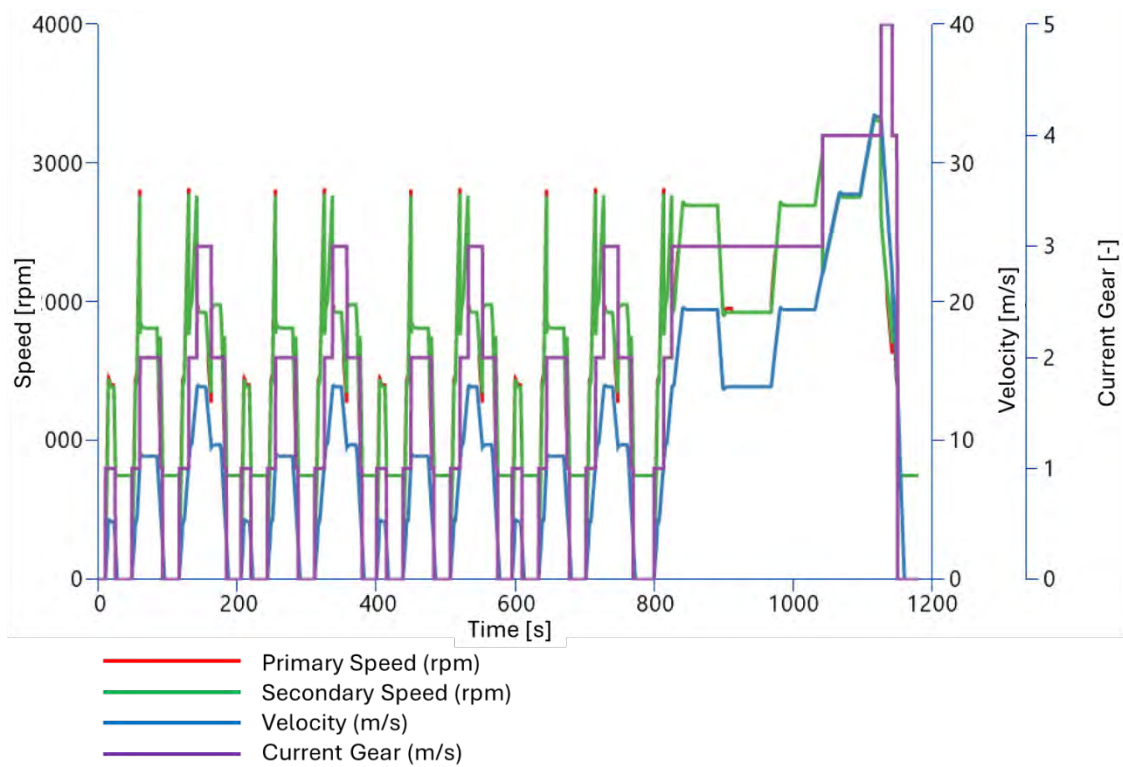


Figura 2.13 Modelul virtual Automatic FWD Clutch Control C11036 (2)

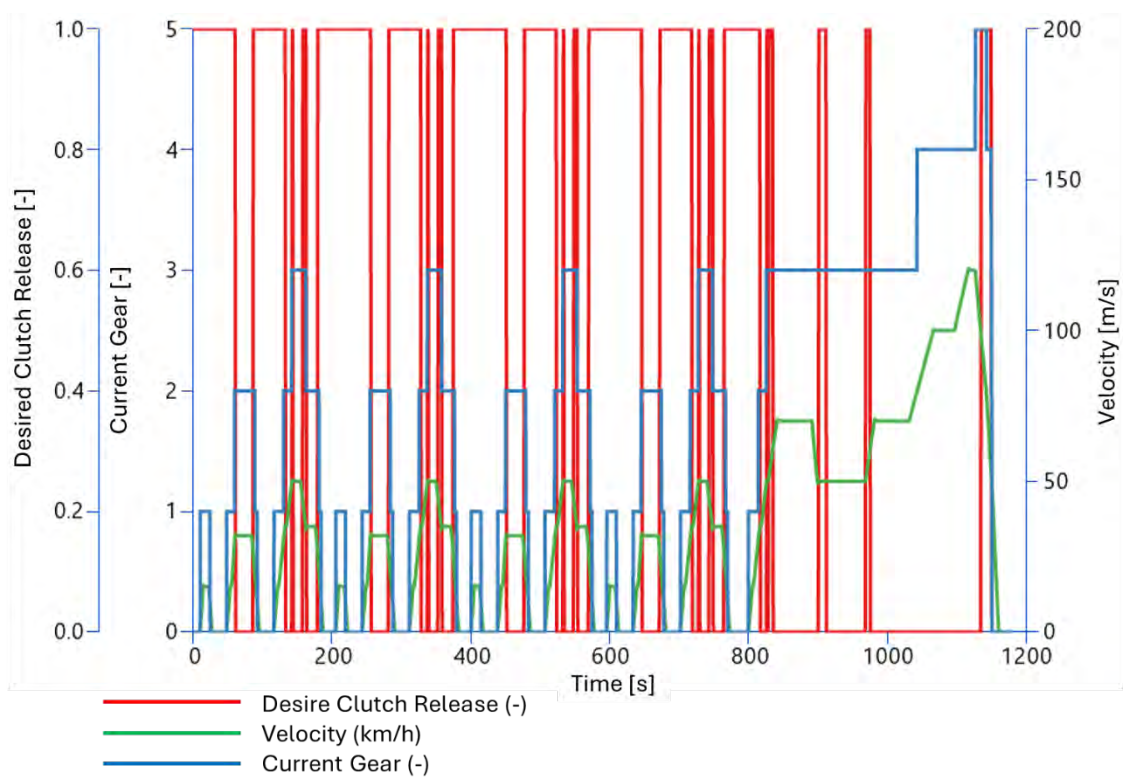


Figura 2.14 Modelul virtual Automatic FWD Clutch Control C11036 (3)

2.3.3 Modelul virtual Automatic FWD Driver Parametrization C11018

Modelul virtual **Automatic FWD Driver Parametrization C11018**, (figura 2.15), este dezvoltat în aplicația de simulare computerizată **AVL CRUISE™ M** și permite parametrizarea manuală a comportamentului conducătorului auto virtual pe durata desfășurării ciclului de deplasare urban UDC (**Urban Driving Cycle**).

Modelul reglează și monitorizează reacția sistemului de control al autovehiculului în funcție de parametri definiți de conducătorul auto virtual. Prin intermediul acestei parametrizări, se analizează modul în care diverse strategii de conducere și setări ale conducătorului auto virtual influențează comportamentul dinamic al autovehiculului, performanțele energetice și răspunsul transmisiei în cadrul ciclurilor urbane. Arhitectura constructivă a modelului virtual conține un motor cu ardere internă, un convertizor de cuplu și o cutie de viteze automată. Strategia de schimbare a treptelor de viteză este definită prin intermediul elementului **GB Program** și transmisă cutiei de viteze prin intermediul elementului **GB Control**. Funcția **Simulation Slowdown** permite încetinirea rulării simulării, oferind posibilitatea de a urmări răspunsul conducătorului auto cu viteză redusă (**Slow Motion**).

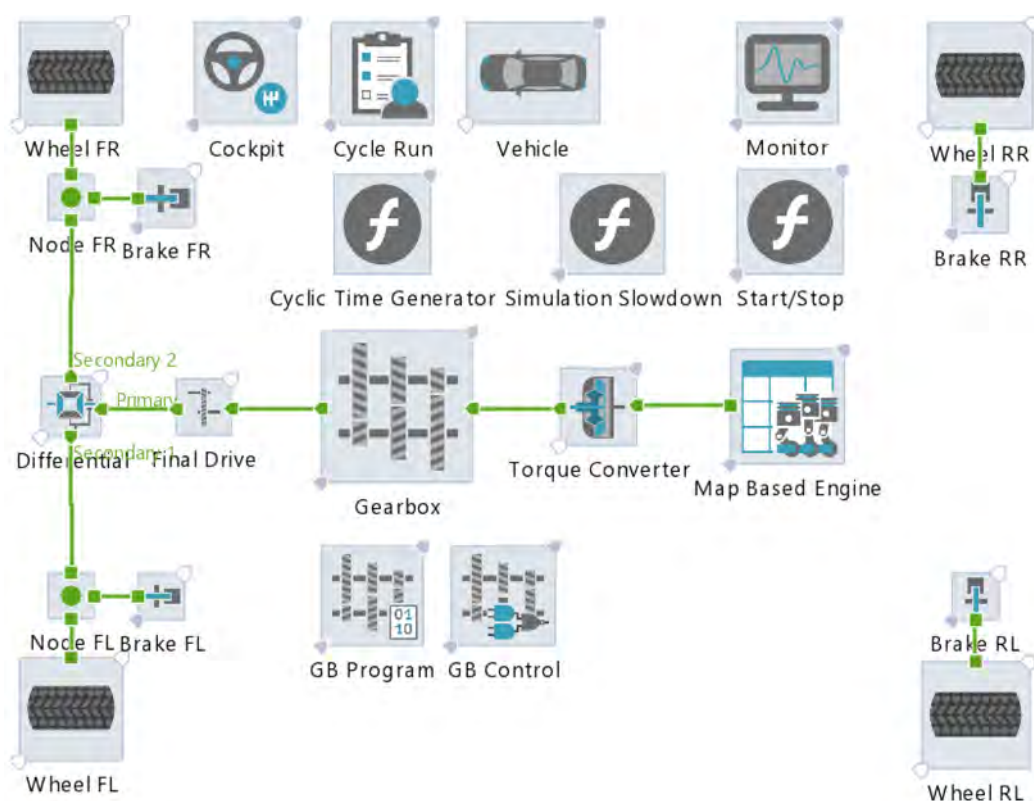


Figura 2.15 Modelul Automatic FWD Driver Parametrization C11018 [AVL CRUISE™ M]

Sarcina procesului de simulare (**Cycle Run Task**) constă în posibilitatea de a ajusta manual viteza de deplasare (**Velocity Control**) pe un ciclu de deplasare urban UDC prin intermediul conducătorului auto virtual cu ajutorul semnalelor transmise pe magistrala **Data Bus Connection**.

Datele inițiale pentru elementul **Map Based Engine** sunt prezentate în tabelul 2.19.

Tabel 2.19 Datele inițiale pentru elementul Map Based Engine

Map Based Engine	Setări
Fuel consumption map unit	Expressed as mass flow
Data bus channels as results	Off
Engine type	Reciprocating 4 stroke
Transient model	None
Friction model	Off
Control mode	Load controlled
Zero load criteria	0 Load to motoring torque
Full load gear dependent	Off
Fuel shut off	Off
Fuel type	Gasoline.bgp
Fuel specific carbon content [-]	0.87591
Fuel's lower heat value of combustion [kJ/kg]	43500
Fuel's density [kg/m ³]	748
Programs	Basic programs
Number of active cylinders	4
Use data bus exhaust proportion of waste energy	Off
Exhaust proportion of waste energy [-]	0.5
Plant characteristics [Speed/Torque/BSFC]	3D Characteristic
Motoring torque [Speed/Torque]	2D Characteristic
Full load torque [Speed/Torque]	2D Characteristic
Fuel consumption [Speed/Torque/Consumption]	3D Characteristic
Control type	Internal
Use data bus idle speed	Off
Engine idle speed [1/min]	750
Load limit	1
Internal idle type	Calculated
Gain	High
Consider extra inertia	Off
Engine displacement [cm ³]	2478

Number of cylinders	4
Engine inertia [kgm^3]	0.12
Extra inertia from auxiliaries [kgm^3]	0
Engine stall speed [1/min]	500
Engine maximum speed [1/min]	6000
Delta statistic friction [Nm]	0.1
Thermal model type	Defined temperature
Solid temperature [$^{\circ}\text{C}$]	25

Datele inițiale pentru elementul **Torque Converter** sunt prezentate în tabelul 2.20.

Tabel 2.20 Datele inițiale pentru elementul Torque Converter

Torque Converter	Setări
Lock-up clutch dynamic mode	Off
Input mode	Torque conversion
Lock-up clutch friction model	Linear
Moment of inertia of pump with oil [kgm^2]	0.016
Moment of inertia of turbine with oil [kgm^2]	0.011
Lock-up clutch maximum torque [Nm]	0.001
Reference speed [1/min]	2000
Torque conversion temperature [$^{\circ}\text{C}$]	20
Torque conversion [Speed/Torque/Pump torque]	3D Characteristic

Datele inițiale pentru elementul **Gearbox** sunt prezentate în tabelul 2.21.

Tabel 2.21 Datele inițiale pentru elementul Gearbox

Gearbox	Setări
Shifting modelling	Kinematic
Torque loss speed dependent	Off
Transmission loss	Efficiency
Gear shift timing	Off
Results in online monitor	Off
Data bus channels as results	Off
Moment of inertia in [gear 1 to gear 5] [kgm^3]	0.0015
Moment of inertia out [gear 1 to gear 5] [kgm^3]	0.005
Efficiency [gear 1 to gear 5] [-]	0.95
Gear 1 transmission ratio [-]	3.62

Gear 2 transmission ratio [-]	2.22
Gear 3 transmission ratio [-]	1.51
Gear 4 transmission ratio [-]	1.08
Gear 5 transmission ratio [-]	0.85

Datele inițiale pentru elementul **GB Control** sunt prezentate în tabelul 2.22.

Tabel 2.22 Datele inițiale pentru elementul GB Control

GB Control	Setări			
Time delay gear dependent	Off			
Skipping gears for upshifting allowed	Off			
Skipping gears for downshifting allowed	Off			
Tiptronic	Off			
Shifting strategy	Gearbox program			
Gear	1	2	3	4
Upshifting according to velocity [km/h]	25	50	75	100
Downshifting according to velocity [km/h]	23	38	60	70
Upshifting according to speed [rpm]	3000	3000	3000	3000
Downshifting according to speed [rpm]	1500	1500	1500	1500

Datele inițiale pentru elementul **GB Program** sunt prezentate în tabelul 2.23, respectiv în figura 2.16.

Tabel 2.23 Datele inițiale pentru elementul GB Program

GB Program	Setări
Kickdown table	Off
Shift remaining time	Off
Skipping gears for upshifting allowed	On
Skipping gears for downshifting allowed	On
Results in online monitor	Off
Data bus channels as results	Off
Shifting program 1	Enable
Shifting program 2	Disable
Shifting program 3	Disable
Shifting program 4	Disable
Shifting program 5	Disable
Upshifting and downshifting program	Speed

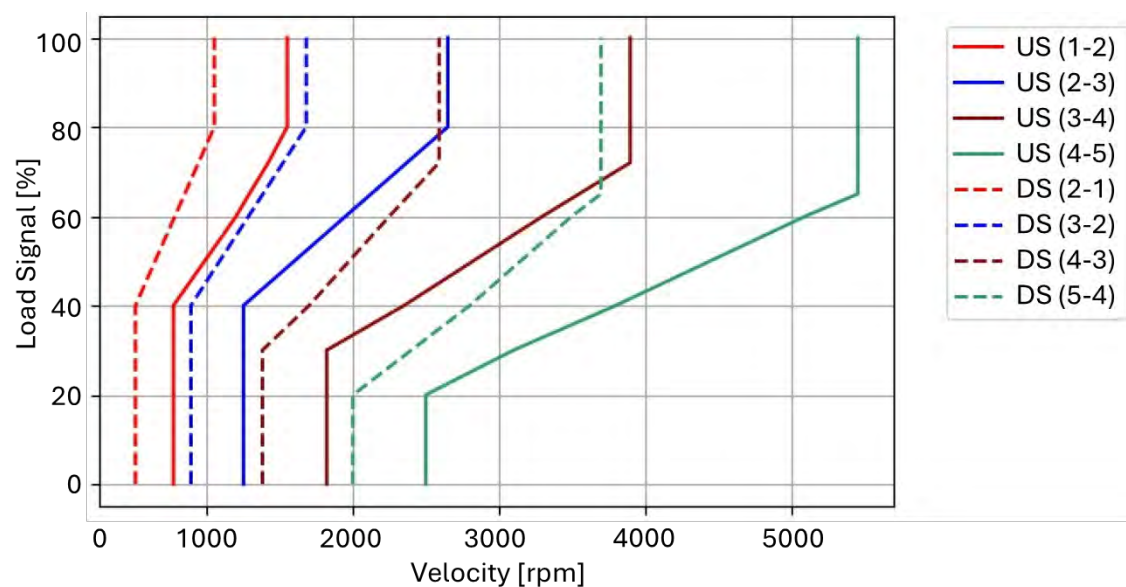


Figura 2.16 Algoritmul de schimbare a vitezelor (GB Program)

Datele inițiale pentru elementul **Final Drive** sunt prezentate în tabelul 2.24.

Tabel 2.24 Datele inițiale pentru elementul Final Drive

Final Drive	Setări
Torque loss speed dependent	Off
Transmission loss	Efficiency
Ratio type	Transmission ratio
Ratio [-]	3
Moment of inertia in [kgm ³]	0.008
Moment of inertia out [kgm ³]	0.015
Efficiency	0.97

Datele inițiale pentru elementul **Differential** sunt prezentate în tabelul 2.25.

Tabel 2.25 Datele inițiale pentru elementul Differential

Differential	Setări
Differential lock	Unlocked
Transmission loss	Deactivated
Results in online monitor	Off
Data bus channels as results	Off
Moment of inertia in [kgm ³]	0.015

Moment of inertia out1 [kgm ³]	0.015
Moment of inertia out2 [kgm ³]	0.015
Torque split factor [-]	1

Datele inițiale pentru **Start/Stop C-Function** sunt prezentate în tabelul 2.26.

Tabel 2.26 Datele inițiale pentru elementul Start/Stop C-Function

Start/Stop C-Function			Setări		
Evaluation mode			Co-simulation		
Results in online monitor			Off		
Data bus channels as results			Off		
Output after every simulation step			From output		
Component step size			From master		
/*					
DESCRIPTION:					
inputs:					
velocity from the vehicle [km/h]					
load_signal from the cockpit [-]					
outputs:					
engine_switch the state of the engine (either turned on at 1 or turned off at 0) [-]					
*/					
#define velocity a[0]					
#define load_signal a[1]					
#define engine_switch y[0]					
if((velocity == 0) && (load_signal == 0))					
{					
engine_switch = 0; // if velocity and load are 0, the engine is turned off					
} else					
{					
engine_switch = 1; // if velocity or load is not 0, the engine is turned on					
}					
Channel	Name	Unit	Variable	Minimum	Maximum
Input	Vehicle velocity	m/s	velocity	-1e+111	1e+111
Input	Load signal	-	load_signal	-1e+111	1e+111
Output	Engine switch	-	engine_switch	-1e+111	1e+111

Datele inițiale pentru elementul **Simulation Slowdown C-Function** sunt prezentate în tabelul 2.27.

Tabel 2.27 Datele inițiale pentru Simulation Slowdown C-Function

Simulation Slowdown C-Function				Setări	
Evaluation mode				Co-simulation	
TimeDilation[a(0)];					
Channel	Name	Unit	Variable	Minimum	Maximum
Input	Simulation Slowdown	-	a(0)	-1e+111	1e+111

Datele inițiale pentru elementul **Cyclic Time Generator C-Function** sunt prezentate în tabelul 2.28.

Tabel 2.28 Datele inițiale pentru elementul Cyclic Time Generator C-Function

Cyclic Time Generator C-Function				Setări	
Evaluation mode				Model exchange	
#define cyclic_time y[0] // 0..30sec to have the starting behavior cyclic_time = fmod(realTime,30.0); // time dilation cfunTimeDilation(0.25);					
Channel	Name	Unit	Variable	Minimum	Maximum
Output	Cyclic time	-	y(0)	-1e+111	1e+111

Datele inițiale pentru **Brake** sunt prezentate în tabelul 2.29 și în figura 2.17.

Tabel 2.29 Datele inițiale pentru elementul Brake

Brake	FR	FL	RR	RL
Dynamic mode	On			
Control variable	Brake Pressure			
Brake piston surface S_p [mm ²]	1800	1800	1500	1500
Friction coefficient [-]	0.25	0.25	0.25	0.25
Specific brake factor [-]	1	1	1	1
Effective friction radius R_{eff} [mm]	130	130	110	110
Efficiency [-]	0.99	0.99	0.99	0.99
Moment of inertia M_i [kgm ³]	0.02	0.02	0.015	0.015

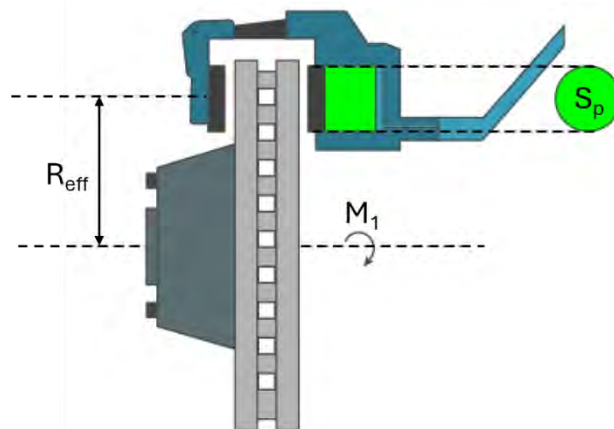


Figura 2.17 Caracteristicile tehnice ale elementului Brake [AVL CRUISE™ M]

Datele inițiale pentru elementul **Wheel** sunt prezentate în tabelul 2.30.

Tabel 2.30 Datele inițiale pentru elementul Wheel

Wheel	Setări			
Vehicle wheel location	Front Right	Front Left	Rear Right	Rear Left
Dynamic rolling radius	Constant value			
Slip	Deactivated			
Rolling resistance model	Standard			
Rolling resistance factor velocity dependent [driving resistance physical]				On
Rolling resistance correction wheel load dependent				Off
Moment of inertia [kgm ³]	1.75	1.75	1.75	1.75
Friction coefficient of tire [-]	0.95	0.95	0.95	0.95
Reference wheel load [N]	2500	2500	2500	2500
Wheel load correction coefficient	0.02	0.02	0.02	0.02
Static rolling radius [mm]	305	305	305	305
Dynamic rolling radius [mm]	312	312	312	312
Rolling resistance factor	2D Characteristic			

Datele inițiale pentru elementul **Cockpit** sunt prezentate în tabelul 2.31.

Tabel 2.31 Datele inițiale pentru elementul Cockpit

Cockpit	Setări
Cockpit mode	Automatic
Accelerator pedal selection	Characteristic
Number of gears forward	5

Number of gears reverse	1	
Accelerator pedal travel (%)	0	100
Load signal (%)	0	100
Brake pedal travel (%)	0	100
Brake pressure (bar)	0	180

Datele inițiale pentru elementul **Monitor** sunt prezentate în tabelul 2.32.

Tabel 2.32 Datele inițiale pentru elementul Monitor

Name		Unit	Default	Minimum	Maximum
Vehicle acceleration	Inputs	m/s ²	0	-1e+111	1e+111
Vehicle velocity	Inputs	km/h	0	-1e+111	1e+111
Vehicle distance	Inputs	m	0	-1e+111	1e+111
Engine load signal	Inputs	-	0	-1e+111	1e+111
Engine speed	Inputs	1/min	0	-1e+111	1e+111
Brake pedal	Inputs	-	0	-1e+111	1e+111
Desire vehicle velocity	Inputs	km/h	0	-1e+111	1e+111
Simulation slowdown	Outputs	-	0.2	0	4
PI proportional parameter	Outputs	-	1	0	3
PI integral parameter	Outputs	1/s	0.5	0	3

Datele inițiale pentru elementul **Vehicle** sunt prezentate în tabelul 2.33.

Tabel 2.33 Datele inițiale pentru elementul Vehicle

Vehicle	Setări		
Front axle load limited	On		
Lifting effect consideration	On		
Cornering	Off		
Road gradient from data bus	Off		
Hitch forces from data bus	Off		
Velocity prescription	None		
Driving resistance selection	Physical		
Distance from hitch to front axle [mm]	3300		
Wheelbase [mm]	2650		
Height of support point at bench test [mm]	100		
Load state	Empty	Half	Full
Additional load [kg]	80		

Number of passengers [-]	0		
Weight per passenger [kg]	0		
Volume [m ³]	0		
Load density [kg/m ³]	0		
Distance of gravity center Empty/Half/Full [mm]	1250	1255	1263
Height of gravity center Empty/Half/Full [mm]	552	545	530
Height of hitch Empty/Half/Full [mm]	400	390	368
Curb weight [kg]	1450		
Gross weight [kg]	1930		
Location	Roadway		
Frontal area [m ²]	1.88		
Drag input mode	Drag coefficient		
Drag coefficient [-]	0.32		
Lift coefficient front axle [-]	0.032		
Lift coefficient rear axle [-]	0.01		

Ciclul de simulare (**Cycle Run**) este format din următoarele elemente:

1. **Profile** care are principalele date inițiale prezentate în tabelul 2.34 și figura 2.18.

Tabel 2.34 Datele inițiale pentru elementul Profile

Profile	Setări
Type	Profile time
Define profile	Driving Cycle
Time from data bus	On
Foresight into the profile	Off

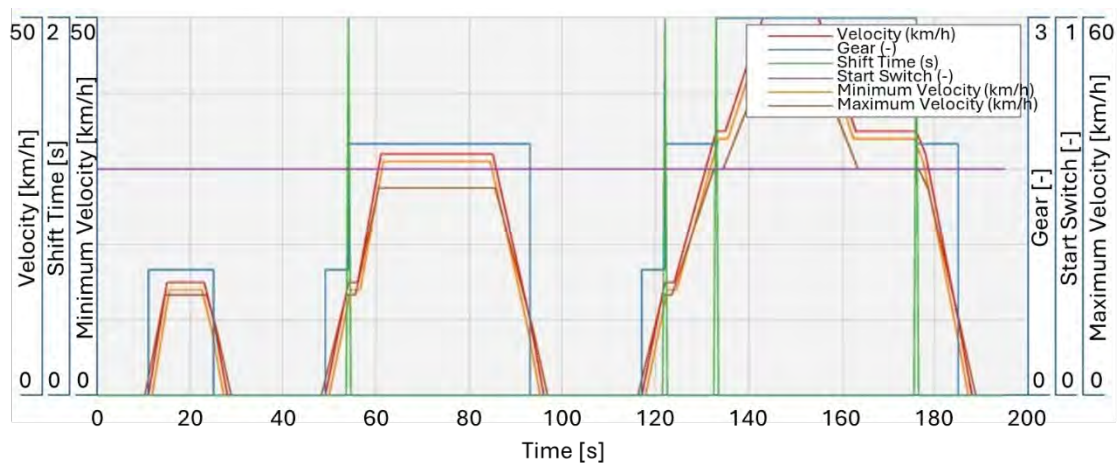


Figura 2.18 Caracteristicile profilului de deplasare (Profile)

2. **Driver** care are principalele date inițiale prezentate în tabelul 2.35.

Tabel 2.35 Datele inițiale pentru elementul Driver

Driver	Setări
Define driver	Standard
Driver control	Closed loop
Velocity control	PI control
Clutch control	Deactivated
Shift points	From data bus
Results in online monitor	Off
Data bus channels as results	Off
Proportional parameter [-]	From data bus
Integral parameter [1/s]	From data bus

3. **Environment** care are principalele date inițiale prezentate în tabelul 2.36.

Tabel 2.36 Datele inițiale pentru elementul Environment

Environment	Setări
Define environment	Standard
Road slope selection	Altitude
Air properties defined by	Air density
Ambient temperature and humidity based on	Distance
Distance (m)	0
Temperature [°C]	20
Relative humidity [-]	0.65
Air density based on	Distance
Distance [m]	0
Air density [kg/m ³]	1.19
Distance [m]	0
Friction coefficient [-]	1
Distance [m]	0
Altitude [m]	0

Funcționarea modelului este controlată pe magistrala **Data Bus Connections** (tabelul 2.37) în funcție de sarcina și turația motorului stabilite în **Cockpit**.

Tabel 2.37 Conexiunile pe magistrala Data Bus Connections

Element 1	Port	Element 2	Port
Gearbox	Desired gear	GB Control	Desired gear
Brake	Brake pressure	Cockpit	Brake pressure
Brake	Brake pressure	Cockpit	Brake pressure
Brake	Brake pressure	Cockpit	Brake pressure
Brake	Brake pressure	Cockpit	Brake pressure
Cockpit	Accelerator pedal	Driver	Accelerator pedal
Cockpit	Brake pedal travel	Driver	Brake pedal
Cockpit	Desired gear	Driver	Desired gear
Cockpit	Start switch	Driver	Start switch
Driver	Desired velocity	Profile	Desired velocity
Driver	Current velocity	Vehicle	Velocity
Driver	Desired gear	Profile	Desired gear
Driver	Start switch	Profile	Start switch
Driver	PI proportional parameter	Monitor	PI proportional parameter
Driver	PI integral parameter	Monitor	PI integral parameter
Environment	Distance	Vehicle	Distance
Profile	Time	Cyclic time generator	Cyclic time
GB Control	Desired gear	Cockpit	Desired gear
GB Control	Current gear	Gearbox	Current gear
GB Control	Velocity	Vehicle	Velocity
GB Control	Speed	Torque converter	Turbine speed
GB Program	Current gear	Gearbox	Current gear
GB Program	Load signal	Cockpit	Load signal
Map Based Engine	Engine contact switch	Start/Stop	Engine switch
Map Based Engine	Load demand	Cockpit	Load signal

După rularea simulărilor computerizate pentru modelul virtual **Automatic FWD Driver Parametrization C11018** în modul **Single Calculation** au fost înregistrate următoarele rezultate (figura 2.19 și figura 2.20).

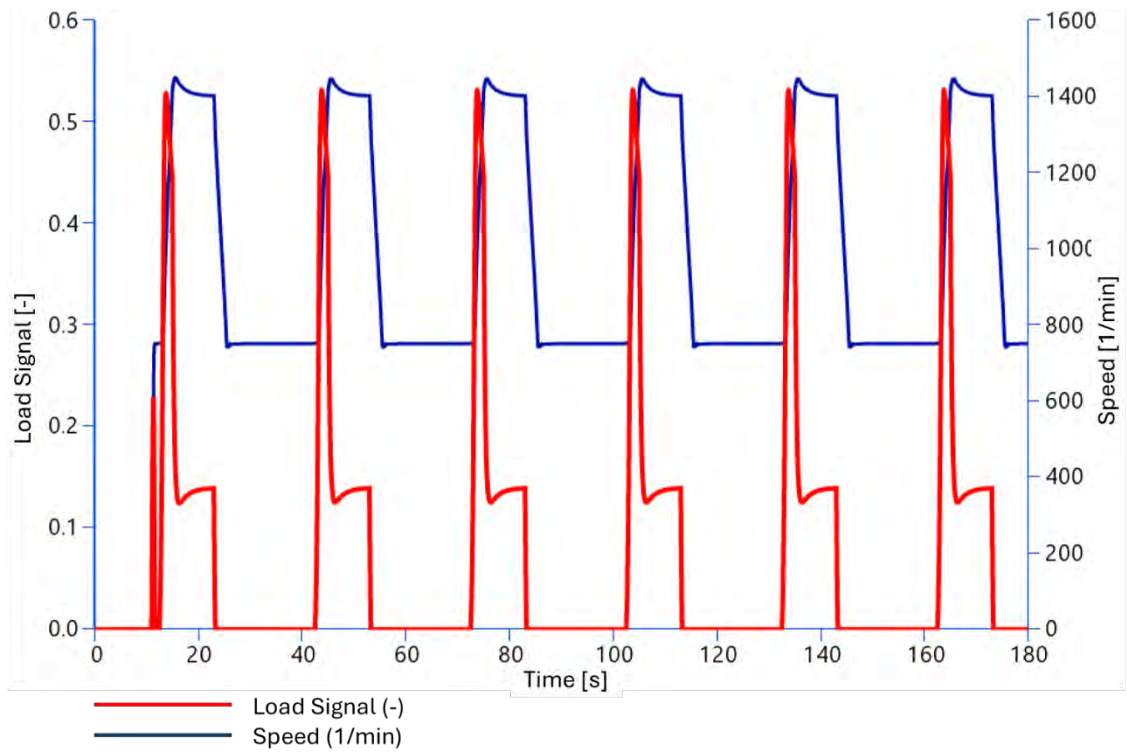


Figure 2.19 Modelul virtual Automatic FWD Driver Parametrization C11018 (1)

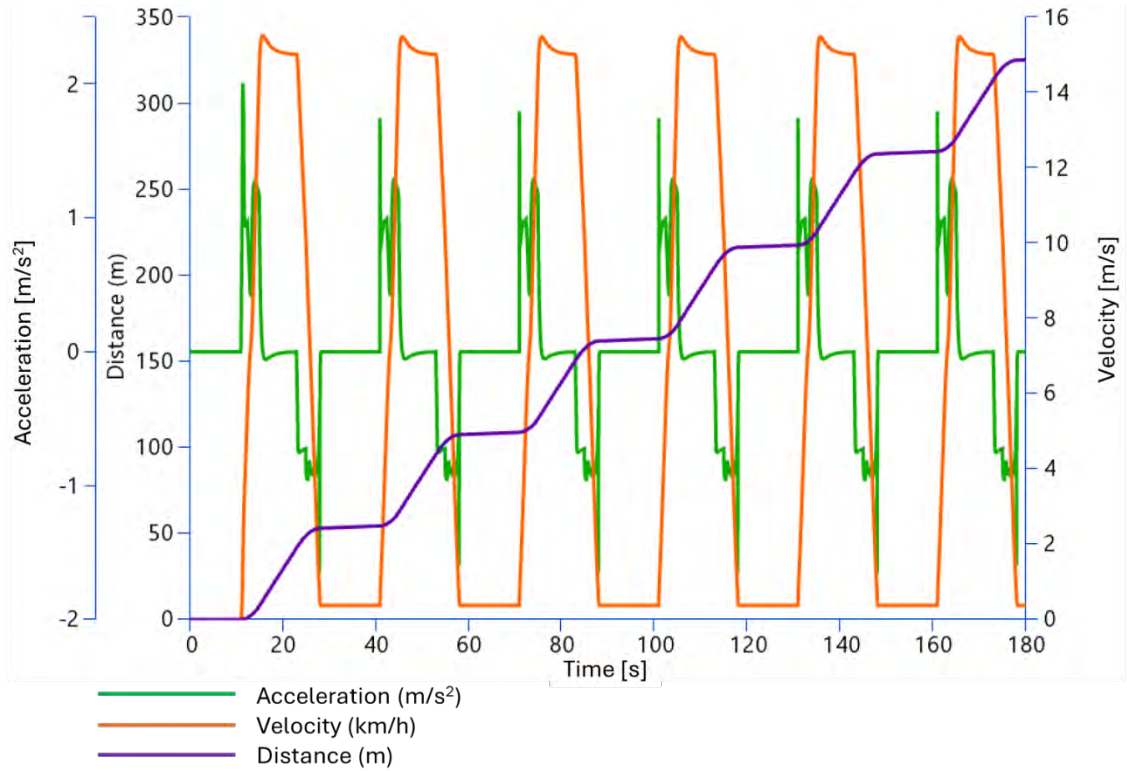


Figure 2.20 Modelul virtual Automatic FWD Driver Parametrization C11018 (2)

3 Cutia de viteze (Gearbox)

3.1 Cutia de viteze – funcționare, modelare și parametrii de control

Cutia de viteze (**Gearbox**) este un sistem al lanțului cinematic al unui autovehicul, care are rolul de a adapta caracteristicile de turație și moment ale motorului la necesitățile dinamice ale autovehiculului. Prin modificarea raportului de transmisie, cutia de viteze asigură atât multiplicarea momentului motor în fazele de demaraj sau accelerare, cât și reducerea turației motorului la viteze ridicate, contribuind la creșterea eficienței energetice și la diminuarea consumului de combustibil.

Cutia de viteze manuală (**Manual Gearbox**) are rolul de a varia raportul dintre turația motorului și turația transmisă la roțile autovehiculului, permițând adaptarea momentului motor la diferite regimuri de deplasare. Prin acționarea ambreiajului, conducătorul auto, decuplează motorul de transmisie, facilitând schimbarea treptelor de viteză. Componente ale unei cutii de viteze sunt următoarele (figura 3.1):

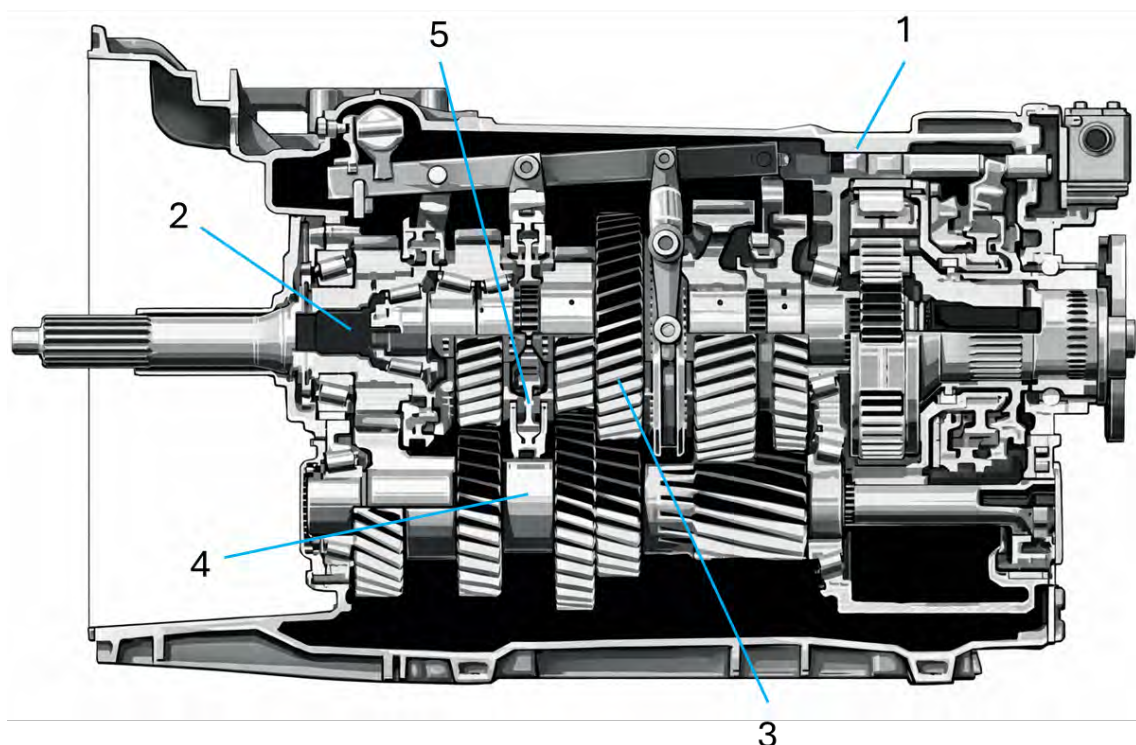


Figura 3.1 Părțile componente ale cutiei de viteze [Gemini AI]

1. carcasa cutiei de viteze realizată din aluminiu sau fontă care asigură rigiditatea structurală și reține lubrifiantul necesar funcționării;
2. arborii cutiei de viteze și anume arborele de intrare, arborele intermediar, arborele de ieșire principal și axul pinionului pentru marșarier;
3. angrenajele care sunt dispuse în perechi constante (**Constant Mesh**), necesare pentru reducerea șocurilor și a zgomotelor în timpul cuplării;
4. sincronizările care sunt cuplaje ce au rolul de a egaliza turațiile premergătoare angrenării roților dințate eliminând zgomotele și uzura excesivă;
5. mecanismul de comandă format din tije, furcile de acționare, tijele comutatoare și levierul de schimbare a configurației de cuplare a roților dințate, care controlează deplasarea pinioanelor și selectarea treptelor de viteză.

Cutia de viteze automată (**Automatic Gearbox**) realizează variația automată a rapoartelor de transmisie, fără intervenția directă a conducătorului auto, pe baza unui cumul de factori (turația motorului, poziția clapetei de accelerație, sarcina și viteza de deplasare a autovehiculului). Sistemul utilizează un modul electronic de control TCU (**Transmission Control Unit**) care selectează treapta optimă de viteză în funcție de condițiile de rulare. Cutia automată asigură un confort sporit, eliminând șocurile mecanice și optimizând performanțele dinamice.

Rapoartele de transmisie ale unei cutii de viteze sunt determinate prin împărțirea numărului de dinți de pe roata dințată acționată (**Driven Gear**) la numărul de dinți de pe roata dințată de acționare (**Drive Gear**) (figura 3.2) [17]:

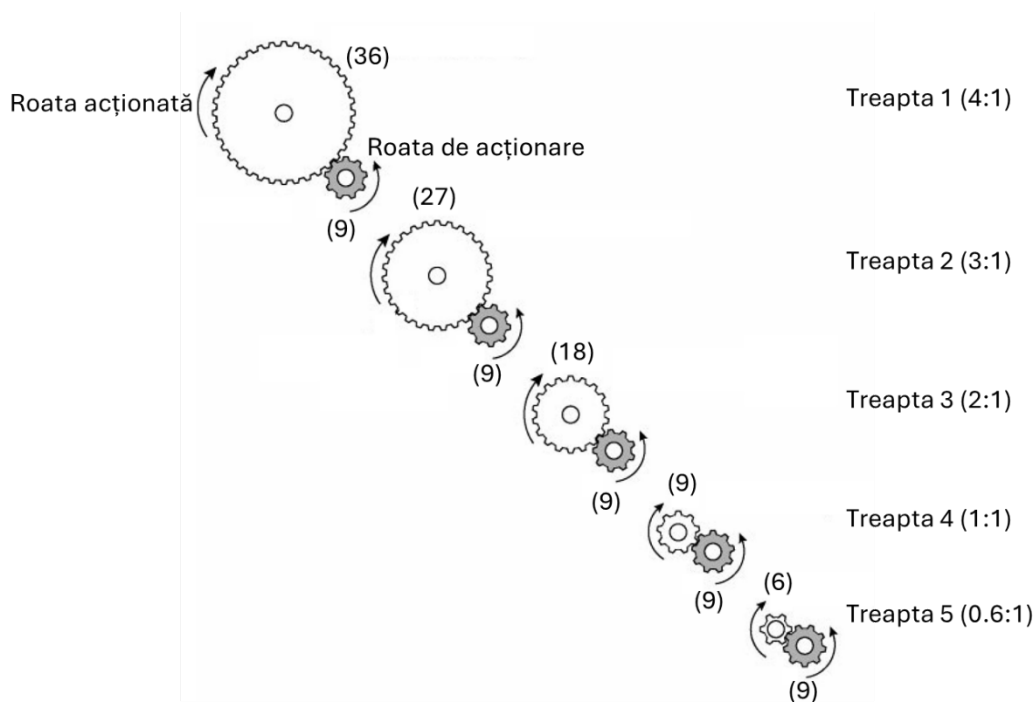


Figura 3.2 Rapoartele de transmisie ale unei cutii de viteze

- a. treapta 1 (**1st Gear**) este caracterizată printr-un raport de transmisie de 4:1, asigură o amplificare a momentului motor livrat la roți, fiind utilizată în principal la pornirea autovehiculului de pe loc și în condiții în care este necesară depășirea rezistențelor inițiale la deplasare (figura 3.3) [18] [19].
- b. treapta 2 (**2nd Gear**) este caracterizată printr-un raport de transmisie de 3:1 și este utilizată pentru continuarea procesului de accelerare după inițierea deplasării, permițând creșterea progresivă a vitezei autovehiculului pregătind tranziția către treptele superioare de viteze (figura 3.4).
- c. treapta 3 (**3rd Gear**) este caracterizată printr-un raport de transmisie de 2:1 și este utilizată pentru deplasarea constantă între anumite valori ale vitezei de deplasare, respectiv între anumite valori ale turației motorului asigurând un echilibru între performanța dinamică și eficiența energetică, fiind utilizată în situații de rulare stabilă a autovehiculului (figura 3.5).
- d. treapta 4 (**4th Gear**) este caracterizată printr-un raport direct de transmisie de 1:1, permite transferul direct al momentului motor cu pierderi minime de energie și este utilizată pentru deplasarea eficientă între anumite valori ale vitezei de deplasare, respectiv între anumite valori ale turației motorului (figura 3.6).
- e. treapta 5 (**5th Gear**) este caracterizată printr-un raport de transmisie de 0.6:1 și este utilizată pentru reducerea turației motorului la valori ridicate ale vitezei de deplasare permițând reducerea semnificativă a turației motorului la viteze ridicate de deplasare ale autovehiculului și diminuând consumul de combustibil, respectiv uzura mecanică a ansamblului motor-transmisie (figura 3.7).
- f. marșarier (**Reverse Gear**) care funcționează prin interpunerea unui pinion intermediar inversor în lanțul cinematic al cutiei de viteze (figura 3.8). Acest pinion modifică sensul de rotație al arborelui secundar, permițând deplasarea autovehiculului în direcția opusă sensului normal de deplasare.

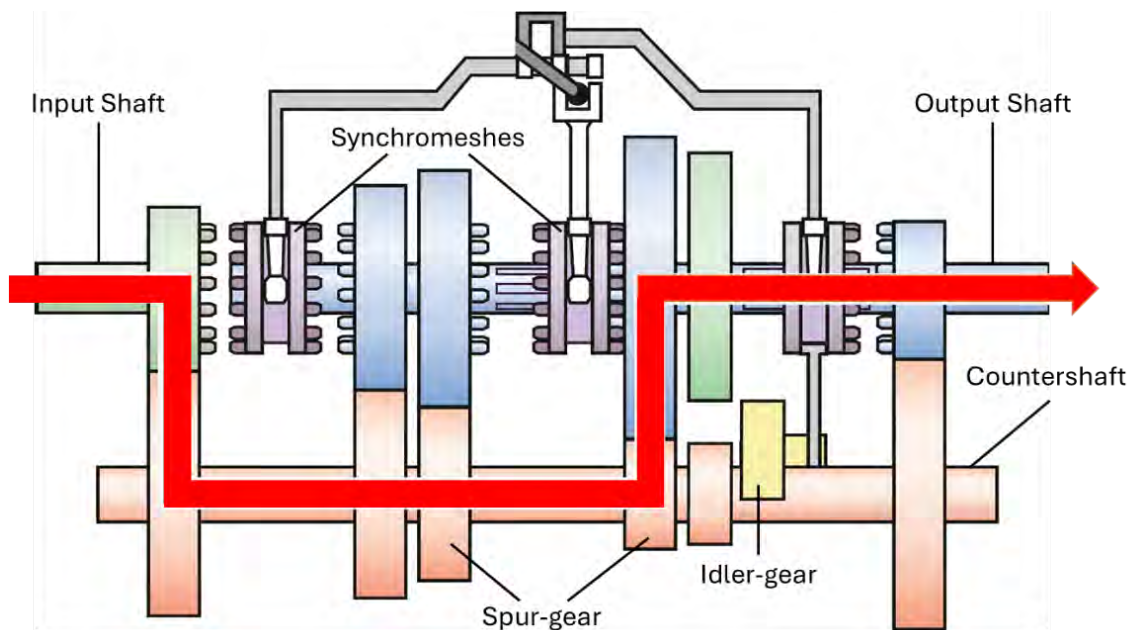


Figura 3.3 Transmisia fluxului de putere pentru treapta 1 [1st Gear]

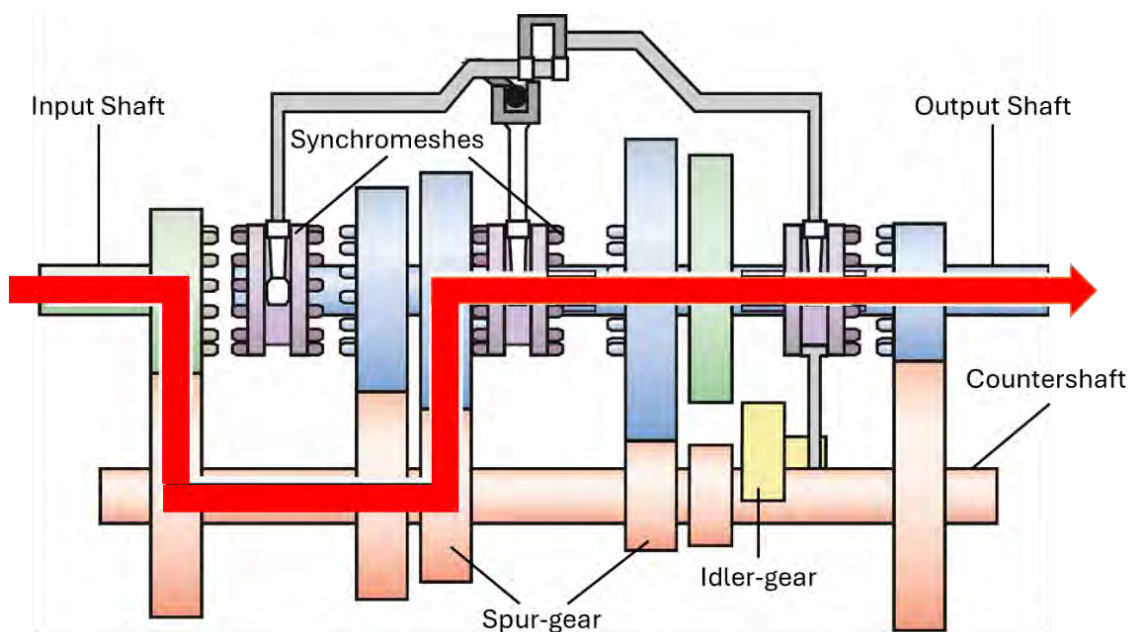


Figura 3.4 Transmisia fluxului de putere pentru treapta 2 [2nd Gear]

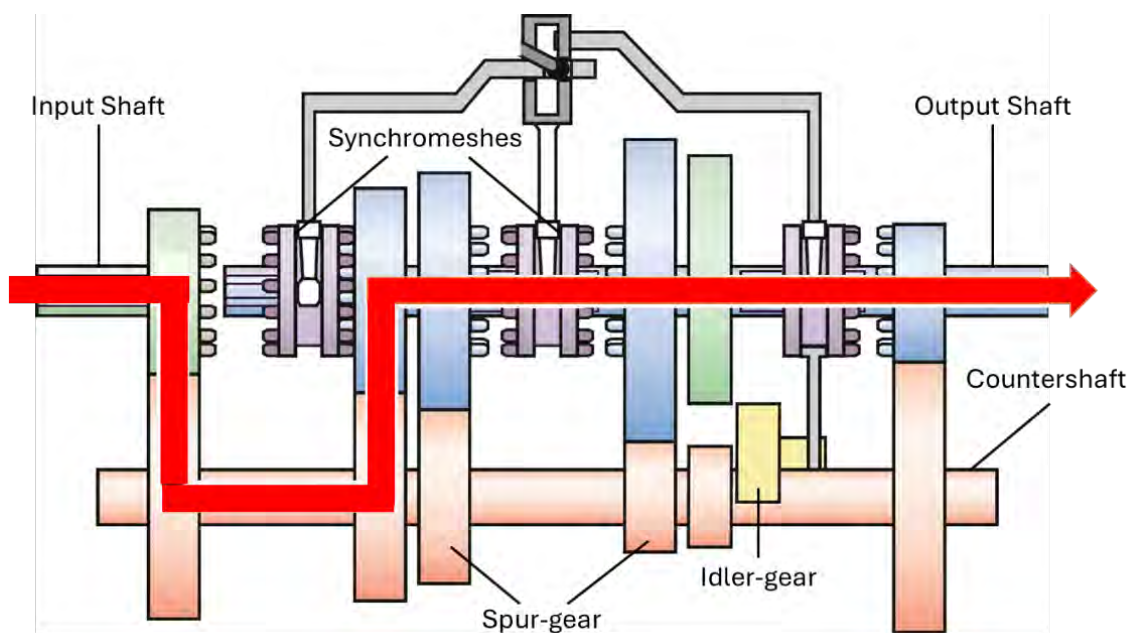


Figura 3.5 Transmisia fluxului de putere pentru treapta 3 [3rd Gear]

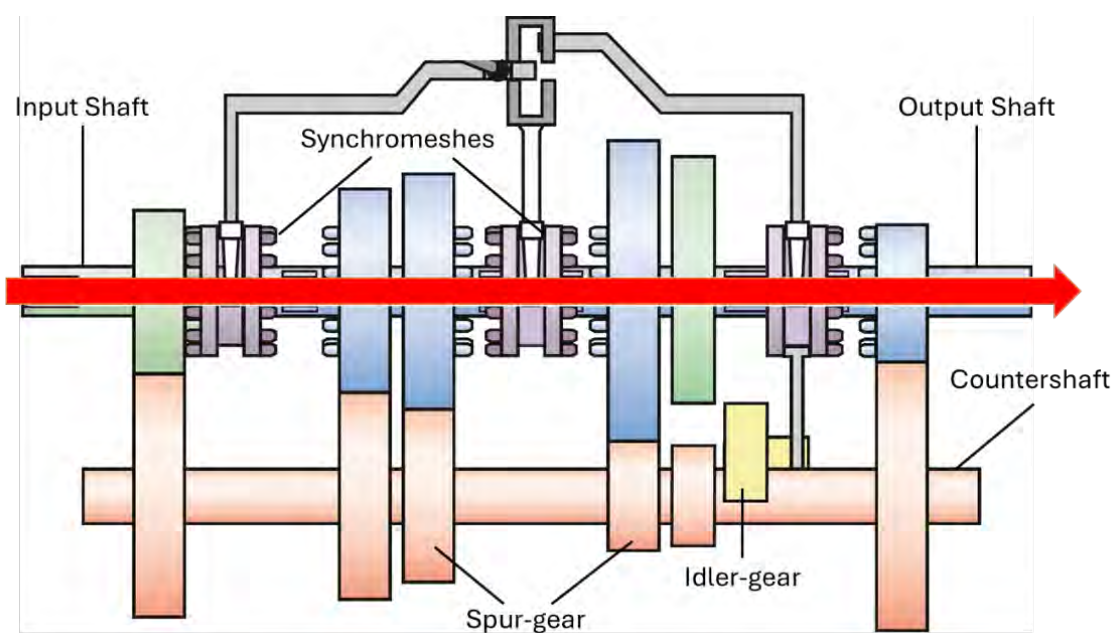


Figura 3.6 Transmisia fluxului de putere pentru treapta 4 [4th Gear]

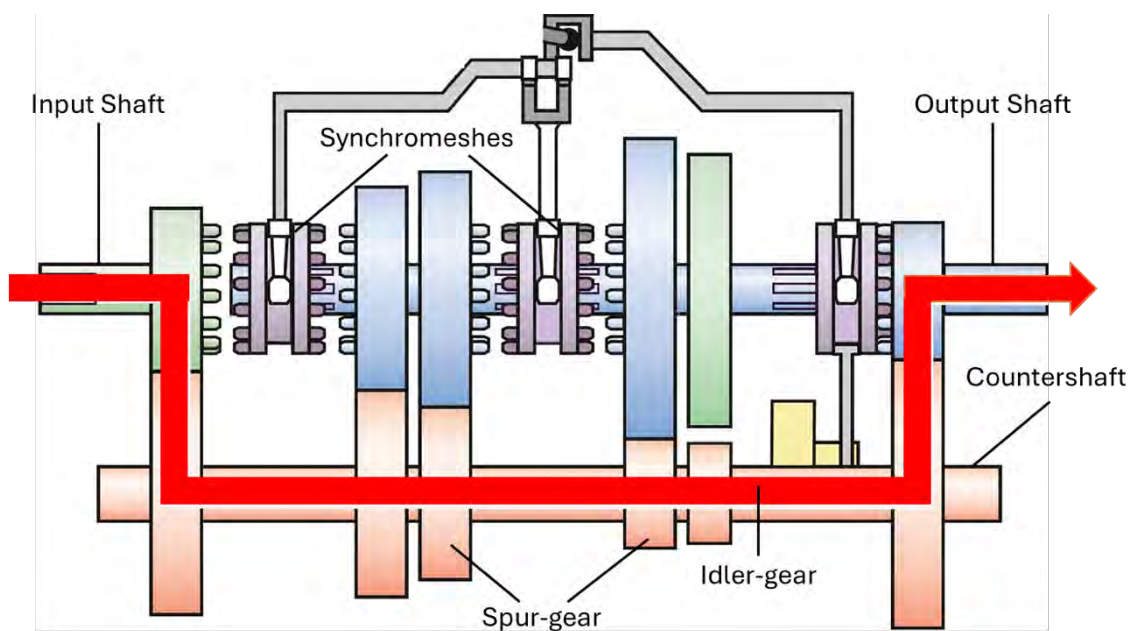


Figura 3.7 Transmisia fluxului de putere pentru treapta 5 [5th Gear]

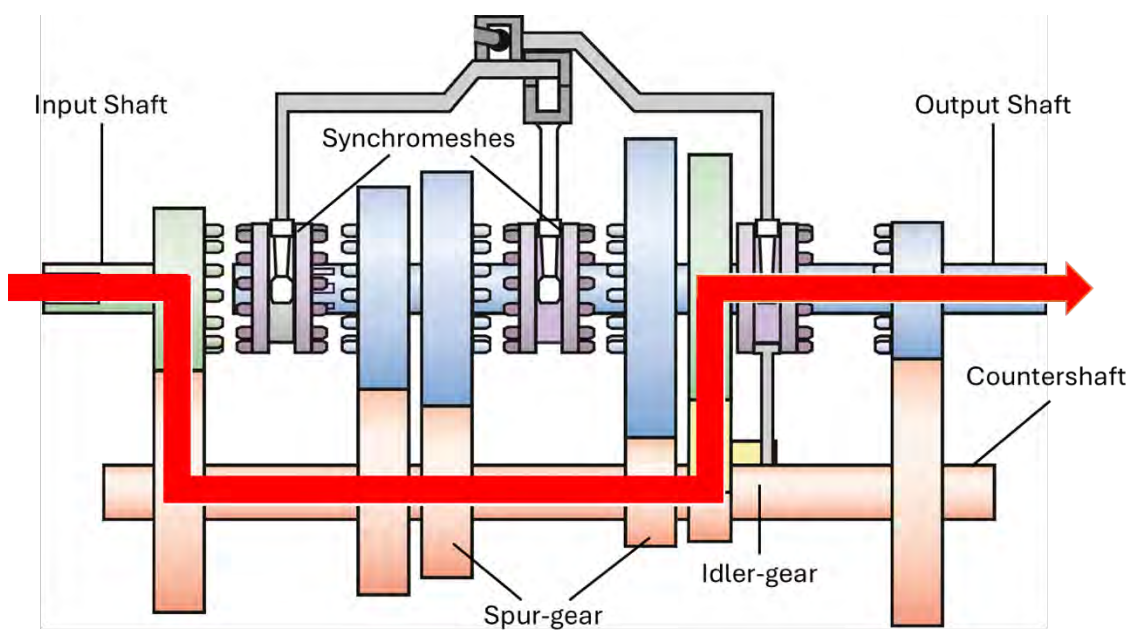


Figura 3.8 Transmisia fluxului de putere pentru marșarier [Reverse Gear]

3.2 Cutia de viteze – modelul matematic

Modelarea matematică a cutiei de viteze reprezintă un element esențial în analiza, proiectarea și optimizarea lanțului cinematic al unui autovehicul. Scopul modelului matematic este de a descrie transferul de moment și turație dintre motor și transmisie, ținând cont atât de configurația mecanică, cât și de pierderile care apar datorită angrenajelor și elementele auxiliare.

Cutia de viteze (**Gearbox**) este un dispozitiv mecanic care folosește angrenaje pentru a transfera și modifica puterea de la sistemul de propulsie la trenul de rulare, schimbând treptele de viteză, momentul motor și direcția de rotație (figura 3.9).

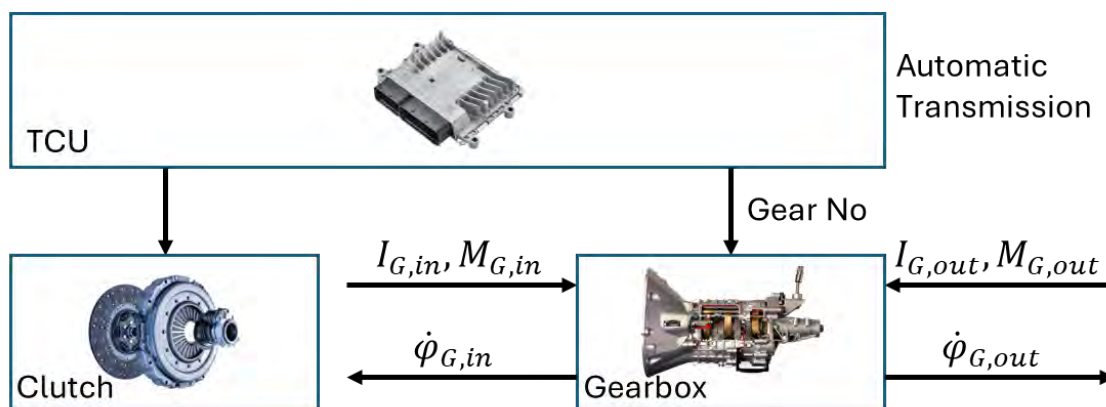


Figura 3.9 Diagrama funcțională a cutiei de viteze

Raportul de transmisie actual $i_{G,actual}$ al unei cutii de viteze este dat de relația [1]:

$$i_{G,actual} = i_G[N_{G,actual}] \quad (3.1)$$

unde: $N_{G,actual}$ este treapta curentă de viteză, $i_G[N_{G,actual}]$ sunt rapoartele de transmisie în trepte de viteze.

Viteza unghiulară instantanee și accelerația unghiulară pe partea prizei de putere a cutiei de viteze este dată de relația:

$$\dot{\phi}_{out} = \frac{\dot{\phi}_{in}}{i_{G,actual}} \quad (3.2)$$

unde: $\dot{\phi}_{out}$ este viteza unghiulară la ieșire, $\dot{\phi}_{in}$ este viteza unghiulară la intrare.

$$\ddot{\phi}_{out} = \frac{\ddot{\phi}_{in}}{i_{G,actual}} \quad (3.3)$$

unde: $\ddot{\phi}_{out}$ este accelerația unghiulară pe partea prizei de putere, $\ddot{\phi}_{in}$ este accelerația unghiulară pe partea de acționare.

Momentele de inerție ale maselor în mișcare sunt date de relația [1]:

$$\Theta_{G,out,actual} = \Theta_{G,out} \cdot [N_{G,actual}] \quad (3.4)$$

unde: $\Theta_{G,out,actual}$ este momentul de inerție echivalent real pe partea de ieșire a transmisiei, $\Theta_{G,out} \cdot [N_{G,actual}]$ este momentul de inerție echivalent real raportat pe partea de intrare a transmisiei.

Raportul de transmisie instantaneu este calculat printr-o interpolare liniară între rapoartele treptei de viteză curente și treptei de viteză dorite [1]:

$$i_{G,actual} = i_G \cdot [N_{G,actual}] + (i_G \cdot [N_{G,desired}] - i_G \cdot [N_{G,actual}]) \cdot (t - t_{start}) / \Delta t_{G,shift} \quad (3.5)$$

unde: $N_{G,desired}$ este treapta de viteză selectată, t este momentul de timp actual, t_{start} este momentul de timp la care are loc schimbarea treptei de viteză, $\Delta t_{G,shift}$ este durată schimbării treptei de viteză.

Deoarece în lanțul cinematic al cutiei de viteze partea primară se deconectează de partea secundară prin intermediul unei trepte de viteze neutre, pierderea de moment motor este definită de relațiile:

$$M_{G,speedloss,primary} = M_{G,speedloss,primary}(N_{G,actual}, \dot{\phi}_{G,in}) \quad (3.6)$$

$$M_{G,speedloss,secondary} = M_{G,speedloss,secondary}(N_{G,actual}, \dot{\phi}_{G,out}) \quad (3.7)$$

Luând în calcul dependența de temperatură, relațiile pot fi definite:

$$M_{G,speedloss,primary} = M_{G,speedloss,primary}(T_G, N_{G,actual}, \dot{\phi}_{G,in}) \quad (3.8)$$

$$M_{G,speedloss,secondary} = M_{G,speedloss,secondary}(T_G, N_{G,actual}, \dot{\phi}_{G,out}) \quad (3.9)$$

unde: T_G este temperatura curentă, $M_{G,speedloss,primary}$ este pierderea de moment motor dependentă de turație în partea primară a cutiei de viteze, respectiv $M_{G,speedloss,secondary}$ este pierderea de moment motor dependentă de turație în partea secundară a cutiei de viteze.

Eficiența cutiei de viteze η_G este dată de relația [1]:

$$\eta_G = \frac{M_{G,out} \cdot \dot{\phi}_{G,out}}{M_{G,in} \cdot \dot{\phi}_{G,in}} \quad (3.10)$$

unde: $M_{G,in}$ este pierderea de moment motor static în partea primară a cutiei de viteze, respectiv $M_{G,out}$ este pierderea de moment motor static în partea secundară a cutiei de viteze.

Raportul de transmisie al cutiei de viteze N_t este definit conform regulii de deplasare prezente în relația [20]:

$$N_t = \begin{cases} \text{Neutral} \{0 \text{ if } V = 0 \\ \text{Upshift} \begin{cases} N_{t1}(1^{st} \text{ gear}) \text{ if } 0 < V \leq V_{u1} \\ N_{t2}(2^{nd} \text{ gear}) \text{ if } V_{u1} < V \leq V_{u2} \\ N_{t3}(3^{rd} \text{ gear}) \text{ if } V_{u2} < V \leq V_{u3} \\ N_{t4}(4^{th} \text{ gear}) \text{ if } V_{u3} < V \leq V_{u4} \\ N_{t5}(5^{th} \text{ gear}) \text{ if } V > V_{u4} \end{cases} \\ \text{Downshift} \begin{cases} N_{t1}(1^{st} \text{ gear}) \text{ if } 0 < V \leq V_{d1} \\ N_{t2}(2^{nd} \text{ gear}) \text{ if } V_{d1} < V \leq V_{d2} \\ N_{t3}(3^{rd} \text{ gear}) \text{ if } V_{d2} < V \leq V_{d3} \\ N_{t4}(4^{th} \text{ gear}) \text{ if } V_{d3} < V \leq V_{d4} \\ N_{t5}(5^{th} \text{ gear}) \text{ if } V > V_{d4} \end{cases} \end{cases} \quad (3.11)$$

unde: $V_{shift} = [V_1 \ V_2 \ V_3 \ V_4 \ V_D]$ este vectorul care controlează procesul de schimbare a treptelor de viteze superioare V_u , respectiv a treptelor de viteze inferioare V_d și intervalul de trecere de la o treaptă de viteză la altă treaptă de viteză V_D .

3.3 Cutia de viteze - modelul virtual

3.3.1 Modelul virtual pentru cutia de viteze (Gearbox)

Modelul virtual pentru cutia de viteze (**Gearbox**) poate fi definit atât în configurația unei cutii de viteze manuale, cât și în configurația unei cutii de viteze automată. În cazul cutiei de viteze automate, procesul de schimbare a treptelor de viteze este gestionat de un modul de control dedicat **GB Control**, respectiv **GB Program**. Pentru cutiile de viteze manuale, această acțiune este realizată prin schimbarea treptelor de viteze de conducătorul autovehiculului.

Schimbarea treptelor de viteză (**Shift Modeling**) se realizează prin selectarea modului de lucru, respectiv:

- a. **Kinematic** atunci când raportul de transmisie variază liniar în timpul schimbării treptelor de viteză, menținând o conexiune rigidă între arborii de intrare și arborii de ieșire;
- b. **Dynamic** atunci când procesul de schimbare a treptelor de viteză este modelat prin rampe de moment motor care simulează deschiderea și închiderea ambreiajelor.

Pierderile de moment (**Torque Loss**) sunt definite în funcție de treptele de viteze și de vitezele unghiulare, modelând pierderile din lagăre sau alte pierderi mecanice similare.

Pierderile de transmisie (**Transmission Loss**) se calculează în funcție de eficiența dependentă de treptele de viteze:

Pierderile de moment (**Torque Loss Map**) sunt definite în funcție de treptele de viteze, de vitezele unghiulare și de momentul motor.

Pierderile de eficiență (**Efficiency Map**) sunt determinate dintr-o hartă de eficiență dependentă de treptele de viteze, de vitezele unghiulare și de momentul motor.

Pierderile de moment (**Torque Loss Regular Map**) sunt definite individual pentru fiecare treaptă de viteză, în funcție de viteza unghiulară și de momentul motor.

Pierderile de moment sunt preluate direct de pe magistrala de date **Data Bus Connection**.

Proprietățile de masă (**Mass Properties**) definite pentru modelul virtual al cutiei de viteze sunt următoarele:

- a. momentul de inerție la intrare (**Moment of Inertia In**) care poate fi definit ca fiind o valoare constantă sau poate fi definit tabelar pentru fiecare treaptă de viteză, inclusiv pentru poziția neutră;

- b. momentul de inerție la ieșire (**Moment of Inertia Out**) poate fi definit ca fiind o valoare constantă sau poate fi definit tabelar pentru fiecare treaptă de viteză, inclusiv pentru poziția neutră.

Proprietățile procesului de schimbare a treptelor de viteză (**Shift Properties**) pentru modelul virtual al cutiei de viteze sunt următoarele:

- a. momentul motor maxim de schimbare a treptelor de viteze (**Maximum Shifting Torque**) care reprezintă valoarea maximă a momentului ce poate fi transferat prin ambreiaj în timpul unui proces dinamic de schimbare a treptelor de viteză;
- b. gradientul momentului motor de schimbare a treptelor de viteze (**Shifting Torque Gradient**) care reprezintă panta de variație a momentului motor la deschiderea și închiderea ambreiajelor între două trepte de viteze consecutive;
- c. gradientul momentului motor în poziția neutră (**Torque Gradient from Neutral**) care reprezintă panta de creștere a momentului motor la cuplarea unei trepte de viteză pornind din poziția neutră.

Tabelul rapoartelor de transmisie (**Gear Ratio Table**) reprezintă algoritmul de schimbare a treptelor de viteză, iar pentru fiecare treaptă de viteză trebuie specificați următorii parametri:

- a. raportul de transmisie (**Transmission Ratio**) care reprezintă raportul dintre viteza unghiulară arborelui de intrare și viteza unghiulară a arborelui de ieșire;
- b. numărul de dinți (**Number of Teeth**) care reprezintă specificarea numărului de dinți pentru roțile dințate de pe arborele primar și de pe arborele secundar, valoare ce rezultă din raportul dintre numărul de dinți ai roții secundare și numărul de dinți ai roții primare.

Modelul virtual pentru cutia de viteze permite analiza detaliată a comportamentului cinematic și energetic al unei cutii de viteze, oferind posibilitatea simulării pierderilor, evaluării eficienței și modelării procesului de schimbare a treptelor de viteze în funcție de condițiile de funcționare și de configurația sistemului de transmisie.

Cutia de viteze (**Gearbox**) definește un model pentru o cutie de viteze manuală sau pentru o cutie de viteze automată ca fiind o componentă a lanțului cinematic al transmisiei ce permite lărgirea gamei de valori pentru turație și pentru momentul motor.

Controlul cutiei de viteze **GB Control** este asigurat de un element de control care definește caracteristicile procesului de schimbare a treptelor de viteze în mod automat.

Programarea cutiei de viteze **GB Program** este folosită pentru cutiile de viteze automate împreună cu elementul **GB Control**, pentru a efectua trecerea dintr-o treaptă de viteză în altă treaptă de viteză [9].

3.3.2 Modelul virtual Automatic FWD C11017

Modelul virtual **Automatic FWD C11017** (figura 3.10) este dezvoltat în aplicația de simulare computerizată **AVL CRUISE™ M** și reprezintă implementarea unei transmisii automate destinate autovehiculelor cu tracțiune față FWD (**Front-Wheel Drive**). Acest model reproduce comportamentul cinematic, hidraulic și mecanic al unei transmisii automate cu convertizor de cuplu (**Torque Converter**) și ansamblu planetar (**Planetary Gear**), fiind optimizat pentru simulări în contextul autovehiculelor echipate cu motoare cu ardere internă.

Lanțul cinematic al modelului conține un motor cu ardere internă (**Map Based Engine**), un convertizor de cuplu, respectiv o cutie de viteze (**Gearbox**) care este controlată de elementul **GB Control** printr-o strategie de schimbare a treptelor de viteză definită prin intermediul elementului **GB Program**.

Parametrii funcționali definiți pentru modelul virtual simulează deplasarea autovehiculului virtual într-un ciclu de deplasare UDC (**Urban Driving Cycle**), care prezintă condițiile de conducere în mediul urban. Componenta UDC este caracterizată de viteze reduse de deplasare a autovehiculului, respectiv de sarcini reduse a motorului și de schimbări frecvente a treptelor de viteză [21].

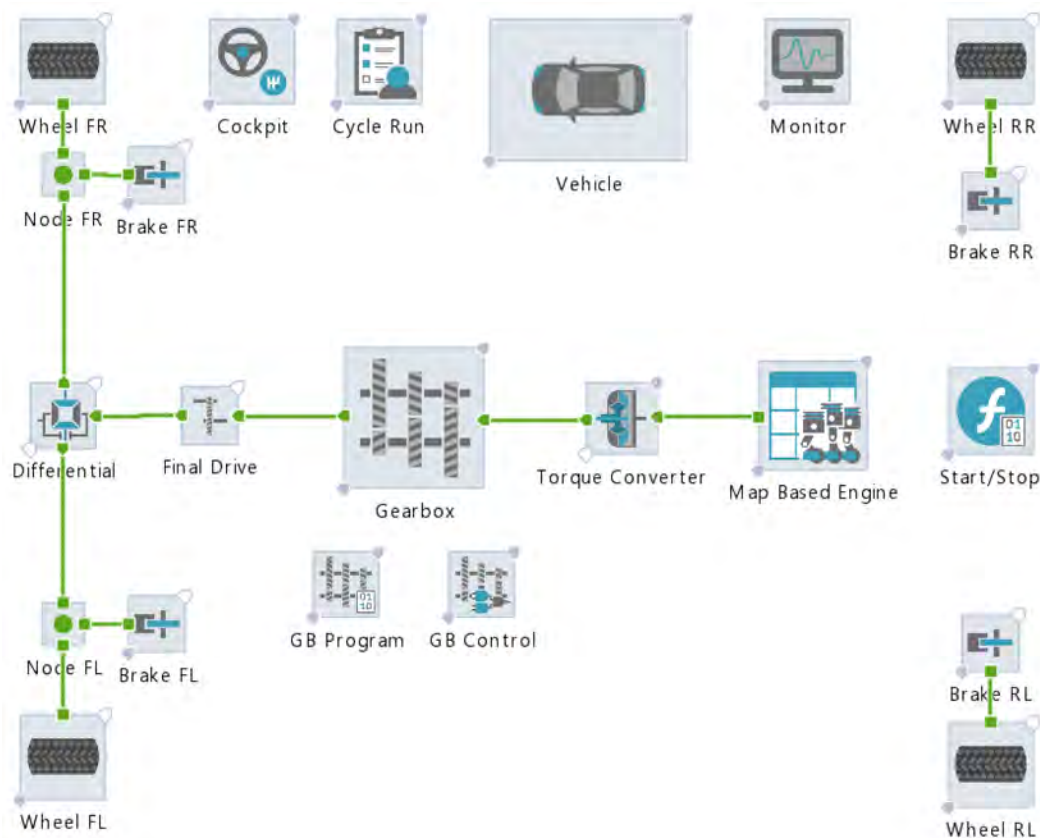


Figura 3.10 Modelul virtual Automatic FWD C11017 [AVL CRUISE™ M]

Datele inițiale pentru elementul **Map Based Engine** sunt prezentate în tabelul 3.1.

Tabel 3.1 Datele inițiale pentru elementul Map Based Engine

Map Based Engine	Setări
Fuel consumption map unit	Expressed as mass flow
Results in online monitor	Off
Data bus channels as results	Off
Engine type	Reciprocating 4 stroke
Transient model	None
Friction model	Off
Control mode	Load controlled
Zero load criteria	0 Load to motoring torque
Full load gear dependent	Off
Fuel shut off	Off
Fuel type	Gasoline.bgp
Fuel specific carbon content [-]	0.87591
Fuel's lower heat value of combustion [kJ/kg]	43500
Fuel's density [kg/m ³]	748
Programs	Basic programs
Number of active cylinders	4
Use data bus exhaust proportion of waste energy	Off
Exhaust proportion of waste energy [-]	0.5
Plant characteristics [Speed/Torque/BSFC]	3D Characteristic
Motoring torque [Speed/Torque]	2D Characteristic
Full load torque [Speed/Torque]	2D Characteristic
Fuel consumption [Speed/Torque/Consumption]	3D Characteristic
Control type	Internal
Use data bus idle speed	Off
Engine idle speed [1/min]	750
Load limit	1
Internal idle type	Calculated
Gain	High
Consider extra inertia	Off
Engine displacement [cm ³]	2478
Number of cylinders	4
Engine inertia [kgm ³]	0.12
Extra inertia from auxiliaries [kgm ³]	0

Engine stall speed [1/min]	500
Engine maximum speed [1/min]	6000
Delta statistic friction [Nm]	0.1
Thermal model type	Defined temperature
Solid temperature [°C]	25

Datele inițiale pentru elementul **Torque Converter** sunt prezentate în tabelul 3.2.

Tabel 3.2 Datele inițiale pentru elementul Torque Converter

Torque Converter	Setări
Lock-up clutch dynamic mode	Off
Input mode	Torque conversion
Lock-up clutch friction model	Linear
Moment of inertia of pomp with oil [kgm ²]	0.016
Moment of inertia of turbine with oil [kgm ²]	0.011
Lock-up clutch maximum torque [Nm]	0.001
Reference speed [1/min]	2000
Torque conversion temperature [°C]	20
Torque conversion [Speed/Torque/Pump torque]	3D Characteristic

Datele inițiale pentru elementul **Gearbox** sunt prezentate în tabelul 3.3.

Tabel 3.3 Datele inițiale pentru elementul Gearbox

Gearbox	Setări
Shifting modelling	Kinematic
Torque loss speed dependent	Off
Transmission loss	Efficiency
Gear shift timing	Off
Moment of inertia in [gear 1 to gear 5] [kgm ³]	0.0015
Moment of inertia out [gear 1 to gear 5] [kgm ³]	0.005
Efficiency [gear 1 to gear 5] [-]	0.95
Gear 1 transmission ratio [-]	3.62
Gear 2 transmission ratio [-]	2.22
Gear 3 transmission ratio [-]	1.51
Gear 4 transmission ratio [-]	1.08
Gear 5 transmission ratio [-]	0.85

Datele inițiale pentru elementul **GB Control** sunt prezentate în tabelul 3.4.

Tabel 3.4 Datele inițiale pentru elementul GB Control

GB Control	Setări			
Time delay gear dependent	Off			
Skipping gears for upshifting allowed	Off			
Skipping gears for downshifting allowed	Off			
Tiptronic	Off			
Shifting strategy	Gearbox program			
Gear	1	2	3	4
Upshifting according to velocity [km/h]	25	50	75	100
Downshifting according to velocity [km/h]	23	38	60	70
Upshifting according to speed [rpm]	3000	3000	3000	3000
Downshifting according to speed [rpm]	1500	1500	1500	1500

Datele inițiale pentru elementul **GB Program** sunt prezentate în tabelul 3.5.

Tabel 3.5 Datele inițiale pentru elementul GB Program

GB Program	Setări
Kickdown table	Off
Shift remaining time	Off
Skipping gears for upshifting allowed	On
Skipping gears for downshifting allowed	On
Results in online monitor	Off
Data bus channels as results	Off
Shifting program 1	Enable
Shifting program 2	Disable
Shifting program 3	Disable
Shifting program 4	Disable
Shifting program 5	Disable
Upshifting and downshifting program	Speed

Datele inițiale pentru elementul **Final Drive** sunt prezentate în tabelul 3.6.

Tabel 3.6 Datele inițiale pentru elementul Final Drive

Final Drive	Setări
Torque loss speed dependent	Off
Transmission loss	Efficiency
Results in online monitor	Off
Data bus channels as results	Off
Ratio type	Transmission ratio
Ratio [-]	3
Moment of inertia in [kgm ³]	0.008
Moment of inertia out [kgm ³]	0.015
Efficiency	0.97

Datele inițiale pentru elementul **Differential** sunt prezentate în tabelul 3.7.

Tabel 3.7 Datele inițiale pentru elementul Differential

Differential	Setări
Differential lock	Unlocked
Transmission loss	Deactivated
Results in online monitor	Off
Data bus channels as results	Off
Moment of inertia in [kgm ³]	0.015
Moment of inertia out1 [kgm ³]	0.015
Moment of inertia out2 [kgm ³]	0.015
Torque split factor [-]	1

Datele inițiale pentru elementul **Start/Stop C-Function** care are rolul de a opri automat funcționarea motorului când autovehiculul este la turația de ralanti și de a-l reporni atunci când crește turația acestuia sunt prezentate în tabelul 3.8.

Codul integrat în elementul **Start/Stop C-Function** controlează pornirea și oprirea motorului în funcție de viteza vehiculului și de semnal de sarcină (**Load Signal**) transmis din **Cockpit**.

Dacă autovehiculul nu se deplasează (**Velocity = 0**) și dacă nu există cerere de putere (**Load Signal = 0**) motorul se oprește.

Dacă autovehiculul se deplasează (**Velocity > 0**) sau există cerere de putere (**Load Signal > 0**) motorul autovehiculului rămâne pornit (**Engine Switch = 1**).

Tabel 3.8 Datele inițiale pentru elementul Start/Stop C-Function

Start/Stop C-Function			Setări		
Evaluation mode			Co-simulation		
Results in online monitor			Off		
Data bus channels as results			Off		
Output after every simulation step			From output		
Component step size			From master		
if((velocity == 0) && (load_signal == 0)) { engine_switch = 0; // if velocity and load are 0, the engine is turned off } else { engine_switch = 1; // if velocity or load is not 0, the engine is turned on }					
Channel	Name	Unit	Variable	Minimum	Maximum
Input	Vehicle velocity	m/s	velocity	-1e+111	1e+111
Input	Load signal	-	load_signal	-1e+111	1e+111
Output	Engine switch	-	engine_switch	-1e+111	1e+111

Datele inițiale pentru elementul **Brake** sunt prezentate în tabelul 3.9.

Tabel 3.9 Datele inițiale pentru elementul Brake

Brake	FR	FL	RR	RL
Dynamic mode	Off			
Control variable	Brake Pressure			
Results in online monitor	Off			
Data bus channels as results	Off			
Brake piston surface [mm ²]	1800	1800	1500	1500
Friction coefficient [-]	0.25	0.25	0.25	0.25
Specific brake factor [-]	1	1	1	1
Effective friction radius [mm]	130	130	110	110
Efficiency [-]	0.99	0.99	0.99	0.99
Moment of inertia [kgm ³]	0.02	0.02	0.015	0.015

Datele inițiale pentru elementul **Wheel** sunt prezentate în tabelul 3.10. Cele patru roți definite pentru modelul virtual au parametrii și caracteristicile constructive identice.

Tabel 3.10 Datele inițiale pentru elementul Wheel

Wheel	Setări			
Vehicle wheel location	Front Right	Front Left	Rear Right	Rear Left
Dynamic rolling radius	Constant value			
Slip	Deactivated			
Rolling resistance model	Standard			
Rolling resistance factor velocity dependent [driving resistance physical]				On
Rolling resistance correction wheel load dependent				Off
Rolling resistance correction tire pressure dependent				Off
Rolling resistance correction temperature dependent				Off
Moment of inertia [kgm ³]	1.75	1.75	1.75	1.75
Friction coefficient of tire [-]	0.95	0.95	0.95	0.95
Reference wheel load [N]	2500	2500	2500	2500
Wheel load correction coefficient	0.02	0.02	0.02	0.02
Static rolling radius [mm]	305	305	305	305
Dynamic rolling radius [mm]	312	312	312	312
Rolling resistance factor	2D Characteristic			

Datele inițiale pentru elementul **Cockpit** sunt prezentate în tabelul 3.11.

Tabel 3.11 Datele inițiale pentru elementul Cockpit

Cockpit	Setări	
Cockpit mode	Automatic	
Accelerator pedal selection	Characteristic	
Kick down signal	Off	
Number of gears forward	6	
Number of gears reverse	1	
Accelerator pedal travel [%]	0	100
Load signal [%]	0	100
Brake pedal travel [%]	0	100
Brake pressure [bar]	0	180

Datele inițiale pentru elementul **Monitor** sunt prezentate în tabelul 3.12.

Tabel 3.12 Datele inițiale pentru elementul Monitor

Name		Unit	Default	Minimum	Maximum
Vehicle acceleration	Inputs	m/s ²	0	-1e+111	1e+111
Vehicle velocity	Inputs	km/h	0	-1e+111	1e+111
Vehicle distance	Inputs	m	0	-1e+111	1e+111
Engine load signal	Inputs	-	0	-1e+111	1e+111
Engine speed	Inputs	1/min	0	-1e+111	1e+111
Fuel consumption	Inputs	g/s	0	-1e+111	1e+111
Desired gear	Inputs	-	0	-1e+111	1e+111
Current gear	Inputs	-	0	-1e+111	1e+111

Datele inițiale pentru elementul **Vehicle** sunt prezentate în tabelul 3.13.

Tabel 3.13 Datele inițiale pentru elementul Vehicle

Vehicle	Setări		
Front axle load limited	On		
Lifting effect consideration	On		
Cornering	Off		
Road gradient from data bus	Off		
PFA activation	Off		
Hitch forces from data bus	Off		
Velocity prescription	Velocity prescription		
Results in online monitor	Off		
Data bus channels as results	Off		
Driving resistance selection	Physical		
Distance from hitch to front axle [mm]	3300		
Wheelbase [mm]	2650		
Height of support point at bench test [mm]	100		
Load state	Empty	Half	Full
Additional load [kg]	80		
Number of passengers [-]	0		
Weight per passenger [kg]	0		
Volume [m ³]	0		
Load density [kg/m ³]	0		
Distance of gravity center Empty/Half/Full [mm]	1250	1255	1263
Height of gravity center Empty/Half/Full [mm]	552	545	530
Height of hitch Empty/Half/Full [mm]	400	390	368

Curb weight [kg]	1450
Gross weight [kg]	1930
Location	Roadway
Frontal area [m ²]	1.88
Drag input mode	Drag coefficient
Drag coefficient [-]	0.32
Lift coefficient front axle [-]	0.032
Lift coefficient rear axle [-]	0.01

Ciclul de simulare (**Cycle Run**) are rolul de a defini sarcinile de simulare pentru evaluarea consumului de combustibil și a emisiilor poluante, inclusiv analiza fluxului de energie, distribuția pierderilor și comportamentul tranzitoriu al componentelor în cadrul unui profil de conducere prestabilit și este format din următoarele elemente:

1. **Profile** care are principalele date inițiale prezentate în tabelul 3.14 și figura 3.11.

Tabel 3.14 Datele inițiale pentru elementul Profile

Profile	Setări
Type	Profile time
Define profile	Driving Cycle

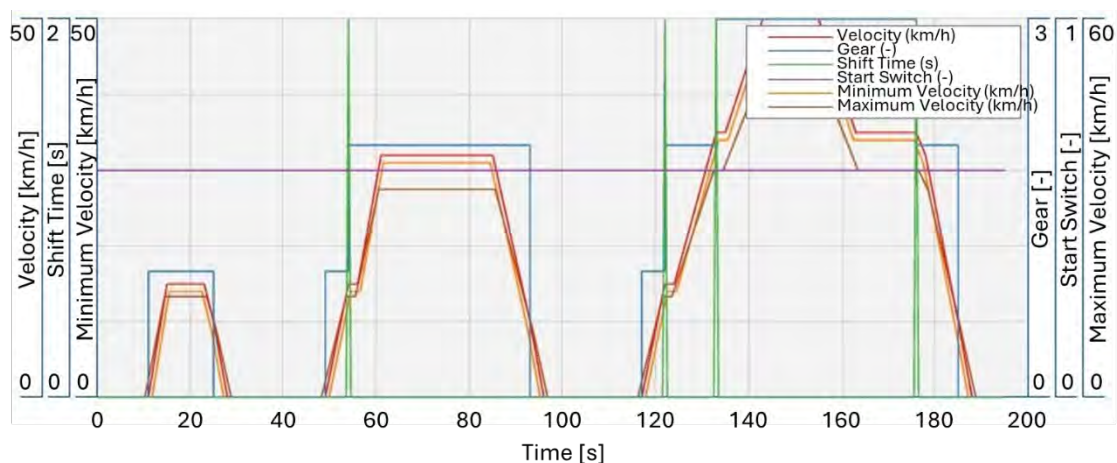


Figura 3.11 Caracteristicile profilului de deplasare [Profile]

Driver care are principalele date inițiale prezentate în tabelul 3.15.

Tabel 3.15 Datele inițiale pentru elementul Driver

Driver	Setări
Define driver	Standard
Driver control	Closed loop
Velocity control	PI control
Clutch control	Deactivated
Shift points	From data bus
Proportional parameter [-]	1
Integral parameter [1/s]	0.5

3. **Environment** care are principalele date inițiale prezentate în tabelul 3.16.

Tabel 3.16 Datele inițiale pentru elementul Environment

Environment	Setări
Define environment	Standard
Road slope selection	Altitude
Air properties defined by	Air density
Ambient temperature and humidity based on	Distance
Distance [m]	0
Temperature [°C]	20
Relative humidity [-]	0.65
Air density based on	Distance
Distance [m]	0
Air density [kg/m ³]	1.19
Distance [m]	0
Friction coefficient [-]	1
Distance [m]	0
Altitude [m]	0

Magistrala **Data Bus Connections** definește conexiunile elementelor modelului virtual pentru transmiterea semnalelor de date, respectiv **Layer Configurations** care permite activarea sau dezactivarea subsistemelor opționale pentru modelul definit. Funcționarea modelului este controlată pe magistrala (tabelul 3.17) în funcție de sarcina și turația motorului stabilite în **Cockpit**.

Tabel 3.17 Conexiunile pe magistrala Data Bus Connections

Element 1	Port	Element 2	Port
Gearbox	Desired gear (Cockpit)	GB Control	Desired gear
Brake	Brake pressure	Cockpit	Brake pressure
Brake	Brake pressure	Cockpit	Brake pressure
Brake	Brake pressure	Cockpit	Brake pressure
Brake	Brake pressure	Cockpit	Brake pressure
Cockpit	Accelerator pedal travel	Driver	Accelerator pedal
Cockpit	Brake pedal travel	Driver	Brake pedal
Cockpit	Desired gear	Driver	Desired gear
Cockpit	Start switch	Driver	Start switch
Driver	Desired vehicle velocity	Profile	Desired velocity
Driver	Current vehicle velocity	Vehicle	Velocity
Driver	Desired gear (Cockpit)	Profile	Desired gear
Driver	Start switch	Profile	Start switch
Environment	Distance	Vehicle	Distance
GB Control	Desired gear (Cockpit)	Cockpit	Desired gear
GB Control	Current gear	Gearbox	Current gear
GB Control	Velocity	Vehicle	Velocity
GB Control	Speed	Torque converter	Turbine speed
GB Program	Current gear	Gearbox	Current gear
GB Program	Load signal	Cockpit	Load signal
Map Based Engine	Engine contact switch	Start/Stop	Engine contact switch
Map Based Engine	Load demand	Cockpit	Load signal
Start/Stop	Vehicle velocity	Vehicle	Velocity
Start/Stop	Cockpit load signal	Cockpit	Load signal

După rularea simulărilor computerizate pentru modelul virtual **Automatic FWD C11017** în modul **Single Calculation** au fost înregistrate următoarele rezultate (figura 3.12 și figura 3.13).

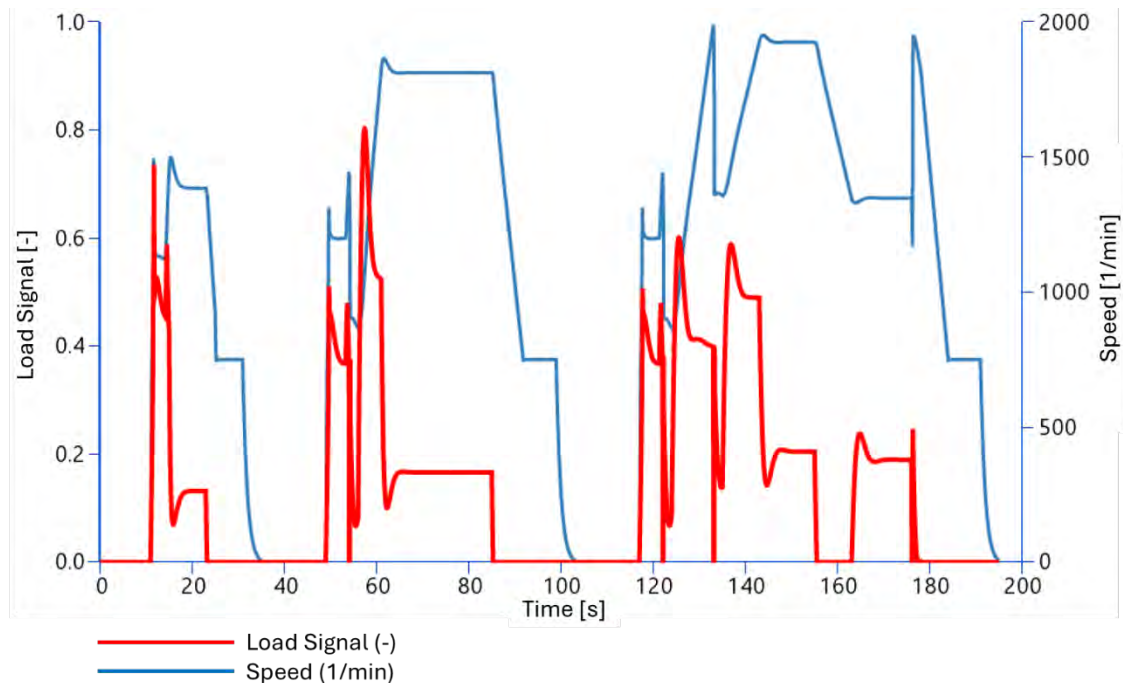


Figura 3.12 Modelul virtual Automatic FWD C11017 (1)

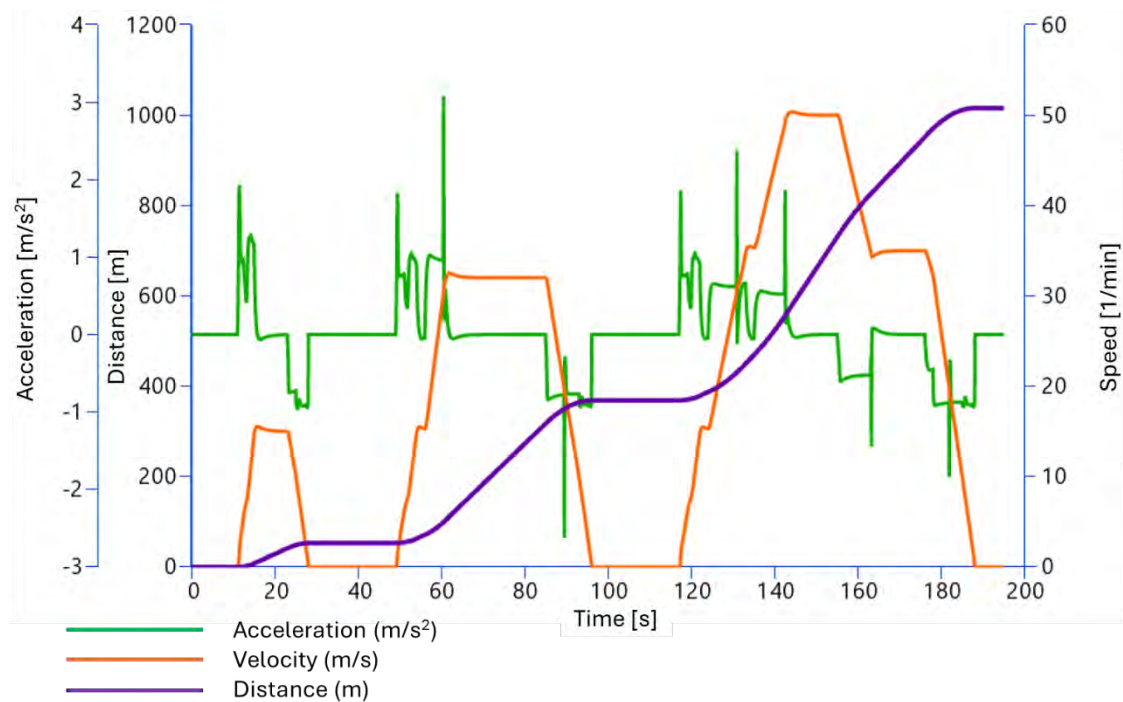


Figura 3.13 Modelul virtual Automatic FWD C11017 (2)

3.3.3 Modelul virtual Automatic 4WD C11016

Modelul virtual **Automatic 4WD C11016** (figura 3.14) este dezvoltat în aplicația de simulare computerizată **AVL CRUISE™ M** și reprezintă configurația unei transmisii automate integrate într-un sistem de tracțiune integrală 4WD (**Four-Wheel Drive**). Modelul virtual este utilizat pentru simularea comportamentului cinematic, hidraulic și dinamic al unei transmisii automate în combinație cu un sistem de distribuție a momentului motor atât către punțile față cât și către punțile spate.

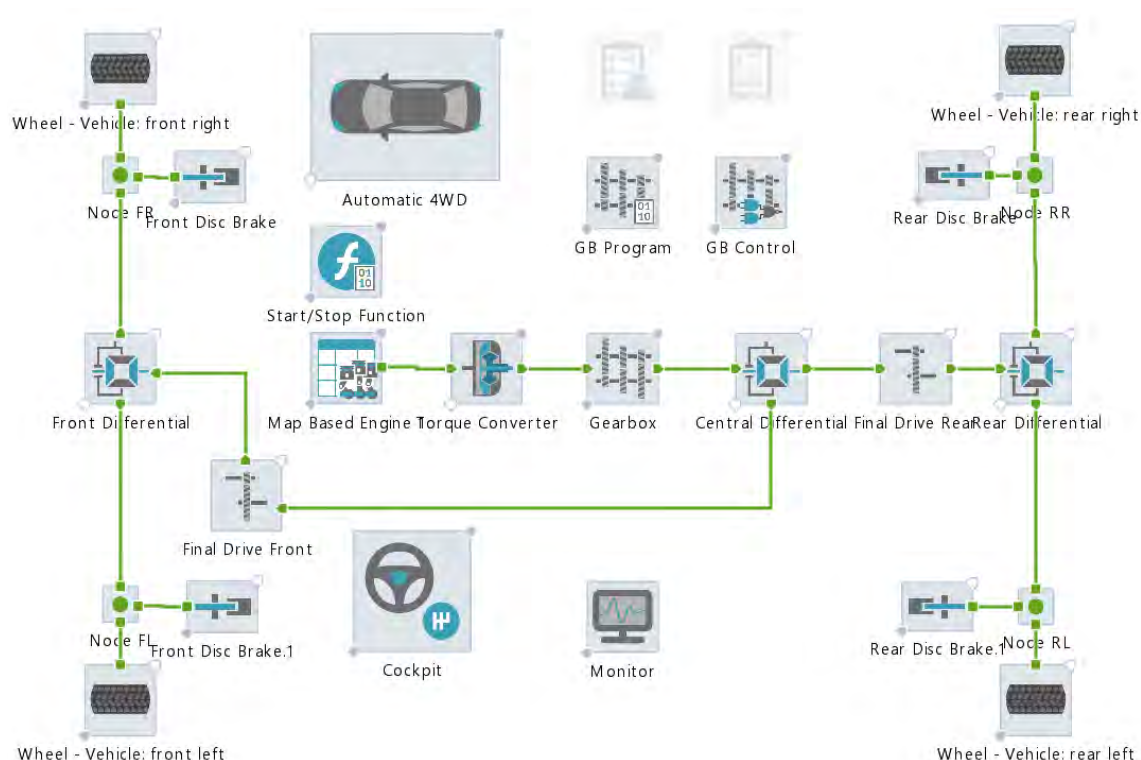


Figura 3.14 Modelul virtual Automatic 4WD C11016 [AVL CRUISE™ M]

Lanțul cinematic al modelului conține un motor cu ardere internă (**Map Based Engine**), un convertizor de cuplu (**Torque Converter**), o cutie de viteze automată (**Automatic Gearbox**). Motorul este comandat prin semnalul de sarcină (**Load Signal**) provenit din **Cockpit**. Strategia de schimbare a treptelor de viteză este definită prin intermediul modulului de control al transmisiei **GB Control** și depinde de viteza de deplasare a autovehiculului.

GB Control integrează funcțiile de comandă și control și pentru unitatea de control a transmisiei TCU (**Transmission Control Unit**), pe lângă funcțiile de schimbare a treptelor de viteză având rolul de a cupla/decupla convertizorul de **Lock-Up**, de a

controla ambreiajul de transfer, respectiv de a realiza distribuția cuplului între punți pentru a limita patinarea și pentru a asigura funcțiile de stabilitate în timp real.

Funcția **Start/Stop** oprește automat motorul în fazele de staționare și este activă doar în sarcina de tip **Cycle Run Task**, unde sunt prezente perioade de oprire ale autovehiculului.

Datele inițiale pentru elementul **Map Based Engine** sunt prezentate în tabelul 3.18.

Tabel 3.18 Datele inițiale pentru elementul Map Based Engine

Map Based Engine	Setări
Fuel consumption map unit	Expressed as mass flow
Results in online monitor	Off
Data bus channels as results	Off
Engine type	Reciprocating 4 stroke
Transient model	None
Friction model	Off
Control mode	Load controlled
Zero load criteria	0 Load to motoring torque
Full load gear dependent	Off
Fuel shut off	Off
Fuel type	Gasoline.bgp
Fuel specific carbon content [-]	0.87591
Fuel's lower heat value of combustion [kJ/kg]	44000
Fuel's density [kg/m ³]	748
Programs	Program1
Number of active cylinders	6
Use data bus exhaust proportion of waste energy	Off
Exhaust proportion of waste energy [-]	0.5
Plant characteristics [Speed/Torque/BSFC]	3D Characteristic
Motoring torque [Speed/Torque]	2D Characteristic
Full load torque [Speed/Torque]	2D Characteristic
Fuel consumption [Speed/Torque/Consumption]	3D Characteristic
Control type	Internal
Use data bus idle speed	Off
Engine idle speed [1/min]	850
Load limit	1
Internal idle type	Calculated
Gain	High

Consider extra inertia	Off
Engine displacement [cm ³]	2478
Number of cylinders	6
Engine inertia [kgm ³]	0.134
Extra inertia from auxiliaries [kgm ³]	0
Engine stall speed [1/min]	700
Engine maximum speed [1/min]	6000
Delta statistic friction [Nm]	0.1
Thermal model type	Defined temperature
Solid temperature [°C]	25

Datele inițiale pentru elementul **Torque Converter** sunt prezentate în tabelul 3.19.

Tabel 3.19 Datele inițiale pentru elementul Torque Converter

Torque Converter	Setări
Lock-up clutch dynamic mode	Off
Input mode	Torque conversion
Lock-up clutch friction model	Linear
Results in online monitor	Off
Data bus channels as results	Off
Moment of inertia of pump with oil [kgm ²]	0.016
Moment of inertia of turbine with oil [kgm ²]	0.011
Lock-up clutch maximum torque [Nm]	0.001
Reference speed [1/min]	2000
Torque conversion temperature [°C]	20
Torque conversion [Speed/Torque/Pump torque]	3D Characteristic

Datele inițiale pentru elementul **Gearbox** sunt prezentate în tabelul 3.20.

Tabel 3.20 Datele inițiale pentru elementul Gearbox

Gearbox	Setări
Shifting modelling	Kinematic
Torque loss speed dependent	Off
Transmission loss	Efficiency
Gear shift timing	Off
Results in online monitor	Off
Data bus channels as results	Off

Moment of inertia in [gear 1 to gear 5] [kgm ³]	0.0015
Moment of inertia out [gear 1 to gear 5] [kgm ³]	0.005
Efficiency [gear 1 to gear 5] [-]	0.95
Gear 1 transmission ratio [-]	3.62
Gear 2 transmission ratio [-]	2.22
Gear 3 transmission ratio [-]	1.51
Gear 4 transmission ratio [-]	1.08
Gear 5 transmission ratio [-]	0.85

Datele inițiale pentru elementul **Differential** sunt prezentate în tabelul 3.21.

Tabel 3.21 Datele inițiale pentru elementul Differential

Differential	Front	Central	Rear
Differential lock	Unlocked	Unlocked	Unlocked
Transmission loss	Deactivated	Deactivated	Deactivated
Moment of inertia in [kgm ³]	0.015	0.015	0.015
Moment of inertia out1 [kgm ³]	0.015	0.015	0.015
Moment of inertia out2 [kgm ³]	0.015	0.015	0.015
Torque split factor	1	1	1

Datele inițiale pentru elementul **Final Drive** sunt prezentate în tabelul 3.22.

Tabel 3.22 Datele inițiale pentru elementul Final Drive

Final Drive	Front	Rear
Torque loss speed dependent	Off	Off
Transmission loss	Efficiency	Efficiency
Ratio type	Transmission ratio	
Ratio [-]	3	3
Moment of inertia in [kgm ³]	0.008	0.008
Moment of inertia out [kgm ³]	0.015	0.015
Efficiency	0.97	0.97

Datele inițiale pentru elementul **Brake** sunt prezentate în tabelul 3.23.

Tabel 3.23 Datele inițiale pentru elementul Brake

Brake	FR	FL	RR	RL
Dynamic mode	On			
Control variable	Brake Pressure			
Brake piston surface [mm ²]	1800	1800	1500	1500
Friction coefficient [-]	0.25	0.25	0.25	0.25
Specific brake factor [-]	1	1	1	1
Effective friction radius [mm]	130	130	110	110
Efficiency [-]	0.99	0.99	0.99	0.99
Moment of inertia [kgm ³]	0.02	0.02	0.015	0.015

Datele inițiale pentru elementul **Wheel** sunt prezentate în tabelul 3.24.

Tabel 3.24 Datele inițiale pentru elementul Wheel

Wheel	Setări			
Vehicle wheel location	Front Right	Front Left	Rear Right	Rear Left
Dynamic rolling radius	Constant value			
Slip	Deactivated			
Rolling resistance model	Standard			
Rolling resistance factor velocity dependent [driving resistance physical]				On
Rolling resistance correction wheel load dependent				Off
Rolling resistance correction tire pressure dependent				Off
Rolling resistance correction temperature dependent				Off
Moment of inertia [kgm ³]	1.75	1.75	1.75	1.75
Friction coefficient of tire [-]	0.95	0.95	0.95	0.95
Reference wheel load [N]	2500	2500	2500	2500
Wheel load correction coefficient	0.02	0.02	0.02	0.02
Static rolling radius [mm]	305	305	305	305
Dynamic rolling radius [mm]	312	312	312	312
Rolling resistance factor	2D Characteristic			

Datele inițiale pentru **Start/Stop C-Function** sunt prezentate în tabelul 3.25.

Tabel 3.25 Datele inițiale pentru elementul Start/Stop C-Function

Start/Stop C-Function			Setări		
Evaluation mode			Co-simulation		
Output after every simulation step			From output		
Component step size			From master		
if ((Signal==0)&&(Velocity<1)){ Switch=0; } else { Switch=1; }					
Channel	Name	Unit	Variable	Minimum	Maximum
Input	Vehicle velocity	m/s	velocity	-1e+111	1e+111
Input	Load signal	-	load_signal	-1e+111	1e+111
Output	Engine switch	-	engine_switch	-1e+111	1e+111

Datele inițiale pentru elementul **Cockpit** sunt prezentate în tabelul 3.26.

Tabel 3.26 Datele inițiale pentru elementul Cockpit

Cockpit	Setări	
Cockpit mode	Automatic	
Accelerator pedal selection	Characteristic	
Kick down signal	Off	
Results in online monitor	Off	
Data bus channels as results	Off	
Number of gears forward	5	
Number of gears reverse	1	
Accelerator pedal travel [%]	0	100
Load signal [%]	0	100
Brake pedal travel [%]	0	100
Brake pressure [bar]	0	180

Datele inițiale pentru elementul **Monitor** sunt prezentate în tabelul 3.27.

Tabel 3.27 Datele inițiale pentru elementul Monitor

Name		Unit	Default	Minimum	Maximum
Vehicle acceleration	Inputs	m/s ²	0	-1e+111	1e+111
Vehicle velocity	Inputs	km/h	0	-1e+111	1e+111
Vehicle distance	Inputs	m	0	-1e+111	1e+111
Engine load signal	Inputs	-	0	-1e+111	1e+111
Engine speed	Inputs	1/min	0	-1e+111	1e+111
Fuel consumption	Inputs	g/s	0	-1e+111	1e+111
Desired gear	Inputs	-	0	-1e+111	1e+111
Current gear	Inputs	-	0	-1e+111	1e+111

Datele inițiale pentru elementul **Vehicle** sunt prezentate în tabelul 3.28.

Tabel 3.28 Datele inițiale pentru elementul Vehicle

Vehicle	Setări		
Front axle load limited	On		
Lifting effect consideration	On		
Cornering	Off		
Road gradient from data bus	Off		
PFA activation	Off		
Hitch forces from data bus	Off		
Velocity prescription	None		
Data Bus channels as results	Off		
Driving resistance selection	Physical		
Distance from hitch to front axle [mm]	3300		
Wheelbase [mm]	2650		
Height of support point at bench test [mm]	100		
Load state	Empty	Half	Full
Additional load [kg]	75		
Number of passengers [-]	0		
Weight per passenger [kg]	0		
Volume [m ³]	0		
Load density [kg/m ³]	0		
Distance of gravity center Empty/Half/Full [mm]	1250	1255	1263
Height of gravity center Empty/Half/Full [mm]	552	545	530
Height of hitch Empty/Half/Full [mm]	400	390	368
Curb weight [kg]	1380		

Gross weight [kg]	1870
Location	Roadway
Frontal area [m ²]	1.88
Drag input mode	Drag coefficient
Drag coefficient [-]	0.32
Lift coefficient front axle [-]	0.032
Lift coefficient rear axle [-]	0.01

Ciclul de simulare (**Cycle Run**) este format din următoarele elemente:

1. **Profile** care are principalele date inițiale prezentate în tabelul 3.29 și figura 3.15.

Tabel 3.29 Datele inițiale pentru elementul Profile

Profile	Setări
Type	Profile time
Define profile	Driving Cycle
Time from data bus	Off
Foresight into the profile	Off

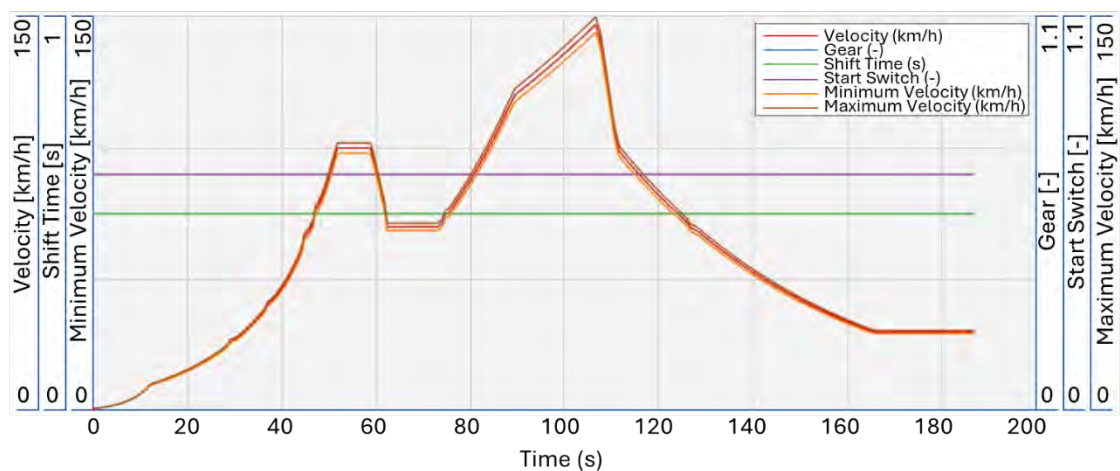


Figura 3.15 Caracteristicile profilului de deplasare [Profile]

2. **Driver** care are principalele date inițiale prezentate în tabelul 3.30.

Tabel 3.30 Datele inițiale pentru elementul Driver

Driver	Setări
Define driver	Standard
Driver control	Closed loop
Velocity control	PI control

Clutch control	Deactivated
Shift points	From data bus
Results in online monitor	Off
Data bus channels as results	Off
Proportional parameter [-]	1.6
Integral parameter [1/s]	0.6

3. **Environment** care are principalele date inițiale prezentate în tabelul 3.31.

Tabel 3.31 Datele inițiale pentru elementul Environment

Environment	Setări
Define environment	Standard
Road slope selection	Altitude
Air properties defined by	Air density
Ambient temperature and humidity based on	Distance
Distance [m]	0
Temperature [°C]	20
Relative humidity [-]	0.65
Air density based on	Distance
Distance [m]	0
Air density [kg/m ³]	1.19
Distance [m]	0
Friction coefficient [-]	1
Distance [m]	0
Altitude [m]	0

Funcționarea modelului este controlată pe magistrala **Data Bus Connections** (tabelul 3.32) în funcție de sarcina și turația motorului stabilite în **Cockpit**.

Tabel 3.32 Conexiunile pe magistrala Data Bus Connections

Element 1	Port	Element 2	Port
Gearbox	Desired gear	GB Control	Desired gear
Cockpit	Accelerator pedal travel	Driver	Accelerator pedal
Cockpit	Brake pedal travel	Driver	Brake pedal
Cockpit	Desired gear	Driver	Desired gear
Cockpit	Start switch	Driver	Start switch

Front disk brake	Brake pressure	Cockpit	Brake pressure
Front disk brake	Brake pressure	Cockpit	Brake pressure
Full load acceleration	Current vehicle velocity	Vehicle	Velocity
Full load acceleration	Distance	Vehicle	Distance
Full load acceleration	Acceleration	Vehicle	Acceleration
Driver	Current vehicle velocity	Vehicle	Velocity
Driver	Desired gear	Full load acceleration	Gear selector
Driver	Start switch	Full load acceleration	Start switch
Environment	Distance	Vehicle	Distance
Full load acceleration	Vehicle velocity	Vehicle	Velocity
Full load acceleration	Acceleration	Vehicle	Acceleration
GB Control	Desire gear (Cockpit)	Cockpit	Desire gear
GB Control	Current gear	Gearbox	Current gear
GB Control	Velocity	Vehicle	Velocity
GB Control	Speed	Torque converter	Turbine speed
GB Program	Current gear	Gearbox	Current gear
GB Program	Load signal	Cockpit	Load signal
Map Based Engine	Engine contact switch	Start/stop C-Function	Engine switch
Map Based Engine	Load demand	Cockpit	Load signal
Rear disk brake	Brake pressure	Cockpit	Brake pressure
Rear disk brake	Brake pressure	Cockpit	Brake pressure
Start/stop C-Function	Vehicle velocity	Vehicle	Velocity
Start/stop C-Function	Load signal	Cockpit	Load signal

După rularea simulărilor computerizate pentru modelul virtual **Automatic 4WD C11016** în modul **Single Calculation** au fost înregistrate următoarele rezultate (figura 3.16 și figura 3.17).

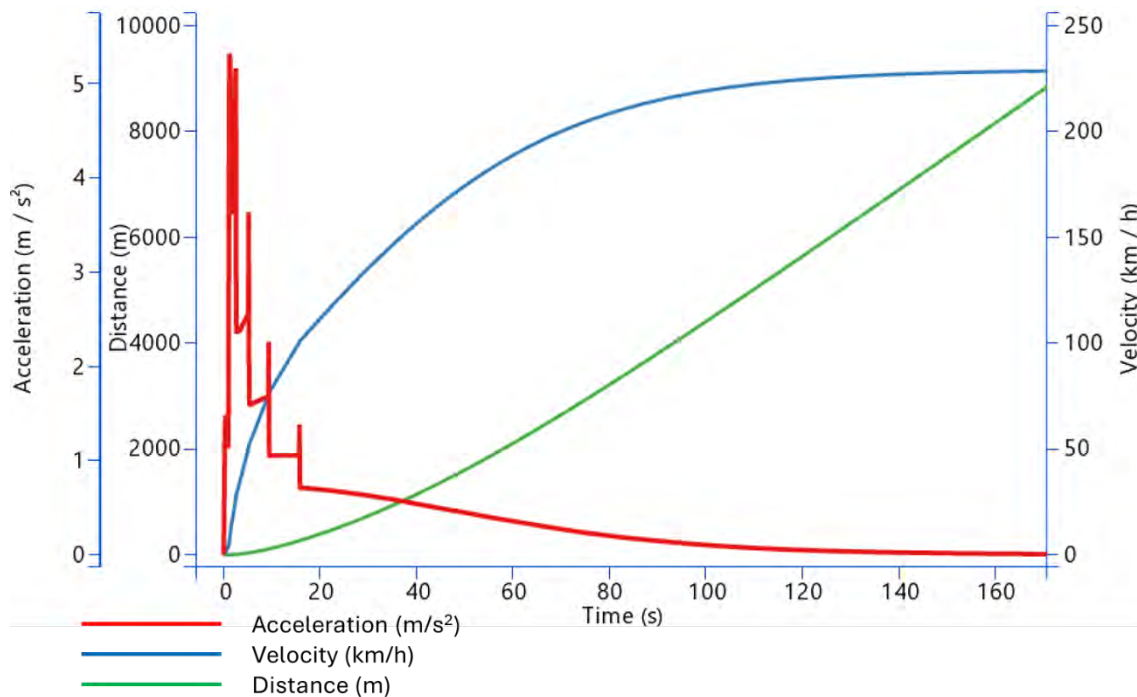


Figura 3.16 Modelul virtual Automatic 4WD C11016 (1)

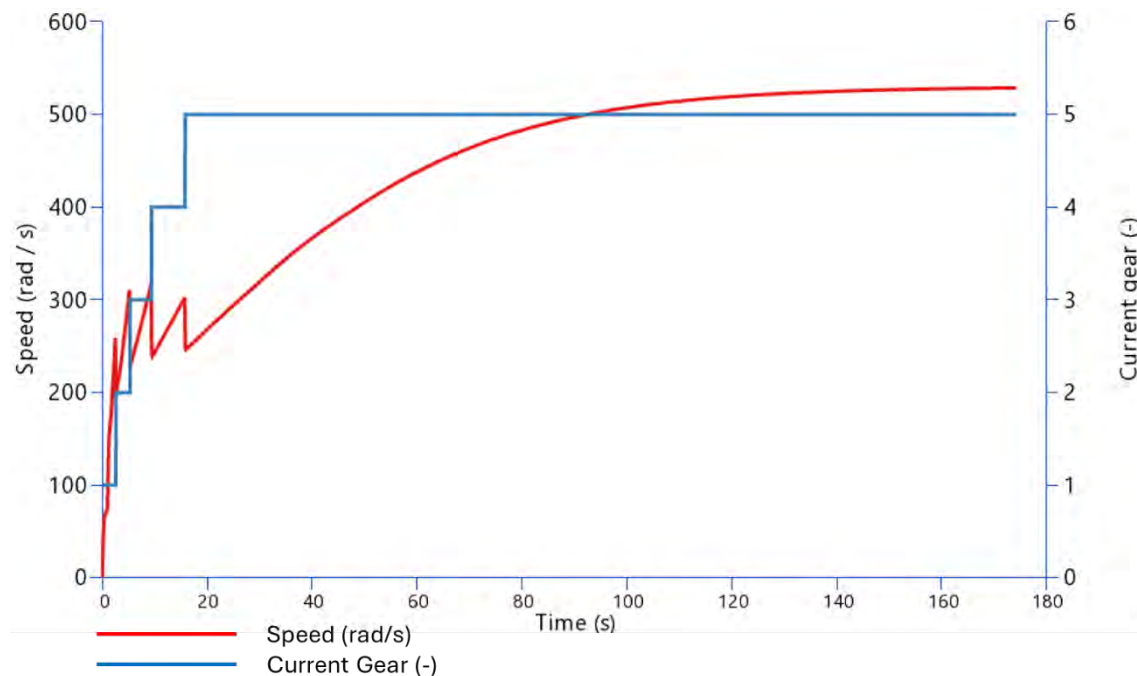


Figura 3.17 Modelul virtual Automatic 4WD C11016 (2)

4 Angrenaje planetare (Planetary Gear Set)

4.1 Angrenaje planetare – funcționare, modelare și parametrii de control

Angrenajele planetare (**Planetary Gear Set**) sunt mecanisme utilizate în transmisia de putere la autovehiculele moderne. Datorită configurației lor epicicloidale, aceste sisteme permit obținerea unor rapoarte de transmisie continue într-un ansamblu compact, capabil să transmită valori ridicate pentru momentul motor pentru valori reduse ale vitezei unghiulare. Simplitatea modificării raportului de transmisie prin blocarea sau eliberarea selectivă a unuia dintre elementele cinematice constituie unul dintre principalele motive pentru utilizarea pe scară largă în cutiile de viteze automate, în transmisii hibride, respectiv la sistemele **Start/Stop** și la transmisii cu variație continuă asistate.

Configurația coaxială a tuturor arborilor care se găsesc în structura angrenajului planetar și posibilitatea de a fixa, conduce sau frâna oricare dintre elementele principale ale mecanismului planetar conferă acestora un comportament cinematic extrem de flexibil și adaptabil unei game largi de aplicații.

Un ansamblu de angrenaje planetare este alcătuit din următoarele componente principale (figura 4.1):

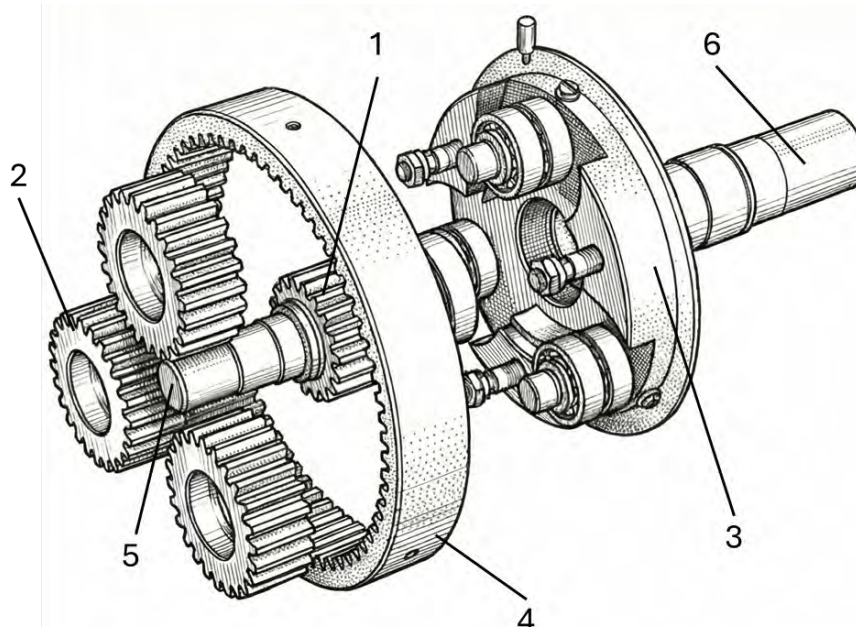


Figura 4.1 Angrenaje planetare [Gemini AI]

1. roata solară (**Sun Gear**) este elementul central conectat fie la arborele de intrare, fie la un element de control;
2. roțile planetare (**Planetary Gear**) sunt pinioane identice care se angrenează simultan cu roata solară și cu roata inelară;
3. suportul planetar (**Planetary Carrier**) este un ansamblu ce susține planetarele și permite rotirea lor în jurul axei centrale (intrare, ieșire sau element fix);
4. roata inelară (**Ring Gear**) este o roată cu dinți interiori, solidară cu carcasa transmisiei care este utilizată ca intrare sau ieșire în funcție de configurație și angrenează pinioanele planetare;
5. arborele de intrare;
6. arborele de ieșire.

Funcționarea angrenajului planetar este guvernată de interacțiunea simultană dintre cele trei elemente active ale sistemului și anume roata solară, roata inelară, respectiv suportul planetar, în condițiile în care oricare dintre acestea poate fi atât element conducător (intrare), cât și element condus (ieșire), respectiv element fixat (blocare mecanică). Schimbarea acestor roluri modifică instantaneu raportul de transmisie, versatilitate care este utilă pentru transmisiile automate.

În termeni generali, angrenajul planetar funcționează în următoarele moduri:

- a. blocarea roții inelare produce un raport de reducere ridicat al transmisiei;
- b. blocarea roții solare generează un raport de multiplicare;
- c. blocarea suportului planetar conduce la inversarea sensului de rotație.

Ansamblul de angrenaje planetare permite obținerea unor rapoarte de transmisie variabile în funcție de elementul blocat și de elementul conducător, asigurând o eficiență ridicată și o compactitate superioară față de alte tipuri de transmisii.

Ansamblul de angrenaje cu dublu pinion (**Double Pinion Gear Set**) este similar cu ansamblul planetar standard (**Planetary Gear Set**), diferența principală constând în prezența a două seturi de roți planetare dispuse succesiv, care determină inversarea sensului de rotație al roții de ieșire.

Avantajele angrenajelor planetare sunt următoarele:

- a. densitate mare de putere datorită distribuției sarcinilor în ansamblul planetar între mai multe roți dințate;
- b. versatilitate cinematică prin numărul mare de raporturi obținute prin schimbarea configurației în același set de componente;
- c. eficiență ridicată, prin reducerea pierderilor mecanice comparativ cu transmisiile convenționale;
- d. compactitate și masă redusă;
- e. Capacitatea de a combina funcții precum multiplicarea momentului motor, inversarea sensului de rotație sau blocarea rigidă a trenului epicycloidal.

4.2 Angrenaje planetare - modelul matematic

Modelarea cinematică a angrenajelor planetare se realizează cu ajutorul ecuațiilor Willis, care exprimă relația dintre vitezele unghiulare ale (1) roții solare (**Sun Gear**), ale (2) roții inelare (**Ring Gear**) și ale (3) suportului planetar (**Planetary Carrier**), respectiv (4) roților planetare (**Planetary Gear**) (figura 4.2) [22]. Fiecare dintre aceste componente poate fi utilizată pentru intrare cât și pentru ieșire. Angrenajul planetar cu pinion dublu este format din două seturi de angrenaje planetare succesive, schimbând direcția de rotație a angrenajului de ieșire.

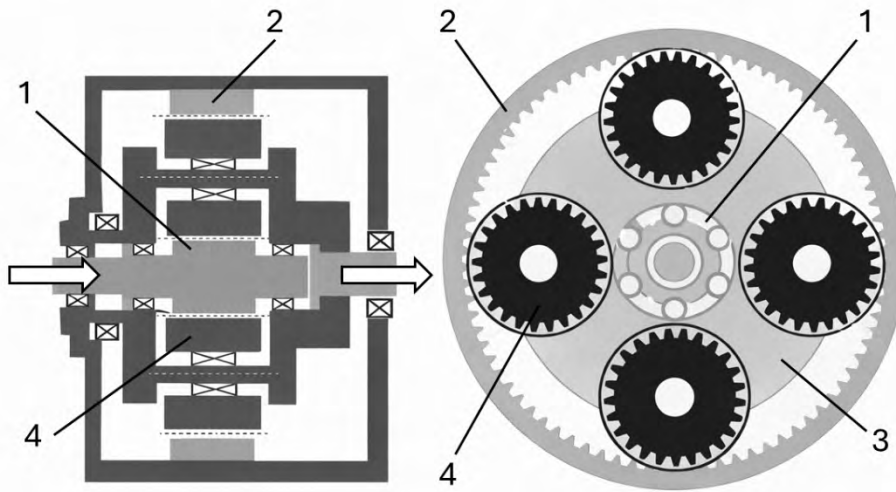


Figura 4.2 Angrenajul planetar [AVL CRUISE™ M]

Viteza unghiulară pentru angrenajul planetar este definită în funcție de modelul constructiv și de raportul format din numărul de dinți ai roții inelare împărțit la numărul de dinți ai angrenajului central [1]:

$$i_{PG,o} = \frac{\dot{\phi}_{PG,S} - \dot{\phi}_{PG,C}}{\dot{\phi}_{PG,R} - \dot{\phi}_{PG,C}} = -r_{PG} \quad (4.1)$$

unde: $i_{PG,o}$ este viteza unghiulară la ieșirea angrenajului planetar, $\dot{\phi}_{PG,S}$ este viteza unghiulară a angrenajului solar, $\dot{\phi}_{PG,C}$ este viteza unghiulară a angrenajului planetar, $\dot{\phi}_{PG,R}$ este viteza unghiulară a angrenajului coroanei, iar r_{PG} este raportul de bază. În cazul unui angrenaj planetar cu pinion dublu, toate elementele componente se rotesc în aceeași direcție:

$$i_{PG,o} = \frac{\dot{\phi}_{PG,S} - \dot{\phi}_{PG,C}}{\dot{\phi}_{PG,R} - \dot{\phi}_{PG,C}} = r_{PG} \quad (4.2)$$

Relația pentru viteza unghiulară poate fi reformulată cu ajutorul ecuației lui Willis și a relațiilor cinematice [23]:

$$\dot{\phi}_{PG,S} - i_{PG,o} \cdot \dot{\phi}_{PG,R} - (1 - i_{PG,o}) \cdot \dot{\phi}_{PG,C} = 0 \quad (4.3)$$

Relația pentru momentul motor se calculează în condiții de echilibru, când suma tuturor momentelor care acționează asupra angrenajelor planetare este egală cu zero în starea staționară de mișcare [1]:

$$M_{PG,S} + M_{PG,C} + M_{PG,R} = 0 \quad (4.4)$$

unde: $M_{PG,S}$ este momentul motor pentru roata solară, $M_{PG,C}$ este momentul motor pentru angrenajul planetar, respectiv $M_{PG,R}$ este momentul motor pentru roata inelară.

Pentru a modela transmiterea momentului motor între arbori este necesar un echilibru de momente care ia în calcul sarcinile distribuite pe roțile planetare. Metoda echilibrului de momente impune ca momentele de torsiune provenite de la fiecare roată să satisfacă condițiile statice, respectiv suma momentelor să fie egală cu zero și să respecte balanța energetică. În funcționarea unui angrenaj planetar există două reguli caracteristice utilizate pentru analiza interacțiunilor complexe:

1. momentul de însumare și momentele arborilor diferențiali au întotdeauna semne opuse;
2. momentele arborilor diferențiali au întotdeauna același semn.

Pe acestor reguli, bilanțul de putere al angrenajului solar este dat de relația:

$$M_{PG,R} = -i_{PG,o} \cdot M_{PG,S} \quad (4.5)$$

Atunci când roata solară și roata inelară se rotesc cu viteze unghiulare diferite, ambele se vor angrena cu roțile planetare rezultând reducea puterii transmise.

Folosind metoda lui Merritt [24], rezultă relația pentru eficiența de bază a puterilor relative, similar cu raportul de bază pentru vitezele unghiulare relative:

$$\eta_{PG,o}^{\omega} = \frac{(\dot{\phi}_{PG,S} - \dot{\phi}_{PG,C}) \cdot M_{PG,S}}{(\dot{\phi}_{PG,R} - \dot{\phi}_{PG,C}) \cdot M_{PG,R}} \quad (4.6)$$

unde: exponentul ω este "+1" dacă puterea relativă la angrenajul planetar se transmite de la roata inelară la roata solară și este "-1" dacă puterea relativă se transmite de la roata solară la roata inelară.

Eficiența mecanismelor planetare se bazează pe legea conservării energiei, respectiv puterea totală la intrare trebuie să fie egală cu puterea totală la ieșire plus pierderile datorate uzurii, frecării, rezistențelor la rulare etc. Luând în considerare

pierderile datorate angrenajului, bilanțul de putere al angrenajului solar se modifică și este dat de relația:

$$M_{PG,R} = -\eta_{PG,o}^{-\omega} \cdot i_{PG,o} \cdot M_{PG,S} \quad (4.7)$$

Eficiența generală a angrenajului planetar poate fi exprimată pe baza formulelor de calcul Radzimovsky's [25] în relațiile din tabelul 4.1 [1] [3].

Tabel 4.1 Eficiența angrenajului planetar

Intrare	Ieșire	Eficiență
S, C	R	$\frac{1}{\frac{1}{\left[1 + \frac{\dot{\phi}_C(i-1)}{\dot{\phi}_S}\right] \eta_{C(S-R)}} + \frac{1}{\left[1 + \frac{\dot{\phi}_S}{\dot{\phi}_C(i-1)}\right] \eta_{S(C-R)}}}$
C, R	S	$\frac{1}{\frac{1}{\left[1 + \frac{\dot{\phi}_C(i-1)}{\dot{\phi}_{R^i}}\right] \eta_{C(R-S)}} + \frac{1}{\left[1 + \frac{\dot{\phi}_{R^i}}{\dot{\phi}_C(1-i)}\right] \eta_{R(C-S)}}}$
S, R	C	$\frac{1}{\frac{1}{\left[1 - \frac{\dot{\phi}_S}{\dot{\phi}_{R^i}}\right] \eta_{S(R-C)}} + \frac{1}{\left[1 + \frac{\dot{\phi}_{R^i}}{\dot{\phi}_S}\right] \eta_{R(S-C)}}}$
S	C, R	$\frac{\eta_{C(S-R)}}{1 + \frac{\dot{\phi}_C(1-i)}{\dot{\phi}_{R^i}}} + \frac{\eta_{R(S-C)}}{1 + \frac{\dot{\phi}_{R^i}}{\dot{\phi}_C(1-i)}}$
R	C, S	$\frac{\eta_{C(R-S)}}{1 + \frac{\dot{\phi}_C(i-1)}{\dot{\phi}_S}} + \frac{\eta_{S(R-C)}}{1 + \frac{\dot{\phi}_S}{\dot{\phi}_C(i-1)}}$
C	S, R	$\frac{\eta_{S(C-R)}}{1 - \frac{\dot{\phi}_S}{\dot{\phi}_{R^i}}} + \frac{\eta_{R(C-S)}}{1 - \frac{\dot{\phi}_{R^i}}{\dot{\phi}_S}}$

Eficiența mecanică a angrenajului planetar este prezentată în tabelul 4.2 [1] [3].

Tabel 4.2 Eficiența mecanică a angrenajului planetar

Eficiența	Fixed	Input	Driven	$i < 0$	$0 < i < 1$	$i > 1$
$\eta_{C(S-R)}$	C	S	R	η	η	η
$\eta_{C(R-S)}$	C	R	S	η	η	η
$\eta_{R(S-C)}$	R	S	C	$\frac{i\eta - 1}{i - 1}$	$\frac{i/\eta - 1}{i - 1}$	$\frac{i\eta - 1}{i - 1}$
$\eta_{R(C-S)}$	R	C	S	$\frac{\eta(i - 1)}{i - \eta}$	$\frac{i - 1}{i\eta - 1}$	$\frac{\eta(i - 1)}{i - \eta}$
$\eta_{S(R-C)}$	S	R	C	$\frac{i - \eta}{i - 1}$	$\frac{i - \eta}{i - 1}$	$\frac{i\eta - 1}{\eta(i - 1)}$
$\eta_{S(C-R)}$	S	C	R	$\frac{\eta(i - 1)}{i\eta - 1}$	$\frac{\eta(i - 1)}{i\eta - 1}$	$\frac{i - 1}{i - \eta}$

unde: $\eta_{C,S,R}$ este randamentul elementelor angrenajului planetar, S este roata solară, R este roata inelară, respectiv C este suportul planetar.

Ecuațiile cinematice ale unui angrenaj planetar sunt date de relațiile [26]:

$$\begin{cases} \omega_{Ci}R_{Si} - \omega_{Pi}R_{Pi} = \omega_{Si}R_{Si} \\ \omega_{Ci}(R_{Si} + 2R_{Pi}) + \omega_{Pi}R_{Pi} = \omega_{Ri}R'_{Ri} \end{cases} \quad (4.8)$$

unde: ω este viteza unghiulară ale angrenajelor planetare, R este raza angrenajelor planetare, respectiv P_i este treapta de viteză a angrenajului planetar ($i=1,2,3,4$).

Sistemul de angrenaje planetare este un sistem cu trei grade de libertate ($\omega_1, \omega_2, \omega_3$) definit prin următorii parametri de coordonate [27]:

$$[\omega_{R1S2S3} \ \omega_{C2R3} \ \omega_{R2} \ \omega_{P1} \ \omega_{P2} \ \omega_{P3}]^{MPG} = A[\omega_{S1} \ \omega_{C1} \ \omega_{C3}]^{MPG} \quad (4.9)$$

unde A este matricea coeficienților constanți determinată de structura transmisiei.

Energia cinetică E_k a fiecărei componente poate fi exprimată ca [28]:

$$E_k = \sum_{i=1}^3 k_{Si,Ci,Ri,Pi} = \sum_{i=1}^3 \frac{1}{2} I_{Si,Ci,Ri,Pi} \omega_{Si,Ci,Ri,Pi}^2 = E_k(\omega_{S1} \ \omega_{C1} \ \omega_{C3}) \quad (4.10)$$

unde: $I_{Si,Ci,Ri,Pi}$ este viteza inerțială de rotație a elementelor angrenajului planetar, iar k este o componentă energiei cinetice.

Modelarea dinamică descrie comportamentul real al angrenajelor planetare pe baza ecuației Lagrange considerând mișcarea fiecărui element, inclusiv inerțiile, forțele elastice și amortizarea.

Ecuația Lagrange pentru angrenajul planetar poate fi exprimată prin următoarea relație [1]:

$$\begin{cases} Q_{s1} = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \omega_{s1}} \right) - \frac{\partial E}{\partial \alpha_{s1}} \\ Q_{c1} = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \omega_{c1}} \right) - \frac{\partial E}{\partial \alpha_{c1}} \\ Q_{c3} = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \omega_{c3}} \right) - \frac{\partial E}{\partial \alpha_{c3}} \end{cases} \quad (4.11)$$

unde Q sunt componentele momentului motor al angrenajului planetar generalizat pe variabile independente.

Modelul dinamic al angrenajului solar central (**Sun Gear**) este reprezentat de relația [29]:

$$\begin{cases} m_s \ddot{x}_s + k_s x_s + \sum_{i=1}^3 k_{sn} \delta_{sni} \sin \theta_{sni} = 0 \\ m_s \ddot{y}_s + k_s y_s + \sum_{i=1}^3 k_{sn} \delta_{sni} \cos \theta_{sni} = 0 \\ \frac{I_s}{r_s^2} \ddot{u}_s + k_{su} u_s + k_u u_s + \sum_{i=1}^3 k_{sn} \delta_{sni} = \frac{T_{in}}{r_s} \end{cases} \quad (4.12)$$

Modelul dinamic ale pinioanelor (**Planetary Gear**) este reprezentat de relația:

$$\begin{cases} m_n \ddot{x}_{ni} - k_{cn} \delta_{cnxi} - k_{sn} \delta_{sni} \sin \alpha + k_{rn} \delta_{rni} \sin \alpha = 0 \\ m_n \ddot{y}_{ni} - k_{cn} \delta_{cnyi} - k_{sn} \delta_{sni} \cos \alpha - k_{rn} \delta_{rni} \cos \alpha = 0 \\ \frac{I_{ni}}{r_n^2} \ddot{u}_{ni} - k_{rn} \delta_{rni} + k_{sn} \delta_{sni} = 0 \end{cases} \quad (4.13)$$

Modelul dinamic al angrenajului coroanei (**Ring Gear**) este reprezentat de relația:

$$\begin{cases} m_r \ddot{x}_r + k_r x_r + \sum_{i=1}^3 k_{rn} \delta_{rni} \sin \theta_{rni} = 0 \\ m_r \ddot{y}_r + k_r y_r - \sum_{i=1}^3 k_{rn} \delta_{rni} \cos \theta_{rni} = 0 \\ \frac{I_r}{r_r^2} \ddot{u}_r + k_{ru} u_r + \sum_{i=1}^3 k_{rn} \delta_{rni} = 0 \end{cases} \quad (4.14)$$

Modelul dinamic al angrenajului planetar (**Planetary Carrier**) este reprezentat de relația:

$$\begin{cases} m_c \ddot{x}_c + k_c x_c + \sum_{i=1}^3 k_{cn} \delta_{cnxi} \cos \theta_{ni} + \sum_{i=1}^3 k_{cn} \delta_{cnyi} \sin \theta_{ni} + = 0 \\ m_c \ddot{y}_c + k_c y_c + \sum_{i=1}^3 k_{cn} \delta_{cnxi} \sin \theta_{ni} - \sum_{i=1}^3 k_{cn} \delta_{cnyi} \cos \theta_{ni} + = 0 \\ \frac{I_c}{r_c^2} \ddot{u}_c + k_{cu} u_c + \sum_{i=1}^3 k_{cn} \delta_{cnyi} = \frac{T_{out}}{r_c} \end{cases} \quad (4.15)$$

unde: m_i ($i=s, n, r, c$) este masa angrenajului central (s), pinioanelor (n), angrenajului coroanei (r), respectiv angrenajului planetar (c), I_i ($i=s, n, r, c$) este momentul de inerție al angrenajului central (s), pinioanelor (n), angrenajului coroanei (r), respectiv angrenajului planetar (c), k_i ($i=s, n, r, c$) este coeficientul de rigiditate între angrenajul central (s), pinioane (n), roata inelară (r), respectiv suportul planetar (c), după caz, k_{in} ($i=s, n, r, c$) este coeficientul de rigiditate între noduri, după caz, r_c este distanța radială de la centrul angrenajului central la centrul geometric al angrenajului planetar, $T_{in/out}$ este momentul de intrare și de ieșire al angrenajului planetar.

4.3 Angrenaje planetare - modelul virtual

4.3.1 Modelul virtual pentru angrenaje planetare (Planetary Gearbox)

Modelul virtual pentru cutia de viteze planetară (**Planetary Gearbox**) reprezintă un mecanism coaxial utilizat predominant în aplicații care necesită un moment motor ridicat și o viteză unghiulară redusă, oferind totodată posibilitatea modificării raportului de transmisie prin reconfigurarea angrenajului purtător și a angrenajului solar.

În aplicația de simulare computerizată **AVL CRUISE™ M**, atât ansamblul de angrenaje cu dublu pinion (**Double Pinion Gear Set**), cât și ansamblul planetar standard (**Planetary Gear Set**) pot funcționa în două moduri distincte:

1. modul deblocat (**Unlocked**) când viteza și momentul motor al fiecărui element al ansamblului pot varia în funcție de raportul de angrenare;
2. modul blocat (**Locked**) când toate componentele se rotesc cu aceeași viteză unghiulară, fără diferențiere cinematică între elemente.

Principalele proprietăți și setări ale parametrilor ansamblului de angrenaje planetare și opțiunile de configurare ale acestora sunt următoarele:

1. angrenajul epiciclic (**Epicyclic Gear Train**) care poate fi de următoarele tipuri:
 - a. angrenajul planetar clasic (**Planetary Gear Set**);
 - b. angrenajul cu dublu pinion (**Double Pinion Gear Set**);
2. selectarea modului de funcționare a angrenajului planetar prin blocare (**Lock**):
 - a. blocat (**Locked**) când toate angrenajele se rotesc cu aceeași viteză unghiulară, situație în care calculul eficienței este dezactivat;
 - b. deblocat (**Unlocked**) când vitezele unghiulare ale elementelor sunt determinate de rapoartele dintre numerele de dinți ale angrenajelor;
3. pierderile de transmisie (**Transmission Loss**) ale angrenajului planetar:
 - a. dezactivat (**Deactivated**) dacă pierderile mecanice nu sunt luate în considerare;
 - b. eficiență (**Efficiency**) dacă pierderile prin angrenare se determină utilizând eficiența de bază;
4. modul de introducere a datelor de intrare (**Input Mode**) în definirea parametrilor angrenajului planetar:
 - a. raportul de bază (**Base Ratio**) când utilizatorul introduce raportul dintre numărul de dinți al roții inelare și numărul de dinți al roții solare;
 - b. numărul de dinți (**Number of Teeth**) când utilizatorul introduce separat numărul de dinți pentru fiecare roată, raportul fiind calculat automat;

- c. raportul de transmisie (**Transmission Ratio**) când utilizatorul introduce raportul dintre numărul de dinți al roții inelare și numărul de dinți al roții solare;
- d. numărul de dinți al roții solare (**Number of Teeth Sun Gear**) când utilizatorul introduce numărul de dinți al roții solare;
- e. număr de dinți al roții inelare (**Number of Teeth Ring Gear**) când utilizatorul introduce numărul de dinți al roții inelare;
- f. momentele de inerție (**Moment of Inertia**) care definesc momentele de inerție pentru fiecare componentă: suportul planetar (**Moment of Inertia Planet Carrier**), roata solară (**Moment of Inertia Sun Gear**), roata inelară (**Moment of Inertia Ring Gear**);
- g. pierderile prin angrenare (**Losses**) care definesc eficiența de angrenare dintre roata solară și roata inelară, raportată la suportul planetar fix.

4.3.2 Modelul virtual Six Speed Automatic Transmission Planetary C11014

Modelul virtual **Six Speed Automatic Transmission Planetary C11014** (figura 4.3) este dezvoltat în aplicația de simulare computerizată **AVL CRUISE™ M** și reprezintă o implementare complexă a unui sistem de transmisie automată cu șase trepte de viteze, construit pe baza a trei ansambluri planetare și a unui set de ambreiaje interne și frâne. Acest model permite evaluarea completă a comportamentului cinematic, dinamic și funcțional al transmisiei cu angrenaj planetar în regimuri variate de sarcină și viteză unghiulară.

Modelul conține trei elemente pentru angrenajul planetar (**Planetary Gear**), trei elemente pentru ambreiaj integrate în lanțul cinematic al transmisiei (**Clutch**), două elemente pentru ambreiaj având rolul de frânare (**Brake**).

Algoritmul de funcționare al cutiei de viteze este definit prin intermediul funcțiilor (**C-Function**), caracteristicii de schimbare a treptelor de viteze (**Multi Column Map**) **Shifting Pattern** și algoritmului pentru schimbarea treptelor de viteză (**Gear Pattern**).

Algoritmul indică toate combinațiile posibile care pot fi acționate pentru cuplarea fiecărei trepte de viteză în parte. Momentul de intrare este asigurată de flanșa **Flange Engine** și este preluat la ieșire de către flanșa **Flange Vehicle**.

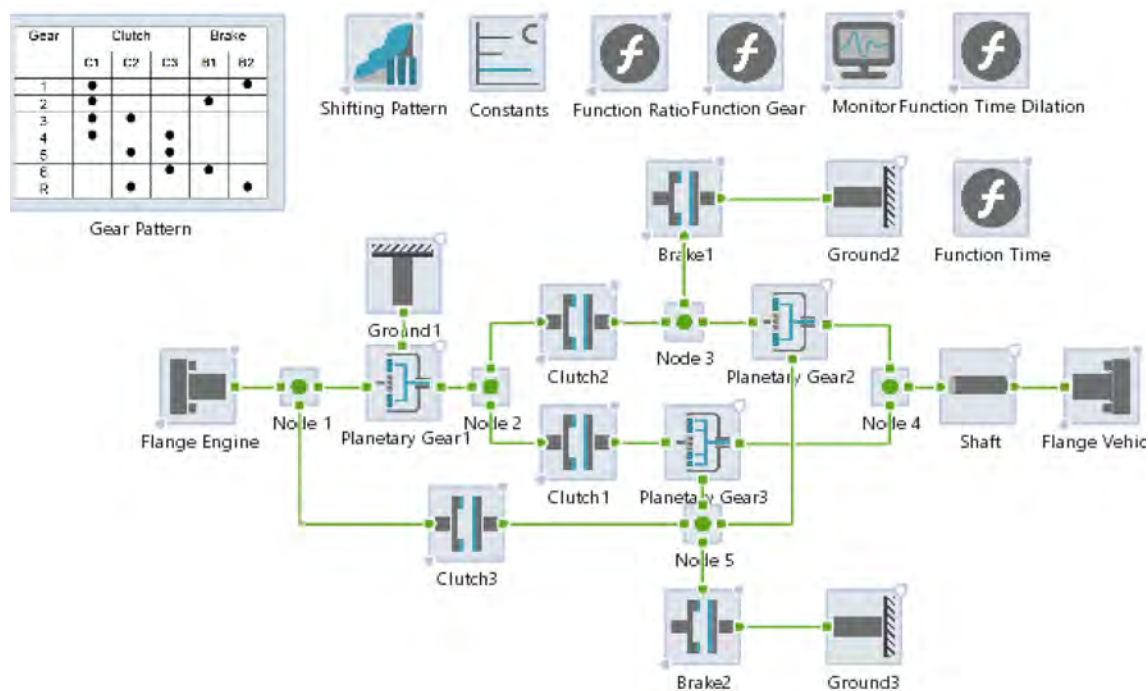


Figura 4.3 Modelul virtual Six Speed Automatic Transmission Planetary C11014 [AVL CRUISE™ M]

Modelul de angrenaj (**Gear Pattern**) definește funcționalitatea elementelor modelului virtual responsabile pentru algoritmul pentru schimbarea treptelor de viteză (tabelul 4.3).

Tabel 4.3 Modelul de angrenaj pentru schimbarea treptelor de viteză

Gear	Ratio	Clutch1	Clutch2	Clutch3	Break1	Break2
1	4.171	On	Off	Off	Off	On
2	2.340	On	Off	Off	On	Off
3	1.521	On	On	Off	Off	Off
4	1.149	On	Off	On	Off	Off
5	0.867	Off	On	On	Off	Off
6	0.691	Off	Off	On	On	Off
R		Off	On	Off	Off	On

Schimbarea treptelor de viteze este guvernată de elementul **Gear Pattern**, care definește combinațiile de elemente necesare pentru selectarea fiecărei trepte de viteză.

Intrarea transmisiei este realizată de elementul **Flange Engine**, iar ieșirea transmisiei către roțile motoare este asigurată de elementul **Flange Vehicle**. Aceste elemente formează un lanț cinematic modular, în care fiecare treaptă de viteză este realizată printr-o combinație specifică de ambreiaje activate și frâne aplicate. Datele inițiale pentru elementul **Flange** sunt prezentate în tabelul 4.4.

Tabel 4.4 Datele inițiale pentru elementul Flange

Flange	Flange Engine	Flange Vehicle
Type	Flange	Flange
Control variable	Torque	Torque
Results in online monitor	Off	Off
Data bus channels as results	Off	Off
Moment of inertia (kgm ²)	0.1	5

Angrenajul planetar (**Planetary Gear**) este utilizat în aplicații cu moment motor mare și viteză unghiulară mică și își poate modifica ușor raportul transmisiei prin modificarea configurației angrenajului purtător și a angrenajului solar (tabelul 4.5).

Tabel 4.5 Datele inițiale pentru elementul Planetary Gear

Planetary Gear	1	2	3
Kind of gear set	Planetary gear set		Double pinion
Lock	Unlocked		
Transmission loss	Deactivated		
Off	Off		
Off	Off		
Input mode	Number of teeth		
Number of teeth sun gear	37	38	31
Number of teeth ring gear	71	85	85
Moment of inertia planet carrier [kgm ³]	0.02	0.02	0.02
Moment of inertia sun gear [kgm ³]	0.01	0.01	0.01
Moment of inertia ring gear [kgm ³]	0.03	0.03	0.03

Datele inițiale pentru elementul **Clutch** sunt prezentate în tabelul 4.6.

Tabel 4.6 Datele inițiale pentru elementul Clutch/Break

Clutch	Clutch1	Clutch2	Clutch3	Break1	Break2
Model	Simple				
Control variable	Desired clutch release				
Initial conditions	Locked				
Moment of inertia in [kgm ³]	0	0	0	0	0
Moment of inertia out [kgm ³]	0	0	0	0	0
Maxim transferable torque [Nm]	140	100	200	140	120
Pressure force clutch on [N]	5000	5000	5000	5000	5000
Pressure force clutch off [N]	0	0	0	0	0
Thermal model type	Defined temperature				
Solid temperature [°C]	25	25	25	25	25

Datele inițiale pentru elementul **Shaft** sunt prezentate în tabelul 4.7.

Tabel 4.7 Datele inițiale pentru elementul Shaft

Shaft	Setări
Coupling mode	Rigid
Set initial speed	On
Initial speed [rpm]	0
Moment of inertia [kgm ²]	0

Harta generală (**Map**) definește caracteristicile pentru consumul de combustibil corelat cu regimul de funcționare al motorului. Transmiterea informațiilor se realizează pe magistrala **Data Bus Connection**.

Harta cu mai multe coloane MCM (**Multi Column Map**) permite definirea unor date de intrare care partajează variabile independente comune pentru a facilita gestionarea a datelor de testare bazate pe timp. Datele inițiale utilizate pentru definirea caracteristicii de schimbare a treptelor de viteze (**MCM Shifting Pattern**) sunt prezentate în tabelul 4.8 și în figura 4.4.

Tabel 4.8 Caracteristica de schimbare a treptelor de viteze (Shifting Pattern)

Shifting Pattern				Setări	
Evaluation mode				Co-simulation	
Input is time				Off	
Results in online monitor				Off	
Data bus channels as results				Off	
Interpolation settings				Linear	
Extrapolation settings				Constant	
Time [s]	Clutch1	Clutch2	Clutch3	Break1	Break2
0	0	1	1	1	0
3	0	1	1	1	0
5	0	1	1	0	1
10	0	1	1	0	1
12	0	0	1	1	1
22	0	0	1	1	1
24	0	1	0	1	1
33	0	1	0	1	1
35	1	0	0	1	1
46	1	0	0	1	1
48	1	1	0	0	1
50	1	1	0	0	1

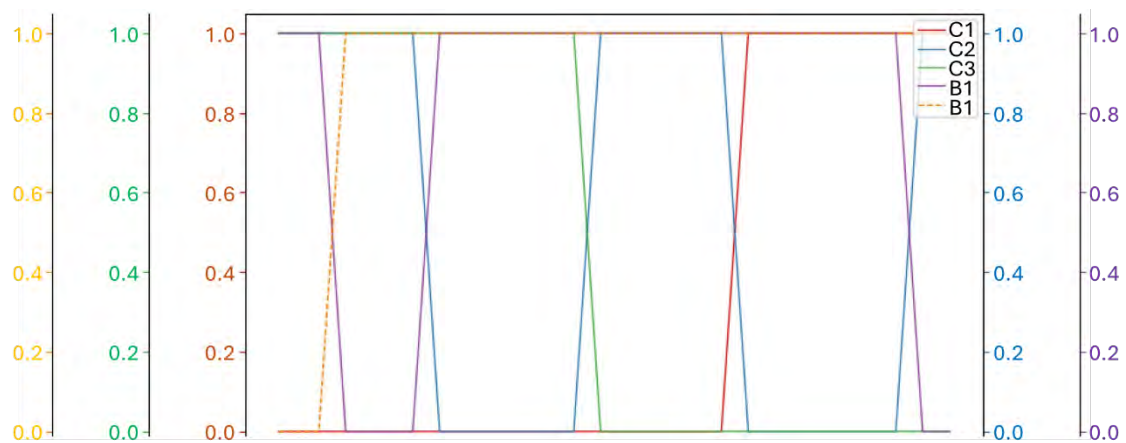


Figura 4.4 Caracteristica de schimbare a treptelor de viteze [Shifting Pattern]

Datele inițiale pentru elementul **Time C-Function** sunt prezentate în tabelul 4.9.

Tabel 4.9 Datele inițiale pentru elementul Time C-Function

Time C-Function				Setări	
Evaluation mode				Co-simulation	
Output after every simulation step				From output	
Component step size				From master	
/*double realTime;*/ y[0]=realTime;					
Channel	Name	Unit	Variable	Minimum	Maximum
Output	Time	s	y(0)	-1e+111	1e+111

Datele inițiale pentru **Time Dilation C-Function** sunt prezentate în tabelul 4.10.

Tabel 4.10 Datele inițiale pentru elementul Time Dilation C-Function

Time Dilation C-Function				Setări	
Evaluation mode				Co-simulation	
Output after every simulation step				From output	
Component step size				From master	
/*double realTime;*/ TimeDilation(a[0]);					
Channel	Name	Unit	Variable	Minimum	Maximum
Input	Time dilation	-	a(0)	-1e+111	1e+111

Datele inițiale pentru elementul **Ratio C-Function** sunt prezentate în tabelul 4.11.

Tabel 4.11 Datele inițiale pentru elementul Ratio C-Function

Ratio C-Function			Setări		
Evaluation mode			Co-simulation		
Output after every simulation step			From output		
Component step size			From master		
/*double realTime;*/ if (a[1] != 0.) { y[0] = a[0] / a[1]; } else { y[0] = 0.; }					
Channel	Name	Unit	Variable	Minimum	Maximum
Input	Engine speed	rpm	a(0)	-1e+111	1e+111
Input	Vehicle speed	rpm	a(1)	-1e+111	1e+111
Output	Ratio	-	y(0)	-1e+111	1e+111

Datele inițiale pentru elementul **Gear C-Function** sunt prezentate în tabelul 4.12.

Tabel 4.12 Datele inițiale pentru elementul Gear C-Function

Gear C-Function	Setări
Evaluation mode	Co-simulation
Output after every simulation step	From output
Component step size	From master
Execution code	
<pre>double C1 = a[0]; double C2 = a[1]; double C3 = a[2]; double B1 = a[3]; double B2 = a[4]; double EPS = 1.e-3; if (C1<EPS && B2<EPS) y[0] = 1; if (C1<EPS && B1<EPS) y[0] = 2; if (C1<EPS && C2<EPS) y[0] = 3; if (C1<EPS && C3<EPS) y[0] = 4; if (C2<EPS && C3<EPS) y[0] = 5;</pre>	

if (C3<EPS && B1<EPS) y[0] = 6;					
Channel	Name	Unit	Variable	Minimum	Maximum
Input	C1	-	a(0)	-1e+111	1e+111
Input	C2	-	a(1)	-1e+111	1e+111
Input	C3	-	a(2)	-1e+111	1e+111
Input	B1	-	a(3)	-1e+111	1e+111
Input	B2	-	a(4)	-1e+111	1e+111
Output	Actual gear	-	y(0)	-1e+111	1e+111

Datele inițiale pentru elementul **Constants** sunt prezentate în tabelul 4.13.

Tabel 4.13 Datele inițiale pentru elementul Constants

Constants	Unit	Value
0	-	0
1	-	1
40	-	40
-5	-	-5

Datele inițiale pentru elementul **Monitor** sunt prezentate în tabelul 4.14.

Tabel 4.14 Datele inițiale pentru elementul Monitor

Name		Unit	Default	Minimum	Maximum
Clutch1 release	Inputs	-	0	0	1
Clutch2 release	Inputs	-	0	0	1
Clutch3 release	Inputs	-	0	0	1
Brake1 release	Inputs	-	0	0	1
Brake2 release	Inputs	-	0	0	1
Ratio	Inputs	-	0	0	50
Gear	Inputs	-	0	0	8
Engine speed	Inputs	rpm	0	0	6000
Vehicle speed	Inputs	rpm	0	0	6000
Vehicle acceleration	Inputs	rad/s ²	0	0	30
Time dilation	Output	-	2	0	4

Funcționarea modelului este controlată pe magistrala **Data Bus Connections** (tabelul 4.15) în funcție de sarcina și turația motorului stabilite în **Cockpit**.

Tabel 4.15 Conexiunile pe magistrala Data Bus Connections

Element 1	Port	Element 2	Port
Brake1	Desired clutch release	MCM Shifting patern	B1
Brake1	Actual clutch release	FCN Gear	B1
Brake2	Desired clutch release	MCM Shifting patern	B2
Brake2	Actual clutch release	FCN Gear	B2
Clutch1	Desired clutch release	MCM Shifting patern	C1
Clutch1	Actual clutch release	FCN Gear	C1
Clutch2	Desired clutch release	MCM Shifting patern	C2
Clutch2	Actual clutch release	FCN Gear	C2
Clutch 3	Desired clutch release	MCM Shifting patern	C3
Clutch3	Actual clutch release	FCN Gear	C3
Flange engine	Flange torque	Constants	40
Flange vehicle	Flange torque	Constants	-5

După rularea simulărilor computerizate pentru modelul virtual **Six Speed Automatic Transmission Planetary C11014** în modul **Single Calculation** au fost înregistrate următoarele rezultate (figura 4.5 și figura 4.6).

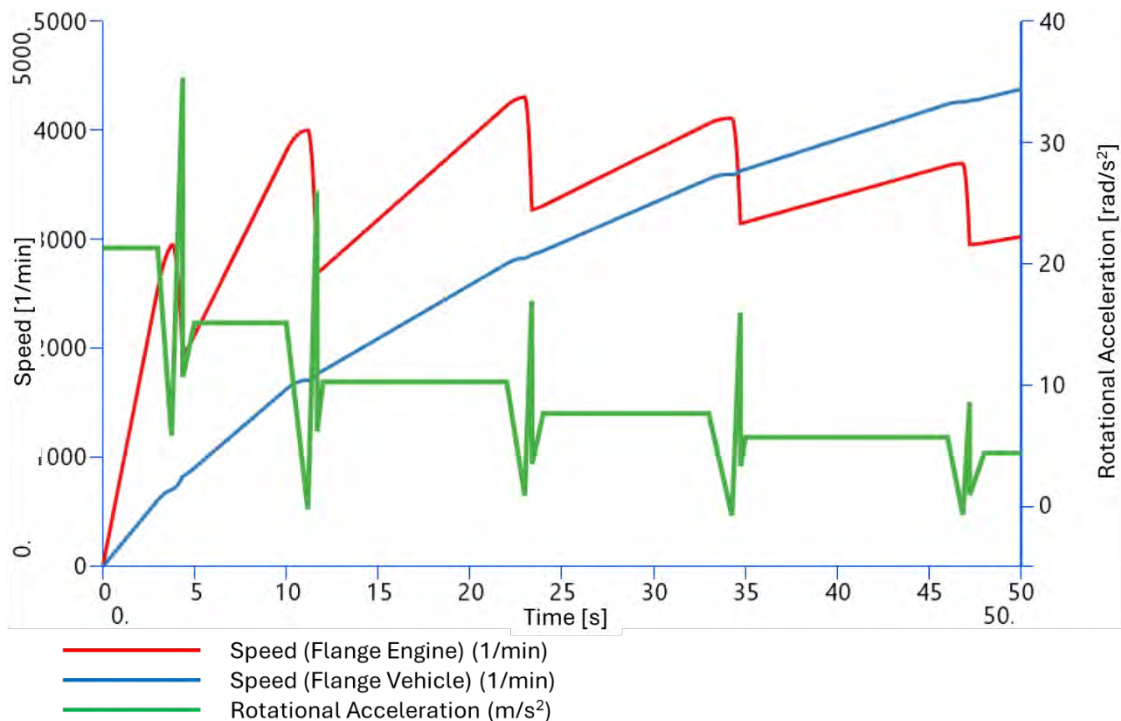


Figura 4.5 Modelul virtual Six Speed Automatic Transmission Planetary C11014 (1)

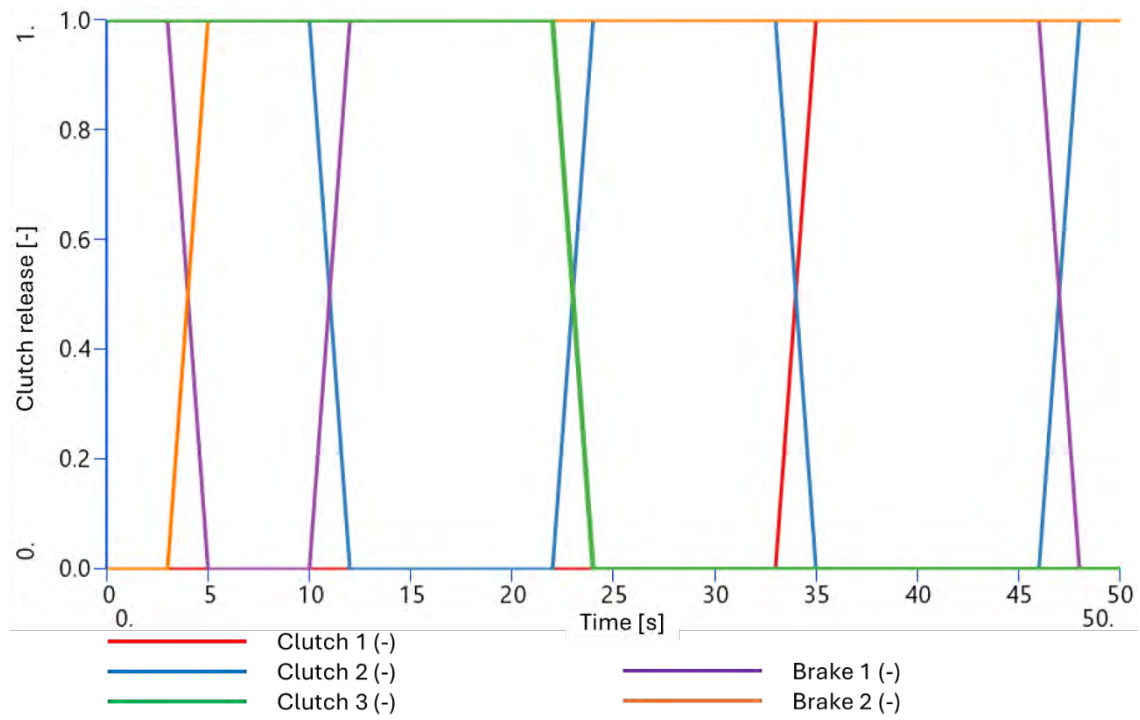


Figura 4.6 Modelul virtual Six Speed Automatic Transmission Planetary C11014 (2)

4.3.3 Modelul virtual Automatic FWD Advanced Transmission C11035

Modelul virtual **Automatic FWD Advanced Transmission C11035** (figura 4.7) este dezvoltat în aplicația de simulare computerizată **AVL CRUISE™ M** și reprezintă un sistem de propulsie cu o transmisie complexă bazată pe angrenaje planetare PG (**Transmission Planetary Gear**).

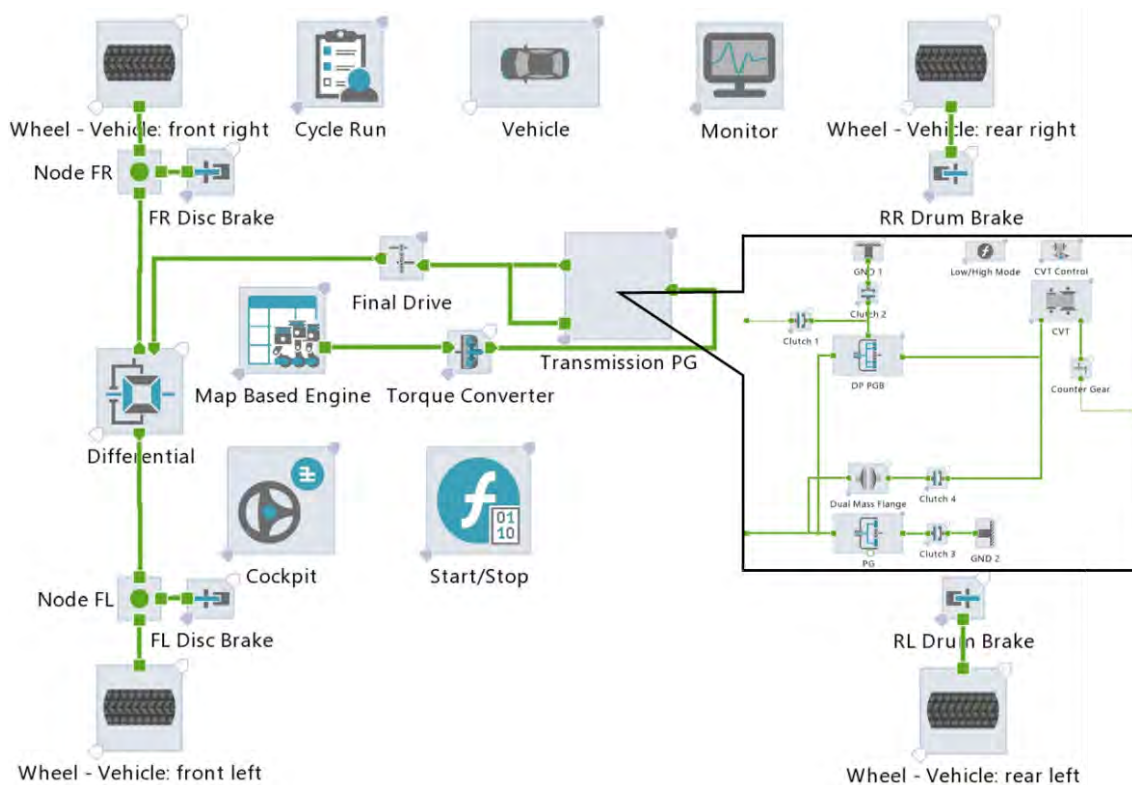


Figura 4.7 Modelul virtual Automatic FWD Advanced Transmission C11035 [AVL CRUISE™ M]

Modelul prezintă configurația unui sistemului de propulsie, care include un element **Map Based Engine**, un element **Torque Converter** și o transmisie planetară PG (**Transmission Planetary Gear**). Funcția **Start/Stop** oprește automat motorul în fazele de staționare.

Transmisia planetară este formată dintr-un element CVT (**Continuously Variable Transmission**), două elemente **Planetary Gear**, patru elemente **Clutch** și un element **Dual Mass Flange**. Funcționarea transmisiei planetare este controlată de elementul **CVT Control** în funcție de viteza și de sarcina autovehiculului.

Angrenajele planetare permit simularea funcționării autovehiculului într-un regim de viteză redusă, respectiv într-un regim de viteză mare de deplasare prin intermediul elementului **Low/High Speed C-Function**. Angrenajul planetar

superior este de tip **Double Pinion Gear Set**, iar angrenajul planetar inferior este de tip **Planetary Gear Set**.

Tranziția de la modul **High** la modul **Low** se realizează cu ajutorul unei flanșe cu masă dublă (**Dual Mass Flange**) și a unui set de elemente **Clutch**.

Datele inițiale pentru elementul **Map Based Engine** sunt prezentate în tabelul 4.16.

Tabel 4.16 Datele inițiale pentru elementul Map Based Engine

Map Based Engine	Setări
Fuel consumption map unit	Expressed as mass flow
Results in online monitor	Off
Data bus channels as results	Off
Engine type	Reciprocating 4 stroke
Transient model	None
Friction model	Off
Control mode	Load controlled
Zero load criteria	0 Load to motoring torque
Full load gear dependent	Off
Fuel shut off	Off
Fuel type	Gasoline.bgp
Fuel specific carbon content [-]	0.87591
Fuel's lower heat value of combustion [kJ/kg]	43500
Fuel's density [kg/m ³]	748
Programs	Basic programs
Number of active cylinders	4
Use data bus exhaust proportion of waste energy	Off
Exhaust proportion of waste energy [-]	0.5
Plant characteristics [Speed/Torque/BSFC]	3D Characteristic
Motoring [Speed/Torque]	2D Characteristic
Full load torque [Speed/Torque]	2D Characteristic
Fuel consumption [Speed/Torque/Consumption]	3D Characteristic
Control type	Internal
Use data bus idle speed	Off
Engine idle speed [1/min]	850
Load limit	1
Internal idle type	Calculated
Gain	High
Consider extra inertia	Off

Engine displacement [cm ³]	2478
Number of cylinders	4
Engine inertia [kgm ³]	0.12
Extra inertia from auxiliaries [kgm ³]	0
Engine stall speed [1/min]	500
Engine maximum speed [1/min]	6000
Delta statistic friction [Nm]	0.1
Thermal model type	Defined temperature
Solid temperature [°C]	25

Datele inițiale pentru elementul **Torque Converter** sunt prezentate în tabelul 4.17.

Tabel 4.17 Datele inițiale pentru elementul Torque Converter

Torque Converter	Setări
Lock-up clutch dynamic mode	Off
Input mode	Torque conversion
Lock-up clutch friction model	Linear
Moment of inertia of pomp with oil [kgm ²]	0.016
Moment of inertia of turbine with oil [kgm ²]	0.011
Lock-up clutch maximum torque [Nm]	130
Reference speed [1/min]	2000
Torque conversion temperature [°C]	20
Torque conversion [Speed/Torque Ratio/Pump Torque]	3D Characteristic

Datele inițiale pentru **Final Drive (Counter Gear)** sunt prezentate în tabelul 4.18.

Tabel 4.18 Datele inițiale pentru elementul Final Drive Counter Gear

Final Drive Counter Gear	Setări
Torque loss speed dependent	Off
Transmission loss	Deactivated
Ratio type	Transmission ratio
Ratio [-]	1.1
Moment of inertia in [kgm ³]	0.01
Moment of inertia out [kgm ³]	0.01

Elementul CVT (**Continuously Variable Transmission**) modifică raportul de transmisie continuu între o valoare minimă și maximă pentru un număr infinit de

rapoarte de transmitere a mișcării. Modelul virtual de autovehicul are în componența sistemului de transmisie două elemente CVT1 care are rolul de transmisie continuă variabilă, respectiv CVT2 care are rolul de volantă cu masă dublă (**Dual Mass Flange**). Datele inițiale pentru elementul **Continuously Variable Transmission** sunt prezentate în tabelul 4.19.

Tabel 4.19 Modelul pentru elementul CVT (Continuously Variable Transmission)

Continuously Variable Transmission	CVT1			CVT2		
Power transmission	Without slip			Without slip		
Torque loss speed dependent	Off			Off		
Transmission loss	Efficiency			Efficiency		
Ajustment time type	Fixed value			Fixed value		
Ajustment time (s)	2			2		
Minimum ratio (-)	0.85			0.85		
Maximum ratio (-)	3.85			3.85		
Moment of inertia in (kgm ³)	0.03			0.03		
Moment of inertia out (kgm ³)	0.03			0.03		
Transmission ratio (-)	0.85	2	3.85	0.85	2	3.85
Efficiency (-)	0.85	0.9	0.92	0.85	0.9	0.92

Datele inițiale pentru elementul **Low/High Speed** sunt prezentate în tabelul 4.20.

Tabel 4.20 Datele inițiale pentru elementul Low/High Speed C-Function

Low/High Speed C-Function	Setări
Evaluation mode	Co-simulation
Output after every simulation step	From output
Component step size	From master
<pre> /*****VA- RIABLES*****/ #define vehicleVel a[0] #define omegaFrontSun a[1] #define omegaRearSun a[2] #define speedIn a[3] #define speedOut a[4] #define desMode y[0] #define desClRel1 y[1] #define desClRel2 y[2] </pre>	

```

#define desClRel3      y[3]
#define desClRel4      y[4]
#define speedRatio      y[5]
#define subtransmissionRatio y[6]
/*****OPERATION*****/
if(vehicleVel < 20) {desMode = 1;}           // 1 = Low
else      {desMode = 2;}           // 2 = High
if (desMode == 1)
{
    desClRel1 = 1;
    desClRel2 = 1;
    desClRel3 = 0;
    desClRel4 = 0;
}
else
{
    desClRel1 = 0;
    desClRel2 = 1;
    desClRel3 = 1;
    desClRel4 = 1;
}
if(speedOut > 0.1) {subtransmissionRatio = speedIn / speedOut;}
else      {subtransmissionRatio = 0;}
speedRatio = ratio(omegaFrontSun, omegaRearSun);

```

Auxiliary functions

```

/*
In Cruise M it is not possible to analyse rotating shafts,
so this function allows the calculation of the missing
rotation by means the well known Willis Formula:
      omegaRearSun - tau*omegaFrontSun
omegaPlanetCarrier = -----
                1 - tau
*/
double ratio(double omegaFrontSun, double omegaRearSun)
{
    double zFrontSun = 28;
    double zFrontInner = 19;
    double zFrontOuter = 21;

```

<pre> double zRearPlanet = 21; double zRearSun = 23; double tau; double ratio; double cruiseRatio; tau = (-zFrontSun/zFrontInner)*(-zFrontInner/zFrontOuter)*(-zRearPlanet/zRearSun); cruiseRatio = 0; if(omegaFrontSun > 0) { cruiseRatio = (1 - tau) / ((omegaRearSun / omegaFrontSun) - tau); // speedRatio = omegaFrontSun / omegaPlanetCarrier } return cruiseRatio; } </pre>					
Channel	Name	Unit	Variable	Minimum	Maximum
Input	Vehicle velocity	km/h	a(0)	-1e+111	1e+111
Input	Front sun speed	rad/s	a(1)	-1e+111	1e+111
Input	Rear sun speed	rad/s	a(2)	-1e+111	1e+111
Input	Speed in	1/min	a(3)	-1e+111	1e+111
Input	Speed out	1/min	a(4)	-1e+111	1e+111
Output	Desired mode	-	y(0)	-1e+111	1e+111
Output	Desired clutch release 1	-	y(1)	-1e+111	1e+111
Output	Desired clutch release 2	-	y(2)	-1e+111	1e+111
Output	Desired clutch release 3	-	y(3)	-1e+111	1e+111
Output	Desired clutch release 4	-	y(4)	-1e+111	1e+111
Output	Speed ratio	-	y(5)	-1e+111	1e+111
Output	Subtransmission ratio	-	y(6)	-1e+111	1e+111

Datele inițiale pentru elementul **CVT Control** sunt prezentate în tabelul 4.21.

Tabel 4.21 Datele inițiale pentru elementul CVT Control

CVT Control	Setări
Control value	Transmission ratio
Load signal time constant [s]	0.5
Velocity time constant [s]	0.5
Desire transmission ratio [Velocity/Load signal/Ratio]	3D Characteristic

Desire clutch release [Speed/Load/Clutch release]	3D Characteristic
---	-------------------

Datele inițiale pentru elementul **Planetary Gear** sunt prezentate în tabelul 4.22.

Tabel 4.22 Datele inițiale pentru elementul Planetary Gear

Planetary Gear	1	2
Kind of gear set	Planetary gear set	Double pinion
Lock	Unlocked	Unlocked
Transmission loss	Deactivated	Deactivated
Input mode	Number of teeth	Number of teeth
Number of teeth sun gear	23	28
Number of teeth ring gear	65	76
Moment of inertia planet carrier [kgm ³]	0.01	0.01
Moment of inertia sun gear [kgm ³]	0.01	0.01
Moment of inertia ring gear [kgm ³]	0.01	0.01

Datele inițiale pentru elementul **Clutch** sunt prezentate în tabelul 4.23.

Tabel 4.23 Datele inițiale pentru elementul Clutch

Clutch	Clutch1	Clutch2	Clutch3	Clutch4
Model	Simple	Simple	Simple	Simple
Control variable	Desired clutch release			
Initial conditions	Unlocked			
Moment of inertia in [kgm ³]	0.01	0.01	0.01	0.01
Moment of inertia out [kgm ³]	0.01	0.01	0.01	0.01
Maxim transferable torque [Nm]	2000	2000	2000	2000
Pressure force clutch on [N]	5000	5000	5000	5000
Pressure force clutch off [N]	0	0	0	0
Solid temperature [°C]	25	25	25	25

Elementul **Mechanical Ground** este utilizat pentru a realiza o conexiune solidă între diverse elemente mecanice și șasiul autovehiculului sau pentru a realiza un nod mecanic între diverse elemente mecanice. Datele inițiale pentru elementul **Mechanical Ground** sunt prezentate în tabelul 4.24.

Tabel 4.24 Datele inițiale pentru elementul Mechanical Ground

Mechanical Ground	GND1	GND2
Type	Mechanical ground	

Datele inițiale pentru elementul **Final Drive** sunt prezentate în tabelul 4.25.

Tabel 4.25 Datele inițiale pentru elementul Final Drive

Final Drive	Setări
Transmission loss	Efficiency
Ratio type	Transmission ratio
Ratio [-]	3.4
Moment of inertia in [kgm ³]	0.01
Moment of inertia out [kgm ³]	0.01
Efficiency	0.95

Datele inițiale pentru elementul **Differential** sunt prezentate în tabelul 4.26, iar datele inițiale pentru elementul **Brake** sunt prezentate în tabelul 4.27.

Tabel 4.26 Datele inițiale pentru elementul Differential

Differential	Setări
Differential lock	Unlocked
Transmission loss	Deactivated
Moment of inertia in [kgm ³]	0.01
Moment of inertia out1 [kgm ³]	0.01
Moment of inertia out 2 [kgm ³]	0.01
Torque split factor [-]	1

Tabel 4.27 Datele inițiale pentru elementul Brake

Brake	FR	FL	RR	RL
Dynamic mode	Off			
Control variable	Brake Pressure			
Brake piston surface [mm ²]	1700	1700	400	400
Friction coefficient [-]	0.22	0.22	0.22	0.22
Specific brake factor [-]	1	1	2.7	2.7
Effective friction radius [mm]	110	110	95	95
Efficiency [-]	0.99	0.99	0.98	0.98

Moment of inertia [kgm ³]	0.04	0.04	0.04	0.04
---------------------------------------	------	------	------	------

Datele inițiale pentru elementul **Wheel** sunt prezentate în tabelul 4.28.

Tabel 4.28 Datele inițiale pentru elementul Wheel

Wheel	Setări			
Vehicle wheel location	Front Right	Front Left	Rear Right	Rear Left
Dynamic rolling radius	Constant value			
Slip	Deactivated			
Rolling resistance model	Standard			
Rolling resistance factor velocity dependent [driving resistance physical]	On			
Rolling resistance correction wheel load dependent	Off			
Rolling resistance correction tire pressure dependent	Off			
Rolling resistance correction temperature dependent	Off			
Moment of inertia [kgm ³]	1.75	1.75	1.75	1.75
Friction coefficient of tire [-]	0.95	0.95	0.95	0.95
Reference wheel load [N]	2200	2200	2200	2200
Wheel load correction coefficient	0.018	0.018	0.018	0.018
Static rolling radius [mm]	260	260	260	260
Dynamic rolling radius [mm]	264	264	264	264
Rolling resistance factor	2D Characteristic			

Datele inițiale pentru **Start/Stop C-Function** sunt prezentate în tabelul 4.29.

Tabel 4.29 Datele inițiale pentru elementul Start/Stop C-Function

Start/Stop C-Function				Setări	
Evaluation mode				Co-simulation	
Results in online monitor				Off	
Data bus channels as results				Off	
Output after every simulation step				From output	
Component step size				From master	
if((Velocity==0) && (Signal==0)) {Switch=0;}					
else {Switch=1;}					
Channel	Name	Unit	Variable	Minimum	Maximum
Input	Vehicle velocity	m/s	velocity	-1e+111	1e+111
Input	Load signal	-	load_signal	-1e+111	1e+111

Output	Engine switch	-	engine_switch	-2	2
--------	---------------	---	---------------	----	---

Datele inițiale pentru elementul **Cockpit** sunt prezentate în tabelul 4.30.

Tabel 4.30 Datele inițiale pentru elementul Cockpit

Cockpit	Setări	
Cockpit mode	Automatic	
Accelerator pedal selection	Characteristic	
Kick down signal	Off	
Results in online monitor	Off	
Data bus channels as results	Off	
Number of gears forward	5	
Number of gears reverse	1	
Accelerator pedal characteristic	2D Characteristic	
Brake pedal characteristic	2D Characteristic	
Accelerator pedal travel [%]	0	100
Load signal [%]	0	100
Brake pedal travel [%]	0	100
Brake pressure [bar]	0	180

Datele inițiale pentru elementul **Monitor** sunt prezentate în tabelul 4.31.

Tabel 4.31 Datele inițiale pentru elementul Monitor

Name		Unit	Default	Minimum	Maximum
Vehicle acceleration	Inputs	m/s ²	0	-1e+111	1e+111
Vehicle velocity	Inputs	km/h	0	-1e+111	1e+111
Vehicle distance	Inputs	m	0	-1e+111	1e+111
Engine load signal	Inputs	-	0	-1e+111	1e+111
Engine speed	Inputs	1/min	0	-1e+111	1e+111
Fuel consumption	Inputs	g/s	0	-1e+111	1e+111
Low/High Mode	Inputs	-	0	-1e+111	1e+111
Subtransmission ratio	Inputs	-	0	-1e+111	1e+111

Datele inițiale pentru elementul **Vehicle** sunt prezentate în tabelul 4.32.

Tabel 4.32 Datele inițiale pentru elementul Vehicle

Vehicle	Setări		
Front axle load limited	On		
Lifting effect consideration	On		
Cornering	Off		
Road gradient from data bus	Off		
PFA activation	Off		
Hitch forces from data bus	Off		
Velocity prescription	None		
Results in online monitor	Off		
Data bus channels as results	Off		
Driving resistance selection	Physical		
Distance from hitch to front axle [mm]	3000		
Wheelbase [mm]	2300		
Height of support point at bench test [mm]	100		
Load state	Empty	Half	Full
Additional load [kg]	100		
Number of passengers [-]	0		
Weight per passenger [kg]	0		
Volume [m ³]	0		
Load density [kg/m ³]	0		
Distance of gravity center Empty/Half/Full [mm]	920	930	940
Height of gravity center Empty/Half/Full [mm]	540	535	529
Height of hitch Empty/Half/Full [mm]	415	405	397
Curb weight [kg]	910		
Gross weight [kg]	1350		
Location	Roadway		
Frontal area [m ²]	1.72		
Drag input mode	Drag coefficient		
Drag coefficient [-]	0.33		
Lift coefficient front axle [-]	0.028		
Lift coefficient rear axle [-]	0.01		

Ciclul de simulare (**Cycle Run**) are rolul de a defini sarcinile de simulare pentru evaluarea consumului de combustibil și a emisiilor poluante, analiza fluxului de

energie, distribuția pierderilor și comportamentul tranzitoriu al componentelor în cadrul unui profil de conducere prestabilit și este format din următoarele elemente:

1. **Profile** (tabelul 4.33, figura 4.8) care conține caracteristicile traseului și caracteristicile de deplasare pe baza cărora se realizează simularea (**Driving Cycle**).

Tabel 4.33 Datele inițiale pentru elementul Profile

Profile	Setări
Type	Profile time
Define profile	Driving Cycle

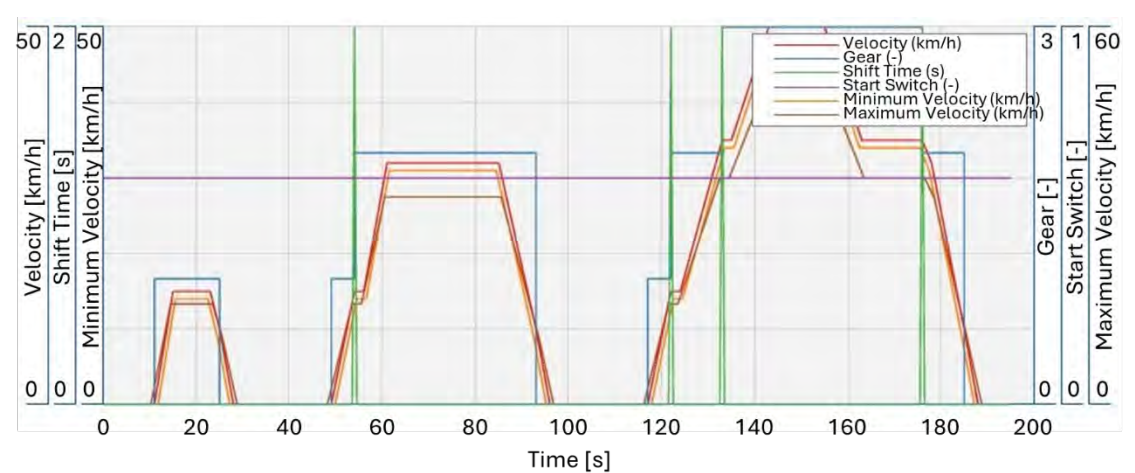


Figura 4.8 Caracteristicile profilului de deplasare (Profile)

2. **Driver** (tabelul 4.34) care conține caracteristicile comportamentale ale conducătorului auto (**Driver Behavior**).

Tabel 4.34 Datele inițiale pentru elementul Driver

Driver	Setări
Define driver	Standard
Driver control	Closed loop
Velocity control	PI control
Clutch control	Deactivated
Shift points	From data bus
Proportional parameter [-]	1
Integral parameter [1/s]	0.5

3. **Environment** (tabelul 4.35) care conține caracteristicile mediului înconjurător, coeficienții de frecare, respectiv profilul de altitudine a traseului.

Tabel 4.35 Datele inițiale pentru elementul Environment

Environment	Setări
Define environment	Standard
Road slope selection	Altitude
Air properties defined by	Air density
Ambient temperature and humidity based on	Distance
Distance [m]	0
Temperature [°C]	20
Relative humidity [-]	0.65
Air density based on	Distance
Distance [m]	0
Air density [kg/m ³]	1.19
Distance [m]	0
Friction coefficient [-]	1
Distance [m]	0
Altitude [m]	0

Funcționarea modelului este controlată pe magistrala **Data Bus Connections** care definește conexiunile elementelor modelului virtual pentru transmiterea semnalelor de date (tabelul 4.36) în funcție de sarcina și turația motorului stabilite în elementul **Cockpit**.

Tabel 4.36 Conexiunile pe magistrala Data Bus Connections

Element 1	Port	Element 2	Port
Cockpit	Accelerator pedal	Driver	Accelerator pedal
Cockpit	Brake pedal travel	Driver	Brake pedal
Cockpit	Desired gear	Driver	Desired gear
Cockpit	Start switch	Driver	Start switch
Driver	Desired velocity	Profile	Desired velocity
Driver	Current velocity	Vehicle	Velocity
Driver	Desired gear	Profile	Desired gear
Driver	Start switch	Profile	Start switch
Environment	Distance	Vehicle	Distance

Front disk brake	Brake pressure	Cockpit	Brake pressure
Front disk brake	Brake pressure	Cockpit	Brake pressure
Map Based Engine	Engine switch	Start/Stop	Engine switch
Map Based Engine	Load demand	Cockpit	Load signal
Rear disk brake	Brake pressure	Cockpit	Brake pressure
Rear disk brake	Brake pressure	Cockpit	Brake pressure
Start/Stop	Vehicle velocity	Vehicle	Velocity
Start/Stop	Load signal	Cockpit	Load signal
Transmission PG	Vehicle velocity	Vehicle	Velocity
Transmission PG	Velocity	Vehicle	Velocity
Transmission PG	Load signal	Cockpit	Load signal
Transmission PG	Speed out	Final drive	Input speed
Clutch 1	Desired clutch	Low/high	Desired clutch 1
Clutch 2	Desired clutch	Low/high	Desired clutch 2
Clutch 3	Desired clutch	Low/high	Desired clutch 3
Clutch 4	Desired clutch	Low/high	Desired clutch 4
CVT	Transmission ratio	CVT Control	Transmission ratio
CVT Control	Velocity	Vehicle	Velocity
CVT Control	Load signal	Cockpit	Load signal
CVT Control	Current ratio	CVT	Current ratio
CVT Control	Speed	CVT	Output speed
CVT Control	Torque	CVT	Input torque
Dual mass flange	Transmission ratio	Low/high	Speed ratio
Low/high	Vehicle velocity	Vehicle	Velocity
Low/high	Front sun speed	Planetary 2	Speed (Sun gear)
Low/high	Rear sun speed	Planetary 1	Speed (Sun gear)
Low/high	Speed in	CVT	Output speed
Low/high	Speed out	Final drive	Input speed

După rularea simulărilor computerizate pentru modelul virtual **Automatic FWD Advanced Transmission C11035** în modul **Single Calculation** au fost înregistrate următoarele rezultate (figura 4.9 și figura 4.10).

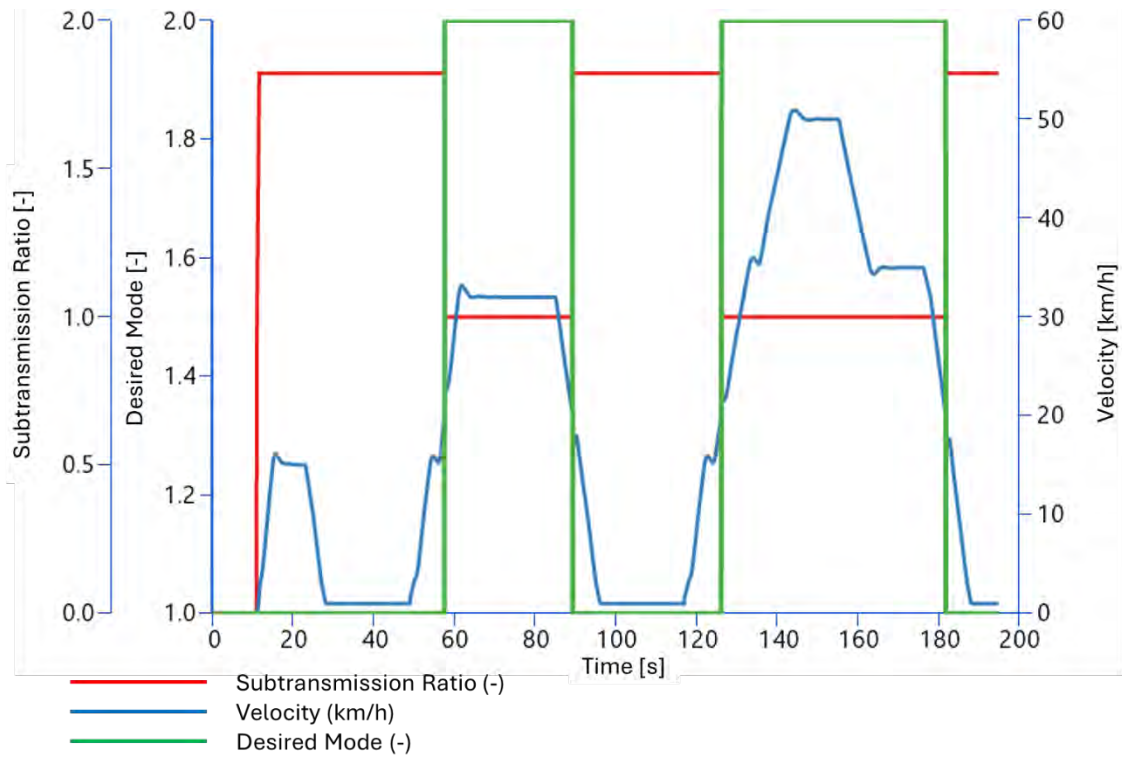


Figure 4.9 Modelul virtual Automatic FWD Advanced Transmission C11035 (1)

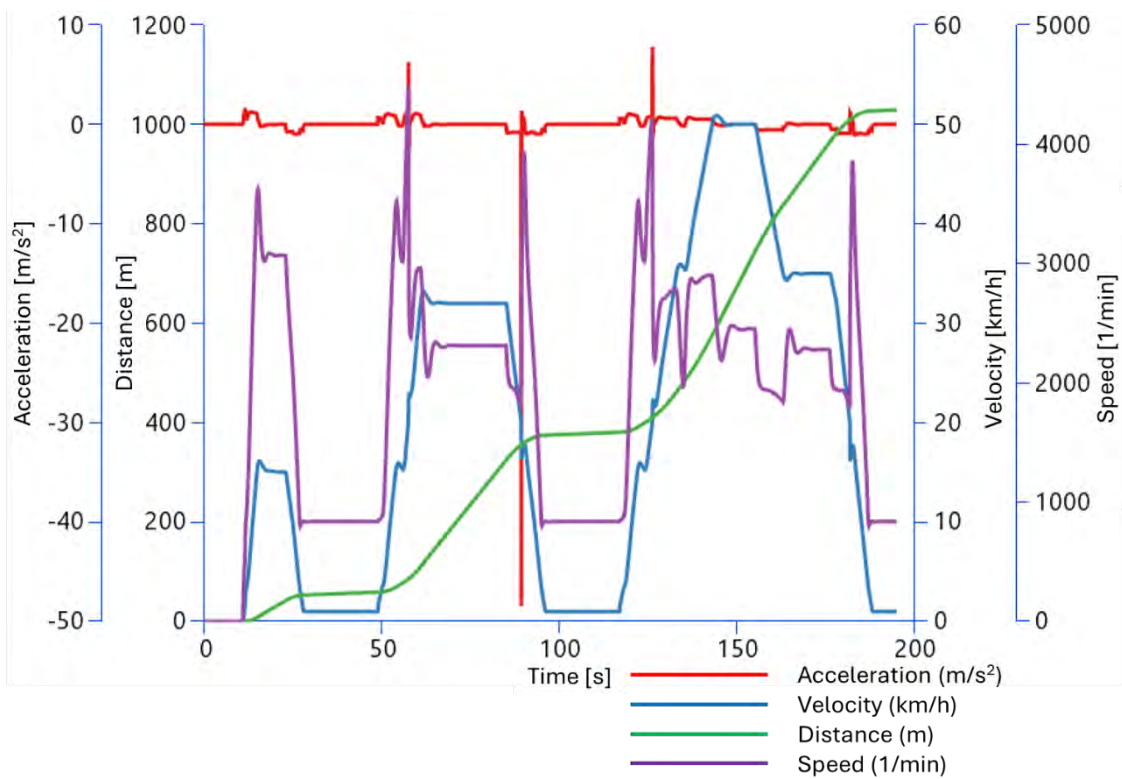


Figure 4.10 Modelul virtual Automatic FWD Advanced Transmission C11035 (2)

5 Transmisia continuă variabilă CVT (Continuously Variable Transmission)

5.1 Transmisia continuă variabilă - funcționare, modelare și parametrii de control

Transmisia continuă variabilă CVT (**Continuously Variable Transmission**) reprezintă un model avansat de cutie de viteze care poate să modifice continuu raportul de transmisie între două limite impuse constructiv, eliminând necesitatea treptelor fixe caracteristice transmisiilor clasice (figura 6.1). Prin acest mecanism funcțional, CVT permite obținerea unui număr teoretic infinit de rapoarte, asigurând o tranziție fluidă între valorile minime și maxime ale raportului de transmisie.

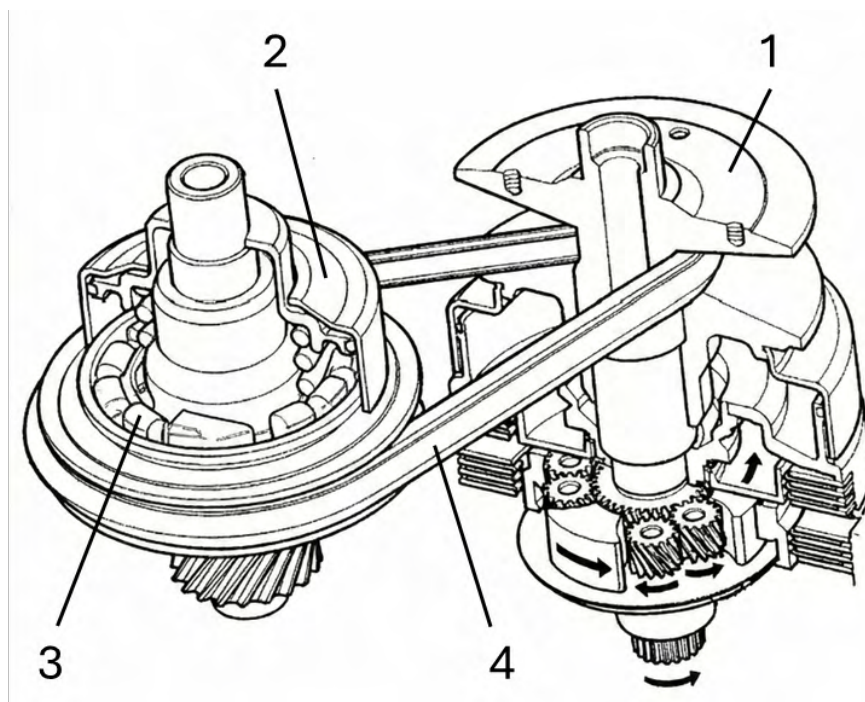


Figura 6.1 Transmisia continuă variabilă CVT [Gemini AI]

Transmisia continuă variabilă CVT este formată din următoarele elemente:

1. **fulia variabilă primară sau motoare (Primary Shaft)** este conectată la motor;
2. **fulia variabilă secundară sau condusă (Secondary)** este conectată la trenul de rulare. Atât fulia primară, cât și fulia secundară au în componență următoarele:
3. **conuri sau role centrifugale (Moveable Cones)** care sunt așezate față în față, unul fix iar celălalt mobil, diametral opuse. Conurile mobile se pot apropia sau

depărta de conurile fixe folosind presiunea hidraulică. Datorită conurilor centrifugale, fulia primară acționează opus față de fulia secundară (când una se strânge, cealaltă se lărgeste);

4. Cureaua de transmisie (**Drive Belt**) este elementul care leagă cele două fulii și are o secțiune transversală în formă de "V" pentru a se plia perfect pe pantele roților centrifugale.

Funcționarea transmisiei CVT se bazează pe variația continuă a celor două fulii:

- a. situația A este caracterizată de un moment motor mare la plecarea de pe loc, fulia primară având conurile depărtate iar cureaua fiind fixată adânc între cele două conuri și rulând pe un diametru foarte mic. Folia secundară având conurile apropiate cureaua fiind forțată să urce spre exterior între cele două conuri și rulând pe un diametru foarte mare;
- b. situația B este caracterizată de rulare la viteză de croazieră pe măsură ce autovehiculul accelerează, conurile mobile glisează, astfel la fulia principală conurile se apropie iar cureaua este împinsă în sus rulând pe un diametru mare, în timp ce la fulia secundară conurile se depărtează iar cureaua coboară între ele rulând pe un diametru mic.

Controlul CVT (**CVT Control**) este o modalitate de control a transmisiei în funcție de viteză și de sarcina autovehiculului, care facilitează controlul ambreiajului.

Transmisia continuă variabilă poate converti fiecare punct de pe curba de funcționare a motorului într-o curbă de funcționare proprie și fiecare curbă de funcționare a motorului într-un interval de funcționare în câmpul condițiilor potențiale de conducere. Avantajul său față de transmisiile convenționale cu raport fix constă în potențialul de îmbunătățire a performanțelor și a economiei de combustibil, reducând în același timp emisiile poluante.

Avantajele funcționale ale unei transmisii CVT sunt următoarele:

1. optimizarea punctului de funcționare al motorului corelând fiecare punct de pe harta de funcționare a motorului cu un punct optim de pe harta de funcționare a transmisiei, asigurând controlul asupra regimului de turație;
2. îmbunătățirea performanțelor dinamice ale autovehiculului prin schimbarea lină a raportului de transmisie care permite un răspuns rapid la comenzile de schimbare a stării de rulare și o accelerare mai fluidă;
3. reducerea consumului de combustibil și a emisiilor poluante prin evitarea regimurilor de funcționare cu eficiență scăzută;
4. asigurarea unui confort sporit în conducerea autovehiculului prin absența schimbărilor bruște a treptelor de viteză, care determină o experiență de conducere mai lină, fără întreruperi în transmisia lanțului cinematic.

5.2 Transmisia continuă variabilă – modelul matematic

Transmisia continuă variabilă CVT este o transmisie automată care oferă o gamă continuă de rapoarte de transmisie, în loc de trepte fixe, utilizând două mecanisme de tip scripete și o curea sau un lanț (figura 5.2). Transmisia continuă variabilă permite funcționarea motorului la cea mai redusă turație și la cea mai mare sarcină, evitând parțial zona de eficiență scăzută a hărții 3D a motorului.

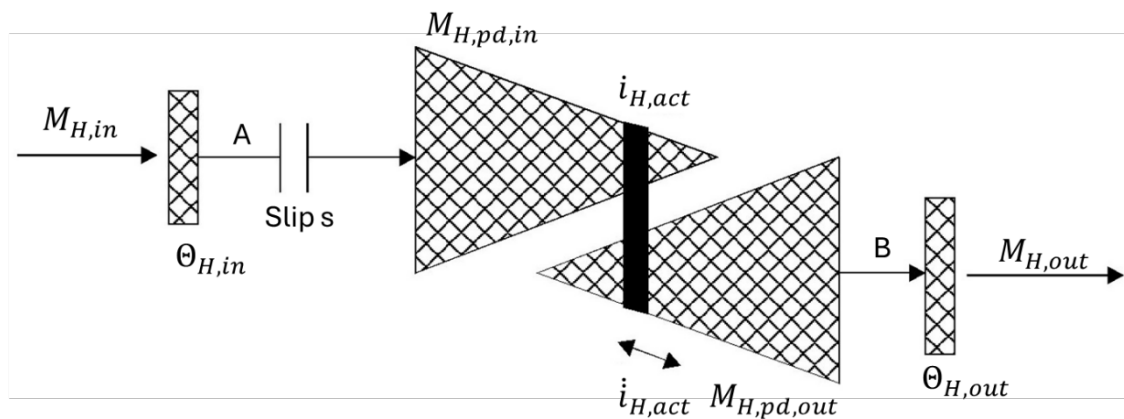


Figura 6.2 Diagrama de funcționare a transmisiei CVT [AVL CRUISE™ M]

Pentru determinarea raportului de transmisie, la selectarea vitezei unghiulare se ia în considerare raportul dintre transmisia selectată și cea curentă [1]:

$$\Delta i_{H,actual} = i_{H,required} - i_{H,actual} \quad (5.1)$$

unde: $\Delta i_{H,actual}$ este raportul dintre transmisia selectată și transmisia curentă, $i_{H,required}$ este raportul de transmisie selectat, respectiv $i_{H,actual}$ este raportul de transmisie curent.

În modelarea alunecării în transmisia CVT, pe baza raportului de transmisie real, alunecarea curentă $s_{H,actual}$ se calculează din următoarea relație:

$$s_{H,actual} = \frac{s_{H,difference}}{s_{H,reference}} \quad (5.2)$$

unde: $s_{H,difference}$ este diferența dintre alunecarea curentă și cea de referință, respectiv $s_{H,reference}$ este alunecarea de referință:

$$s_{H,reference} = s_{H,nominal}(s_{H,difference}(i_{H,actual} - i_{H,nominal}) + 1) \quad (5.3)$$

unde: $s_{H,nominal}$ este alunecarea nominală, respectiv $i_{H,nominal}$ este raportul de transmisie nominal.

Viteza unghiulară de referință $\dot{\phi}_{reference}$ poate fi evaluată folosind relația dintre momentul real al transmisiei CVT, respectiv momentul nominal al transmisiei CVT:

$$\dot{\phi}_{reference} = \sqrt{\dot{\phi}_{brake}^2 + (|\dot{\phi}_{belt}| + |\Delta\dot{\phi}|)^2} \quad (5.4)$$

unde: $\dot{\phi}_{brake}^2$ este accelerația unghiulară de frânare, $\dot{\phi}_{belt}$ este viteza unghiulară a benzii de acționare ($\dot{\phi}_{belt} = \dot{\phi}_{H,out} \cdot i_{H,actual}$), $\Delta\dot{\phi}$ este diferența dintre viteza unghiulară de intrare $\dot{\phi}_{H,in}$ și viteza unghiulară a benzii de acționare ($\Delta\dot{\phi} = \dot{\phi}_{H,in} - \dot{\phi}_{belt}$), respectiv $\dot{\phi}_{H,out}$ este viteza unghiulară de ieșire.

Pierderile prin transmisia CVT se pot defini dependente de viteza unghiulară, respectiv dependente de elementele transmisiei.

Pierderile de moment $M_{H,speedloss,primary}$ dependente de viteza unghiulară sunt exprimate prin relația:

$$M_{H,speedloss,primary} = M_{H,speedloss,primary}(i_{H,actual}, \dot{\phi}_{H,in}) \quad (5.5)$$

Atunci când se ține cont de temperatura mecanismului T_H relația pentru pierdere poate fi definită:

$$M_{H,speedloss,primary} = M_{H,speedloss,primary}(T_H, i_{H,actual}, \dot{\phi}_{H,in}) \quad (5.6)$$

Pierderile de moment dependente de viteza unghiulară pe partea primară a cutiei de viteze sunt exprimate prin relația:

$$M_{H,transmission} = M_{H,transmission}(i_{H,actual}) \quad (5.7)$$

unde: $M_{H,transmission}$ este randamentul transmisiei în funcție de raportul de transmisie.

Pierdere de moment dependentă de elementele transmisiei $M_{H,transmission}$ poate fi exprimată prin relația:

$$M_{H,transmission} = (M_{H,in} - M_{H,speedloss,primary}) \cdot (1 - \eta_{H,speedloss,primary}) \quad (5.8)$$

unde: $M_{H,in}$ este momentul static în partea primară, $\eta_{H,speedloss,primary}$ este randamentul transmisiei atunci când fluxul de putere este inversat.

Pierderile de moment $M_{H,transmissionloss}$ dependente de hărțile de pierdere definite de utilizator sunt exprimate prin relația:

$$M_{H,transmissionloss} = M_H(i_{H,actual}, \dot{\phi}_{H,in}, M_{H,in}) \quad (5.9)$$

Atunci când se ține cont de temperatura mecanismului T_H relația pentru pierdere poate fi definită:

$$M_{H,transmissionloss} = M_H(T_H, i_{H,actual}, \dot{\phi}_{H,in}, M_{H,in}) \quad (5.10)$$

Valoarea eficienței $\eta_{H,transmission}$ se obține prin evaluarea hărții de eficiență 3D definite de utilizator și este exprimată prin relația:

$$\eta_{H,transmission} = \eta_H(i_{H,actual}, \dot{\phi}_{H,in}, M_{H,in}) \quad (5.11)$$

Atunci când se ține cont de temperatura mecanismului T_H relația pentru eficiență poate fi definită:

$$\eta_{H,transmission} = \eta_{H,transmission}(T_H, i_{H,actual}, \dot{\phi}_{H,in}, M_{H,in}) \quad (5.12)$$

Pierderea totală de moment la transmisie $M_{H,loss}$ poate fi exprimată conform relației:

$$M_{H,loss} = M_{H,transmissionloss} + M_{H,speedloss,primary} \quad (5.13)$$

Eficiența totală η_H a transmisiei CVT poate fi exprimată conform relației:

$$\eta_H = \frac{M_{H,out} \cdot \dot{\phi}_{H,out}}{M_{H,in} \cdot \dot{\phi}_{H,in}} \quad (5.14)$$

Ecuatiile diferențiale dinamice pentru transmisia CVT sunt prezentate cu ajutorul următoarelor relații [30]:

$$\left\{ \begin{array}{l} I_1 \dot{\omega}_1 + D_1 \omega_1 = M_1 - \frac{M_{c1}}{i_{11}} - \frac{M_{c0}}{i_1 i_0} - \frac{M_p}{i_2} \\ I_2 \dot{\omega}_2 + D_2 \omega_2 = M_s - \frac{M_h}{i_4 i_5} \\ I_3 \dot{\omega}_3 + D_3 \omega_3 = \sum_{n=3}^6 M_{cn} + M_h - \frac{M_{out}}{i_{10}} \\ I_s \dot{\omega}_s + D_s \omega_s = M_m + M_s - \frac{M_h}{i_4 i_5} \\ I_c \dot{\omega}_c + D_c \omega_c = M_{c0} + M_{c1} - \frac{M_{c3}}{i_6} - \frac{M_{c5}}{i_8} \\ I_r \dot{\omega}_r + D_r \omega_r = M_{c0} + M_{c1} - \frac{M_{c4}}{i_8} - \frac{M_{c6}}{i_9} \end{array} \right. \quad (5.15)$$

unde: I_n este momentul de inerție a transmisiei CVT pe axele echivalente, D_n este coeficientul de amortizare al axelor echivalente, M_n este momentul corespunzător fiecărei etape din lanțul cinematic al transmisiei, i_x este raportul de transmisie al mișcării, s este angrenajul central solar, r este roata inelară, c este suportul planetar, m este motorul, p este pompa de acționare, respectiv h este circuitul de ulei.

5.3 Transmisia continuă variabilă - modelul virtual

5.3.1 Modelul virtual pentru transmisia continuă variabilă (Continuously Variable Transmission)

Modelul virtual pentru transmisia continuă variabilă CVT (**Continuously Variable Transmission**) realizează modificarea transmisiei între două valori prag definite de utilizator. Viteza de reglare între diferite valori ale transmisiei este fixată intern la o valoare constantă, iar modificarea transmisiei se face sub forma unui cuplaj cinematic.

Principalele proprietăți și setări ale parametrilor unei transmisii continue variabile și opțiunile de configurare ale acestora sunt următoarele:

1. transmisia puterii (**Power Transmission**) care poate fi configurată:
 - a. fără alunecare (**Without Slip**) atunci când se realizează o cuplare pur cinematică și nu este luată în considerare alunecarea lanțului transmisiei;
 - b. cu alunecare (**With Slip**) atunci când se realizează o cuplare dinamică între intrare și ieșire și este luată în considerare alunecarea lanțului transmisiei;
2. pierderile de moment motor dependente de viteza unghiulară (**Torque Loss Speed Dependent**) care sunt definite ca o funcție a raportului de transmisie și a vitezei unghiulare. Acest model descrie pierderile în elementele mobile cu frecare ale motorului;
3. pierderile de transmisie (**Transmission Loss**) pot fi setate în următoarele moduri:
 - a. dezactivat (**Deactivated**) atunci când în funcționarea CVT nu sunt luate în considerare pierderile;
 - b. eficiență (**Efficiency**) atunci când pierderile sunt calculate în funcție de randamentul dependent de raportul de transmisie selectat;
 - c. harta pierderilor de moment motor (**Torque Loss Map**) atunci când pierderile sunt calculate în funcție de raportul de transmisie, viteza unghiulară și de momentul motor;
 - d. harta eficienței (**Efficiency Map**) atunci când pierderile sunt calculate pe baza unei hărți a eficienței, în funcție de raportul de transmisie, viteza unghiulară și de momentul motor;
 - e. pierderile de moment din magistrala de date (**Torque Loss from Data Bus**) care se obțin prin canalele magistralei de date de intrare;

4. timpul de ajustare (**Adjustment Time**) este timpul necesar pentru ca transmisia continuă variabilă să se ajusteze de la transmisia minimă la transmisia maximă sau invers cu rolul de a sincroniza vitezele unghiulare ale ramurii de intrare dedicate și vitezele unghiulare ale arborelui de ieșire. Timpul de ajustare poate avea o valoare fixă definită, sau poate depinde de viteza de intrare a transmisiei;
5. raportul de transmisie (**Transmission Ratio**) poate fi definit ca fiind:
 - a. raport minim (**Minimum Ratio**) care reprezintă pragul minim de la care se poate modifica transmisia continuă variabilă;
 - b. raport maxim (**Maximum Ratio**) care reprezintă pragul maxim până la care se poate modifica transmisia continuă variabilă;
6. proprietățile de masă (**Mass Properties**) care pot fi definite prin:
 - a. momentul de inerție la intrare (**Moment of Inertia In**) ce reprezintă inerția pe partea de acționare;
 - b. moment de inerție la ieșire (**Moment of Inertia Out**) ce reprezintă inerția pe partea prizei de putere.

5.3.2 Modelul virtual CVT Gearbox SRT C11005

Modelul virtual **CVT Gearbox SRT C11005** (figura 5.3), a fost dezvoltat și implementat în cadrul aplicației de simulare **AVL CRUISE™ M**. Arhitectura modelului virtual este concepută pentru a studia transmiterea puterii într-o configurație paralelă, integrând trei subsisteme de transmisie distincte:

1. transmisia continuă variabilă CVT (**Continuously Variable Transmission**) responsabilă pentru modificarea continuă a raportului de transmisie, fără trepte fixe;
2. cutia de viteze clasică (**Gearbox**) utilizată pentru simularea rapoartelor de transmisie fixe;
3. transmisia cu raport unic SRT (**Single Ratio Transmission**) care îndeplinește rolul de reductor final (**Final Drive**).

Logica funcționării modelului virtual este realizată prin intermediul blocurilor de control **Map In/Out**, elemente care definesc strategiile de schimbare și stabilesc rapoartele de transmisie la intrarea și ieșirea din sistem, în funcție de parametrii operaționali simulați.

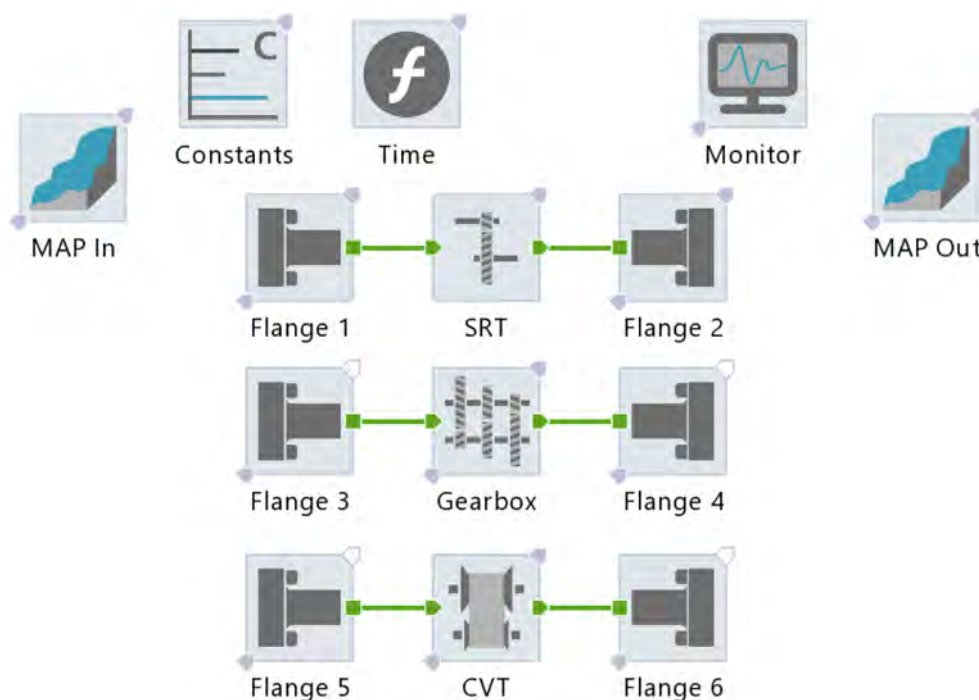


Figura 5.3 Modelul virtual CVT Gearbox SRT C11005 [AVL CRUISE™ M]

Datele inițiale pentru elementul **Flange** sunt prezentate în tabelul 5.1.

Tabel 5.1 Datele inițiale pentru elementul Flange

Flange	1	2	3	4	5	6
Type	Flange	Flange	Flange	Flange	Flange	Flange
Control variable	Torque	Torque	Torque	Torque	Torque	Torque
Results in online monitor	Off					
Data bus channels as results	Off					
Moment of inertia [kgm ²]	1	4	1	4	1	4

Datele inițiale pentru elementul **Final Drive** sunt prezentate în tabelul 5.2 [9].

Tabel 5.2 Modelul pentru elementul Final Drive

Final Drive	Setări
Torque loss speed dependent	Off
Transmission loss	Efficiency
Ratio type	Transmission ratio
Ratio	2
Moment of inertia in [kgm ³]	0
Moment of inertia out [kgm ³]	0
Efficiency	0.8

Datele inițiale pentru elementul **Gearbox** sunt prezentate în tabelul 5.3.

Tabel 5.3 Modelul pentru elementul Gearbox

Gearbox	Setări	
Shift modelling	Kinematic	
Torque loss speed dependent	Off	
Transmission loss	Efficiency	
Gear shift timing	Off	
Moment of inertia in/out	Gear 0	Gear 1
Moment of inertia in [kgm ³]	0	0
Moment of inertia out [kgm ³]	0	0
Gear ratio table	Transmission ratio	Transmission ratio
Efficiency	0.8	
Transmission ratio [Gear 1]	2	

Datele inițiale pentru elementul **Continuously Variable Transmission** sunt prezentate în tabelul 5.4.

Tabel 5.4 Modelul pentru elementul Continuously Variable Transmission

Continuously Variable Transmission	Setări	
Power transmission	Without slip	
Torque loss speed dependent	Off	
Transmission loss	Efficiency	
Ajustment time type	Fixed value	
Ajustment time [s]	0.001	
Minimum ratio [-]	1	
Maximum ratio [-]	3	
Moment of inertia in [kgm ³]	0	
Moment of inertia out [kgm ³]	0	
Transmission ratio [-]	-3	3
Efficiency [-]	0.8	0.8

Datele inițiale utilizate pentru definirea elementelor de tip caracteristică pentru rapoartele de transmisie la intrare și la ieșire sunt prezentate în tabelul 5.5, respectiv caracteristica de intrare-ieșire (**MAP In/Out**) în figura 5.4.

Tabel 5.5 Modelul pentru elementul de tip caracteristică (MAP In/Out)

MAP In/Out	MAP In		MAP Out	
Evaluation mode	Co-simulation		Co-simulation	
Map mode	Characteristic		Characteristic	
Input is time	Off		Off	
Results in online monitor	Off		Off	
Data bus channels as results	Off		Off	
Online actuation	Off		Off	
Characteristic	Input X	Output	Input X	Output
1	0	20	0	-2
2	4	20	4	-2
3	6	-15	6	3
4	14	-15	14	3
5	16	20	16	-2
6	20	20	20	-2

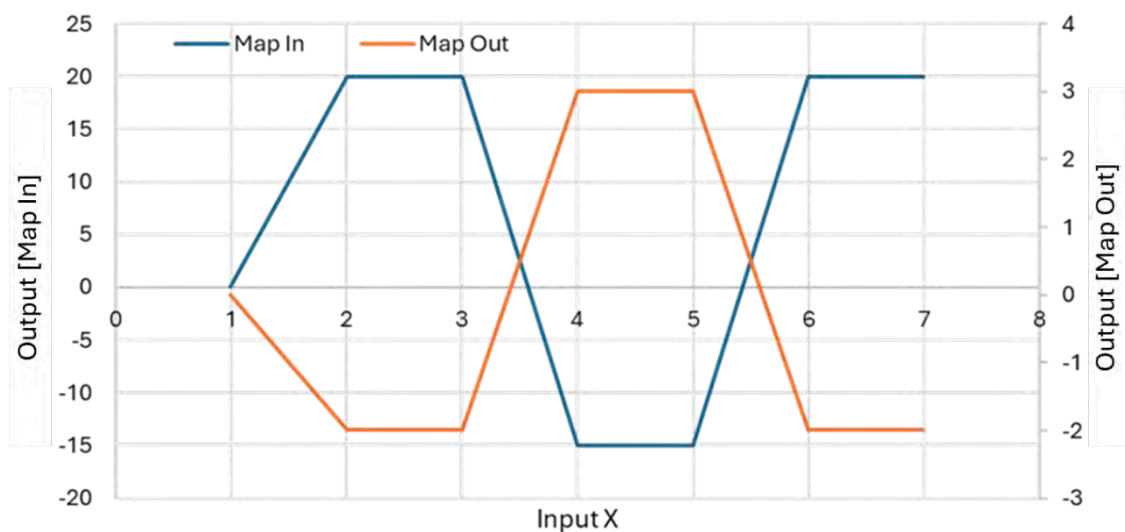


Figura 5.4 Caracteristica de intrare-ieşire [MAP In/Out]

Datele inițiale pentru elementul **Constant** sunt prezentate în tabelul 5.6.

Tabel 5.6 Datele inițiale pentru elementul Constant

Constant	Unit	Value
Input is time	Off	
Results in online monitor	Off	
0	-	0
1	-	1
2	-	2
-2	-	-2

Datele inițiale pentru definirea canalelor de intrare/ieşire (**In/Out**) pentru elementul **Time C-Function** definită pe magistrala de date a modelului virtual este prezentată în tabelul 5.7.

Tabel 5.7 Datele inițiale pentru elementul Time C-Function.

Time C-Function				Setări		
Evaluation mode				Co-simulation		
Output after every simulation step				From output		
Component step size				From master		
/*double realTime;*/ y[0]=realTime;						
Channel	C-Function	Variable	Name	Unit	Minimum	Maximum
Output	Time	y(0)	myTime	s	-1e+111	1e+111

Datele inițiale pentru elementul **Monitor** sunt prezentate în tabelul 5.8.

Tabel 5.8 Datele inițiale pentru elementul Monitor

Channel	Name	Unit	Default	Minimum	Maximum
Input	CVT trq in	Nm	0	-1e+111	1e+111
Input	CVT trq out	Nm	0	-1e+111	1e+111
Input	CVT transmission ratio	-	0	-1e+111	1e+111
Input	CVT power loss	W	0	-1e+111	1e+111
Input	Gbox trq in	Nm	0	-1e+111	1e+111
Input	Gbox trq out	Nm	0	-1e+111	1e+111
Input	Gbox transmission ratio	-	0	-1e+111	1e+111
Input	Gbox power loss	W	0	-1e+111	1e+111
Input	SRT trq in	Nm	0	-1e+111	1e+111
Input	SRT trq out	Nm	0	-1e+111	1e+111
Input	SRT power loss	W	0	-1e+111	1e+111
Input	CVT spd in	rad/s	0	-1e+111	1e+111
Input	CVT spd out	rad/s	0	-1e+111	1e+111
Input	Gbox spd in	rad/s	0	-1e+111	1e+111
Input	Gbox spd out	rad/s	0	-1e+111	1e+111
Input	SRT spd in	rad/s	0	-1e+111	1e+111
Input	SRT spd out	rad/s	0	-1e+111	1e+111

Funcționarea modelului este controlată pe magistrala **Data Bus Connections** (tabelul 5.9) în funcție de sarcina și turația motorului stabilite în **Cockpit**.

Tabel 5.9 Conexiunile pe magistrala de date (Data Bus Connections)

Element 1	Port	Element 2	Port
CVT	Desired transmission ratio	Constant	2
Flange1	Flange torque	Map In	Output
Flange2	Flange torque	Map Out	Output
Flange3	Flange torque	Map In	Output
Flange4	Flange torque	Map Out	Output
Flange5	Flange torque	Map In	Output
Flange6	Flange torque	Map Out	Output
Gearbox	Desired gear	Constant	1

După rularea simulărilor computerizate pentru modelul virtual **CVT Gearbox SRT C11005** în modul **Single Calculation** au fost înregistrate următoarele rezultate (figura 5.5 și figura 5.6).

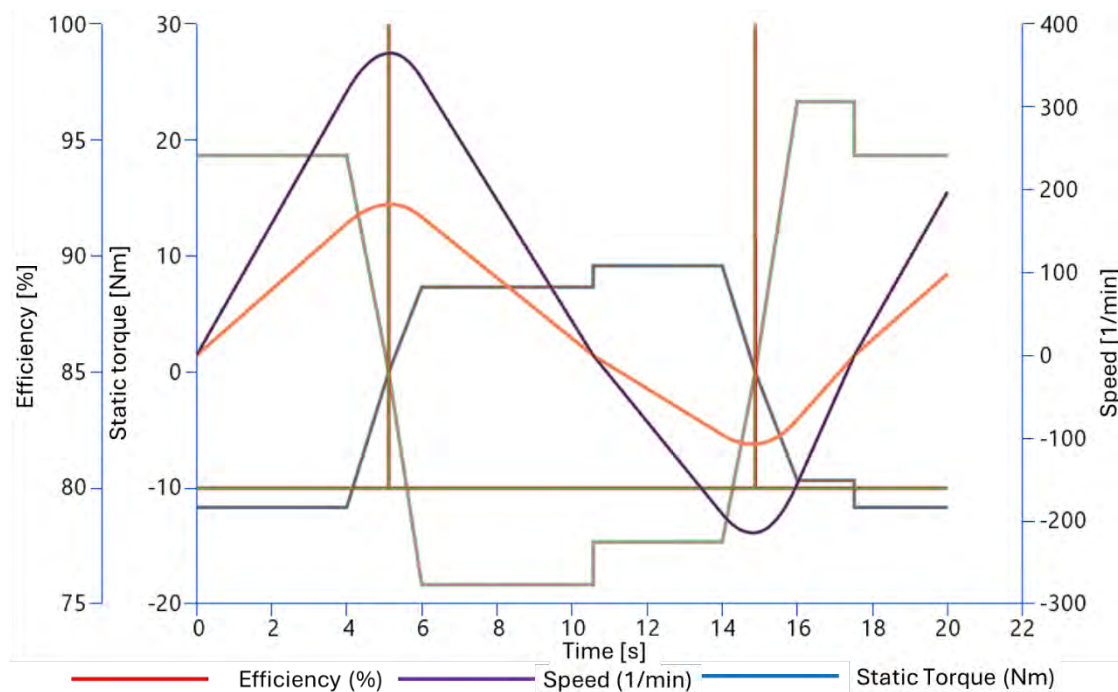


Figura 6.5 Modelul virtual CVT GB SRT Efficiency C11005 (1)

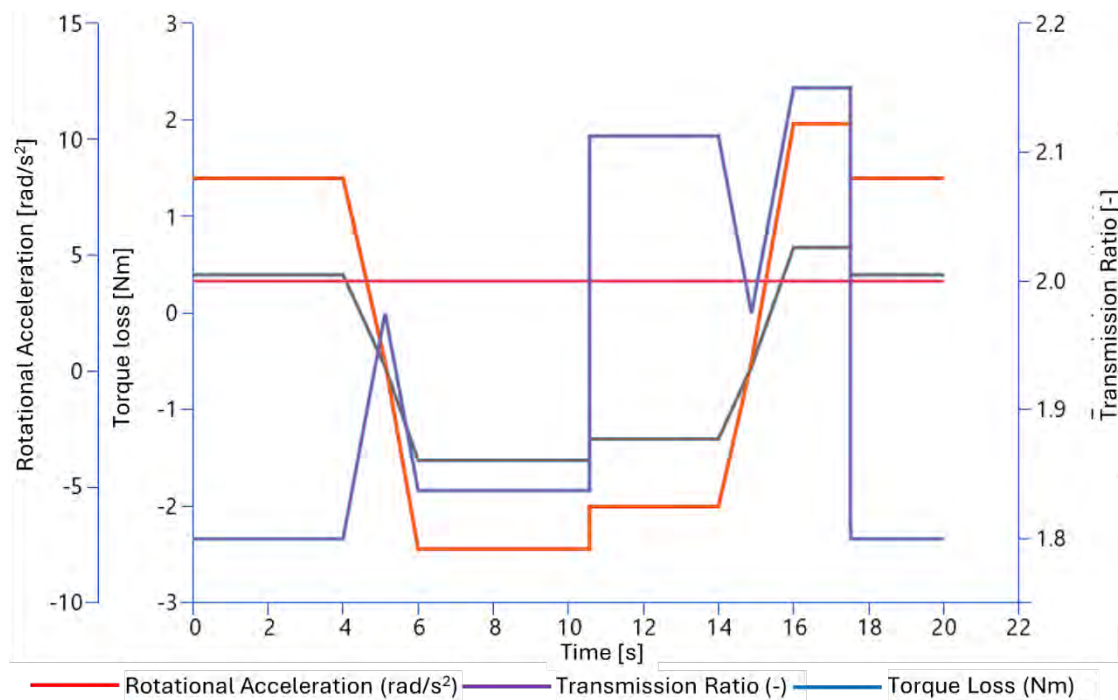


Figura 5.6 Modelul virtual CVT GB SRT Efficiency C11005 (2)

5.3.3 Modelul virtual CVT 4WD C11021

Modelul virtual **CVT 4WD C11021** (figura 5.7), este dezvoltat în aplicația de simulare **AVL CRUISE™ M** și reprezintă o configurație avansată pentru un sistem de transmisie continuă variabilă CVT (**Continuously Variable Transmission**) integrat într-un sistem de tracțiune integrală 4WD (**Four-Wheel Drive**). Acest model este conceput pentru a facilita analiza și simularea comportamentului cinematic, hidraulic și dinamic al transmisiei automate, permițând evaluarea distribuției momentului motor către ambele punți ale autovehiculului, față și spate, în condiții variate de funcționare și solicitare.

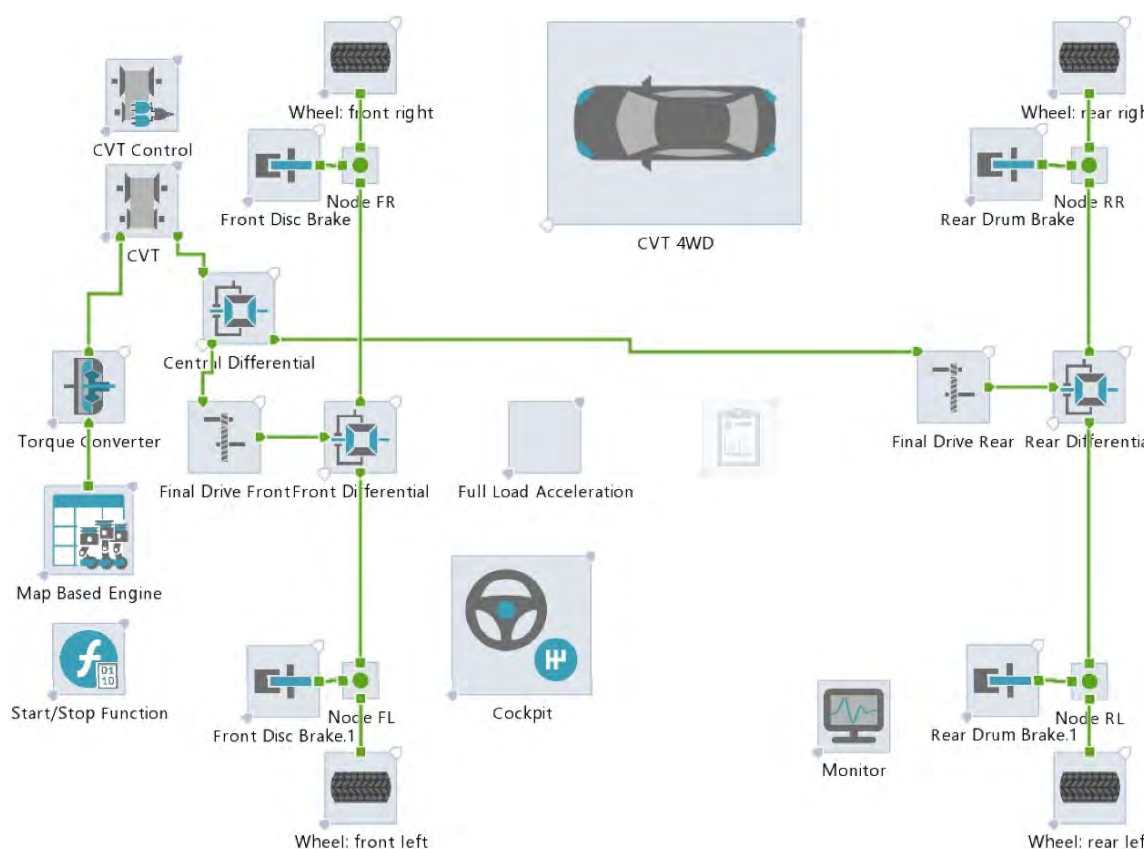


Figura 5.7 Modelul virtual CVT 4WD C11021 [AVL CRUISE™ M]

Configurația sistemului de propulsie al modelului virtual conține un motor cu ardere internă (**Map Based Engine**), o transmisie CVT al cărei raport de transmisie este gestionat prin intermediul modului **CVT Control**, responsabil de adaptarea continuă a raportului de transmisie în funcție de regimul de funcționare al motorului și de cerințele de tracțiune. Motorul este controlat printr-un semnal de sarcină (**Load Signal**) generat la nivelul interfeței **Cockpit**, care determină regimul de funcționare și răspunsul la solicitările de accelerație.

Datele inițiale pentru elementul **Map Based Engine** sunt prezentate în tabelul 5.10.

Tabel 5.10 Datele inițiale pentru elementul Map Based Engine

Map Based Engine	Setări
Fuel consumption map unit	Expressed as mass flow
Results in online monitor	Off
Data bus channels as results	Off
Engine type	Reciprocating 4 stroke
Transient model	None
Friction model	Off
Control mode	Load controlled
Zero load criteria	0 Load to motoring torque
Full load gear dependent	Off
Fuel shut off	Off
Fuel type	Gasoline.bgp
Fuel specific carbon content [-]	0.87591
Fuel's lower heat value of combustion [kJ/kg]	43500
Fuel's density [kg/m ³]	748
Programs	Basic programs
Number of active cylinders	4
Use data bus exhaust proportion of waste energy	Off
Exhaust proportion of waste energy [-]	0.5
Plant characteristics [Speed/Torque/BSFC]	3D Characteristic
Motoring torque [Speed/Torque]	2D Characteristic
Full load torque [Speed/Torque]	2D Characteristic
Fuel consumption [Speed/Torque/Consumption]	3D Characteristic
Control type	Internal
Use data bus idle speed	Off
Engine idle speed [1/min]	850
Load limit	1
Internal idle type	Calculated
Gain	High
Consider extra inertia	Off
Engine displacement [cm ³]	1186
Number of cylinders	4
Engine inertia [kgm ³]	0.1055
Extra inertia from auxiliaries [kgm ³]	0

Engine stall speed [1/min]	500
Engine maximum speed [1/min]	6000
Delta statistic friction [Nm]	0.1
Thermal model type	Defined temperature
Solid temperature [°C]	25

Datele inițiale pentru elementul **Torque Converter** sunt prezentate în tabelul 5.11.

Tabel 5.11 Datele inițiale pentru elementul Torque Converter

Torque Converter	Setări
Lock-up clutch dynamic mode	Off
Input mode	Torque conversion
Lock-up clutch friction model	Linear
Moment of inertia of pomp with oil [kgm ²]	0.016
Moment of inertia of turbine with oil [kgm ²]	0.011
Lock-up clutch maximum torque [Nm]	120
Reference speed [1/min]	2000
Torque conversion temperature [°C]	20
Torque conversion [Speed/Torque/Pump torque]	3D Characteristic

Datele inițiale pentru elementul **Continuously Variable Transmission** sunt prezentate în tabelul 5.12.

Tabel 5.12 Datele inițiale pentru elementul Continuously Variable Transmission

Continuously Variable Transmission	Setări
Power transmission	Without slip
Torque loss speed dependent	Off
Transmission loss	Deactivated
Ajustment time type	Fixed value
Ajustment time [s]	2
Minimum ratio [-]	0.85
Maximum ratio [-]	3.85
Moment of inertia in [kgm ³]	0.03
Moment of inertia out [kgm ³]	0.03

Datele inițiale pentru elementul **CVT Control** sunt prezentate în tabelul 5.13.

Tabel 5.13 Datele inițiale pentru elementul CVT Control

CVT Control	Setări
Control value	Transmission ratio
Load signal time constant [s]	0.5
Velocity time constant [s]	0.5
Desire transmission ratio [Velocity/Load signal/Ratio]	3D Characteristic
Desire clutch release [Speed/Load/Clutch release]	3D Characteristic

Datele inițiale pentru elementul **Differential** sunt prezentate în tabelul 5.14.

Tabel 5.14 Datele inițiale pentru elementul Differential

Differential	Front	Central	Rear
Differential lock	Unlocked	Unlocked	Unlocked
Transmission loss	Deactivated	Deactivated	Deactivated
Moment of inertia in [kgm ³]	0.01	0.01	0.01
Moment of inertia out1/out2 [kgm ³]	0.01	0.01	0.01
Torque split factor	1	1	1

Datele inițiale pentru elementul **Final Drive** sunt prezentate în tabelul 5.15.

Tabel 5.15 Datele inițiale pentru elementul Final Drive

Final Drive	Front	Rear
Torque loss speed dependent	Off	Off
Transmission loss	Efficiency	Efficiency
Ratio type	Transmission ratio	
Ratio [-]	3.4	3.4
Moment of inertia in [kgm ³]	0.01	0.01
Moment of inertia out [kgm ³]	0.01	0.01
Efficiency	0.95	0.95

Datele inițiale pentru elementul **Brake** sunt prezentate în tabelul 5.16.

Tabel 5.16 Datele inițiale pentru elementul Brake

Brake	FR	FL	RR	RL
Dynamic mode	On			
Control variable	Brake Pressure			
Brake piston surface [mm ²]	1700	1700	400	400

Friction coefficient [-]	0.22	0.22	0.22	0.22
Specific brake factor [-]	1	1	2.7	2.7
Effective friction radius [mm]	110	110	95	95
Efficiency [-]	0.99	0.99	0.98	0.98
Moment of inertia [kgm ³]	0.04	0.04	0.04	0.04

Datele inițiale pentru elementul **Wheel** sunt prezentate în tabelul 5.17.

Tabel 5.17 Datele inițiale pentru elementul Wheel

Wheel	Setări			
Vehicle wheel location	Front Right	Front Left	Rear Right	Rear Left
Dynamic rolling radius	Constant value			
Slip	Deactivated			
Rolling resistance model	Standard			
Rolling resistance factor velocity dependent [driving resistance physical]				On
Rolling resistance correction wheel load dependent				Off
Rolling resistance correction tire pressure dependent				Off
Rolling resistance correction temperature dependent				Off
Moment of inertia [kgm ³]	1.75	1.75	1.75	1.75
Friction coefficient of tire [-]	0.95	0.95	0.95	0.95
Reference wheel load [N]	2200	2200	2200	2200
Wheel load correction coefficient	0.018	0.018	0.018	0.018
Static rolling radius [mm]	260	260	260	260
Dynamic rolling radius [mm]	264	264	264	264
Rolling resistance factor	2D Characteristic			

Datele inițiale pentru **Start/Stop C-Function** sunt prezentate în tabelul 5.18.

Tabel 5.18 Datele inițiale pentru elementul Start/Stop C-Function

Start/Stop C-Function	Setări
Evaluation mode	Co-simulation
Output after every simulation step	From output
Component step size	From master
<pre> if ((Signal==0)&&(Velocity<1)){ Switch=0; } </pre>	

<pre> else { Switch=1; } </pre>					
Channel	Name	Unit	Variable	Minimum	Maximum
Input	Vehicle velocity	m/s	velocity	-1e+111	1e+111
Input	Load signal	-	load_signal	-1e+111	1e+111
Output	Engine switch	-	engine_switch	-2	2

Datele inițiale pentru elementul **Cockpit** sunt prezentate în tabelul 5.19.

Tabel 5.19 Datele inițiale pentru elementul Cockpit

Cockpit	Setări	
Cockpit mode	Automatic	
Accelerator pedal selection	Characteristic	
Kick down signal	Off	
Number of gears forward	5	
Number of gears reverse	1	
Accelerator pedal travel (%)	0	1
Load signal [%]	0	1
Brake pedal travel [%]	0	1
Brake pressure [bar]	0	180

Datele inițiale pentru elementul **Monitor** sunt prezentate în tabelul 5.20.

Tabel 5.20 Datele inițiale pentru elementul Monitor

Name		Unit	Default	Minimum	Maximum
Vehicle acceleration	Inputs	m/s ²	0	-1e+111	1e+111
Vehicle velocity	Inputs	km/h	0	-1e+111	1e+111
Vehicle distance	Inputs	m	0	-1e+111	1e+111
Engine load signal	Inputs	-	0	-1e+111	1e+111
Engine speed	Inputs	1/min	0	-1e+111	1e+111
Fuel consumption	Inputs	g/s	0	-1e+111	1e+111
Desired transmission ratio	Inputs	-	0	-1e+111	1e+111
Current transmission ratio	Inputs	-	0	-1e+111	1e+111

Datele inițiale pentru elementul **Vehicle** sunt prezentate în tabelul 5.21.

Tabel 5.21 Datele inițiale pentru elementul Vehicle

Vehicle	Setări		
Front axle load limited	On		
Lifting effect consideration	On		
Cornering	Off		
Road gradient from data bus	Off		
PFA activation	Off		
Hitch forces from data bus	Off		
Velocity prescription	None		
Driving resistance selection	Physical		
Distance from hitch to front axle [mm)	3000		
Wheelbase [mm)	2300		
Height of support point at bench test [mm)	100		
Load state	Empty	Half	Full
Additional load [kg)	100		
Number of passengers [-)	0		
Weight per passenger [kg)	0		
Volume [m ³)	0		
Load density [kg/m ³)	0		
Distance of gravity center Empty/Half/Full [mm)	920	930	940
Height of gravity center Empty/Half/Full [mm)	540	535	529
Height of hitch Empty/Half/Full [mm)	415	405	397
Curb weight [kg)	910		
Gross weight [kg)	1350		
Location	Roadway		
Frontal area [m ²)	1.72		
Drag input mode	Drag coefficient		
Drag coefficient [-)	0.33		
Lift coefficient front axle [-)	0.028		
Lift coefficient rear axle [-)	0.01		

Ciclul de simulare (**Cycle Run**) este format din următoarele elemente:

1. **Profile** care are principalele date inițiale prezentate în tabelul 5.22 și figura 5.8.

Tabel 5.22 Datele inițiale pentru elementul Profile

Profile	Setări
Type	Profile time
Define profile	Driving Cycle
Time from data bus	Off
Foresight into the profile	Off
Data bus channels as results	Off

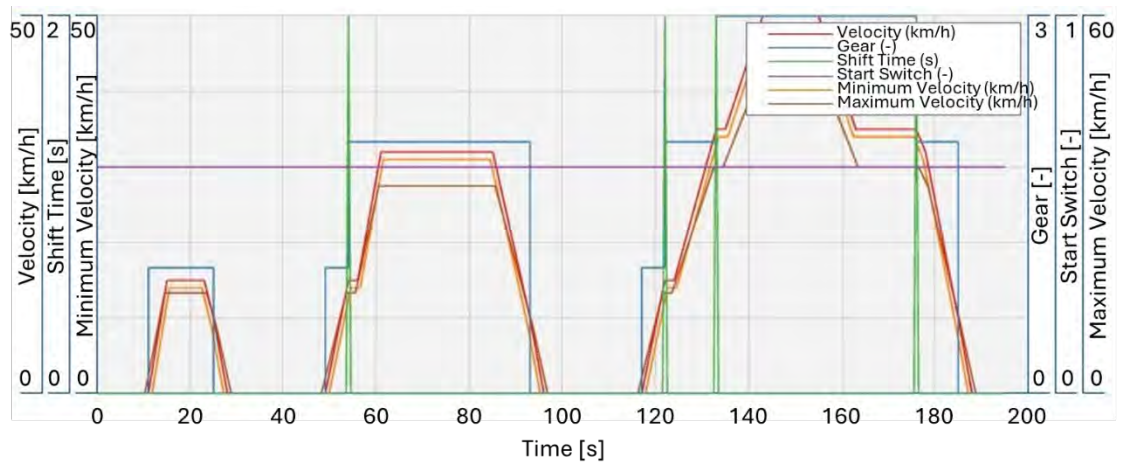


Figura 5.8 Caracteristicile profilului de deplasare [Profile]

2. **Driver** care are principalele date inițiale prezentate în tabelul 5.23.

Tabel 5.23 Datele inițiale pentru elementul Driver

Driver	Setări			
Define driver	Standard			
Driver control	Closed loop			
Velocity control	PI control			
Clutch control	Deactivated			
Shift points	According to velocity			
Skip gears	Deactivated			
Proportional parameter [-]	1			
Integral parameter [1/s]	0.1			
Gear [-]	1	2	3	4
Upshifting [m/s]	7.151	11.173	17.877	20.559
Downshifting [m/s]	6.388	10.555	16.666	19.444

3. **Environment** care are principalele date inițiale prezentate în tabelul 5.24.

Tabel 5.24 Datele inițiale pentru elementul Environment

Environment	Setări
Define environment	Standard
Road slope selection	Altitude
Air properties defined by	Air density
Ambient temperature and humidity based on	Distance
Distance [m]	0
Temperature [°C]	20
Relative humidity [-]	0.65
Air density based on	Distance
Distance [m]	0
Air density [kg/m ³]	1.19
Distance [m]	0
Friction coefficient [-]	1
Distance [m]	0
Altitude [m]	0

Funcționarea modelului este controlată pe magistrala **Data Bus Connections** (tabelul 5.25) în funcție de sarcina și turația motorului stabilite în **Cockpit**.

Tabel 5.25 Conexiunile pe magistrala Data Bus Connections

Element 1	Port	Element 2	Port
Cockpit	Accelerator pedal travel	Driver	Accelerator pedal
Cockpit	Brake pedal travel	Driver	Brake pedal
Cockpit	Desired gear	Driver	Desired gear
Cockpit	Start switch	Driver	Start switch
CVT	Desired transmission ratio	CVT Control	Desired transmission ratio
CVT Control	Velocity	Vehicle	Velocity
CVT Control	Load signal	Cockpit	Load signal
CVT Control	Current transmission ratio	CVT	Current transmission ratio
CVT Control	Speed	CVT	Output speed
CVT Control	Torque	CVT	Input torque
Front disk brake	Brake pressure	Cockpit	Brake pressure

Front disk brake	Brake pressure	Cockpit	Brake pressure
Full load acceleration	Current vehicle velocity	Vehicle	Velocity
Full load acceleration	Distance	Vehicle	Distance
Full load acceleration	Acceleration	Vehicle	Acceleration
Driver	Current vehicle velocity	Vehicle	Velocity
Driver	Desired gear	Full load acceleration	Gear selector
Driver	Start switch	Full load acceleration	Start switch
Environment	Distance	Vehicle	Distance
Full load acceleration	Vehicle velocity	Vehicle	Velocity
Full load acceleration	Acceleration	Vehicle	Acceleration
Map based engine	Engine contact switch	Start/Stop C-Function	Engine switch
Map based engine	Load demand	Cockpit	Load signal
Rear disk brake	Brake pressure	Cockpit	Brake pressure
Rear disk brake	Brake pressure	Cockpit	Brake pressure
Start/stop	Vehicle velocity	Vehicle	Velocity
Start/stop	Load signal	Cockpit	Load signal

După rularea simulărilor computerizate pentru modelul virtual **CVT 4WD C11021** în modul **Single Calculation** au fost înregistrate următoarele rezultate (figura 5.9 și figura 5.10).

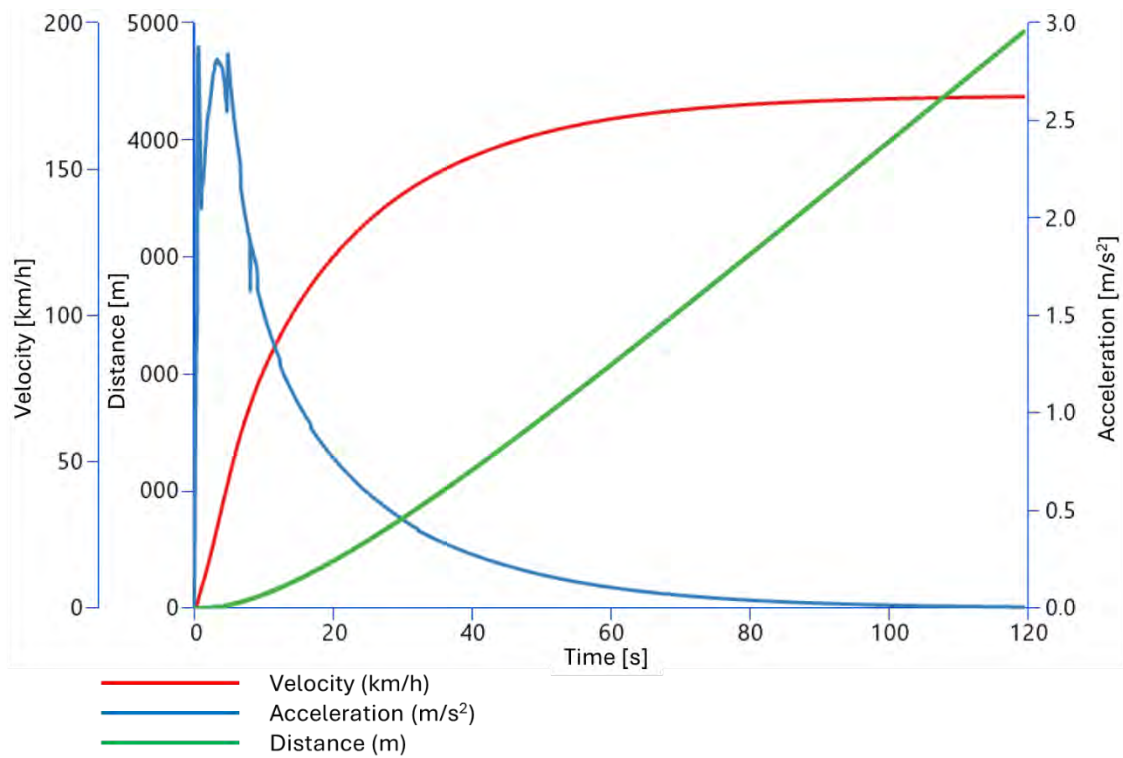


Figura 5.9 Modelul virtual CVT 4WD C11021 (1)

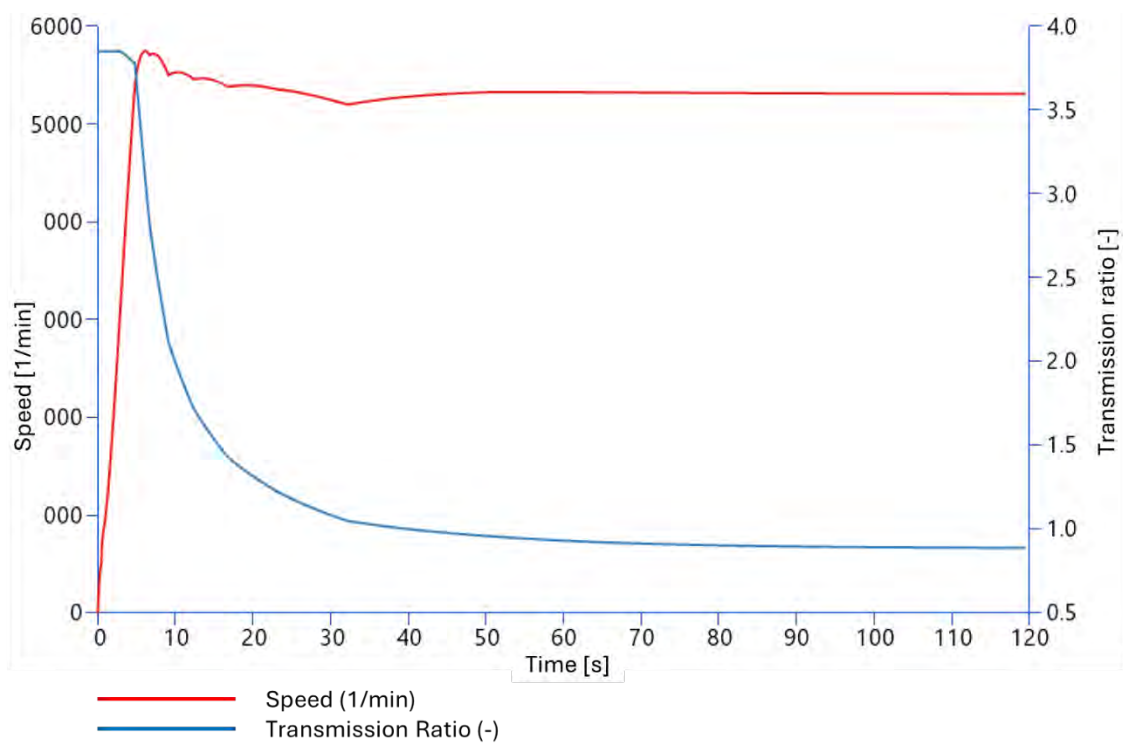


Figura 5.10 Modelul virtual CVT 4WD C11021 (2)

6 Transmisia cu dublu ambreiaj DCT (Double Clutch Transmission)

6.1 Transmisia cu dublu ambreiaj - funcționare, modelare și parametrii de control

Transmisia cu dublu ambreiaj DCT (**Double Clutch Transmission**) este un model de transmisie manual-automată care folosește două ambreiaje separate (unul pentru treptele impare de viteze și unul pentru treptele pare de viteze) pentru a opera schimbări rapide ale vitezelor, cu pierderi minime de putere (figura 6.1).

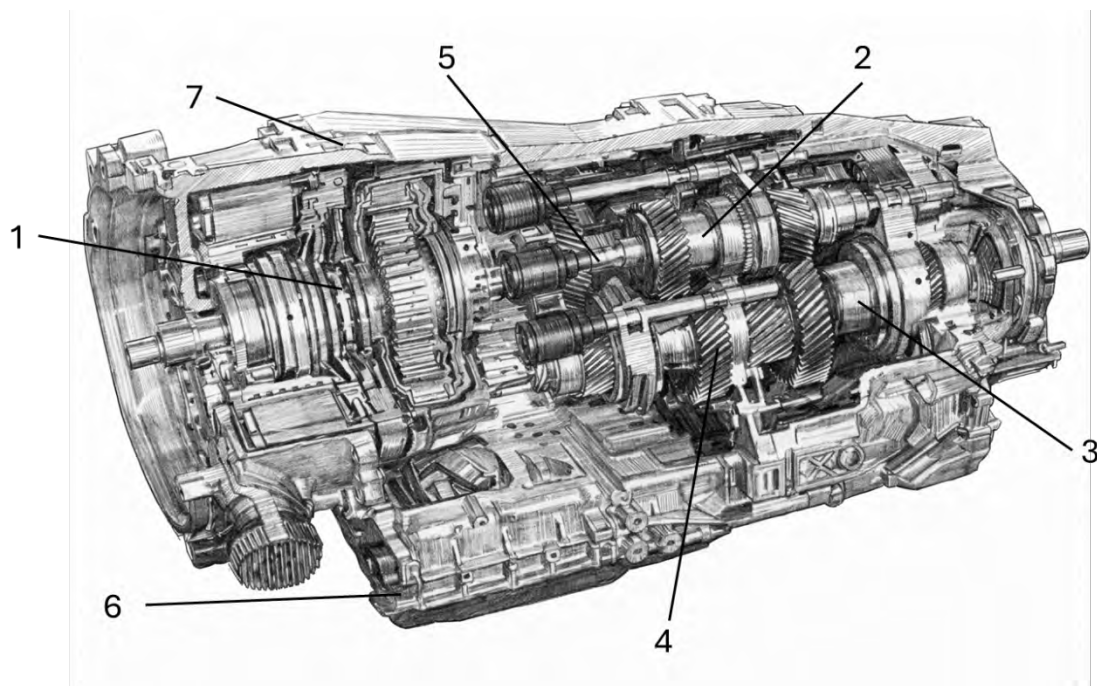


Figura 6.1 Transmisia cu dublu ambreiaj DCT [Gemini AI]

Cutia de viteze este împărțită în două ramuri de intrare separate, una pentru treptele impare de viteze (**Odd**) și una pentru treptele pare de viteze (**Even**). Prin acționarea ambreiajelor, o ramură este activă și transmite momentul motor în lanțul cinematic, în timp ce cealaltă ramură poate fi preselectată și pregătită pentru preluarea controlului la schimbarea treptelor de viteză.

Principalele elemente componente ale unei transmisii DCT sunt următoarele:

1. dublul ambreiaj (**Dual Clutch**) care este situat la intrarea în cutia de viteze și este format din două ambreiaje independente: unul pentru treptele impare (1,

- 3, 5, 7), respectiv pentru treptele pare (2, 4, 6, R). Funcționarea alternativă a acestor ambreiaje permite preselecția următoarei trepte, minimizând timpul de întrerupere a puterii;
2. arborii primari coaxiali (**Coaxial Input Shafts**) care conectează cele două ambreiaje la arborii de intrare și sunt dispuși coaxial, unul în interiorul celuilalt. Arborele exterior este tubular și este conectat la primul ambreiaj, respectiv arborele interior este solid și este conectat la celălalt ambreiaj;
 3. arborii secundari (**Output Shafts**) care susțin roțile dințate corespunzătoare fiecărei trepte de viteză. Fluxul de putere este transmis de la arborii primari la arborii secundari prin intermediul acestor roți dințate;
 4. roțile dințate (**Gears**) sunt montate pe arborii primari și secundari și formează rapoartele de transmisie necesare pentru stabilirea treptelor de viteză;
 5. mecanismul de schimbare a vitezelor (**Shift Mechanism**) este format din furci de schimbare și actuatori hidraulici sau electromecanici care au rolul de cuplarea și decuplarea a roților dințate pentru a selecta treapta de viteză dorită;
 6. unitatea electronică de control a transmisiei (**Transmission Control Unit**) care gestionează funcționarea ambreiajelor și schimbarea treptelor de viteză pe baza informațiilor primite de la senzori;
 7. carcasă (**Housing**) care este o structură metalică care conține toate componentele interne ale transmisiei și asigură lubrifierea și răcirea acestora.

6.2 Transmisia cu dublu ambreiaj - modelul matematic

Transmisia cu dublu ambreiaj DCT (**Double Clutch Transmission**) reprezintă o arhitectură avansată de transmisie manual-automată, concepută pentru a asigura transferul momentului motor cu discontinuități minime în lanțul cinematic, prin utilizarea a două ambreiaje acționate independent.

Configurația structurală (figura 7.2) conține doi arbori de intrare unul asociat treptelor impare (1, 3, 5, 7), iar celălalt dedicat treptelor pare (2, 4, 6, R). Prin cuplarea alternativă a celor două ambreiaje, transmisia permite preselectarea treptei următoare de viteză, asigurând un proces de schimbare rapid, eficient și lipsit de întreruperi semnificative ale fluxului de putere. La inițializarea schimbării unei trepte de viteză are loc o preîncărcare a următoarei trepte rezultând o continuitate în transmiterea mișcării în lanțul cinematic.

Din punct de vedere funcțional, fiecare ambreiaj este controlat atât în faza de cuplare, cât și în cea de decuplare, prin algoritmi dedicați de gestionare a momentului motor transmis și a vitezelor unghiulare ale arborilor de intrare. Această strategie de control minimizează solicitările dinamice asupra elementelor transmisiei.

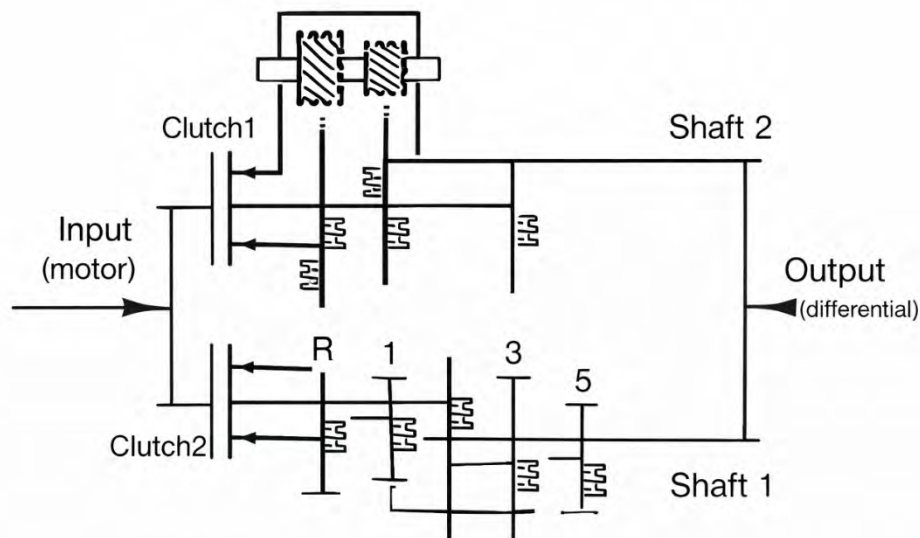


Figura 6.2 Configurația structurală a transmisiei cu dublu ambreiaj DCT [Gemini AI]

Modelarea matematică și simularea sistemului se bazează pe relații care descriu evoluția vitezelor unghiulare, a raporturilor de transmisie și a pierderilor dependente de viteză și moment, integrate într-o structură formată din parametri de control.

Rapoartele de transmisie în timp real $i_{DCT,actual,odd}$, respectiv $i_{DCT,actual,even}$ sunt date de relațiile [1]:

$$i_{DCT,actual,odd} = i_{DCT,odd}(N_{DCT,actual,odd}) \quad (6.1)$$

$$i_{DCT,actual,even} = i_{DCT,even}(N_{DCT,actual,even}) \quad (6.2)$$

unde: $N_{DCT,actual,odd}$ este treapta de viteză curentă impară, respectiv $N_{DCT,actual,even}$ este treapta de viteză curentă pară.

Dacă ambreiajul corespondent arborelui de intrare impar este închis, raportul impar este raportul activ, iar dacă ambreiajul corespondent arborelui de intrare par este închis, raportul par este raportul activ.

Viteza unghiulară instantanee $\dot{\phi}_{DCT,out}$, respectiv accelerația unghiulară $\ddot{\phi}_{DCT,out}$ pe partea prizei de putere a unei transmisii DCT pentru ambreiajul închis aparținând arborelui de intrare impar este dată de relația:

$$\dot{\phi}_{DCT,out} = \frac{\dot{\phi}_{DCT,odd,in}}{i_{DCT,actual}} \quad (6.3)$$

$$\ddot{\phi}_{DCT,out} = \frac{\ddot{\phi}_{DCT,odd,in}}{i_{DCT,actual}} \quad (6.4)$$

Respectiv, pentru ambreiajul închis aparținând arborelui de intrare par este dată de relația:

$$\dot{\phi}_{DCT,out} = \frac{\dot{\phi}_{DCT,even,in}}{i_{DCT,actual}} \quad (6.5)$$

$$\ddot{\phi}_{DCT,out} = \frac{\ddot{\phi}_{DCT,even,in}}{i_{DCT,actual}} \quad (6.6)$$

unde: $\dot{\phi}_{DCT,out}$ este viteza unghiulară de ieșire, $\dot{\phi}_{DCT,odd/even,in}$ este viteza unghiulară de intrare (impară/pară), $\ddot{\phi}_{DCT,out}$ este accelerația unghiulară de ieșire, $\ddot{\phi}_{DCT,odd/even,in}$ este accelerația unghiulară de intrare (impară/pară), respectiv $i_{DCT,actual}$ este raportul de transmisie real.

Pierderile de moment dependente de viteza unghiulară pot fi definite separat pentru ramificația impară $M_{DCT,speedloss,odd}$, ramificația pară $M_{DCT,speedloss,even}$, respectiv partea secundară $M_{G,speedloss,secondary}$, prin următoarele relații:

$$M_{DCT,speedloss,odd} = M_{DCT,speedloss,odd}(N_{DCT,actual,odd}, \dot{\phi}_{DCT,odd,in}) \quad (6.7)$$

$$M_{DCT,speedloss,even} = M_{DCT,speedloss,even}(N_{DCT,actual,even}, \dot{\phi}_{DCT,even,in}) \quad (6.8)$$

$$M_{G,speedloss,secondary} = M_{G,speedloss,secondary}(N_{DCT,actual}, \dot{\phi}_{DCT,out}) \quad (6.9)$$

unde: $N_{DCT,actual,odd/even}$ este treapta curentă de viteză pentru ramificația impară/pară.

Atunci când se ține cont de temperatura mecanismului T_{DCT} relațiile pentru pierderi pot fi definite:

$$M_{DCT,speedloss,odd} = M_{DCT,speedloss,odd}(T_{DCT}, N_{DCT,actual,odd}, \dot{\phi}_{DCT,odd,in}) \quad (6.10)$$

$$\begin{aligned} M_{DCT,speedloss,even} \\ = M_{DCT,speedloss,even}(T_{DCT}, N_{DCT,actual,even}, \dot{\phi}_{DCT,even,in}) \end{aligned} \quad (6.11)$$

$$M_{G,speedloss,secondary} = M_{G,speedloss,secondary}(T_{DCT}, N_{DCT,actual}, \dot{\phi}_{DCT,out}) \quad (6.12)$$

Eficiența transmisiei $\eta_{DCT,transmission}$ este exprimată pentru treapta de viteză selectată pe fiecare dintre ramificațiile impară/pară:

$$\eta_{DCT,transmission} = \eta_{DCT,transmission}(N_{DCT,actual}) \quad (6.13)$$

Pierderile dependente de moment dependente de transmisie pot fi definite separat pentru ramificația impară $M_{DCT,transmissionloss,odd}$, ramificația pară $M_{DCT,transmissionloss,even}$ prin următoarele relații:

$$\begin{aligned} M_{DCT,transmissionloss,odd} \\ = (M_{DCT,odd,in} - M_{DCT,speedloss,odd}) \\ \cdot (1 - \eta_{DCT,transmission,odd}) \end{aligned} \quad (6.14)$$

$$\begin{aligned} M_{DCT,transmissionloss,even} \\ = (M_{DCT,even,in} - M_{DCT,speedloss,even}) \\ \cdot (1 - \eta_{DCT,transmission,even}) \end{aligned} \quad (6.15)$$

unde: $M_{DCT,even,in}$ este momentul static pe ramificația impară, respectiv $M_{DCT,even,in}$ este momentul static pe ramificația pară, $\eta_{DCT,transmission,odd}$ este eficiența transmisiei pe ramificația impară, respectiv $\eta_{DCT,transmission,even}$ este eficiența transmisiei pe ramificația pară.

Pierderile dependente de moment obținute prin evaluarea hărților de eficiență 3D definite de utilizator pe ramificația impară, respectiv pe ramificația pară sunt exprimate prin următoarele relații:

$$\begin{aligned} M_{DCT,transmissionloss,odd} \\ = M_{DCT,transmissionloss,odd}(N_{DCT,actual,odd}, \dot{\phi}_{DCT,odd,in}, M_{DCT,odd,in}) \end{aligned} \quad (6.16)$$

$$\begin{aligned} M_{DCT,transmissionloss,even} \\ = M_{DCT,transmissionloss,even}(N_{DCT,actual,even}, \dot{\phi}_{DCT,even,in}, M_{DCT,even,in}) \end{aligned} \quad (6.17)$$

Atunci când se ține cont de temperatura mecanismului T_{DCT} relațiile pentru pierderi pot fi definite prin:

$$\begin{aligned} M_{DCT,transmissionloss,odd} \\ = M_{DCT,transmissionloss,odd}(T_{DCT}, N_{DCT,actual,odd}, \dot{\phi}_{DCT,odd,in}, M_{DCT,odd,in}) \end{aligned} \quad (6.18)$$

$$M_{DCT,transmissionloss,even} = M_{DCT,transmissionloss,even}(T_{DCT}, N_{DCT,actual,even}, \dot{\phi}_{DCT,even,in}, M_{DCT,even,in}) \quad (6.19)$$

Valorile eficienței obținute prin evaluarea hărților de eficiență 3D definite de utilizator pe ramificația impară, respectiv pe ramificația pară sunt exprimate prin relațiile:

$$\eta_{DCT,transmission,odd} = \eta_{DCT,transmission,odd}(N_{DCT,actual,odd}, \dot{\phi}_{DCT,odd,in}, M_{DCT,odd,in}) \quad (6.20)$$

$$\eta_{DCT,transmission,even} = \eta_{DCT,transmission,even}(N_{DCT,actual,even}, \dot{\phi}_{DCT,even,in}, M_{DCT,even,in}) \quad (6.21)$$

Atunci când se ține cont de temperatura mecanismului T_{DCT} relațiile pentru eficiența transmisiei pot fi definite prin:

$$\eta_{DCT,transmission,odd} = \eta_{DCT,transmission,odd}(T_{DCT}, N_{DCT,actual,odd}, \dot{\phi}_{DCT,odd,in}, M_{DCT,odd,in}) \quad (6.22)$$

$$\eta_{DCT,transmission,even} = \eta_{DCT,transmission,even}(T_{DCT}, N_{DCT,actual,even}, \dot{\phi}_{DCT,even,in}, M_{DCT,even,in}) \quad (6.23)$$

Pierderile dependente de moment și eficiență sunt exprimate prin următoarele relații:

$$M_{DCT,transmissionloss,odd} = (M_{DCT,odd,in} - M_{DCT,speedloss,odd}) \cdot (1 - \eta_{DCT,transmission,odd}) \quad (6.24)$$

$$M_{DCT,transmissionloss,even} = (M_{DCT,even,in} - M_{DCT,speedloss,even}) \cdot (1 - \eta_{DCT,transmission,even}) \quad (6.25)$$

Pierderile de moment în funcție de raportul de transmisie real pentru cele două ramificații sunt exprimate prin următoarele relații:

$$M_{DCT,loss,odd} = M_{DCT,transmissionloss,odd} + M_{DCT,speedloss,odd} + \frac{M_{DCT,speedloss,secondary}}{i_{DCT,actual,odd}} \quad (6.26)$$

$$M_{DCT,loss,even} = M_{DCT,transmissionloss,even} + M_{DCT,speedloss,even} + \frac{M_{DCT,speedloss,secondary}}{i_{DCT,actual,even}} \quad (6.27)$$

Puterea totală $P_{DCT,out}$ la ieșirea transmisiei DCT este exprimată prin suma puterilor prin cele două ramificații impară $P_{DCT,odd,in}$, respectiv pară $P_{DCT,even,in}$ și este exprimată prin relațiile [31]:

$$P_{DCT,odd,in} = M_{DCT,odd,in} \dot{\phi}_{DCT,odd,in} \quad (6.28)$$

$$P_{DCT,even,in} = M_{DCT,even,in} \dot{\phi}_{DCT,even,in} \quad (6.29)$$

$$P_{DCT,out} = M_{DCT,out} \dot{\phi}_{DCT,out} \quad (6.30)$$

Randamentul total al transmisiei DCT η_{DCT} este exprimat prin relația:

$$\eta_{DCT} = \frac{P_{DCT,total,out}}{P_{DCT,total,in}} \quad (6.31)$$

unde: $P_{DCT,total,in}$ este puterea totală la intrarea transmisiei DCT, respectiv $P_{DCT,total,out}$ este puterea totală la ieșirea transmisiei DCT.

6.3 Transmisia cu dublu ambreiaj - modelul virtual

6.3.1 Modelul virtual pentru dublu ambreiaj (Double Clutch Transmission)

Modelul virtual pentru transmisia cu dublu ambreiaj DCT (**Double Clutch Transmission**) conține două ambreiaje care pot fi acționate individual, astfel încât să fie posibilă o schimbare optimă a transmisiei momentului motor de la o ramură la cealaltă ramură a lanțului cinematic.

Principalele proprietăți și setări ale parametrilor transmisiei cu dublu ambreiaj, respectiv opțiunile de configurare ale acestora sunt următoarele:

1. pierderile de moment motor dependente de viteza unghiulară (**Torque Loss Speed Dependent**) care sunt definite ca o funcție a treptei de viteză și a vitezei unghiulare. Acest model descrie pierderile în elementele mobile cu frecare;
2. pierderile de transmisie (**Transmission Loss**) care pot fi setate în următoarele moduri:
 - a. dezactivat (**Deactivated**) atunci când în funcționarea DCT nu sunt luate în considerare pierderile;
 - b. eficiență (**Efficiency**) atunci când pierderile sunt calculate în funcție de randamentul dependent de tipul de angrenaj selectat;
 - c. harta pierderilor de moment motor (**Torque Loss Map**) atunci când pierderile sunt calculate în funcție de tipul de angrenaj, viteza unghiulară și de momentul motor;
 - d. harta eficienței (**Efficiency Map**) atunci când pierderile sunt calculate pe baza unei hărți a eficienței, în funcție de tipul de angrenaj, viteza unghiulară și de momentul motor;
 - e. harta pierderilor de moment (**Torque Loss Regular Map**) care este definită pentru fiecare treaptă de viteză în mod separat. Pierderile de moment sunt definite ca o funcție dependentă de viteza unghiulară și de momentul motor;
 - f. pierderile de moment din magistrala de date (**Torque Loss from Data Bus**) pentru fiecare ramură a transmisiei care se obțin prin canalele magistralei de date de intrare: pierderi de moment impare (**Torque Loss Odd**) și pierderi de moment pare (**Torque Loss Even**);
3. timpul de sincronizare (**Synchronization Time**) care are rolul de a sincroniza vitezele unghiulare ale ramurii de intrare dedicate și vitezele unghiulare ale arborelui de ieșire a unei transmisii DCT înainte de schimbarea treptei de viteză:

- a. dezactivată (**Disabled**) situație în care valoarea implicită a timpului de sincronizare este 0,1 s;
 - b. activată (**Enable**) situație în care timpul de sincronizare este dependent de tipul de angrenaj activ;
4. proprietăți de masă (**Mass Properties**) care pot fi setate în următoarele moduri:
- a. momentul de inerție impar (**Moment of Inertia Odd**) pe partea impară a transmisiei;
 - b. momentul de inerție par (**Moment of Inertia Even**) pe partea pară a transmisiei;
 - c. momentul de inerție (**Moment of Inertia**) pe partea prizei de putere.

6.3.2 Modelul virtual DCT Control Component C11008

Modelul virtual **DCT Control Component C11008** (figura 6.3) este dezvoltat în aplicația de simulare computerizată **AVL CRUISE™ M** și reprezintă un algoritmul de control al transmisiei cu dublu ambreiaj DCT (**Double Clutch Transmission**).

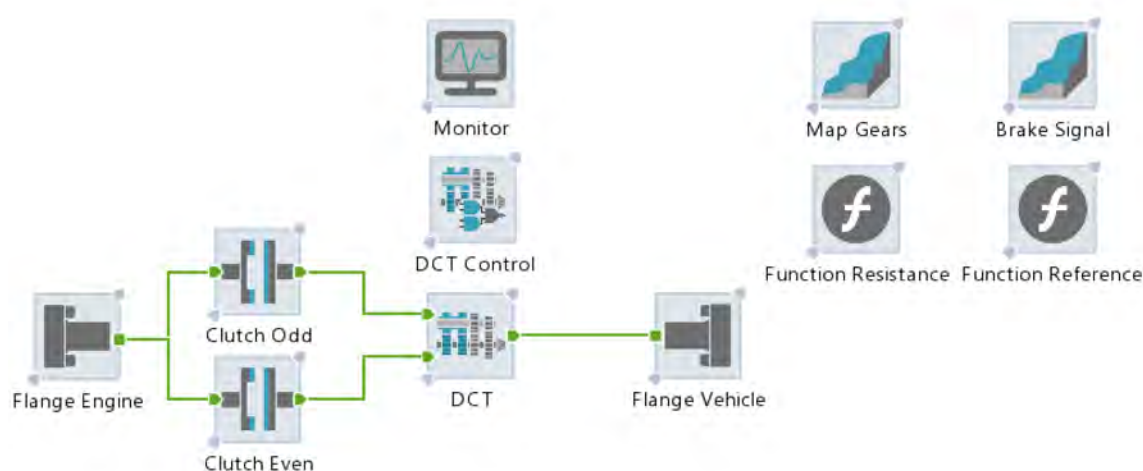


Figura 6.3 Modelul virtual DCT Control Component C11008 [AVL CRUISE™ M]

Datele inițiale pentru elementul **Flange** sunt prezentate în tabelul 6.1.

Tabel 6.1 Datele inițiale pentru elementul Flange

Flange	Flange Engine	Flange Vehicle
Type	Flange	Flange
Control variable	Torque	Torque
Moment of inertia [kgm ²]	0.2	17

Transmisia dublu ambreiaj DCT (**Double Clutch Transmission**) folosește două ambreiaje separate (**Clutch Odd** pentru treptele impare de viteză și **Clutch Even** pentru treptele pare de viteză) pentru a opera schimbări rapide ale treptelor de viteză, cu pierderi minime de putere. Datele inițiale pentru elementul **Clutch** sunt prezentate în tabelul 6.2.

Tabel 6.2 Datele inițiale pentru elementul Clutch

Clutch	Clutch Odd	Clutch Even
Model	Simple	Simple
Control variable	Desired torque	Desired torque
Locked	Off	Off

Moment of inertia in [kgm ³]	0	0
Moment of inertia out [kgm ³]	0.1	0.1
Maxim transferable torque [Nm]	200	200
Pressure force clutch on [N]	5000	5000
Pressure force clutch off [N]	0	0
Thermal model type	Defined temperature	
Solid temperature [°C]	25	25

Elementul **Double Clutch Transmission** reprezintă o transmisie manual-automată care folosește două ambreiaje separate pentru seturile de viteze pare și impare. Datele inițiale pentru elementul DCT sunt prezentate în tabelul 6.3.

Tabel 6.3 Datele inițiale pentru elementul Double Clutch Transmission

Double Clutch Transmission				Setări
Torque loss speed dependent				Off
Transmission loss				Efficiency
Synchronization time				On
Results in online monitor				Off
Data bus channels as results				Off
Moment of inertia odd [kgm ²]				0.015
Moment of inertia even [kgm ²]				0.015
Moment of inertia out [kgm ²]				0.015
Thermal model type				Defined temperature
Solid temperature [°C]				25
Gear	Transmission ratio [-]	Efficiency [-]	Synchronization time [s]	
1	4.620	0.850	0.250	
2	2.980	0.880	0.300	
3	1.890	0.900	0.000	
4	1.530	0.920	0.400	
5	1.120	0.950	0.450	
6	1.000	0.970	0.500	

Elementul **DCT Control** asigură algoritmul de schimbare a vitezelor și controlul acționării celor două ambreiaje (**Clutch Odd**, respectiv **Clutch Even**) (figura 6.4 și tabelul 6.4).

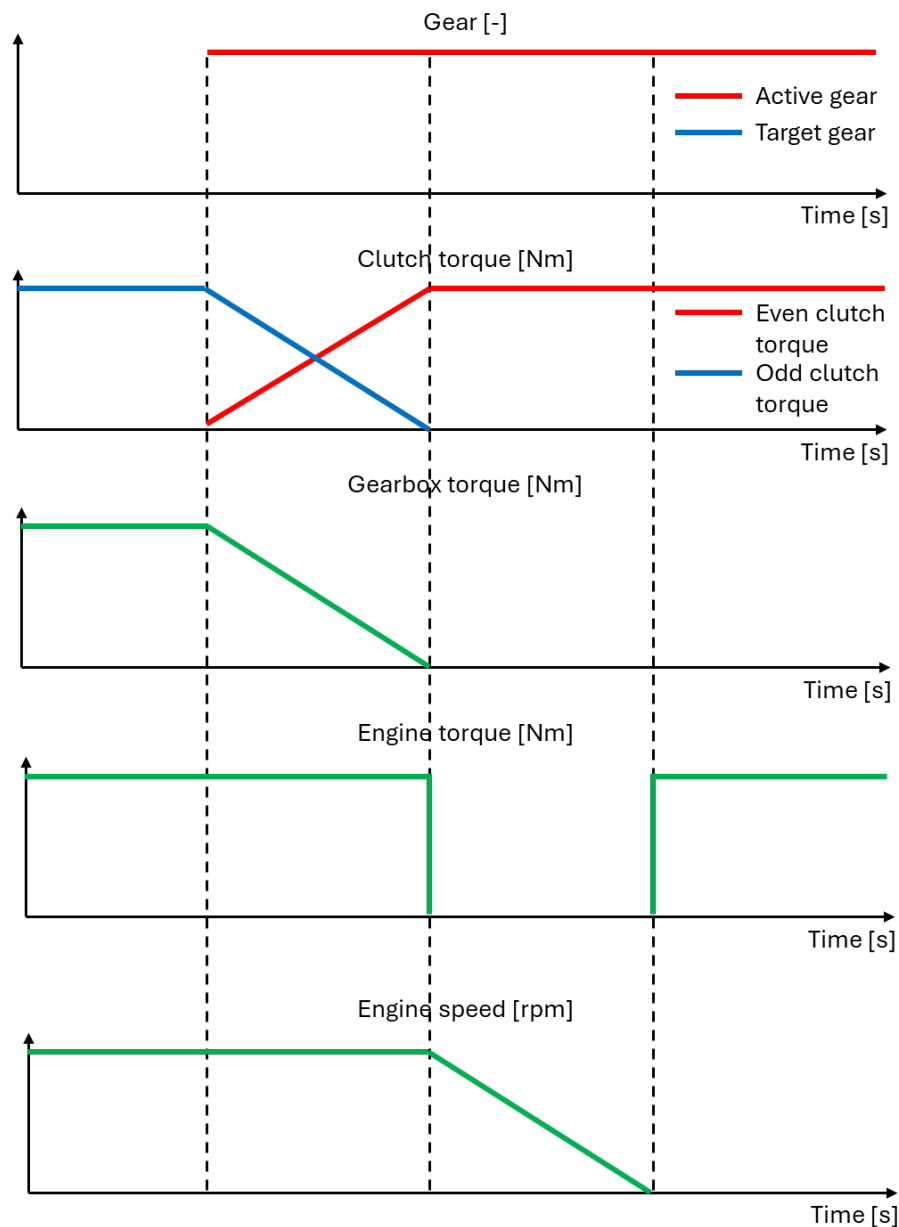


Figura 6.4 Caracteristica Shifting Process Definition

Tabel 6.4 Datele inițiale pentru elementul DCT Control

DCT Control	Setări
Control variable	Torque
Clutch actuation at launch	Characteristic
Clutch actuation at stop	Use actuation at launch
Preselection strategy	Base preselection strategy
Engine side inertia [kgm^3]	0.2
Highest gear in DCT [-]	6
Shifting process definition	

Active gear [-]	1				
Target gear [-]	2				
Torque [Nm]	0.1				
Torque phase time [s]	0.3				
Speed phase time [s]	0.3				
Clutch actuation at launch					
Speed [rpm]	700	1300	1500	1700	2000
Clutch release [-]	1	1	0.8	0.3	0

Algoritmului de schimbare a treptelor de viteze este stabilit de caracteristicile de tip hartă generală **Map Gears** (tabelul 6.5, respectiv figura 6.5) și **Brake Signal** (tabelul 6.6, respectiv figura 6.6).

Tabel 6.5 Datele inițiale pentru elementul Map Gears

Map Gears	Setări
Evaluation mode	Co-simulation
Map mode	Characteristic
Input is time	Off
Results in online monitor	Off
Data bus channels as results	Off
Online actuation	Off

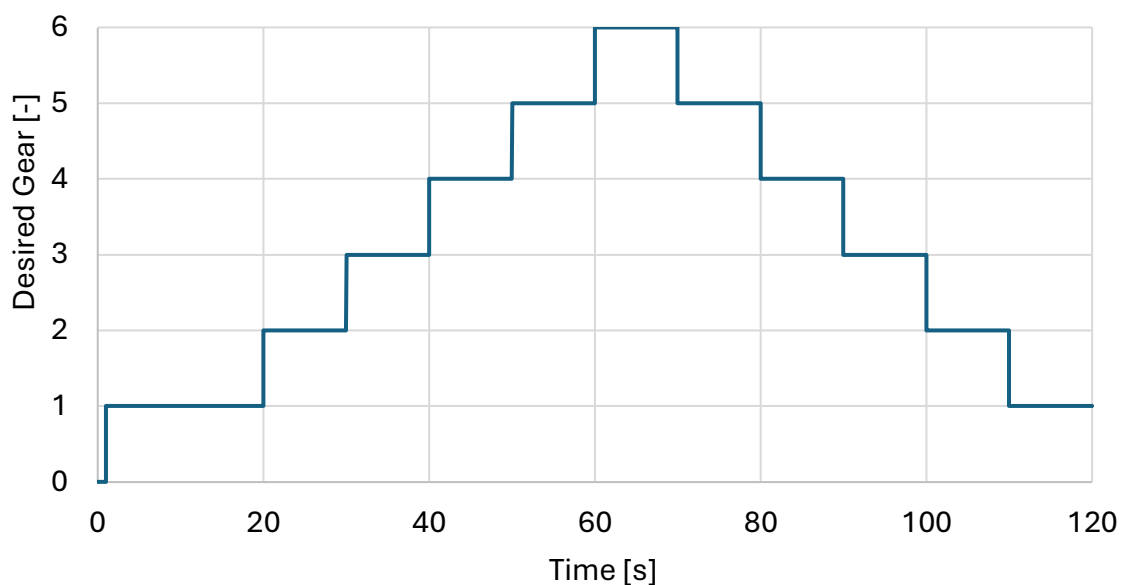


Figura 6.5 Caracteristica Map Gears

Tabel 6.6 Datele inițiale pentru elementul Brake Signal

Brake Signal	Setări
Evaluation mode	Co-simulation
Map mode	Characteristic
Input is time	Off
Results in online monitor	Off
Data bus channels as results	Off
Online actuation	Off

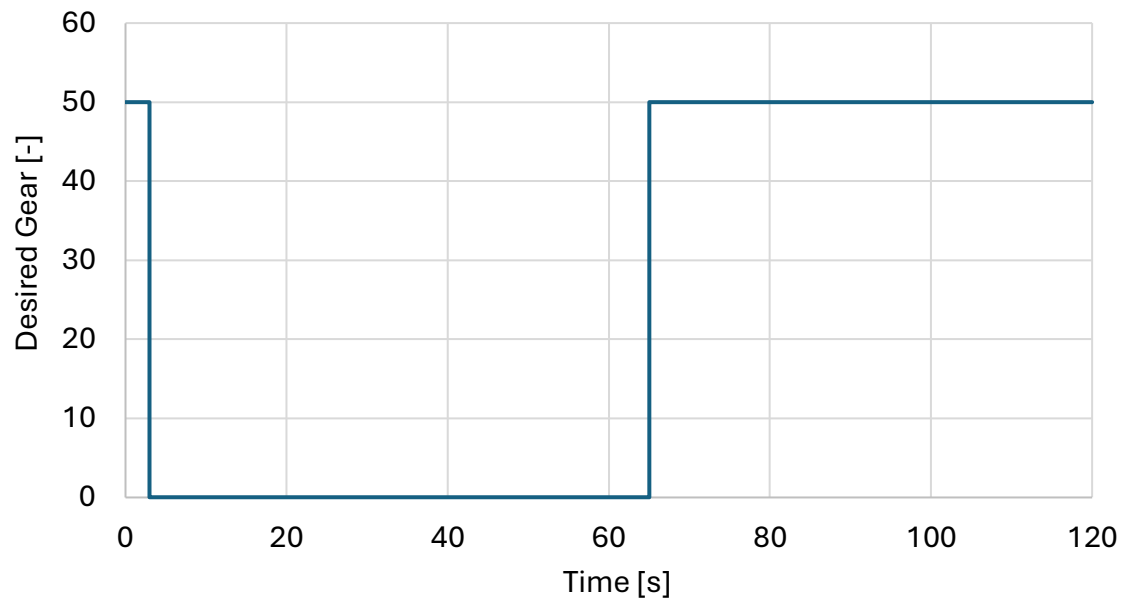


Figura 6.6 Caracteristica Brake Signal

Datele inițiale pentru **Resistance C-Function** sunt prezentate în tabelul 6.7.

Tabel 6.7 Datele inițiale pentru elementul Resistance C-Function

Resistance C-Function	Setări
Evaluation mode	Co-simulation
Results in online monitor	Off
Data bus channels as results	Off
Output after every simulation step	From output
Component step size	From master
double A=50.; double B=0.5; double C=0.05; double r_dyn=0.32;	

double i_FD=3.; double vel; double resistance; vel = a[0] * r_dyn / i_FD; resistance = A + B*vel + C*vel*vel ; y[0] = resistance * r_dyn / i_FD * tanh(-vel);					
Channel	Name	Unit	Variable	Minimum	Maximum
Input	Speed	-	a(0)	-1e+111	1e+111
Output	Resistance	-	y(0)	-1e+111	1e+111

Datele inițiale pentru **Reference C-Function** sunt prezentate în tabelul 6.8.

Tabel 6.8 Datele inițiale pentru elementul Reference C-Function

Reference C-Function				Setări	
Evaluation mode				Co-simulation	
Results in online monitor				Off	
Data bus channels as results				Off	
Output after every simulation step				From output	
Component step size				From master	
/*double realTime;*/ y[0]=realTime; if(realTime > 2.5) y[2] = 50; if(realTime > 40) y[2] = -20; y[3] = a[0];					
Channel	Name	Unit	Variable	Minimum	Maximum
Input	Velocity input	-	a(0)	-1e+111	1e+111
Output	Time	-	y(0)	-1e+111	1e+111
Output	Max clutch torque	Nm	y(1)	-1e+111	1e+111
Output	Engine torque	Nm	y(2)	-1e+111	1e+111
Output	Velocity output	-	y(3)	-1e+111	1e+111

Datele inițiale pentru elementul **Monitor** sunt prezentate în tabelul 6.9.

Tabel 6.9 Datele inițiale pentru elementul Monitor

Name		Unit	Default	Minimum	Maximum
Current gear	Inputs	-	0	-1e+111	1e+111
Desired gear odd	Inputs	-	0	-1e+111	1e+111
Desired gear even	Inputs	-	0	-1e+111	1e+111
Desired clutch torque odd	Inputs	Nm	0	-1e+111	1e+111
Desired clutch torque even	Inputs	Nm	0	-1e+111	1e+111
Desired modified torque	Inputs	Nm	0	-1e+111	1e+111

Funcționarea modelului este controlată pe magistrala **Data Bus Connections** (tabelul 6.10) în funcție de sarcina și turația motorului stabilite în **Cockpit**.

Tabel 6.10 Conexiunile pe magistrala Data Bus Connections

Element 1	Port	Element 2	Port
Clutch even	Desired torque	DCT Control	Desire clutch torque even
Clutch odd	Desired torque	DCT Control	Desire clutch torque odd
DCT	Desired gear odd	DCT Control	Desired gear odd
DCT	Desired gear even	DCT Control	Desired gear even
DCT Control	Desired torque	Function reference	Engine torque
DCT Control	Desired gear	Map gear	Desire gear
DCT Control	Preselected gear odd	DCT	Current gear odd
DCT Control	Preselected gear even	DCT	Current gear even
DCT Control	Clutch input speed	Flange engine	Rotational speed
DCT Control	Clutch speed odd	Clutch odd	Output speed
DCT Control	Clutch speed even	Clutch even	Output speed
DCT Control	Engine torque	Flange engine	Flange torque
DCT Control	Maximum clutch torque odd	Function reference	Max clutch torque
DCT Control	Maximum clutch torque even	Function reference	Max clutch torque
DCT Control	Brake signal	Brake signal	Brake signal
DCT Control	Velocity	Function reference	Velocity output

Flange engine	Flange torque	DCT Control	Desire torque
Flange vehicle	Flange torque	Function resistance	Resistance

După rularea simulărilor computerizate pentru modelul virtual **DCT Control Component C11008** în modul **Single Calculation** au fost înregistrate următoarele rezultate (figura 6.7, figura 6.8, figura 6.9, respectiv figura 6.10).

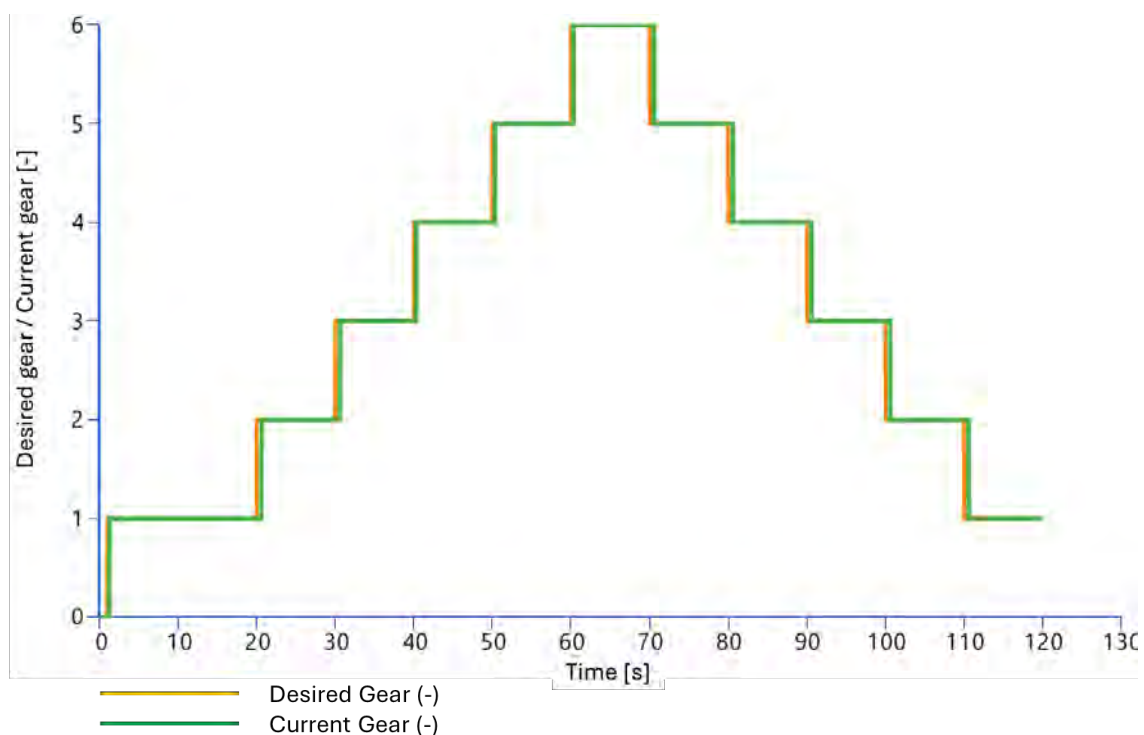


Figura 6.7 Modelul virtual DCT Control Component C11008 (1)

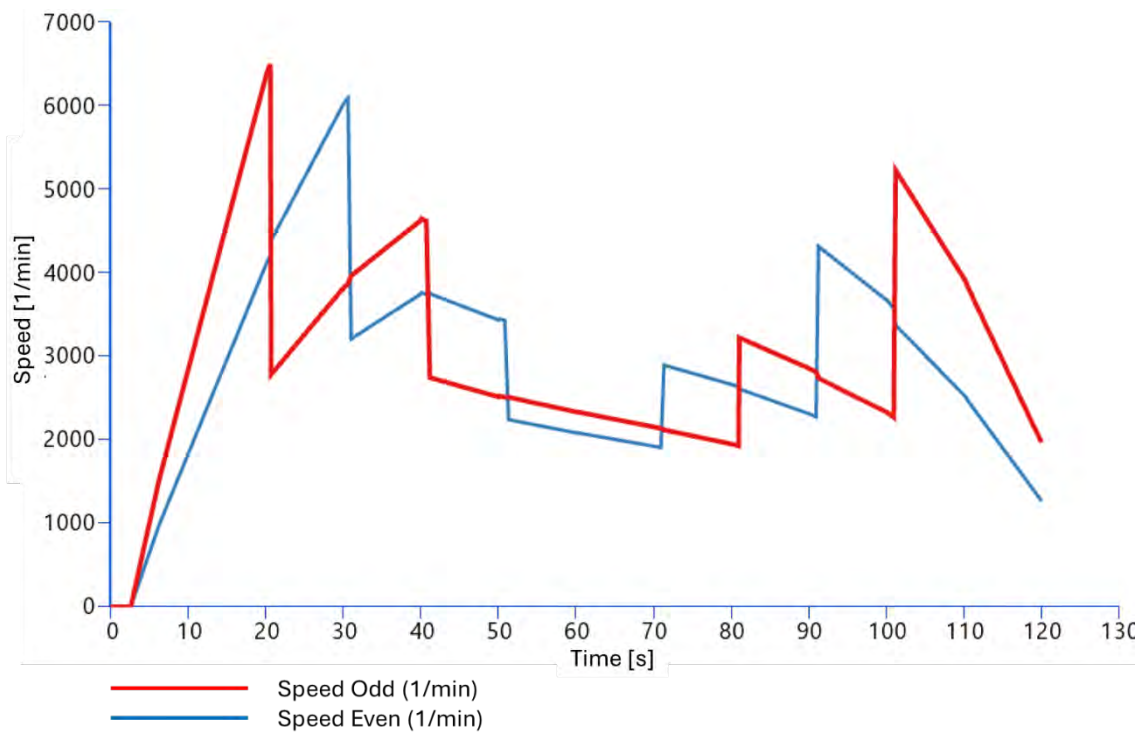


Figura 6.8 Modelul virtual DCT Control Component C11008 (2)

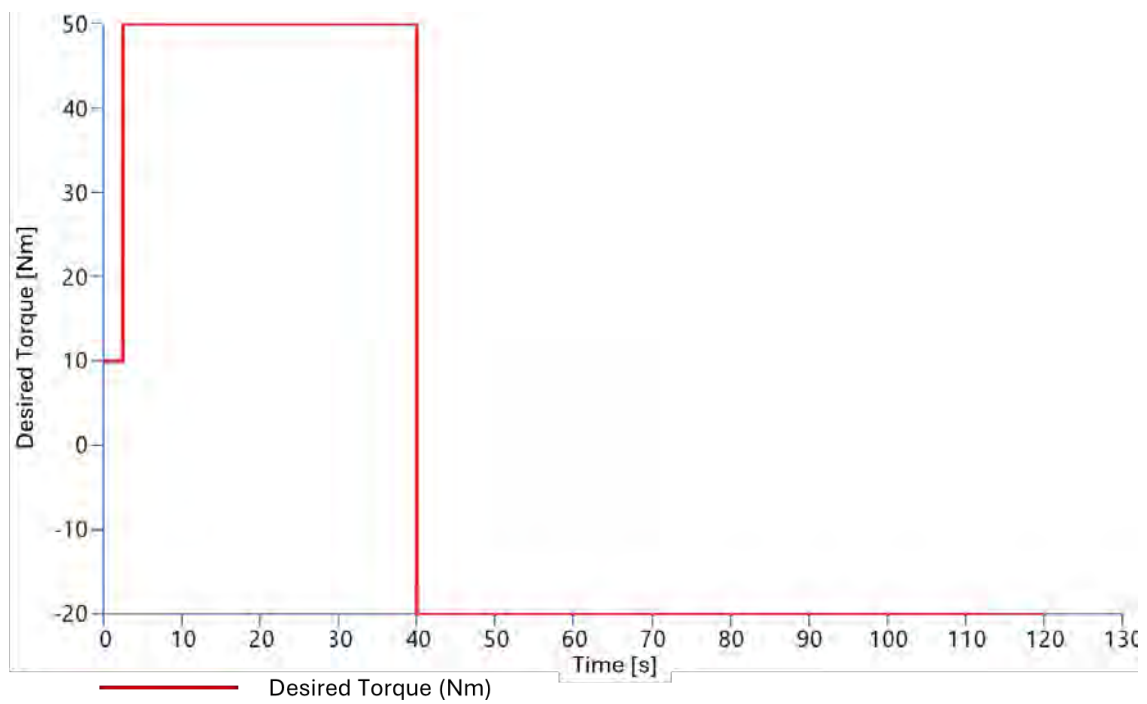


Figura 6.9 Modelul virtual DCT Control Component C11008 (3)

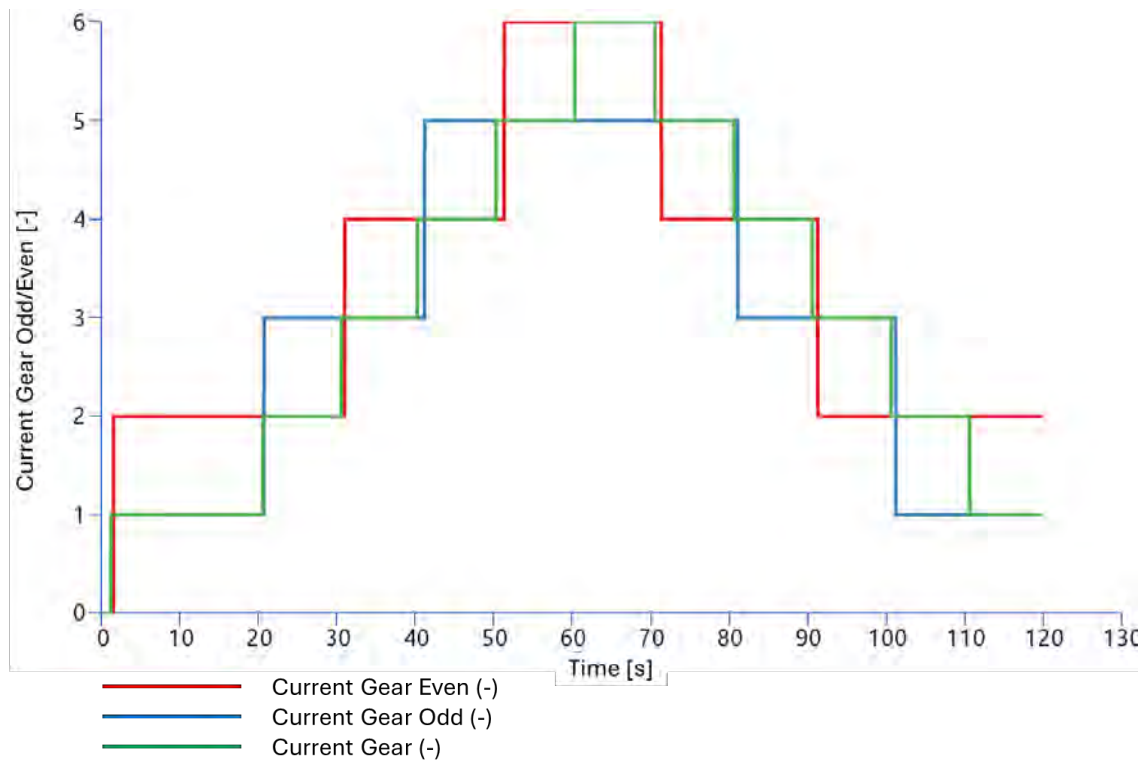


Figura 6.10 Modelul virtual DCT Control Component C11008 (4)

6.3.3 Modelul virtual DCT 4WD MBE Friction C11023

Modelul virtual **DCT 4WD MBE Friction C11023** (figura 6.12) este dezvoltat în aplicația de simulare computerizată **AVL CRUISE™ M** și reprezintă un autovehicul cu tracțiune integrală (4WD) echipat cu un sistem de transmisie cu dublu ambreiaj DCT (**Double Clutch Transmission**).

Configurația sistemului de propulsie pentru modelul virtual de autovehicul cu tracțiune integrală 4WD conține un motor cu ardere internă (**Map Based Engine**) o transmisie cu dublu ambreiaj DCT (**Double Clutch Transmission**) care folosește două ambreiaje separate (**Clutch Odd** pentru treptele impare de viteză și **Clutch Even** pentru treptele pare de viteză) pentru a opera schimbări rapide ale treptelor de viteză, cu pierderi minime de putere și o cutie de viteze (**Gearbox**).

Strategia de schimbare a vitezelor este controlată de elementele **GB Control** și **DCT Control**.

Motorul este comandat prin semnalul de sarcină (**Load Signal**) provenit din **Cockpit**.

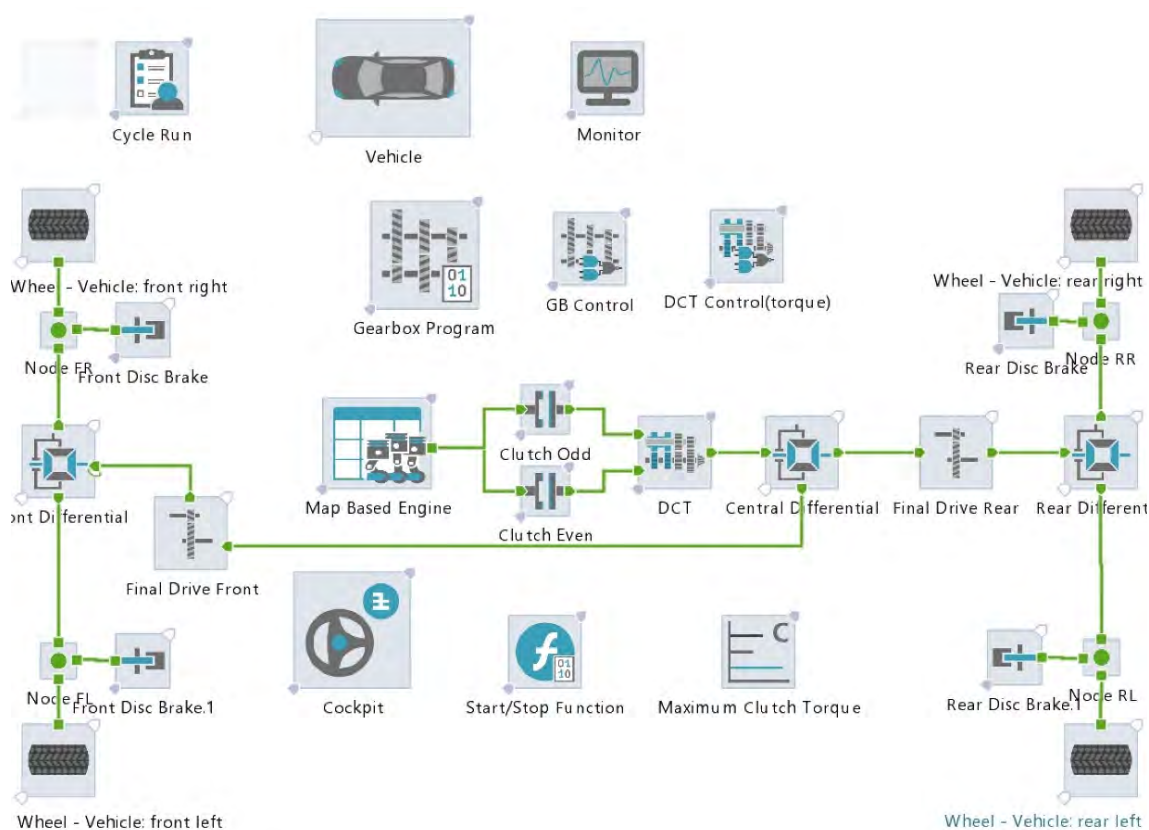


Figura 6.12 DCT 4WD MBE Friction C11023 [AVL CRUISE™ M]

Datele inițiale pentru elementul **Map Based Engine** sunt prezentate în tabelul 6.11.

Tabel 6.11 Datele inițiale pentru elementul Map Based Engine

Map Based Engine	Setări
Fuel consumption map unit	Expressed as mass flow
Engine type	Reciprocating 4 stroke
Transient model	None
Friction model	On
Control mode	Load controlled
Zero load criteria	0 Load to motoring torque
Full load gear dependent	Off
Fuel shut off	Off
Fuel type	Gasoline.bgp
Fuel specific carbon content [-]	0.87591
Fuel's lower heat value of combustion [kJ/kg]	43500
Fuel's density [kg/m ³]	748
Oil type	SAE 10W40
Programs	Basic programs
Number of active cylinders	4
Use data bus exhaust proportion of waste energy	Off
Exhaust proportion of waste energy [-]	0.5
Plant characteristics [Speed/Torque/BSFC]	3D Characteristic
Motoring torque [Speed/Torque]	2D Characteristic
Full load torque [Speed/Torque]	2D Characteristic
Fuel consumption [Speed/Torque/Consumption]	3D Characteristic
Friction model	2D Characteristic
Friction model type	Calculated
Reference temperature [°C]	90
Exponent of FMEP characteristic [-]	0.01
Control type	Internal
Use data bus idle speed	Off
Engine idle speed [1/min]	750
Load limit	1
Internal idle type	Calculated
Gain	High
Consider extra inertia	Off
Engine displacement [cm ³]	2478
Number of cylinders	4
Engine inertia [kgm ³]	0.12

Extra inertia from auxiliaries [kgm ³]	0
Engine stall speed [1/min]	500
Engine maximum speed [1/min]	6000
Delta statistic friction [Nm]	0.1
Thermal model type	Defined temperature
Solid temperature [°C]	25

Elementul **Clutch** este format din două ambreiaje separate **Clutch Odd** pentru treptele impare de viteză și **Clutch Even** pentru treptele pare de viteză. Datele inițiale pentru elementul **Clutch** sunt prezentate în tabelul 6.12.

Tabel 6.12 Datele inițiale pentru elementul Clutch

Clutch	Clutch Odd	Clutch Even
Model	Simple	Simple
Control variable	Desired torque	Desired torque
Results in online monitor	Off	Off
Data bus channels as results	Off	Off
Locked	Off	Off
Moment of inertia in [kgm ³]	0.01	0.01
Moment of inertia out [kgm ³]	0.01	0.01
Maxim transferable torque [Nm]	250	250
Pressure force clutch on [N]	5000	5000
Pressure force clutch off [N]	0	0
Thermal model type	Defined temperature	
Solid temperature [°C]	25	25

Datele inițiale pentru elementul **Double Clutch Transmission** sunt prezentate în tabelul 6.13.

Tabel 6.13 Datele inițiale pentru elementul Double Clutch Transmission

Double Clutch Transmission	Setări
Torque loss speed dependent	Off
Transmission loss	Deactivated
Synchronization time	Off
Results in online monitor	Off
Data bus channels as results	Off
Moment of inertia odd [kgm ²]	0.015

Moment of inertia even [kgm ²]		0.015
Moment of inertia out [kgm ²]		0.015
Thermal model type		Defined temperature
Solid temperature [°C]		25
Gear transmission ratio	Gear [-]	Transmission ratio [-]
	1	4.620
	2	2.980
	3	1.890
	4	1.530
	5	1.120
	6	1.000

Datele inițiale pentru elementul **DCT Control** asigură algoritmul de schimbare a vitezelor și controlul acționării celor două ambreiaje (**Clutch Odd**, respectiv **Clutch Even**). Datele inițiale pentru elementul **DCT Control** sunt prezentate în tabelul 6.14.

Tabel 6.14 Datele inițiale pentru elementul DCT Control

DCT Control	Setări
Control variable	Torque
Clutch actuation at launch	=Clutch_actuation_at_launch
Clutch actuation at stop	=Clutch_actuation_at_stop
Preselection strategy	Base preselection strategy
Engine side inertia [kgm ³]	0.12
Highest gear in DCT [-]	6
Active gear [-]	1
Target gear [-]	2
Torque [Nm]	0.5
Torque phase time [s]	0.5
Speed phase time [s]	0.5
Launch speed	
Torque [Nm]	0.5
Launch speed [rpm]	1200
Tolerance [rpm]	100

Datele inițiale pentru elementul **GB Control** sunt prezentate în tabelul 6.15.

Tabel 6.15 Datele inițiale pentru elementul GB Control

GB Control	Setări				
Time delay gear dependent	Off				
Skipping gears for upshifting allowed	Off				
Skipping gears for downshifting allowed	Off				
Tiptronic	Off				
Shifting strategy	Gearbox program				
Gear	1	2	3	4	5
Upshifting according to velocity [km/h]	15	30	45	65	90
Downshifting according to velocity [km/h]	10	25	40	60	82
Upshifting according to speed [rpm]	3000	3000	3000	3000	3000
Downshifting according to speed [rpm]	1500	1500	1500	1500	1500

Datele inițiale pentru elementul **GB Program** sunt prezentate în tabelul 6.16 și în figura 6.13.

Tabel 6.16 Datele inițiale pentru elementul GB Program

GB Program	Setări
Kickdown table	Off
Shift remaining time	Off
Skipping gears for upshifting allowed	On
Skipping gears for downshifting allowed	On
Shifting program 1	Enable
Shifting program 2 ... 5	Disable
Upshifting and downshifting program	Speed

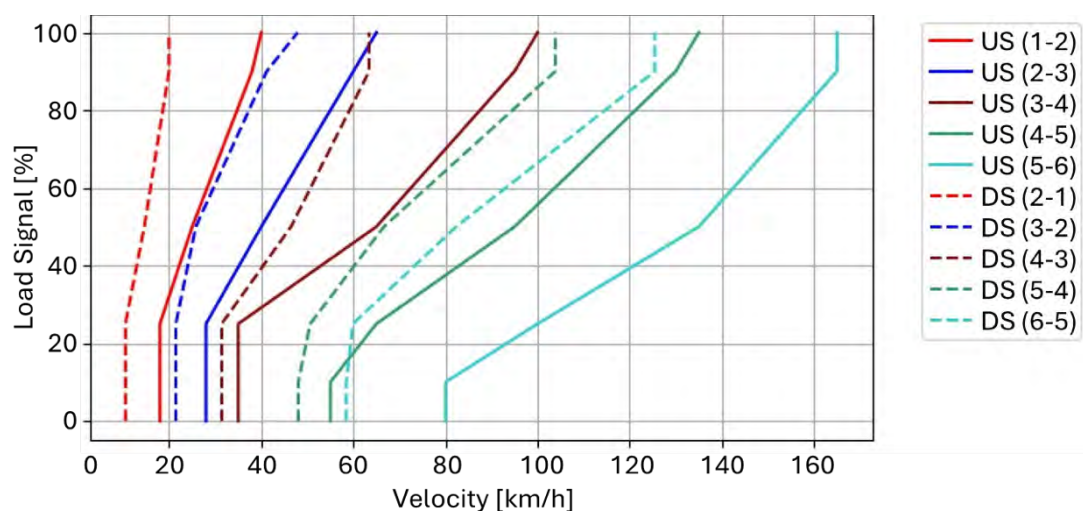


Figura 6.13 Algoritmul de schimbare a vitezelor [GB Program]

Datele inițiale pentru elementul **Differential** sunt prezentate în tabelul 6.17.

Tabel 6.17 Datele inițiale pentru elementul Differential

Differential	Front	Central	Rear
Differential lock	Unlocked	Unlocked	Unlocked
Transmission loss	Deactivated	Deactivated	Deactivated
Results in online monitor	Off	Off	Off
Data bus channels as results	Off	Off	Off
Moment of inertia in [kgm ³]	0.015	0.015	0.015
Moment of inertia out1 [kgm ³]	0.015	0.015	0.015
Moment of inertia out2 [kgm ³]	0.015	0.015	0.015
Torque split factor	1	1	1

Raportul final de transmisie SRT (**Single Ratio Transmission**) modelează un pas de turație cu un raport fix, luând în considerare pierderile constante de moment și momentele de inerție ale transmisiei. Datele inițiale pentru elementul **Final Drive** sunt prezentate în tabelul 6.18.

Tabel 6.18 Datele inițiale pentru elementul Final Drive

Final Drive	Front	Rear
Torque loss speed dependent	Off	Off
Transmission loss	Efficiency	Efficiency
Results in online monitor	Off	Off
Data bus channels as results	Off	Off
Ratio type	Transmission ratio	
Ratio [-]	3	3
Moment of inertia in [kgm ³]	0.008	0.008
Moment of inertia out [kgm ³]	0.015	0.015
Efficiency	0.97	0.97

Datele inițiale pentru elementul **Brake** sunt prezentate în tabelul 6.19.

Tabel 6.19 Datele inițiale pentru elementul Brake

Brake	FR	FL	RR	RL
Dynamic mode	On			
Control variable	Brake Pressure			

Results in online monitor	Off			
Data bus channels as results	Off			
Brake piston surface [mm ²]	1800	1800	1500	1500
Friction coefficient [-]	0.25	0.25	0.25	0.25
Specific brake factor [-]	1	1	1	1
Effective friction radius [mm]	130	130	110	110
Efficiency [-]	0.99	0.99	0.99	0.99
Moment of inertia [kgm ³]	0.02	0.02	0.015	0.015

Datele inițiale pentru elementul **Wheel** sunt prezentate în tabelul 6.20 și în figura 6.14.

Tabel 6.20 Datele inițiale pentru elementul Wheel

Wheel	Setări			
Vehicle wheel location	Front Right	Front Left	Rear Right	Rear Left
Dynamic rolling radius	Constant value			
Slip	Deactivated			
Rolling resistance model	Standard			
Rolling resistance factor velocity dependent [driving resistance physical]	On			
Rolling resistance correction wheel load dependent	Off			
Rolling resistance correction tire pressure dependent	Off			
Rolling resistance correction temperature dependent	Off			
Moment of inertia [kgm ³]	1.75	1.75	1.75	1.75
Friction coefficient of tire [-]	0.95	0.95	0.95	0.95
Reference wheel load [N]	2500	2500	2500	2500
Wheel load correction coefficient	0.02	0.02	0.02	0.02
Static rolling radius [mm]	305	305	305	305
Dynamic rolling radius [mm]	312	312	312	312
Rolling resistance factor	2D Characteristic			

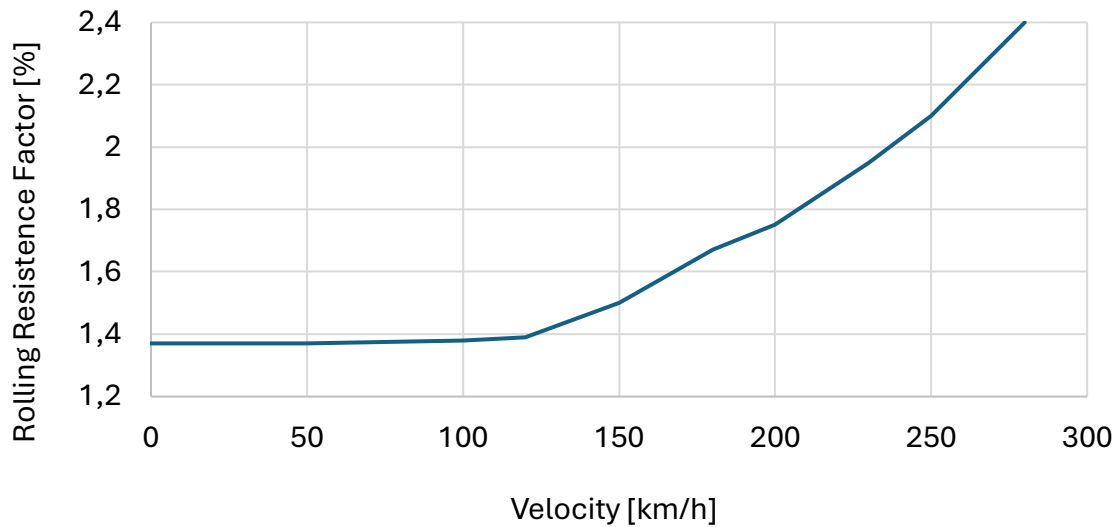


Figura 6.14 Caracteristica Rolling Resistance Factors

Datele inițiale pentru **Start/Stop C-Function** sunt prezentate în tabelul 6.21.

Tabel 6.21 Datele inițiale pentru elementul Start/Stop C-Function

Start/Stop C-Function			Setări		
Evaluation mode			Co-simulation		
Output after every simulation step			From output		
Component step size			From master		
if((Velocity==0)&&(Signal==0)){ Switch=0; } else { Switch=1; }					
Channel	Name	Unit	Variable	Minimum	Maximum
Input	Vehicle velocity	km/h	velocity	-1e+111	1e+111
Input	Load signal	-	load_signal	-1e+111	1e+111
Output	Engine switch	-	engine_switch	-2	2

Datele inițiale pentru elementul **Cockpit** sunt prezentate în tabelul 6.22.

Tabel 6.22 Datele inițiale pentru elementul Cockpit

Cockpit	Setări
Cockpit mode	Automatic
Accelerator pedal selection	Characteristic

Kick down signal	Off	
Number of gears forward	5	
Number of gears reverse	1	
Accelerator pedal travel [%]	0	100
Load signal [%]	0	100
Brake pedal travel [%]	0	100
Brake pressure [bar]	0	180

Datele inițiale pentru elementul **Monitor** sunt prezentate în tabelul 6.23.

Tabel 6.23 Datele inițiale pentru elementul Monitor

Name		Unit	Default	Minimum	Maximum
Vehicle acceleration	Inputs	m/s ²	0	-1e+111	1e+111
Vehicle velocity	Inputs	km/h	0	-1e+111	1e+111
Vehicle distance	Inputs	m	0	-1e+111	1e+111
Engine load signal	Inputs	-	0	-1e+111	1e+111
Engine speed	Inputs	1/min	0	-1e+111	1e+111
Fuel consumption	Inputs	g/s	0	-1e+111	1e+111
Desired gear	Inputs	-	0	-1e+111	1e+111
Current gear	Inputs	-	0	-1e+111	1e+111
Desired velocity profile	Inputs	-	0	-1e+111	1e+111

Datele inițiale pentru elementul **Vehicle** sunt prezentate în tabelul 6.24.

Tabel 6.24 Datele inițiale pentru elementul Vehicle

Vehicle	Setări
Front axle load limited	On
Lifting effect consideration	On
Cornering	Off
Road gradient from data bus	Off
PFA activation	Off
Hitch forces from data bus	Off
Velocity prescription	None
Results in online monitor	Off
Data bus channels as results	Off
Driving resistance selection	Physical
Distance from hitch to front axle [mm]	3300

Wheelbase [mm]	2650		
Height of support point at bench test [mm]	100		
Load state	Empty	Half	Full
Additional load [kg]	100		
Number of passengers [-]	0		
Weight per passenger [kg]	0		
Volume [m ³]	0		
Load density [kg/m ³]	0		
Distance of gravity center Empty/Half/Full [mm]	1250	1255	1263
Height of gravity center Empty/Half/Full [mm]	552	545	530
Height of hitch Empty/Half/Full [mm]	400	390	368
Curb weight [kg]	1380		
Gross weight [kg]	1870		
Location	Roadway		
Frontal area [m ²]	1.88		
Drag input mode	Drag coefficient		
Drag coefficient [-]	0.32		
Lift coefficient front axle [-]	0.032		
Lift coefficient rear axle [-]	0.01		

Datele inițiale pentru elementul **Constants** sunt prezentate în tabelul 6.25.

Tabel 6.25 Datele inițiale pentru elementul Constants

Constants	Unit	Value
Maximum clutch torque	Nm	250

Ciclul de simulare (**Cycle Run**) este format din următoarele elemente:

1. **Profile** care are principalele date inițiale prezentate în tabelul 6.26 și figura 6.15.

Tabel 6.26 Datele inițiale pentru elementul Profile

Profile	Setări
Type	Profile time
Define profile	Driving Cycle
Time from data bus	Off
Foresight into the profile	Off

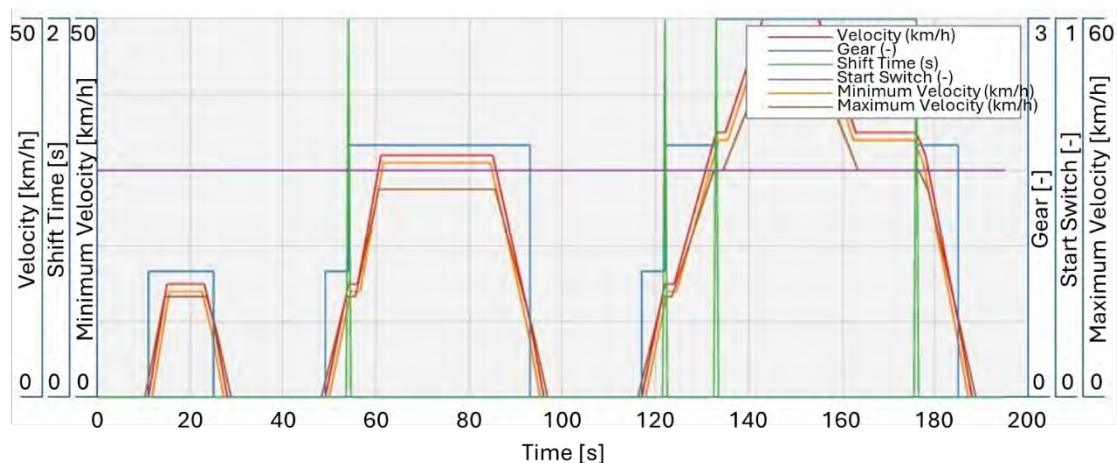


Figura 6.15 Caracteristicile profilului de deplasare (Profile)

2. **Driver** care are principalele date inițiale prezentate în tabelul 6.27.

Tabel 6.27 Datele inițiale pentru elementul Driver

Driver	Setări
Define driver	Standard
Driver control	Closed loop
Velocity control	PI control
Clutch control	Deactivated
Shift points	From data bus
Proportional parameter [-]	1
Integral parameter [1/s]	0.1

3. **Environment** care are principalele date inițiale prezentate în tabelul 6.28.

Tabel 6.28 Datele inițiale pentru elementul Environment

Environment	Setări
Define environment	Standard
Road slope selection	Altitude
Air properties defined by	Air density
Ambient temperature and humidity based on	Distance
Distance [m]	0
Temperature [°C]	20
Relative humidity [-]	0.65
Air density based on	Distance
Distance [m]	0

Air density [kg/m ³]	1.19
Distance [m]	0
Friction coefficient [-]	1

Funcționarea modelului este controlată pe magistrala **Data Bus Connections** (tabelul 6.29) în funcție de sarcina și turația motorului stabilite în **Cockpit**.

Tabel 6.29 Conexiunile pe magistrala Data Bus Connections

Element 1	Port	Element 2	Port
Clutch even	Desired torque	DCT Control	Desired clutch torque even
Clutch odd	Desired torque	DCT Control	Desired clutch torque odd
Cockpit	Accelerator pedal travel	Driver	Accelerator pedal
Cockpit	Brake pedal travel	Driver	Brake pedal
Cockpit	Desired gear	Driver	Desired gear
Cockpit	Start switch	Driver	Start switch
Driver	Desire vehicle velocity	Profile	Desire velocity
Driver	Current vehicle velocity	Vehicle	Velocity
Driver	Desired gear	Profile	Desired gear
Driver	Start switch	Profile	Start switch
Environment	Distance	Vehicle	Distance
DCT	Desired gear odd	DCT Control	Desired gear odd
DCT	Desired gear even	DCT Control	Desired gear even
DCT Control	Desired torque	Map based engine	Actual torque demand
DCT Control	Desired gear	GB Control	Desired gear
DCT Control	Preselected gear odd	DCT	Current gear odd
DCT Control	Preselected gear even	DCT	Current gear even
DCT Control	Clutch input speed	Clutch odd	Input speed
DCT Control	Clutch speed odd	Clutch odd	Output speed
DCT Control	Clutch speed even	Clutch even	Output speed
DCT Control	Engine torque	Map based engine	Crankshaft torque

DCT Control	Maximum clutch torque odd	Maximum clutch torque	Maximum clutch torque
DCT Control	Maximum clutch torque even	Clutch torque	Maximum clutch torque
DCT Control	Brake signal	Cockpit	Brake pressure
DCT Control	Velocity	Vehicle	Velocity
Front disk brake	Brake pressure	Cockpit	Brake pressure
Front disk brake	Brake pressure	Cockpit	Brake pressure
GB Control	Desired gear (Cockpit)	Cockpit	Desired gear
GB Control	Current gear	DCT Control	Current gear
GB Control	Velocity	Vehicle	Velocity
GB Control	Speed	Map based engine	Speed
GB Program	Current gear	DCT Control	Current gear
GB Program	Load signal	Cockpit	Load signal
Map Based Engine	Engine contact switch	Start/Stop C-Function	Engine switch
Map Based Engine	Load demand	Cockpit	Load signal
Rear disk brake	Brake pressure	Cockpit	Brake pressure
Rear disk brake	Brake pressure	Cockpit	Brake pressure
Start/stop	Vehicle velocity	Vehicle	Velocity
Start/stop	Load signal	Cockpit	Load signal

După rularea simulărilor computerizate pentru modelul virtual **DCT 4WD MBE Friction C11023** în modul **Single Calculation** au fost înregistrate următoarele rezultate (figura 6.16, figura 6.17 și figura 6.18).

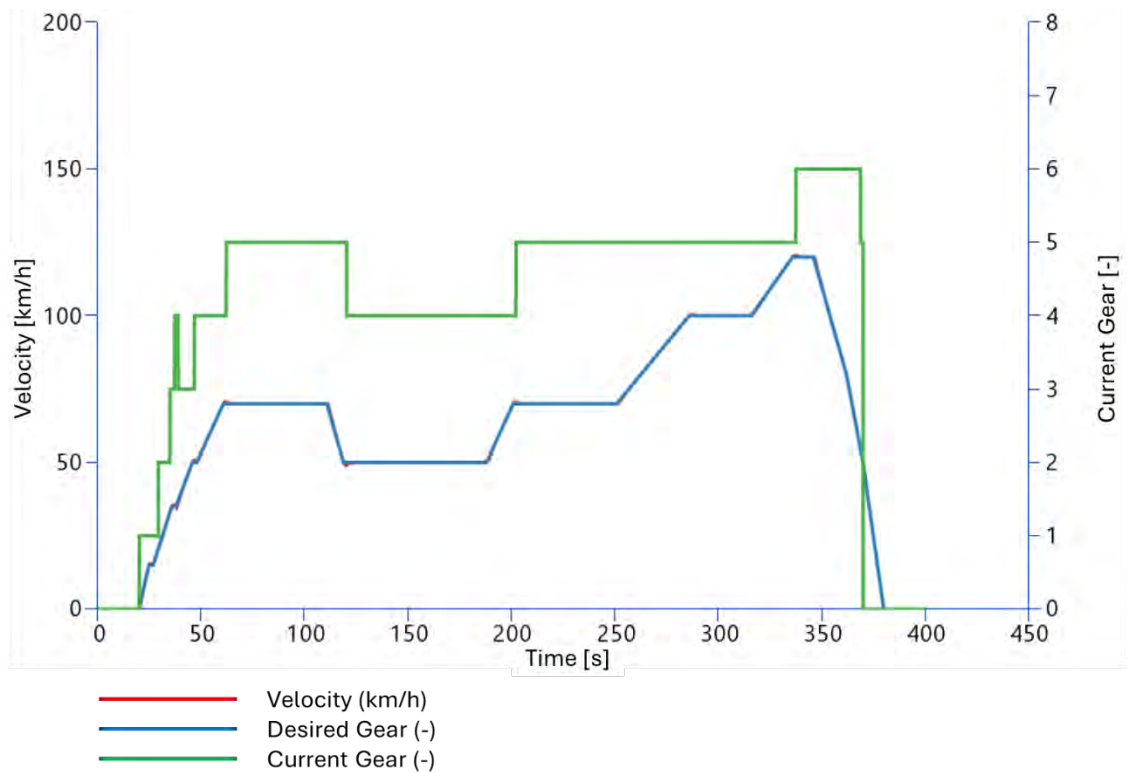


Figura 6.16 Modelul virtual DCT 4WD MBE Friction C11023 (1)

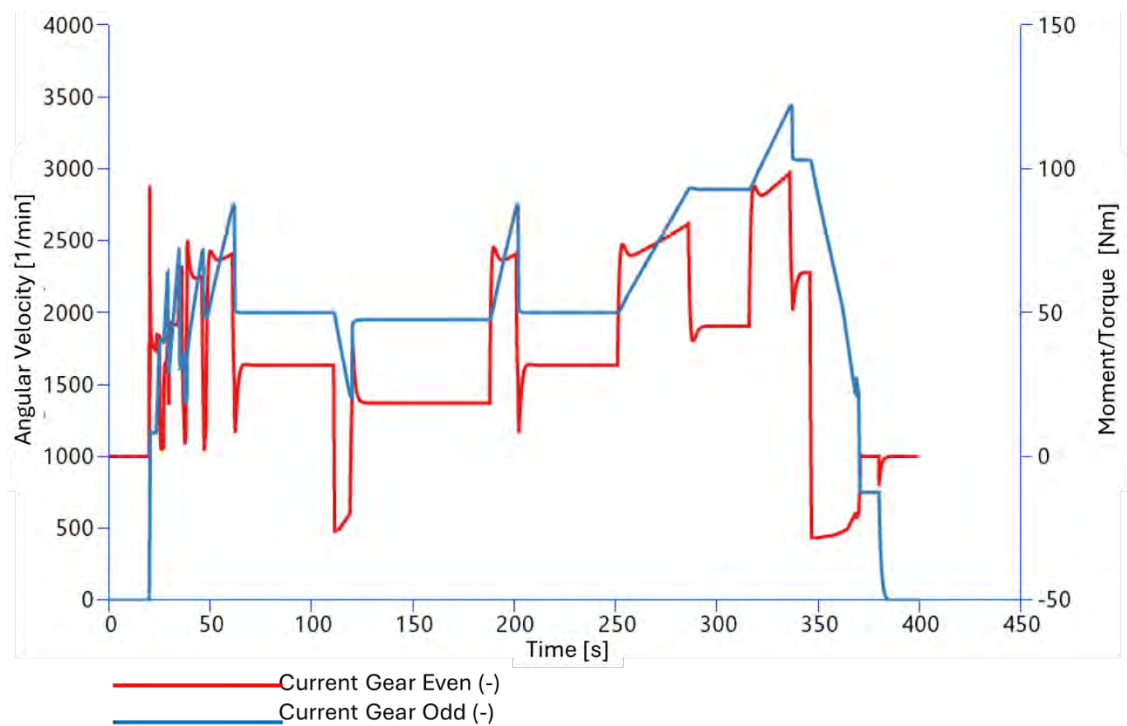


Figura 6.17 Modelul virtual DCT 4WD MBE Friction C11023 (2)

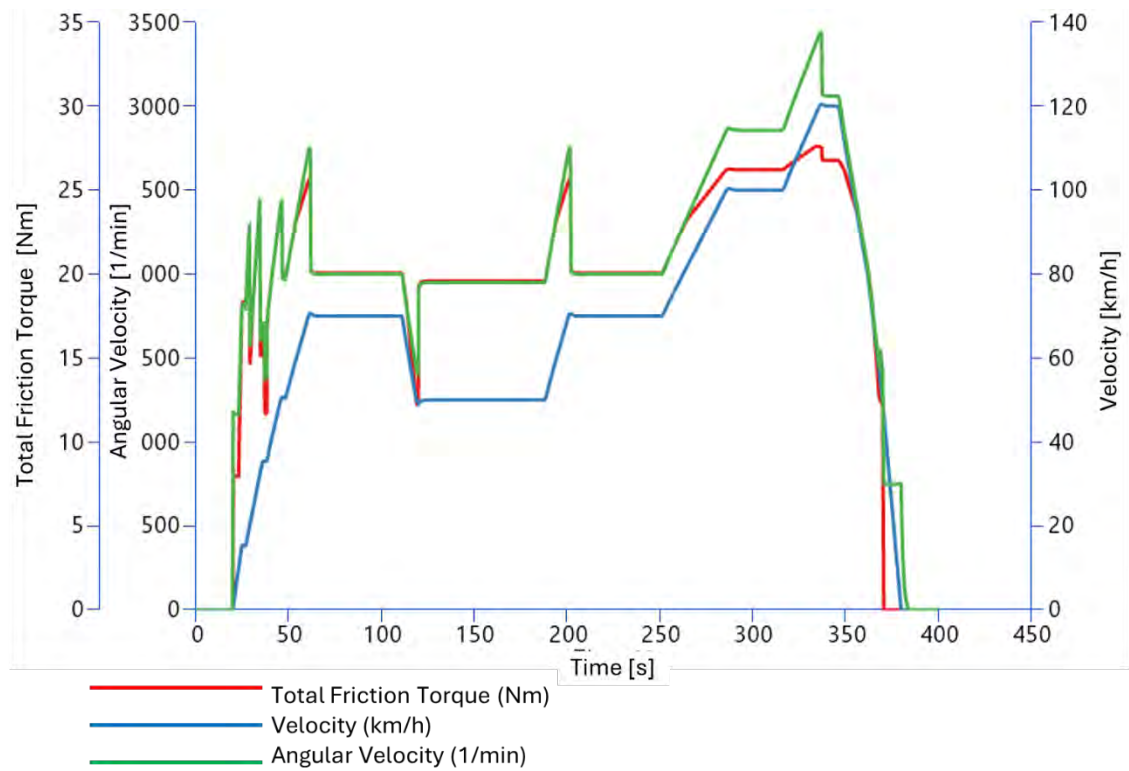


Figura 6.18 Modelul virtual DCT 4WD MBE Friction C11023 (3)

7 Diferențialul (Differential)

7.1 Diferențialul - funcționare, modelare și parametrii de control

Diferențialul (**Differential**) este o componentă a trenului de rulare cu un angrenaj conic de intrare-ieșire care funcționează ca un braț de echilibrare pentru a egaliza distribuția momentului motor către roțile autovehiculului și pentru a compensa diferențele dintre vitezele de rotație ale roților motoare când acestea trebuie să parcurgă spații diferite în același interval de timp (figura 7.1).

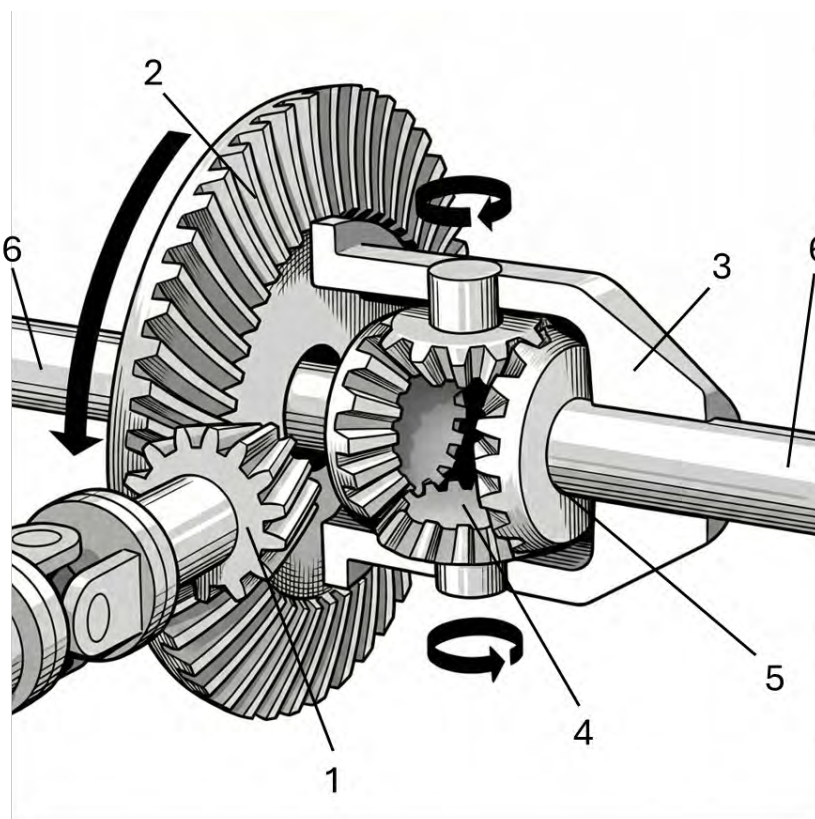


Figura 7.1 Diferențialul (Differential) [Gemini AI]

Diferențialul are rolul de a transmite momentul motor de la sistemul de propulsie la trenul de rulare și de a realiza demultiplicarea finală cu scopul de a crește momentul motor. Principalele elemente constructive sunt următoarele:

1. pinionul de atac (**Pinion**) este o roată dințată conică, montată la capătul arborelui cardanic care antrenează coroana dințată;

2. coroana dințată (**Crown Wheel/Ring Gear**) este o roată dințată care este angrenată permanent cu pinionul de atac. Rolul său este de a schimba direcția fluxului de putere cu 90° de la o transmisie longitudinală la o transmisie transversală, respectiv de a reduce turației și de a amplifica momentul motor;
3. caseta diferențialului (**Differential Case/Cage**) sau carcasa sateliților (**Rotating Structure**) servește drept suport pentru axul sateliților care formează sistemul diferențial (**Spider Gears**) și permite roților dințate să se rotească cu turații diferite;
4. pinioanele satelit (**Small Gears**) sunt montate pe un ax în interiorul carcasei sateliților și execută două mișcări: revoluție când se rotesc odată cu carcasa diferențialului în jurul axei punții, respectiv rotație când se rotesc în jurul propriei axe la virajul autovehiculului;
5. pinioanele planetare (**Large Gears**) sunt roți dințate conice situate de o parte și de alta a sateliților și sunt conectate direct la câte un arbore planetar. Sateliții angrenează simultan ambele pinioane planetare;
6. arborii planetari (**Output Shafts/Half Shafts**) sunt conectați la pinioanele planetare și transmit mișcarea finală către roțile autovehiculului (stânga/dreapta).

Momentul motor este transmis prin pinionul de atac către coroana dințată, care antrenează carcasa diferențialului. Pentru o deplasare rectilinie, sateliții nu se rotesc în jurul axei proprii, ci blochează planetarele, obligând ambii arbori planetari să se rotească cu aceeași viteză. În viraje, sateliții încep să se rotească pe propriul ax, permițând planetarei din exteriorul virajului să se rotească mai repede, iar celei din interior mai încet, compensând astfel diferența de distanță parcursă de roți.

Diferențialul poate opera în următoarele moduri de funcționare:

1. deblocat (**Unlocked**) situație în care vitezele unghiulare la ieșirea diferențialului transmise la cele două roți motoare pot fi diferite;
2. blocat (**Locked**) situație în care între cele două părți ale prizei de putere există o conexiune rigidă, iar viteza unghiulară transmisă la roată are aceeași valoare atât la intrarea cât și la ieșirea din diferențial, deși momentele motoare pot fi diferite. Blocarea are rolul de a limita patinarea roților motoare pentru coeficienți de aderență diferiți ale suprafeței carosabilului.

Diferențialul acționează cu un efect de echilibrare asupra roților motoare, care are ca rezultat limitarea momentului de tracțiune la o valoare definită ca fiind dublul forței de tracțiune disponibile la roata care are coeficientul de frecare mai mic. Diferențialul blochează roata asigurând limitarea efectului de patinare datorat apariției unor forțe excesive datorită coeficientului de frecare mai mare. Diferențialul compensează diferențele dintre vitezele de rotație ale roților motoare

între roțile interioare și exterioare în timpul virajelor și între punțile motoare la autovehiculele cu tracțiune integrală.

Atunci când suprafața de rulare prezintă variații laterale ale aderenței, coeficienții de frecare diferiți la cele două roți determină limitarea cuplului efectiv de tracțiune. Valoarea maximă a cuplului transmisibil este, în acest caz, egală cu de două ori forța de tracțiune disponibilă la roata care dispune de coeficientul de frecare mai mic. Sub acțiunea unui cuplu excesiv, această roată tinde să patineze. Pentru evitarea acestui fenomen, diferențialul poate fi echipat cu un mecanism de blocare pozitivă, care rigidizează transmisia între cele două ieșiri.

7.2 Diferențialul – modelul matematic

Modelul matematic al diferențialului se bazează pe ecuațiile de echilibru pentru turațiile și momentele motoare, sistemul fiind abordat ca un set de angrenaje planetare.

Diferențialul central are rolul de a distribui momentul motor asigurat de sistemul de propulsie către puntea față, respectiv către puntea spate în funcție de necesități pentru autovehiculele cu tracțiune integrală.

Momentul motor este transmis de la sistemul de propulsie (**Drive Side**) prin arborele de intrare în diferențial $M_{N,in}$ la cele două ieșiri spre roțile autovehiculului prin intermediul roților dințate solare, respectiv prin intermediul coroanei dințate $M_{N,out,1}$, $M_{N,out,2}$ (figura 7.2) [1]. Factorul de divizare al momentului motor în diferențial corespunde cu ecuația de bază a unui set de angrenaje planetare [1]:

$$i_N = \frac{\dot{\phi}_{N,out,1} - \dot{\phi}_{N,in}}{\dot{\phi}_{N,out,2} - \dot{\phi}_{N,in}} = -r_N \quad (7.1)$$

unde: i_N este raportul turațiilor (**Speed Ratio**) la intrare și la ieșire, $\dot{\phi}_{N,out,1}$ este viteza unghiulară la ieșire pentru roata 1, $\dot{\phi}_{N,out,2}$ este viteza unghiulară la ieșire pentru roata 2, $\dot{\phi}_{N,in}$ este viteza unghiulară de acționare, r_N este factorul de divizare a momentului motor în diferențial.

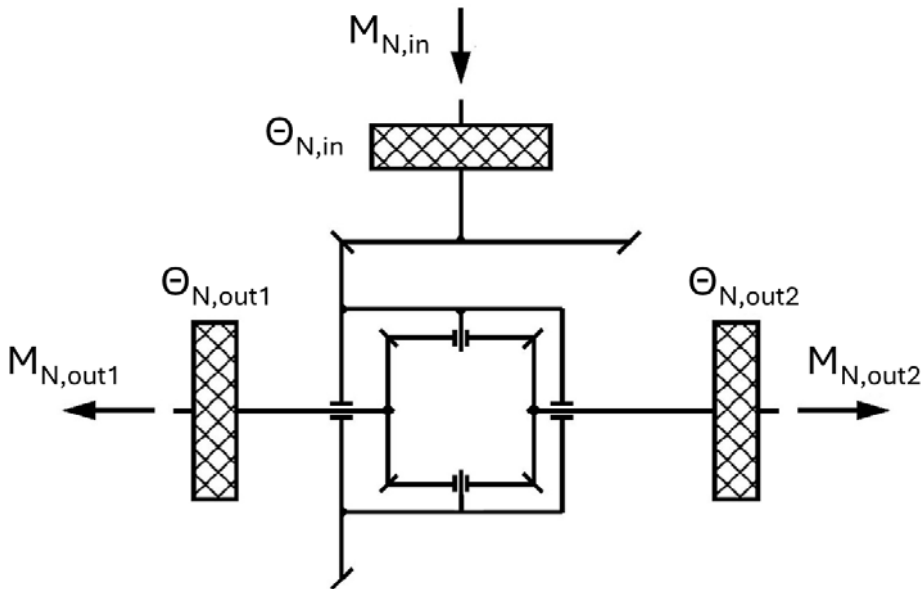


Figura 7.2 Diagrama funcțională a diferențialului [AVL CRUISE™ M]

Ecuția fundamentală a diferențialului se bazează pe ecuația Willis pentru angrenaje planetare și leagă viteza unghiulară de acționare de vitezele unghiulare de la ieșirea diferențialului [23]:

$$\dot{\phi}_{N,out,1} - i_N \cdot \dot{\phi}_{N,out,2} - (1 - i_N) \cdot \dot{\phi}_{N,in} = 0 \quad (7.2)$$

Pentru păstrarea stării de echilibru suma momentelor motoare ale diferențialului trebuie să fie zero:

$$M_{N,in} + M_{N,out,1} + M_{N,out,2} = 0 \quad (7.3)$$

Factorul de divizare r_N dintre momentul motor transmis și momentul motor de blocare $M_{N,lock,ext}$ este definit în funcție de cele două momente motoare transmise roților prin relația:

$$M_{N,out,2} = r_N \cdot (M_{N,out,1} - M_{N,lock,ext}) \quad (7.4)$$

Cele două roți acționate de diferențial sunt antrenate de angrenajele planetare conice, ceea ce reduce puterea transmisă de motor.

Aplicând metodele lui Merritt, ecuația pentru randamentul de bază $\eta_{N,o}$ raportat la puterile relative transmise este dată de următoarea relație [32]:

$$\eta_{N,o}^{\omega} = \frac{(\dot{\phi}_{N,out,1} - \dot{\phi}_{N,in}) \cdot M_{N,out,1}}{(\dot{\phi}_{N,out,2} - \dot{\phi}_{N,in}) \cdot M_{N,out,2}} \quad (7.5)$$

unde: ω este un exponent dependent de fluxul de putere.

Din relațiile (3.4) și (3.5) rezultă ecuația finală pentru momentul motor transmis de elementul diferențial:

$$M_{N,out,2} = -\eta_{N,o}^{-\omega} \cdot i_N \cdot (M_{N,out,1} - M_{N,lock,ext}) \quad (7.6)$$

Dacă una dintre cele trei conexiuni mecanice ale diferențialului este fixă, numărul de combinații posibile este redus, iar eficiența generală este independentă de vitezele unghiulare.

Dacă diferențialul este blocat, ambele ieșiri au aceeași viteză unghiulară:

$$\dot{\phi}_{N,out,1} = \dot{\phi}_{N,out,2} \quad (7.7)$$

Momentul motor de blocare $M_{N,lock}$ este definit prin relația:

$$M_{N,lock} = M_{N,out,1} - M_{N,out,2} \quad (7.8)$$

În situația în care diferențialul este deblocat, vitezele unghiulare la ieșire sunt date de relația:

$$\dot{\phi}_{N,in} \cdot (i_N + 1) = \dot{\phi}_{N,out,1} + \dot{\phi}_{N,out,2} \cdot i_N \quad (7.9)$$

Tabelul 7.1 prezintă eficiența diferențialului rezultată pentru toate cazurile considerate [1].

Tabel 7.1 Eficiența diferențialului

Eficiența	Fixed	Input	Driven	$i < 0$	$0 < i < 1$	$i > 1$
$\eta_{in(1-2)}$	In	Out1	Out2	η	η	η
$\eta_{in(2-1)}$	In	Out2	Out1	η	η	η
$\eta_{2(1-in)}$	Out2	Out1	In	$\frac{i\eta - 1}{i - 1}$	$\frac{i/\eta - 1}{i - 1}$	$\frac{i\eta - 1}{i - 1}$
$\eta_{2(in-1)}$	Out2	In	Out1	$\frac{\eta(i - 1)}{i - \eta}$	$\frac{i - 1}{i\eta - 1}$	$\frac{\eta(i - 1)}{i - \eta}$
$\eta_{1(2-in)}$	Out1	Out2	In	$\frac{i - \eta}{i - 1}$	$\frac{i - \eta}{i - 1}$	$\frac{i\eta - 1}{\eta(i - 1)}$
$\eta_{1(in-2)}$	Out1	In	Out2	$\frac{\eta(i - 1)}{i\eta - 1}$	$\frac{\eta(i - 1)}{i\eta - 1}$	$\frac{i - 1}{i - \eta}$

Dacă momentul motor de blocare $M_{N,lock}$ este nul:

$$M_{N,lock} = 0 \quad (7.10)$$

Ecuatiile pentru vitezele unghiulare ale roților interioare și exterioare în viraje pot fi exprimate pe baza modelului de direcție Ackermann [33]:

$$\begin{cases} \dot{\phi}_{in} = \frac{\dot{\phi}_1 \left(\frac{1}{\tan \delta} - \frac{B_r}{2} \right)}{\sqrt{a^2 + \left(\frac{1}{\tan \delta} \right)^2}} \\ \dot{\phi}_{out} = \frac{\dot{\phi}_1 \left(\frac{1}{\tan \delta} + \frac{B_r}{2} \right)}{\sqrt{b^2 + \left(\frac{1}{\tan \delta} \right)^2}} \end{cases} \quad (7.11)$$

unde: $\dot{\phi}_1$ este viteza de deplasare a autovehiculului, $\dot{\phi}_{in}$ este viteza unghiulară a roții interioare, $\dot{\phi}_{out}$ este viteza unghiulară a roții exterioare pe durata virajelor, δ este unghiul de direcție al roților din față (presupunând că unghiurile de direcție a celor două roți este egal).

Ecuatia dinamică longitudinală este dată de relația:

$$\begin{aligned} m(\dot{\phi}_x - \omega \dot{\phi}_y) = & F_{xfl} \cos \delta_{fl} + F_{xfr} \cos \delta_{fr} \\ & - F_{yfl} \sin \delta_{fl} - F_{yfr} \sin \delta_{fr} + F_{xrl} + F_{xrr} - F_w \end{aligned} \quad (7.12)$$

Ecuatiile dinamice tridimensionale (longitudinală, laterală și deviație) descriu mișcarea autovehiculului sub acțiunea forțelor aplicate roților motoare și a rezistenței aerodinamice. Ecuatia dinamică laterală este dată de relația [1] [3]:

$$m(\dot{\phi}_x + \omega \dot{\phi}_y) = F_{xfl} \sin \delta_{fl} + F_{xfr} \sin \delta_{fr} + F_{yfl} \cos \delta_{fl} + F_{yfr} \cos \delta_{fr} + F_{yrl} + F_{yrr} \quad (3.13)$$

Ecuatia dinamică a deviației este dată de relația:

$$I_z \dot{\omega} = a(F_{xfl} \sin \delta_{fl} + F_{xfr} \sin \delta_{fr} + F_{yfl} \cos \delta_{fl} + F_{yfr} \cos \delta_{fr}) + \frac{B_f}{2}(F_{xfr} \cos \delta_{fr} - F_{xfl} \cos \delta_{fl} + F_{yfl} \sin \delta_{fl} - F_{yfr} \sin \delta_{fr}) + \frac{B_r}{2}(F_{xrr} - F_{xrl}) - b(F_{yrl} + F_{yrr}) \quad (3.14)$$

Unde: m reprezintă masa totală a autovehiculului, $\dot{\phi}_x, \dot{\phi}_y$ reprezintă vitezele longitudinale și laterale, ω reprezintă rata de girație, $F_{xfl}, F_{xfr}, F_{xrl}, F_{xrr}$ reprezintă forțele longitudinale ale roților stânga-față, dreapta-față, stânga-spate și respectiv dreapta-spate, $F_{yfl}, F_{yfr}, F_{yrl}, F_{yrr}$ reprezintă forțele laterale ale roților stânga-față, dreapta-față, stânga-spate și respectiv dreapta-spate, F_w reprezintă rezistența aerodinamică, parametrii a, b corespund distanțelor de la centrul de masă până la axele față și spate ale autovehiculului, B_f, B_r reprezintă ecartamentele față și spate, δ_{fl}, δ_{fr} sunt unghiurile de bracăj ale roților stânga față, respectiv dreapta față.

7.3 Diferențialul - modelul virtual

7.3.1 Modelul virtual pentru diferențial (Differential)

În modelarea virtuală a elementului diferențial (**Differential**), se definește factorul de repartitie a momentului motor (**Torque Split Factor**), care determină proporția în care momentul este distribuit către cele două ieșiri. Acest parametru este esențial în cazul utilizării diferențialului interaxial ca element central într-un sistem de tracțiune integrală, unde este necesară direcționarea unei cantități mai mari din momentul motor transmis către puntea față sau puntea spate.

1. modurile de operare ale diferențialului sunt următoarele:
 - a. deblocat (**Unlocked**) când vitezele unghiulare ale celor două ieșiri pot fi diferite, iar raportul dintre momentele motoare este determinat de factorul de repartitie;
 - b. blocat (**Locked**) când între cele două ieșiri se realizează o legătură rigidă, vitezele unghiulare devin egale, iar momentul motor poate varia;
2. pierderile de transmisie (**Transmission Loss**) situație care determină următoarele moduri de funcționare:
 - a. dezactivat (**Deactivated**) dacă pierderile mecanice nu sunt luate în considerare;
 - b. eficiență (**Efficiency**) dacă pierderile prin angrenare se calculează în funcție de eficiența de bază (**Base Efficiency**);
3. proprietățile de masă (**Mass Properties**) care definesc momentele de inerție la intrare și pentru cele două ieșiri;
 - a. momentul de inerție de intrare (**Moment of Inertia In**) care poate fi configurat constant, sau prin magistrala de date (**Data Bus Connection**);
 - b. momentul de inerție de ieșire 1 (**Moment of Inertia Out1**) care poate fi configurat constant, sau prin magistrala de date (**Data Bus Connection**);
 - c. momentul de inerție de ieșire 2 (**Moment of Inertia Out2**) care poate fi configurat constant, sau prin magistrala de date (**Data Bus Connection**);
4. factorul de repartitie a momentului motor (**Torque Split Factor**) care determină raportul dintre momentele motoare de la cele două ieșiri;
5. eficiență de bază (**Base Efficiency**) care este eficiența de angrenare dintre cele două ieșiri, raportată la o intrare fixă.

Prin intermediul parametrilor descriși în paragrafele anterioare, modelul virtual pentru diferențial permite simularea realistă a comportamentului cinematic și dinamic al transmisiei. În procesul de simulare sunt incluse efectele datorate

pierderilor mecanice, inerției componentelor și distribuției neuniforme a cuplului între punți.

Posibilitatea de blocare a diferențialului conferă un avantaj semnificativ în condiții de aderență redusă, asigurând o transmitere eficientă a momentului motor și o stabilitate sporită a autovehiculului.

7.3.2 Modelul virtual Manual 4WD C11026

Modelul virtual **Manual 4WD C11026** (figura 7.3) este dezvoltat în aplicația de simulare computerizată **AVL CRUISE™ M** și simulează un autovehicul cu tracțiune integrală și cutie de viteze manuală, utilizând trei elemente diferențiale:

- diferențialul central (**Central Differential**) care distribuie momentul motor între puntea față și puntea spate;
- diferențialul față (**Front Differential**) și diferențialul spate (**Rear Differential**) care distribuie momentul motor între roțile stânga și roțile dreapta ale fiecărei punți.

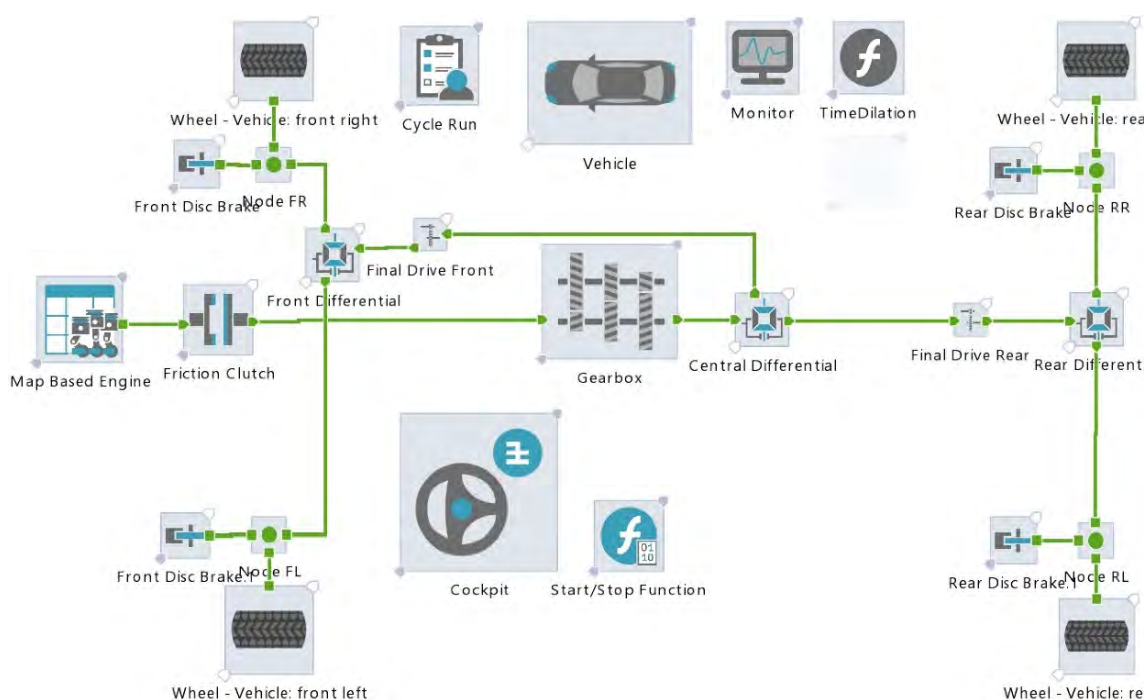


Figura 7.3 Modelul virtual Manual 4WD C11026 [AVL CRUISE™ M]

Lanțul cinematic al modelului virtual conține un motor cu ardere internă, un ambreiaj, o cutie de viteze manuală și trei elemente diferențiale (**Front Differential**, **Central Differential**, **Rear Differential**) care sunt controlate printr-un semnal de sarcină provenit din **Cockpit**. Funcția **Start/Stop** oprește automat motorul în fazele de staționare și este activă doar în sarcina de tip **Cycle Run Task**, unde sunt prezente perioade de oprire ale autovehiculului.

Modelul virtual permite analiza detaliată a dinamicii autovehiculului incluzând evoluția vitezei de deplasare, profilul de accelerație și comportamentul cinematic global în condiții de tracțiune integrală AWD (**All-Wheel Drive**), configurație în care

momentul motor este distribuit și gestionat în mod coordonat pe trei axe de transmitere a puterii.

Prin intermediul acestei structuri, modelul oferă posibilitatea evaluării strategiilor de repartizare a momentului motor și a interacțiunii dintre componentele trenului de rulare.

Elementul **Map Based Engine** este o metodă de control a funcționării unui motor cu ardere internă utilizând caracteristici de tip hartă 2D și 3D pentru a gestiona parametrii de performanță (tabelul 7.2).

Tabel 7.2 Datele inițiale pentru elementul Map Based Engine

Map Based Engine	Setări
Fuel consumption map unit	Expressed as mass flow
Results in online monitor	Off
Data bus channels as results	Off
Engine type	Reciprocating 4 stroke
Transient model	None
Friction model	Off
Control mode	Load controlled
Zero load criteria	0 Load to motoring torque
Fuel type	Gasoline.bgp
Fuel specific carbon content [-]	0.87591
Fuel's lower heat value of combustion [kJ/kg]	43500
Fuel's density [kg/m ³]	748
Programs	Basic programs
Number of active cylinders	4
Use data bus exhaust proportion of waste energy	Off
Exhaust proportion of waste energy [-]	0.5
Plant characteristics [Speed/Torque/BSFC]	3D Characteristic
Motoring torque [Speed/Torque]	2D Characteristic
Full load torque [Speed/Torque]	2D Characteristic
Fuel consumption [Speed/Torque/Consumption]	3D Characteristic
Control type	Internal
Use data bus idle speed	Off
Engine idle speed [1/min]	750
Load limit	1
Internal idle type	Calculated
Gain	High

Consider extra inertia	Off
Engine displacement [cm ³]	2478
Number of cylinders	4
Engine inertia [kgm ³]	0.12
Extra inertia from auxiliaries [kgm ³]	0
Engine stall speed [1/min]	500
Engine maximum speed [1/min]	6000
Delta statistic friction [Nm]	0.1
Thermal model type	Defined temperature
Solid temperature [°C]	25

Datele inițiale pentru elementul **Clutch** sunt prezentate în tabelul 7.3.

Tabel 7.3 Datele inițiale pentru elementul Clutch

Clutch	Setări			
Model	Simple			
Control variable	Desired clutch release			
Results in online monitor	Off			
Data bus channels as results	Off			
Locked	Off			
Moment of inertia in [kgm ²]	0.01			
Moment of inertia out [kgm ²]	0.01			
Maximum transferable torque [Nm]	350			
Clutch release [%]	0	33	66	100
Pressure force [N]	5000	2250	750	0
Thermal model type	Defined temperature			
Solid temperature [°C]	25			

Datele inițiale pentru elementul **Gearbox** sunt prezentate în tabelul 7.4.

Tabel 7.4 Datele inițiale pentru elementul Gearbox

Gearbox	Setări
Shifting modelling	Kinematic
Torque loss speed dependent	Off
Transmission loss	Efficiency
Gear shift timing	Off
Results in online monitor	Off

Data bus channels as results	Off
Moment of inertia in [gear 1 to gear 5] [kgm ³]	0.0015
Moment of inertia out [gear 1 to gear 5] [kgm ³]	0.005
Efficiency [gear 1 to gear 5] [-]	0.95
Gear 1 transmission ratio [-]	3.62
Gear 2 transmission ratio [-]	2.22
Gear 3 transmission ratio [-]	1.51
Gear 4 transmission ratio [-]	1.08
Gear 5 transmission ratio [-]	0.85

Datele inițiale pentru elementul **Differential** sunt prezentate în tabelul 7.5.

Tabel 7.5 Datele inițiale pentru elementul Differential

Differential	Front	Central	Rear
Differential lock	Unlocked	Unlocked	Unlocked
Transmission loss	Deactivated	Deactivated	Deactivated
Moment of inertia in [kgm ³]	0.015	0.015	0.015
Moment of inertia out1 [kgm ³]	0.015	0.015	0.015
Moment of inertia out2 [kgm ³]	0.015	0.015	0.015
Torque split factor	1	1	1

Datele inițiale pentru elementul **Final Drive** sunt prezentate în tabelul 7.6.

Tabel 7.6 Datele inițiale pentru elementul Final Drive

Final Drive	Front	Rear
Torque loss speed dependent	Off	Off
Transmission loss	Efficiency	Efficiency
Ratio type	Transmission ratio	
Ratio [-]	3	3
Moment of inertia in [kgm ³]	0.008	0.008
Moment of inertia out [kgm ³]	0.015	0.015
Efficiency	0.97	0.97

Datele inițiale pentru elementul **Brake** sunt prezentate în tabelul 7.7.

Tabel 7.7 Datele inițiale pentru elementul Brake

Brake	FR	FL	RR	RL
Dynamic mode	On			
Control variable	Brake Pressure			
Brake piston surface [mm ²]	1800	1800	1500	1500
Friction coefficient [-]	0.25	0.25	0.25	0.25
Specific brake factor [-]	1	1	1	1
Effective friction radius [mm]	130	130	110	110
Efficiency [-]	0.99	0.99	0.99	0.99
Moment of inertia [kgm ³]	0.02	0.02	0.015	0.015

Datele inițiale pentru elementul **Wheel** sunt prezentate în tabelul 7.8.

Tabel 7.8 Datele inițiale pentru elementul Wheel

Wheel	Setări			
Vehicle wheel location	Front Right	Front Left	Rear Right	Rear Left
Dynamic rolling radius	Constant value			
Slip	Deactivated			
Rolling resistance model	Standard			
Rolling resistance factor velocity dependent [driving resistance physical]				On
Rolling resistance correction wheel load dependent				Off
Rolling resistance correction tire pressure dependent				Off
Rolling resistance correction temperature dependent				Off
Moment of inertia [kgm ³]	1.75	1.75	1.75	1.75
Friction coefficient of tire [-]	0.95	0.95	0.95	0.95
Reference wheel load [N]	2500	2500	2500	2500
Wheel load correction coefficient	0.02	0.02	0.02	0.02
Static rolling radius [mm]	305	305	305	305
Dynamic rolling radius [mm]	312	312	312	312
Rolling resistance factor	2D Characteristic			

Datele inițiale pentru **Start/Stop C-Function** sunt prezentate în tabelul 7.9.

Tabel 7.9 Datele inițiale pentru elementul Start/Stop C-Function

Start/Stop C-Function			Setări		
Evaluation mode			Co-simulation		
Results in online monitor			Off		
Data bus channels as results			Off		
Output after every simulation step			From output		
Component step size			From master		
if ((Signal==0)&&(Velocity<1e-30)){ Switch=0; } else { Switch=1; }					
Channel	Name	Unit	Variable	Minimum	Maximum
Input	Vehicle velocity	m/s	velocity	-1e+111	1e+111
Input	Load signal	-	load_signal	-1e+111	1e+111
Output	Engine switch	-	engine_switch	-1e+111	1e+111

Datele inițiale pentru **Time Dilation C-Function** sunt prezentate în tabelul 7.10.

Tabel 7.10 Datele inițiale pentru elementul Time Dilation C-Function

Time Dilation C-Function				Setări		
Evaluation mode				Co-simulation		
Output after every simulation steps				1		
Component step size				From master		
/*double realTime;*/ TimeDilation(a[0]);						
Channel	C-Function	Variable	Name	Unit	Minimum	Maximum
Input	Time Dilation	a(0)	TimeDilation	-	-1e+111	1e+111

Datele inițiale pentru elementul **Cockpit** sunt prezentate în tabelul 7.11.

Tabel 7.11 Datele inițiale pentru elementul Cockpit

Cockpit		Setări
Cockpit mode		Manual
Accelerator pedal selection		Characteristic
Number of gears forward		5

Number of gears reverse	1	
Accelerator pedal travel (%)	0	100
Load signal (%)	0	100
Clutch pedal travel (%)	0	100
Load signal (%)	0	100
Brake pedal travel (%)	0	100
Brake pressure (bar)	0	180

Datele inițiale pentru elementul **Monitor** sunt prezentate în tabelul 7.12.

Tabel 7.12 Datele inițiale pentru elementul Monitor

Name		Unit	Default	Minimum	Maximum
Vehicle acceleration	Inputs	m/s ²	0	-1e+111	1e+111
Vehicle velocity	Inputs	km/h	0	-1e+111	1e+111
Vehicle distance	Inputs	m	0	-1e+111	1e+111
Engine load signal	Inputs	-	0	-1e+111	1e+111
Engine speed	Inputs	1/min	0	-1e+111	1e+111
Fuel consumption	Inputs	g/s	0	-1e+111	1e+111
Desired gear	Inputs	-	0	-1e+111	1e+111
Current gear	Inputs	-	0	-1e+111	1e+111
Clutch pedal travel	Inputs	-	0	-1e+111	1e+111
Time Dilation	Outputs	-	0	0	4

Datele inițiale pentru elementul **Vehicle** sunt prezentate în tabelul 7.13.

Tabel 7.13 Datele inițiale pentru elementul Vehicle

Vehicle	Setări		
Front axle load limited	On		
Lifting effect consideration	On		
Cornering	Off		
Road gradient from data bus	Off		
Hitch forces from data bus	Off		
Driving resistance selection	Physical		
Distance from hitch to front axle [mm]	3300		
Wheelbase [mm]	2650		
Height of support point at bench test [mm]	100		
Load state	Empty	Half	Full

Additional load [kg]	80		
Number of passengers [-]	0		
Weight per passenger [kg]	0		
Volume [m ³]	0		
Load density [kg/m ³]	0		
Distance of gravity center Empty/Half/Full [mm]	1250	1255	1263
Height of gravity center Empty/Half/Full [mm]	552	545	530
Height of hitch Empty/Half/Full [mm]	400	390	368
Curb weight [kg]	1450		
Gross weight [kg]	1930		
Location	Roadway		
Frontal area [m ²]	1.88		
Drag input mode	Drag coefficient		
Drag coefficient [-]	0.32		
Lift coefficient front axle [-]	0.032		
Lift coefficient rear axle [-]	0.01		

Ciclul de simulare (**Cycle Run**) este format din următoarele elemente:

1. **Profile** care are principalele date inițiale prezentate în tabelul 7.14 și figura 7.4.

Tabel 7.14 Datele inițiale pentru elementul Profile

Profile	Setări
Type	Profile time
Define profile	Driving Cycle
Time from data bus	On

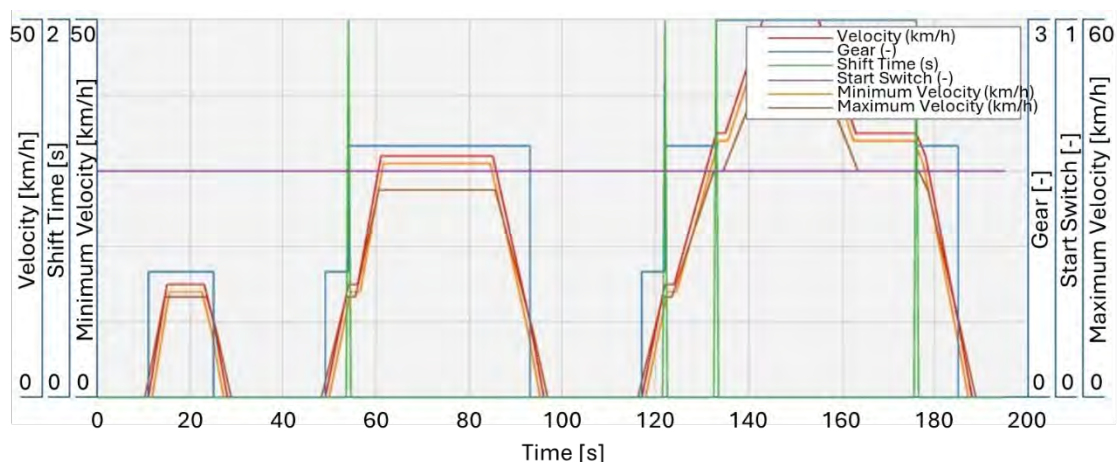


Figura 3.4 Caracteristicile profilului de deplasare [Profile]

2. **Driver** care are principalele date inițiale prezentate în tabelul 7.15.

Tabel 7.15 Datele inițiale pentru elementul Driver

Driver	Setări
Define driver	Standard
Driver control	Closed loop
Velocity control	PI control
Clutch control	Activate for launch and shift
Shift event procedure	AVL standard
Shift points	From data bus
Proportional parameter [-]	1
Integral parameter [1/s]	1
Accelerator pedal reduction	0.5
Launch speed [1/min]	1200
Proportional parameter [-]	0.1
Influence speed difference rad/s	45
Integral parameter [1/s]	0.2
Shift time window [s]	0.3
Gear change [%]	50
Accelerator pedal off [%]	28
Accelerator pedal on [%]	72
Clutch pedal on [%]	30
Clutch pedal off [%]	80

3. **Environment** care are principalele date inițiale prezentate în tabelul 7.16.

Tabel 7.16 Datele inițiale pentru elementul Environment

Environment	Setări
Define environment	Standard
Road slope selection	Altitude
Air properties defined by	Air density
Ambient temperature and humidity based on	Distance
Distance [m]	0
Temperature [°C]	20
Relative humidity [-]	0.65
Air density based on	Distance

Distance [m]	0
Air density [kg/m ³]	1.19
Distance [m]	0
Friction coefficient [-]	1
Distance [m]	0
Altitude [m]	0

Funcționarea modelului este controlată pe magistrala **Data Bus Connections** (tabelul 7.17) în funcție de sarcina și turația motorului stabilite în **Cockpit**.

Tabel 7.17 Conexiunile pe magistrala Data Bus Connections

Element 1	Port	Element 2	Port
Gearbox	Desired gear	Cockpit	Desired gear
Cockpit	Accelerator pedal	Driver	Accelerator pedal
Cockpit	Brake pedal travel	Driver	Brake pedal
Cockpit	Desired gear	Driver	Desired gear
Cockpit	Start switch	Driver	Start switch
Driver	Desired velocity	Profile	Desired velocity
Driver	Current velocity	Vehicle	Velocity
Driver	Desired gear	Profile	Desired gear
Driver	Start switch	Profile	Start switch
Driver	Engine speed	Map based engine	Speed
Environment	Distance	Vehicle	Distance
Clutch	Desire clutch release	Cockpit	Desire clutch release
Front Disk Brake	Brake pressure	Cockpit	Brake pressure
Front Disk Brake	Brake pressure	Cockpit	Brake pressure
Map Based Engine	Engine switch	Start/Stop	Engine switch
Map Based Engine	Load demand	Cockpit	Load signal
Rear Disk Brake	Brake pressure	Cockpit	Brake pressure
Rear Disk Brake	Brake pressure	Cockpit	Brake pressure
Start/stop	Vehicle velocity	Vehicle	Velocity
Start/stop	Load signal	Cockpit	Load signal

După rularea simulărilor computerizate pentru modelul virtual **Manual 4WD C11026** în modul **Single Calculation** au fost înregistrate următoarele rezultate (figura 7.5, respectiv figura 7.6).

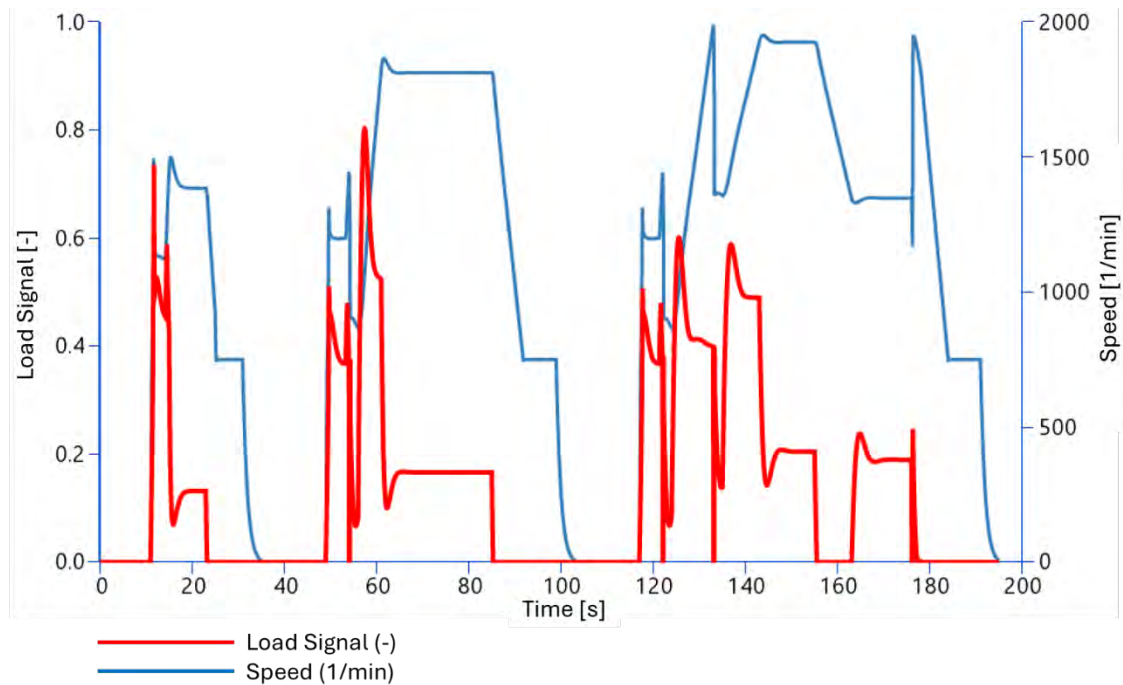


Figura 7.5 Modelul virtual Manual 4WD C11026 (1)

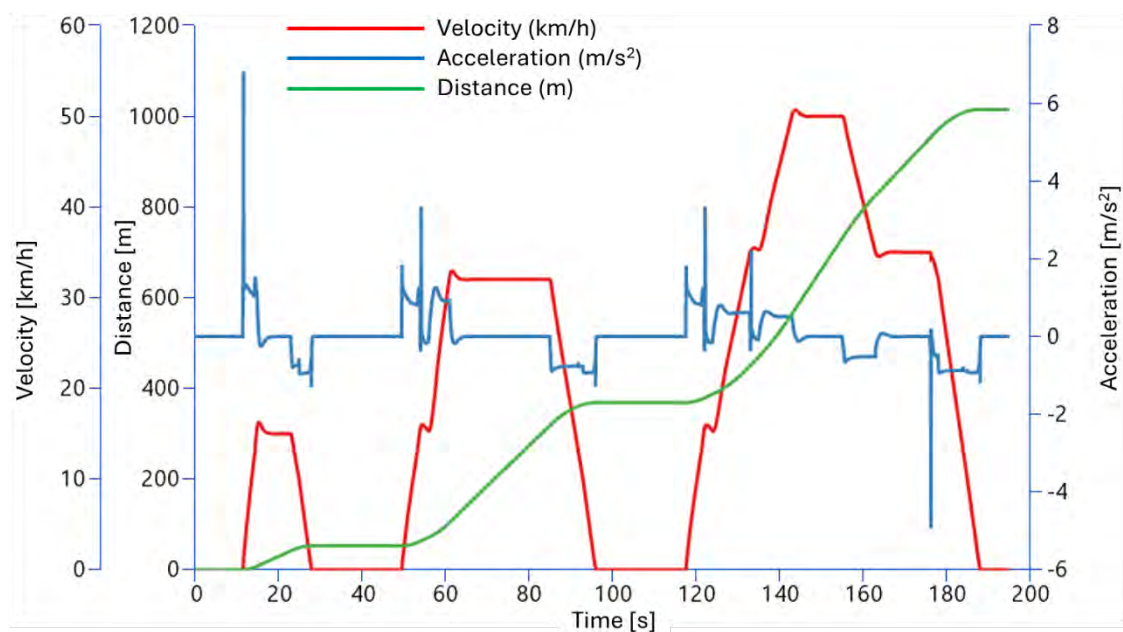


Figura 7.6 Modelul virtual Manual 4WD C11026 (2)

7.3.3 Modelul virtual CVT FWD C11022

Modelul virtual **CVT FWD C11022** (figura 7.7) este dezvoltat în aplicația de simulare computerizată **AVL CRUISE™ M** și simulează funcționarea unui autovehicul cu transmisie variabilă continuă CVT și tracțiune față FWD.

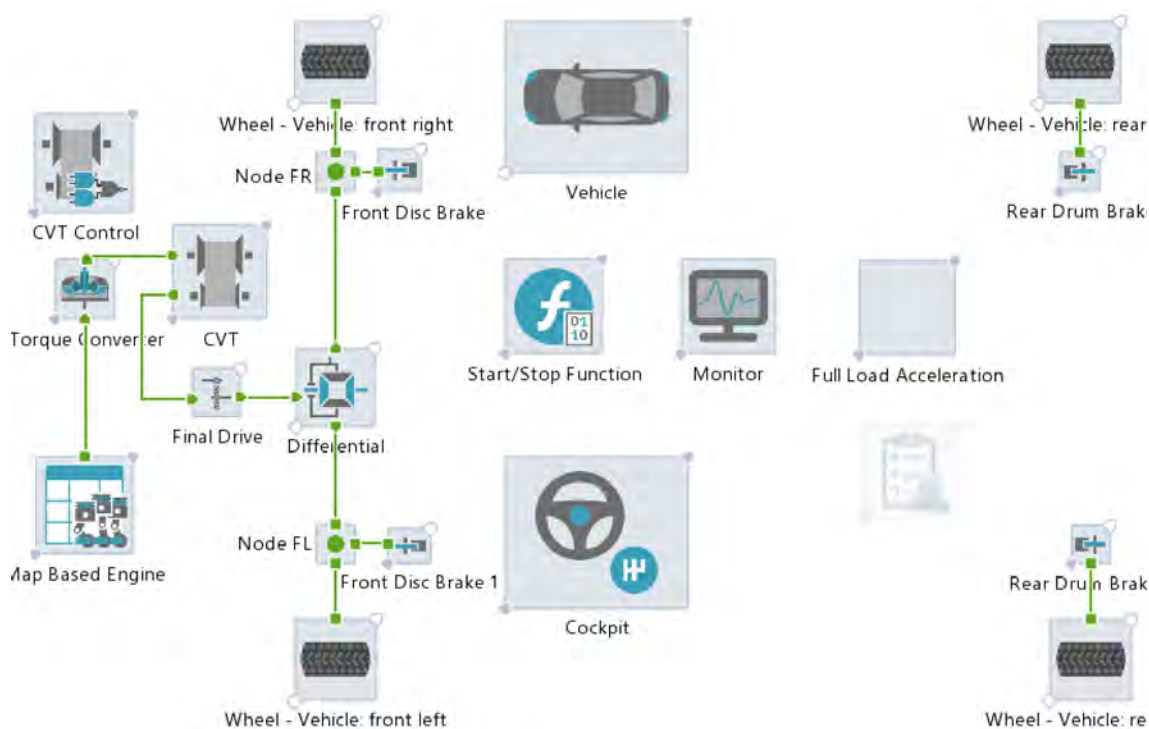


Figura 7.7 Modelul virtual CVT FWD C11022 [AVL CRUISE™ M]

Lanțul cinematic al modelului virtual include un motor cu ardere internă (**Map Based Engine**), un convertizor de cuplu (**Torque Converter**), o transmisie continuă variabilă CVT (**Continuously Variable Transmission**) și un diferențial (**Differential**). Aceste elemente sunt integrate într-o arhitectură funcțională unitară și sunt gestionate printr-un semnal de sarcină generat la nivelul interfeței de operare (**Cockpit**), care asigură coordonarea parametrilor principali de funcționare.

Transmisia CVT este comandată prin intermediul elementului **CVT Control**, care adaptează raportul de transmisie în timp real, în funcție de viteza de deplasare a autovehiculului și de sarcina aplicată motorului. Același modul gestionează și funcționarea ambreiajului de blocare al convertizorului de cuplu, optimizând astfel transferul de energie prin reducerea pierderilor hidraulice și îmbunătățirea eficienței globale a transmisiei.

Datele inițiale pentru elementul **Map Based Engine** sunt prezentate în tabelul 7.18, respectiv în figura 7.8.

Tabel 7.18 Datele inițiale pentru elementul Map Based Engine

Map Based Engine	Setări
Fuel consumption map unit	Expressed as mass flow
Results in online monitor	Off
Data bus channels as results	Off
Engine type	Reciprocating 4 stroke
Transient model	None
Friction model	Off
Control mode	Load controlled
Zero load criteria	0 Load to motoring torque
Full load gear dependent	Off
Fuel shut off	Off
Fuel type	Gasoline.bgp
Fuel specific carbon content [-]	0.87591
Fuel's lower heat value of combustion [kJ/kg]	43500
Fuel's density [kg/m ³]	748
Programs	Basic programs
Number of active cylinders	4
Use data bus exhaust proportion of waste energy	Off
Exhaust proportion of waste energy [-]	0.5
Plant characteristics [Speed/Torque/BSFC]	3D Characteristic
Motoring [Speed/Torque]	2D Characteristic
Full load torque [Speed/Torque]	2D Characteristic
Fuel consumption [Speed/Torque/Consumption]	3D Characteristic
Control type	Internal
Use data bus idle speed	Off
Engine idle speed [1/min]	850
Load limit	1
Internal idle type	Calculated
Gain	High
Consider extra inertia	Off
Engine displacement [cm ³]	2478
Number of cylinders	4
Engine inertia [kgm ³]	0.12
Extra inertia from auxiliaries [kgm ³]	0

Engine stall speed [1/min]	500
Engine maximum speed [1/min]	6000
Delta statistic friction [Nm]	0.1
Thermal model type	Defined temperature
Solid temperature [°C]	25

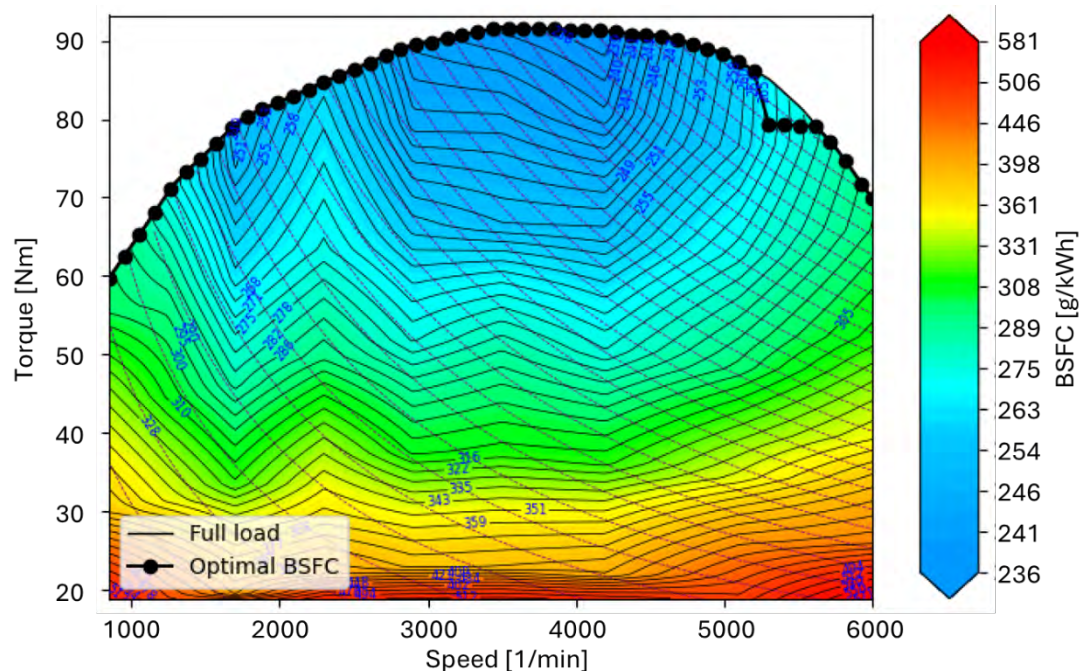


Figura 7.8 Caracteristica 3D pentru Map Based Engine [AVL CRUISE™ M]

Datele inițiale pentru elementul **Torque Converter** sunt prezentate în tabelul 7.19.

Tabel 7.19 Datele inițiale pentru elementul Torque Converter

Torque Converter	Setări
Lock-up clutch dynamic mode	Off
Input mode	Torque conversion
Lock-up clutch friction model	Linear
Moment of inertia of pump with oil [kgm ²]	0.016
Moment of inertia of turbine with oil [kgm ²]	0.011
Lock-up clutch maximum torque [Nm]	130
Reference speed [1/min]	2000
Torque conversion temperature [°C]	20

Elementul CVT (**C**ontinuously **V**ariable **T**ransmission) modifică raportul de transmisie continuu între o valoare minimă și maximă pentru un număr infinit de

rapoarte de transmitere a mișcării. Datele inițiale pentru elementul **Continuously Variable Transmission** sunt prezentate în tabelul 7.20.

Tabel 7.20 Datele inițiale pentru elementul Continuously Variable Transmission

Continuously Variable Transmission	Setări
Power transmission	Without slip
Torque loss speed dependent	Off
Transmission loss	Deactivated
Ajustment time	Fixed value
Adjustment time [s]	2
Minimum ratio	0.85
Maximum ratio	3.85
Moment of inertia in [kgm ²]	0.03
Moment of inertia out [kgm ²]	0.03

Elementul **CVT Control** stabilește raportul de transmisie pe baza unei hărți de control în funcție de viteza autovehiculului și sarcina motorului. Datele inițiale pentru elementul **CVT Control** sunt prezentate în tabelul 7.21.

Tabel 7.21 Datele inițiale pentru elementul CVT Control

CVT Control	Setări
Control value	Transmission ratio
Load signal time constant [s]	0.5
Velocity time constant [s]	0.5
Desire transmission ratio [Velocity/Load/Ratio]	3D Characteristic
Desire clutch release [Speed/Load/Clutch release]	3D Characteristic

Datele inițiale pentru elementul **Final Drive** sunt prezentate în tabelul 7.22.

Tabel 7.22 Datele inițiale pentru elementul Final Drive

Final Drive	Setări
Torque loss speed dependent	Off
Transmission loss	Efficiency
Ratio type	Transmission ratio
Ratio [-]	3.4
Moment of inertia in [kgm ³]	0.01
Moment of inertia out [kgm ³]	0.01

Efficiency	0.95
------------	------

Datele inițiale pentru elementul **Differential** sunt prezentate în tabelul 7.23.

Tabel 7.23 Datele inițiale pentru elementul Differential

Differential	Setări
Differential lock	Unlocked
Transmission loss	Deactivated
Moment of inertia in [kgm ³]	0.01
Moment of inertia out1 [kgm ³]	0.01
Moment of inertia out 2 [kgm ³]	0.01
Torque split factor [-]	1

Datele inițiale pentru elementul **Brake** sunt prezentate în tabelul 7.24.

Tabel 7.24 Datele inițiale pentru elementul Brake

Brake	FR	FL	RR	RL
Dynamic mode	Off			
Control variable	Brake Pressure			
Brake piston surface [mm ²]	1700	1700	400	400
Friction coefficient [-]	0.22	0.22	0.22	0.22
Specific brake factor [-]	1	1	2.7	2.7
Effective friction radius [mm]	110	110	95	95
Efficiency [-]	0.99	0.99	0.98	0.98
Moment of inertia [kgm ³]	0.04	0.04	0.04	0.04

Datele inițiale pentru elementul **Wheel** sunt prezentate în tabelul 7.25.

Tabel 7.25 Datele inițiale pentru elementul Wheel

Wheel	Setări			
Vehicle wheel location	Front Right	Front Left	Rear Right	Rear Left
Dynamic rolling radius	Constant value			
Slip	Deactivated			
Rolling resistance model	Standard			
Rolling resistance factor velocity dependent [driving resistance physical]				On
Rolling resistance correction wheel load dependent				Off

Rolling resistance correction tire pressure dependent					Off
Rolling resistance correction temperature dependent					Off
Results in online monitor					Off
Data bus channels as results					Off
Moment of inertia [kgm ³]	1.75	1.75	1.75	1.75	
Friction coefficient of tire [-]	0.95	0.95	0.95	0.95	
Reference wheel load [N]	2200	2200	2200	2200	
Wheel load correction coefficient	0.018	0.018	0.018	0.018	
Static rolling radius [mm]	260	260	260	260	
Dynamic rolling radius [mm]	264	264	264	264	
Rolling resistance factor	2D Characteristic				

Datele inițiale pentru elementul **Start/Stop C-Function** sunt prezentate în tabelul 7.26.

Tabel 7.26 Datele inițiale pentru elementul Start/Stop C-Function

Start/Stop C-Function			Setări		
Evaluation mode			Co-simulation		
Results in online monitor			Off		
Data bus channels as results			Off		
Output after every simulation step			From output		
Component step size			From master		
if((Velocity==0)&&(Signal==0)){ Switch=0; } else { Switch=1; }					
Channel	Name	Unit	Variable	Minimum	Maximum
Input	Vehicle velocity	m/s	velocity	-1e+111	1e+111
Input	Load signal	-	load_signal	-1e+111	1e+111
Output	Engine switch	-	engine_switch	-2	2

Datele inițiale pentru elementul **Cockpit** sunt prezentate în tabelul 7.27.

Tabel 7.27 Datele inițiale pentru elementul Cockpit

Cockpit	Setări	
Cockpit mode	Automatic	
Accelerator pedal selection	Characteristic	
Kick down signal	Off	
Number of gears forward	5	
Number of gears reverse	1	
Accelerator pedal travel [%]	0	100
Load signal [%]	0	100
Brake pedal travel [%]	0	100
Brake pressure [bar]	0	180

Datele inițiale pentru elementul **Vehicle** sunt prezentate în tabelul 7.28.

Tabel 7.28 Datele inițiale pentru elementul Vehicle

Vehicle	Setări		
Front axle load limited	On		
Lifting effect consideration	On		
Cornering	Off		
Road gradient from data bus	Off		
PFA activation	Off		
Hitch forces from data bus	Off		
Velocity prescription	None		
Driving resistance selection	Physical		
Distance from hitch to front axle [mm]	3000		
Wheelbase [mm]	2300		
Height of support point at bench test [mm]	100		
Load state	Empty	Half	Full
Additional load [kg]	100		
Number of passengers [-]	0		
Weight per passenger [kg]	0		
Volume [m ³]	0		
Load density [kg/m ³]	0		
Distance of gravity center Empty/Half/Full [mm]	920	930	940
Height of gravity center Empty/Half/Full [mm]	540	535	529

Height of hitch Empty/Half/Full [mm]	415	405	397
Curb weight [kg]	910		
Gross weight [kg]	1350		
Location	Roadway		
Frontal area [m ²]	1.72		
Drag input mode	Drag coefficient		
Drag coefficient [-]	0.33		
Lift coefficient front axle [-]	0.028		
Lift coefficient rear axle [-]	0.01		

Datele inițiale pentru elementul **Monitor** sunt prezentate în tabelul 7.29.

Tabel 7.29 Datele inițiale pentru elementul Monitor

Name		Unit	Default	Minimum	Maximum
Type		Monitor			
Vehicle acceleration	Inputs	m/s ²	0	-1e+111	1e+111
Vehicle velocity	Inputs	km/h	0	-1e+111	1e+111
Vehicle distance	Inputs	m	0	-1e+111	1e+111
Engine load signal	Inputs	-	0	-1e+111	1e+111
Engine speed	Inputs	1/min	0	-1e+111	1e+111
Fuel consumption	Inputs	g/s	0	-1e+111	1e+111
Desire transmission ratio	Inputs	-	0	-1e+111	1e+111
Current transmission ratio	Inputs	-	0	-1e+111	1e+111

Ciclul de simulare (**Cycle Run**) este format din următoarele elemente:

1. **Profile** (tabelul 7.30, figura 7.9) care conține caracteristicile traseului și caracteristicile de deplasare pe baza cărora se realizează simularea (**Driving Cycle**).

Tabel 7.30 Datele inițiale pentru elementul Profile

Profile	Setări
Type	Profile time
Define profile	Driving Cycle
Time from data bus	Off
Foresight into the profile	Off
Results in online monitor	Off
Data bus channels as results	Off

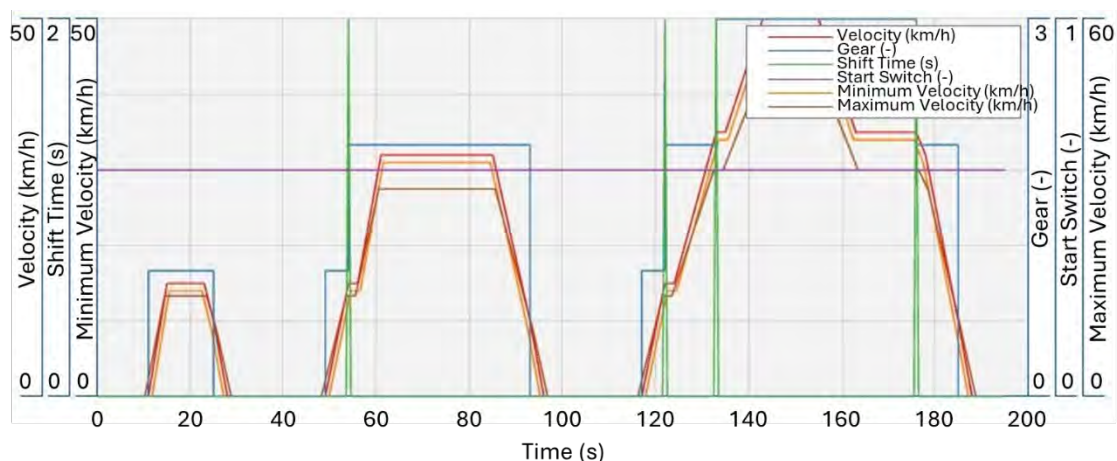


Figura 7.9 Caracteristicile profilului de deplasare (Profile)

2. **Driver** (tabelul 7.31) care conține caracteristicile comportamentale ale conducătorului auto (**Driver Behavior**).

Tabel 7.31 Datele inițiale pentru elementul Driver

Driver	Setări
Define driver	Standard
Driver control	Closed loop
Velocity control	PI control
Clutch control	Deactivated
Shift points	From data bus
Results in online monitor	Off
Data bus channels as results	Off
Proportional parameter [-]	1
Integral parameter [1/s]	0.5

3. **Environment** (tabelul 7.32) care conține caracteristicile mediului înconjurător, coeficienții de frecare, respectiv profilul de altitudine a traseului.

Tabel 7.32 Datele inițiale pentru elementul Environment

Environment	Setări
Define environment	Standard
Road slope selection	Altitude
Air properties defined by	Air density
Ambient temperature and humidity based on	Distance

Distance [m]	0
Temperature [°C]	20
Relative humidity [-]	0.65
Distance [m]	0
Air density based on	Distance
Distance [m]	0
Air density [kg/m ³]	1.19
Distance [m]	0
Friction coefficient [-]	1
Distance [m]	0
Altitude [m]	0

Datele inițiale pentru elementul **Full Load Acceleration** sunt prezentate în tabelul 7.33.

Tabel 7.33 Datele inițiale pentru elementul Full Load Acceleration

Full Load Acceleration	Setări
Clutch control at launching	Deactivated
Braking at launching	Off
Results in online monitor	Off
Data bus channels as results	Off
Accelerator pedal limit [-]	1
Steady state velocity tolerance [m/s]	5e-05
Maximum simulation time [s]	500

Funcționarea modelului este controlată pe magistrala **Data Bus Connections** (tabelul 7.34) în funcție de sarcina și turația motorului stabilite în **Cockpit**.

Tabel 7.34 Conexiunile pe magistrala Data Bus Connections

Element 1	Port	Element 2	Port
Cockpit	Accelerator pedal travel	Driver	Accelerator pedal
Cockpit	Brake pedal travel	Driver	Brake pedal
Cockpit	Desired gear	Driver	Desired gear
Cockpit	Start switch	Driver	Start switch
CVT	Desired transmission ratio	CVT Control	Desired transmission ratio

CVT Control	Velocity	Vehicle	Velocity
CVT Control	Load signal	Cockpit	Load signal
CVT Control	Current transmission ratio	CVT	Current transmission ratio
CVT Control	Speed	CVT	Output speed
CVT Control	Torque	CVT	Input torque
Front disk brake	Brake pressure	Cockpit	Brake pressure
Front disk brake	Brake pressure	Cockpit	Brake pressure
Full load acceleration	Current vehicle velocity	Vehicle	Velocity
Full load acceleration	Distance	Vehicle	Distance
Full load acceleration	Acceleration	Vehicle	Acceleration
Driver	Current vehicle velocity	Vehicle	Velocity
Driver	Desired gear	Full load acceleration	Gear selector
Driver	Start switch	Full load acceleration	Start switch
Environment	Distance	Vehicle	Distance
Full load acceleration	Vehicle velocity	Vehicle	Velocity
Full load acceleration	Acceleration	Vehicle	Acceleration
Map Based Engine	Engine contact switch	Start/Stop C-Function	Engine switch
Map Based Engine	Load demand	Cockpit	Load signal
Rear disk brake	Brake pressure	Cockpit	Brake pressure
Rear disk brake	Brake pressure	Cockpit	Brake pressure
Start/Stop C-Function	Vehicle velocity	Vehicle	Velocity
Start/Stop C-Function	Load signal	Cockpit	Load signal

După rularea simulărilor computerizate pentru modelul virtual **Automatic FWD Clutch Control C11036** în modul **Single Calculation** au fost înregistrate următoarele rezultate (figura 7.10 și figura 7.11).

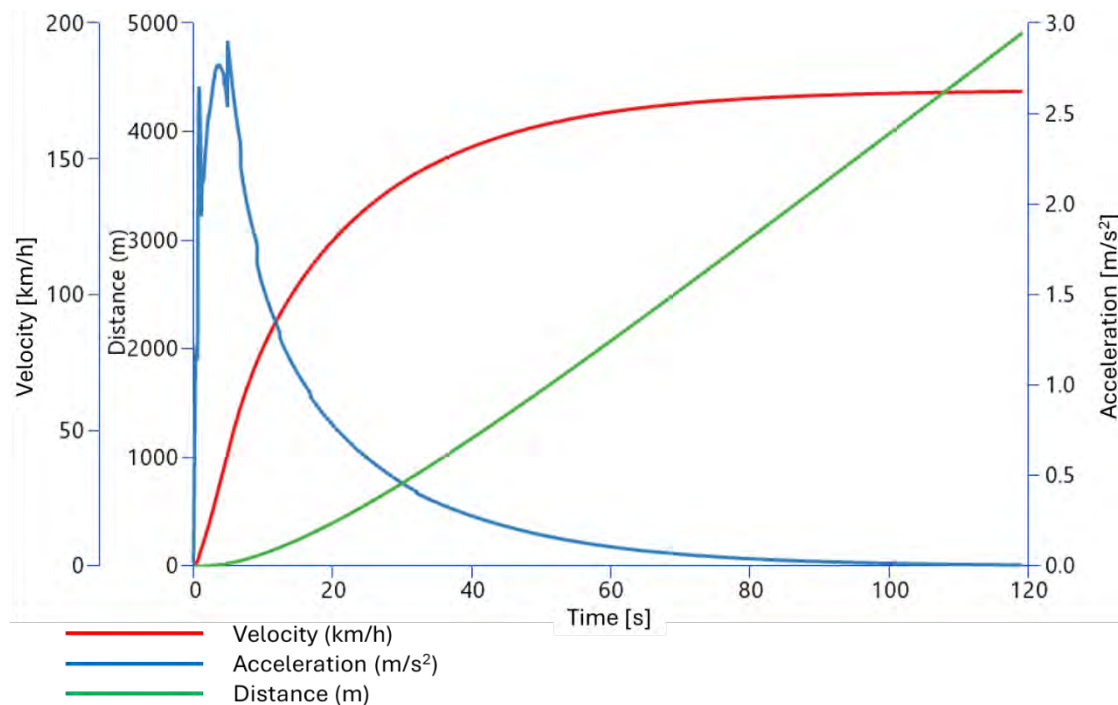


Figura 7.10 Modelul virtual CVT FWD C11022 (1)

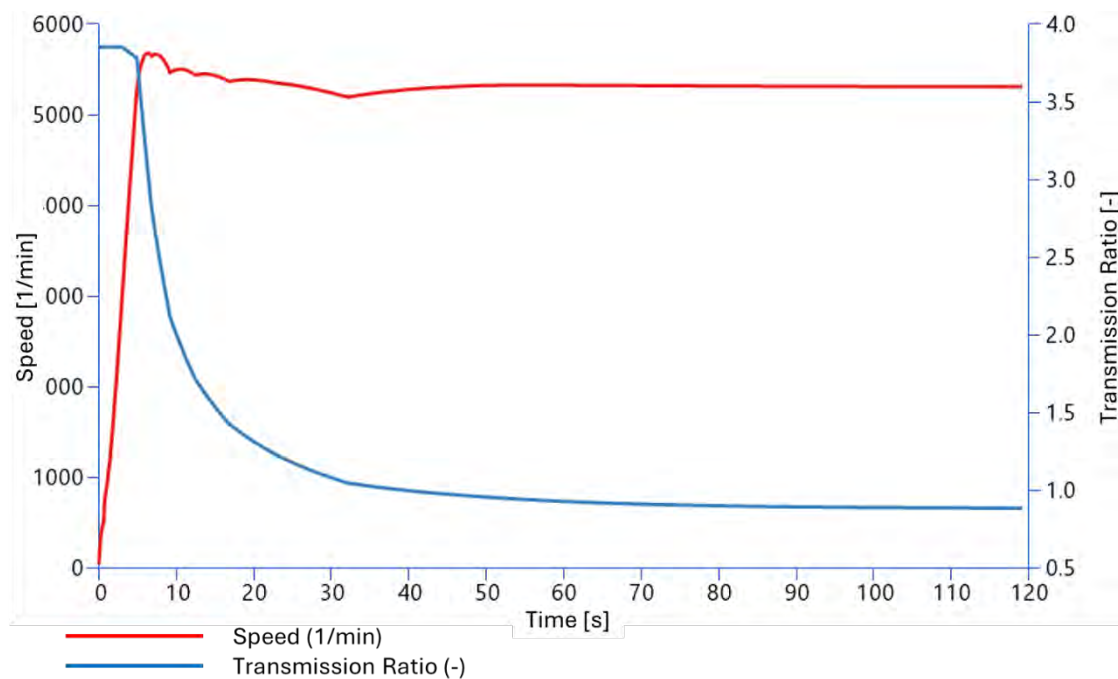


Figura 7.11 Modelul virtual CVT FWD C11022 (2)

Elemente virtuale în AVL CRUISE™ M



Brake

Sistemul de frânare simulează caracteristicile de frânare pentru fiecare roată și este definit prin caracteristicile și dimensiunile discului de frână.



C-Function

Funcția C este definită pentru simularea unui controler care procesează semnalele de intrare selectate.



Clutch

Ambreiajul compensează diferența dintre vitezele de rotație ale motorului și trenului de rulare și decuplează legătura cu motorul pentru a facilita schimbarea treptelor de viteză.



Clutch Control

Elementul de control care definește variabilele de control pentru convertizorul de cuplu.



Cockpit

Cabina de pilotaj transmite comenzile conducătorului auto către sistemul de propulsie al autovehiculului prin intermediul magistralei de date pentru a controla viteza și accelerația acestuia.



Constants

Constanta permite definirea unor valori constante care pot fi utilizate de componentele sistemului prin intermediul magistralei de date.



Cycle Run

Ciclul de simulare definește sarcinile de simulare pentru evaluarea performanțelor autovehiculului, respectiv pentru calculul consumului de combustibil/energie și a emisiilor poluante.



Cyclic Time Generator

Funcția care implementează un generator de timp ciclic permițând crearea unui semnal temporal periodic și controlat, necesar pentru simularea unor faze repetabile ale procesului dinamic.



CVT (Continuously Variable Transmission)

Cutia de viteze cu transmisie continuă variabilă modifică raportul de transmisie continuu între o valoare minimă și maximă pentru un număr infinit de rapoarte de transmitere a mișcării



CVT Control

Elementul de comandă și control pentru transmisia variabilă continuă care stabilește raportul de transmisie pe baza unei hărți de control în funcție de viteza autovehiculului și de sarcina motorului.



DCT (Dual Clutch Transmission)

Transmisia dublu ambreiaj folosește două ambreiaje separate (Clutch Odd, respectiv Clutch Even) pentru a opera schimbări rapide ale vitezelor, cu pierderi minime de putere.



DCT Control

Elementul de comandă și control care asigură algoritmul de schimbare a vitezelor și controlul acționării celor două ambreiaje (Clutch Odd, respectiv Clutch Even).



Differential

Diferențialul este mecanismul care permite roților responsabile cu tracțiunea să se rotească cu viteze diferite în viraje.



Driver

Driver permite definirea caracteristicilor comportamentale ale conducătorului auto (Driver Behavior).



Enviromental

Environment permite definirea caracteristicilor mediului înconjurător, a coeficienților de frecare, respectiv a profilului de altitudine al traseului parcurs.



Final Drive

Single Ratio Transmission sau Final Drive modelează o turație cu o rată fixă, pe baza pierderilor de moment constante și dependente de viteză, respectiv momentelor de inerție ale transmisiei.



Flange

Fanșa conectează modelul de motor utilizat cu rețeaua mecanică modelată pentru transmiterea lanțului cinematic.



GB Control

GB Control este utilizat în protocolul de control al unei cutii de viteze automate pentru definirea algoritmului de schimbare a treptelor de viteză.



GB Program

GB Program este utilizat în combinație cu GB Control și are rolul de a furniza algoritmul de control pentru gestionarea datelor cu privire la semnalul de sarcină furnizat de la motor.



Gearbox

Cutia de viteze este un dispozitiv care transferă și modifică puterea transmisă de sistemul de propulsie la trenul de rulare, schimbând treptele de viteză, momentul motor și direcția de rotație.



Map

Harta generală definește caracteristicile pentru consumul de combustibil corelat cu regimul de funcționare al motorului.



Map Based Engine

Motor bazat pe hărți este o metodă de control a funcționării unui motor cu ardere internă utilizând caracteristici de tip hartă 2D și 3D pentru a gestiona parametrii de performanță ai motorului.



Mechanical Ground

Masa mecanică care realizează o conexiune solidă între diverse elemente mecanice și șasiul autovehiculului sau care realizează un nod mecanic între diverse elemente mecanice.



Monitor

Monitorul urmărește un set selectat de rezultate și controlează valorile datelor de intrare ale componentelor modelului pe toată durata procesului de simulare.



Planetary Gear

Cutia de viteze planetară este utilizată în aplicații cu moment motor mare și viteză unghiulară mică, ușor de convertit la un raport diferit al transmisiei prin modificarea configurației angrenajului purtător și a angrenajului solar.



Profile

Profilul conține caracteristicile traseului și caracteristicile de deplasare pe baza cărora se realizează simularea (Driving Cycle).



Shaft

Arborele realizează conexiuni elastice între componentele mecanice și facilitează studiul efectelor dinamice în trenul de rulare.



Simulation Slowdown

Este o funcție care permite încetinirea rulării simulării, oferind posibilitatea de a urmări răspunsul conducătorului auto cu viteză redusă (**Slow Motion**).

Start/Stop



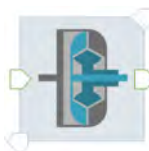
Start/Stop este o funcție care are rolul de a opri automat funcționarea motorului când autovehiculul este la turația de ralanti și de a-l reporni atunci când crește turația acestuia pentru a controla economia de combustibil și pentru a reduce emisiile poluante.

Time Dilation



Funcția de dilatare a timpului care controlează raportul dintre timpul real al ceasului intern al mediului de simulare și timpul simulat al modelului virtual.

Torque Converter



Convertizorul de cuplu este un dispozitiv de cuplare/decuplare a motorului care realizează transmiterea mișcării de la motor la cutia de viteze.

Vehicle



Vehiculul este principala componentă a modelului virtual de autovehicul și conține caracteristicile constructive ale acestuia.

Wheel



Roata motoare definește variabile care influențează starea de rulare și efectul lor asupra acestei stări. Roțile definite pentru modelul virtual au caracteristici constructive identice.

Abrevieri

4WD	Four-Wheel Drive
ATF	Automatic Transmission Fluid
ATR	Automatic Transmission
AWD	All-Wheel Drive
CF Curve	Capacity Factor Curve
CVT	Continuously Variable Transmission
DCT	Double Clutch Transmission
DMF	Dual-Mass Flywheel
EPC	Elasto-Plastic Clutch
FWD	Front-Wheel Drive
NEDC	New European Driving Cycle
PI	Proportional Integral
SRT	Single Ratio Transmission
TCU	Transmission Control Unit
UDC	Urban Driving Cycle

Bibliografie

- [1] A. L. GmbH, „AVL CRUISE™ M - Multidisciplinary System Simulation Version 2024 R2,” AVL List GmbH, Graz, Austria, 2024.
- [2] I. A. Group, „CarMaker® Reference Manual Version 14.0.1 - Solutions for Virtual Test Driving,” IPG Automotive GmbH, Karlsruhe, Germany, 2025.
- [3] A. L. GmbH, „AVL CRUISE™ - Vehicle and Driveline Simulation Version 2024 R2,” AVL List GmbH, Graz, Austria, 2024.
- [4] J. Na, Q. Chen și X. Ren, „Chapter 1 - Friction Dynamics and Modeling,” în *Emerging Methodologies and Applications in Modelling, Adaptive Identification and Control of Uncertain Systems with Non-smooth Dynamics*, Academic Press, 2018, pp. 11-18.
- [5] V. Hayward, B. Armstrong, F. Altpeter și P. Dupont, „Discrete-Time Elasto-Plastic Friction Estimation,” *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 17, nr. 3, pp. 688-696, 2009.
- [6] P. Dupont, V. Hayward, B. Armstrong și F. Altpeter, „Single state elastoplastic friction models,” *IEEE Transactions on Automatic Control*, vol. 47, nr. 5, pp. 787-792, 2022.
- [7] P. Wu, P. Qiang, T. Pan și H. Zang, „Double-Loop Control for Torque Tracking of Dry Clutch,” *Machines*, vol. 10, nr. 12, 2022.
- [8] „Lectures 5. Friction Clutches,” [Interactiv]. Available: https://uomustansiriyah.edu.iq/media/lectures/5/5_2021_12_11!08_29_17_PM.pdf. [Accesat 20 10 2025].
- [9] C. Iclodean, Interconectarea sistemelor virtuale de comandă și control pentru autovehicule. Volumul I Software-in-the-Loop, Cluj-Napoca: Editura Risoprint, Colecția Scientia, 2018.
- [10] „How a torque converter works,” [Interactiv]. Available: <https://x-engineer.org/torque-converter/>. [Accesat 06 12 2025].
- [11] H. Heisler, „Chapter 5 Semi-and fully automatic transmission,” în *Advanced Vehicle Technology (Second Edition)*, Butterworth-Heinemann, 2002, pp. 117-192.
- [12] M. Guo, C. Liu, Q. Yan, Z. Ke, W. Wei și J. Li, „Evaluation and Validation of Viscous Oil Cavitation Model Used in Torque Converter,” *Applied Sciences*, vol. 11, nr. 8, 2021.
- [13] M. Guo, C. Liu, Q. Yan, W. Wei și B. Khoo, „The Effect of Rotating Speeds on the Cavitation Characteristics in Hydraulic Torque Converter,” *Machines*, vol. 10, nr. 2, 2022.
- [14] J. Franc, „The Rayleigh-Plesset equation: a simple and powerful tool to understand various,” în *Fluid Dynamics of Cavitation and Cavitating Turbopumps*, Springer, 2007, pp. 1-41.
- [15] M. Diachuk și S. Easa, „Modeling Combined Operation of Engine and Torque Converter for Improved Vehicle Powertrain’s Complex Control,” *Vehicles*, vol. 4, nr. 2, 2022.

- [16] A. Branden și E. Weisstein, „Lagrange Interpolating Polynomial,” MathWorld Wolfram, [Interactiv]. Available: <https://mathworld.wolfram.com/LagrangeInterpolatingPolynomial.html>. [Accesat 7 12 2025].
- [17] T. T. Training, „Manual Transmissions & Transaxles - Course,” [Interactiv]. Available: https://en.toyota-club.eu/manual_download.php?id=352. [Accesat 29 10 2025].
- [18] Toyota. [Interactiv]. Available: https://files.toyota.com.bh/s3fs-public/2019-09/f_h_15_6.jpg. [Accesat 2025 10 29].
- [19] K.-H. Dietsche și K. Reif, Bosch Automotive Handbook - 11th Edition, Karlsruhe, Germany: Wiley, 2022.
- [20] J. Eckert, F. Santiciolli, L. Alkmin e Silva, F. Corrêa și F. Dedini, „Design of an Aftermarket Hybridization Kit: Reducing Costs and Emissions Considering a Local Driving Cycle,” *Vehicles*, vol. 2, nr. 1, 2020.
- [21] „EU: Light-duty: New European Driving Cycle,” TransportPolicy.net, [Interactiv]. Available: <https://www.transportpolicy.net/standard/eu-light-duty-new-european-driving-cycle/>. [Accesat 14 09 2025].
- [22] X. Yang, C. Zhang, W. Yu, W. Huang, Z. Xu și C. Nie, „A Refined Dynamic Model for the Planetary Gear Set Considering the Time-Varying Nonlinear Support Stiffness of Ball Bearing,” *Machines*, vol. 11, nr. 2, 2022.
- [23] F. Brumerčik, M. Tomasikova și A. Nieoczym, „Epicyclic Gear Train Synthesis,” Scientific Letters of the University of Zilina, Žilina, Slovakia, 2015.
- [24] H. Müller, Die Umlaufgetriebe, Berlin: Springer Heidelberg, 1998.
- [25] E. Esmail, E. Pennestri și M. Cirelli, „Power-Flow and Mechanical Efficiency Computation in Two-Degrees-of-Freedom Planetary Gear Units: New Compact Formulas,” *Applied Sciences*, vol. 11, nr. 13, 2021.
- [26] H. Zhang, X. Zhao, J. Yang și W. Zhang, „Optimizing Automatic Transmission Double-Transition Shift Process Based on Multi-Objective Genetic Algorithm,” *Applied Sciences*, vol. 10, nr. 21, 2020.
- [27] X. Zhao și Z. Li, „Data-Driven Predictive Control Applied to Gear Shifting for Heavy-Duty Vehicles,” *Energies*, vol. 11, nr. 8, 2018.
- [28] S. Patinya, „Modeling and Control of Automatic Transmission with Planetary Gears for Shift Quality,” The University of Texas, Austin, TX, USA, 2012.
- [29] Z. He, Z. Xing, Q. Zhou și L. Chang, „Dynamic Analysis of a Combined Spiral Bevel Gear and Planetary Gear Set in a Bucket Elevator with High Power Density,” *Sustainability*, vol. 15, nr. 5, 2023.
- [30] J. Li, H. Dong, B. Han, Y. Zhang și Z. Zhu, „Designing Comprehensive Shifting Control Strategy of Hydro-Mechanical Continuously Variable Transmission,” *Applied Sciences*, vol. 12, nr. 11, 2022.
- [31] J. Kim, „Real-Time Torque Estimation of Automotive Powertrain With Dual-Clutch Transmissions,” *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 30, nr. 6, 2022.

- [32 N. Anderson și S. Loewenthal, „Comparison of Spur Gear Efficiency Prediction
] Methods,” [Interactiv]. Available:
<https://ntrs.nasa.gov/api/citations/19830011870/downloads/19830011870.pdf>2025
. [Accesat 22 09 2025].
- [33 H. Sun și H. Wang, „Research on Electric Vehicle Differential System Based on
] Vehicle State Parameter Estimation,” *Vehicles*, vol. 7, nr. 3, 2025.
- [34 C. Iclodean, Introducere în sistemele autovehiculelor, Cluj-Napoca, România:
] Editura Risoprint, 2023.
- [35 H. Zhang, X. Zhao, J. Yang și W. Zhang, „Optimizing Automatic Transmission
] Double-Transition Shift Process Based on Multi-Objective Genetic Algorithm,”
Applied Sciences, vol. 10, nr. 21, 2020.