

DESIGN OF HYDROSTATIC TRANSMISSION FOR DRIVING WHEELS OF FLYING CAR

(Desain Transmisi Hidrostatik untuk Roda Penggerak pada Mobil Terbang)

Mohammad Adhitya^{1*}, Faiz Akbar Pradipta²

ABSTRACT

A flying car can fulfill two functions, as a vehicle on the road and as an airplane that capable of flying. To reduce aerodynamic drag, the drive wheels must be able to fold so that a flexible transmission system is required. The Hydrostatic Transmission (HT) system is a flexible transmission that uses a hose to connect hydraulic pump, which is coupled to the engine, to hydraulic motor, which is coupled to the wheel. This research analyzes the specifications of hydrostatic transmission components to optimally transmit power from a V6 engine to two drive wheels through a speed gear transmission system. The hydrostatic transmission system specifications, which include pumps, motors, hoses, charge pumps, and release valves, are simulated and analyzed using Simscape Matlab software. This software enables the user to easily modify the parameters to build an optimal hydrostatic transmission design. The results are obtained, to ensure optimal performance of the entire flying car propulsion system, a 233kW pump and 256 kW motor are required. The hydraulic pump is a variable displacement that has at least 100cc/rev of maximum displacement with 350 bar working pressure. The hydraulic motor is fixed displacement that have requirements at least 80 cc/rev of maximum displacement with 350 bar working pressure. The hose used in the flying car hydrostatic transmission has a diameter of 0.02m and is 6m long.

Keywords: *Hydrostatic Transmission; Automotive Engineering; Driveline Design; Automotive Component Selection; Flying Car*

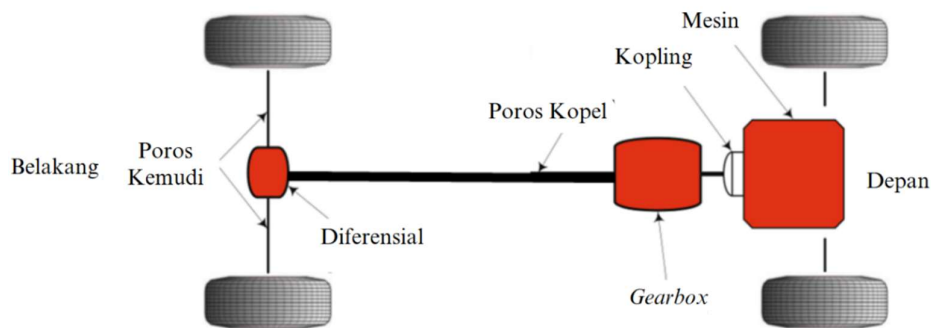
PENDAHULUAN

Mobil terbang menjadi salah satu solusi untuk mengatasi kemacetan di jalan raya karena memiliki dua fungsi, yaitu sebagai mobil yang berjalan di jalan raya dan sebagai pesawat terbang yang dapat mengudara sehingga memiliki sifat mobilitas yang tinggi. Untuk

¹ Departemen Teknik Mesin, Universitas Indonesia, Depok 16424, Indonesia

*Corresponding author:
m.adhitya@ui.ac.id

mengurangi hambatan gerak aerodinamis pada mobil terbang, dibutuhkan mekanisme roda yang dapat terlipat sedemikian rupa sehingga diperlukan transmisi yang fleksibel. Desain transmisi pada umumnya (gambar 1) terdapat komponen poros penggerak untuk mentransmisikan daya dari diferensial ke roda, komponen tersebut sulit untuk dilipat. Motor atau generator listrik dapat menjadi solusi untuk masalah ini karena memiliki kabel listrik yang fleksibel. Namun teknologi ini masih mengalami densitas daya yang rendah dibandingkan dengan motor hidrolis, yang membatasi kemampuannya untuk akselerasi atau perlambatan (Petter, 2010). Transmisi hidrostatik (TH) memiliki sifat fleksibel yang sesuai dengan kebutuhan desain mobil terbang, karena terdapat selang yang menghubungkan pompa hidrolis dengan motor hidrolis. Sehingga sistem TH diimplementasikan pada sistem transmisi mobil terbang sebagai pengganti poros penggerak dan poros kopel. Selain itu, dibandingkan dengan transmisi mekanis pada umumnya, transmisi hidrostatik adalah alternatif transmisi yang lebih mudah dalam instalasinya, lebih ringan, dan lebih murah biaya perawatannya. Transmisi hidrostatik secara umum digunakan sebagai transmisi daya mesin ke mekanisme penggerak pada alat berat seperti alat pengeruk tanah, kendaraan pengangkut tanah, kendaraan pemanen untuk pertanian, dan sebagainya. Densitas daya yang tinggi dari pompa/motor hidrolis membuat teknologi hidrolis terlihat menjanjikan untuk transmisi kendaraan (Ibrahim, 2011).

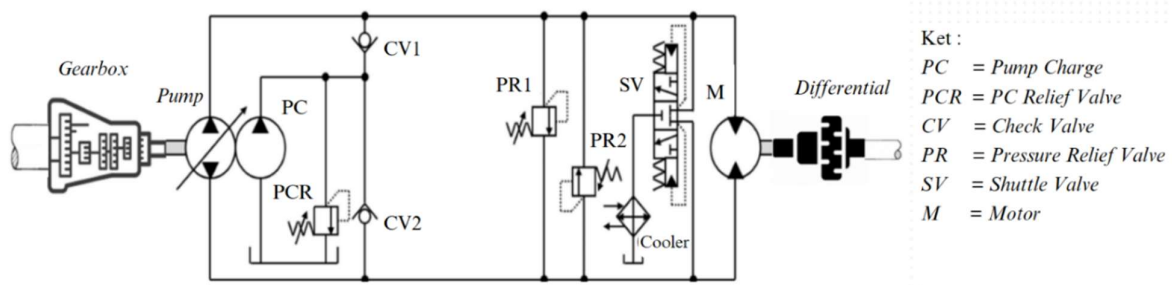


Gambar 1. Komponen transmisi mobil penggerak belakang

Ada beberapa jenis TH yang berbeda, salah satunya ditinjau dari arsitekturnya. Tata letak dasar sistem hidraulik dapat berupa sirkuit terbuka atau sirkuit tertutup. Sirkuit tertutup TH lebih umum digunakan dalam aplikasi tugas berat, karena ukuran reservoir minyak yang ideal, dan kemampuan untuk beroperasi di empat kuadran dalam hal kecepatan kendaraan dan

torsi roda (Nervergna & Rundo, 2020), (Zarotti, 2003). Skema dasar TH sirkuit tertutup ditunjukkan pada gambar 2. Umumnya satu unit hidraulik perpindahan variabel terhubung secara mekanis ke penggerak utama dan menukar energi hidrolis dengan satu atau lebih banyak unit hidraulik (motor atau unit sekunder) yang terhubung ke poros roda. Unit sekunder dapat berupa perpindahan tetap atau variabel. Seperti yang ditunjukkan pada Gambar 1, biasanya TH mencakup shuttle valve (SV) untuk pendinginan oli (Pendingin), cross port pressure relief valve (PR1 & 2) untuk perlindungan dari kelebihan tekanan dan charge circuit (PC, CV1, CV2, RRT) untuk pengisian oli.

Terdapat berbagai varian pada arsitektur dasar gambar 1, berkaitan dengan charge circuit, dan koneksi beberapa motor, baik secara seri maupun konfigurasi paralel. Contoh-contoh arsitektur dapat ditemukan pada karya ilmiah oleh Nervergna dan Costa (Nervergna & Rundo, 2020), (Costa & Sepehri, 2015). Tantangan dari mendesain sistem transmisi hidrostatis adalah menentukan jenis dari unit hidroliknya dan juga ukurannya dengan mempertimbangkan displacement (cc/rev). Spesifikasi dari unit hidrolis disesuaikan dengan pertimbangan daya mesin dan persyaratan sistem penggerak suatu kendaraan.

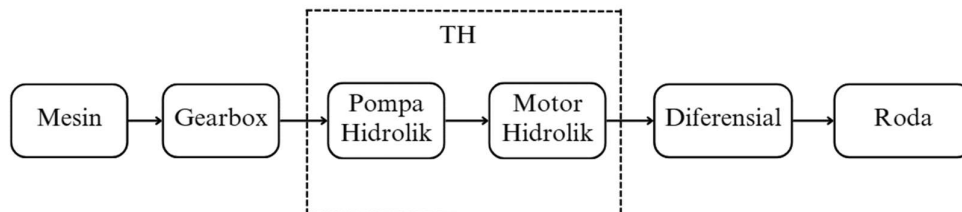


Gambar 2. Diagram rangkaian transmisi hidrostatis.

Terdapat beberapa literasi mengenai desain transmisi hidrostatis, seperti penelitian yang dilakukan oleh Zarotti (2003), yang diringkas oleh (Vacca & Franzoni, 2021). Berdasarkan sumber di atas, desain transmisi hidrostatis yang paling mudah untuk mencapai Continuous Variable Transmission bisa menggunakan motor perpindahan tetap maupun motor perpindahan variabel, berdasarkan parameter Torque Converter Factor (TCF). TCF adalah rasio antara daya puncak pada transmisi dengan daya maksimum mesin. Saat perbedaan antara daya transmisi dengan daya mesin tinggi (TCF tinggi) maka motor perpindahan variabel lebih unggul digunakan. Begitu juga sebaliknya, saat TCF rendah maka motor perpindahan tetap

memiliki keunggulan lebih dibanding perpindahan variabel.

Beberapa peneliti mencoba untuk meneliti mengenai model dan analisis sistem transmisi hidrostatik yang memiliki fokus pada efisiensi sistem, seperti (Mandal et al., 2012), (Shaw et al., 2013), dan (Comellas et al., 2012). Salah satu penelitian terbaru dilakukan oleh Singh (2021), di mana efisiensi TH sirkuit tertutup dievaluasi melalui simulasi numerik. Penelitian ini mengkonfirmasi temuan yang juga dibahas dengan baik oleh Manring dalam karya ilmiahnya (2016), bahwa efisiensi kondisi tunak TH sebagian besar ditentukan oleh efisiensi keseluruhan dari unit primer dan sekunder. Analisis lengkap tentang kehilangan energi yang terjadi pada mesin perpindahan positif yang sesuai untuk TH, tergantung pada kondisi pengoperasian, dirinci oleh Ivantysyn dan Ivantysynova (2001). Efisiensi keseluruhan transmisi juga sangat dipengaruhi oleh efisiensi penggerak utama. Analisis yang lengkap tentang efisiensi transmisi TH juga dilakukan oleh Costa dan Sepehri (2015). Namun, karya-karya ini berfokus pada unit tertentu dan tidak memberikan prosedur khusus untuk ukuran transmisi untuk memaksimalkan efisiensi selama operasi. Sumber kerugian lain dalam efisiensi TH adalah sirkuit pengisian tekanan rendah. Keller (2017). melakukan studi terperinci tentang ukuran dan dampak energi dari sistem tekanan rendah pada transmisi hidrolik sirkuit tertutup.



Gambar 3. Diagram sistem keseluruhan dan fokus penelitian.

Beberapa upaya lainnya dilakukan oleh peneliti terhadap skema dasar TH dengan cara memodifikasinya untuk meningkatkan efisiensi sistem. Arsitektur TH yang dikenal dengan hydromechanical power-split diperkenalkan, skema ini menggabungkan HT dengan penggerak mekanis dalam satu transmisi. Jenis desain ini mengadaptasi keunggulan kemampuan CVT dari transmisi hidrolik sambil mempertahankan sifat efisiensi tinggi dari transmisi mekanis murni, tetapi hadir dengan banyak kompleksitas implementasi dan biaya yang lebih tinggi, yang membatasi penerapannya pada kendaraan dengan produktivitas tinggi tertentu seperti traktor pertanian. Contohnya adalah sistem yang dibahas oleh Bottiglione et al. (2018) dan

Macor & Rossetti (2011). Efisiensi transmisi energi yang lebih tinggi dapat dicapai dengan hibrida hidraulik, di mana arsitekturnya diklaim mencapai efisiensi transmisi yang sebanding dengan hibrida elektrik, sehingga cocok untuk aplikasi di jalan raya.

Tata letak HT dasar, yang terdiri dari satu unit primer dan satu unit sekunder, memang memiliki fleksibilitas pengaturan yang sangat terbatas untuk menangani efisiensi sistem. Hal ini telah dibahas oleh Paoluzzi dan Zarotti dalam karya yang sebelumnya dikutip (2013), dan aspek yang mereka bahas lebih lanjut dalam karya mereka yang lebih baru (2017), dimana mereka membahas modifikasi sederhana pada arsitektur dasar dengan bertindak berdasarkan jumlah unit primer dan sekunder. Karya terbaru ini menyajikan tiga desain perbaikan yang berbeda untuk memperluas jangkauan kerja HT dan untuk lebih memperluas metode yang pertama kali disajikan. Salah satu perbaikan yang mereka sajikan didasarkan pada gearbox mekanis dengan desain motor ganda, yang meningkatkan jangkauan kerja HT dengan sedikit kompleksitas yang ditambahkan. Hasilnya menunjukkan fleksibilitas yang tinggi untuk adaptasi pada aplikasi yang berbeda serta potensi peningkatan efisiensi sebagai manfaat tambahan. Namun demikian, pengenalan gearbox tambahan dapat menjadi penghalang dari sudut pandang biaya dalam aplikasi komersial.

Tujuan dari penelitian ini adalah menyajikan hasil analisis spesifikasi dari komponen transmisi hidrostatis yang dapat mentransmisikan daya dengan efisiensi yang optimal. Pembuatan desain model dan simulasi untuk TH dibuat di perangkat lunak Simscape Matlab dengan menguji beberapa model dengan variasi pompa dan motor hidrolik yang berbeda, menggunakan penggerak utama mesin pembakaran dalam berbahan bakar bensin V6 berkapasitas 2400 cc dan rangka yang digunakan mengikuti spesifikasi badan mobil sport yang memiliki mesin V12 berkapasitas 5998 cc. Fokus pada penelitian ini terletak pada sistem TH yang menghubungkan gearbox dengan diferensial, skema sistem keseluruhan serta masalah pada penelitian ini (dalam kotak bergaris putus-putus) terlihat pada Gambar 3.

METODE

Pada penelitian ini dilakukan pemodelan dan simulasi menggunakan aplikasi Simscape Matlab. Terdapat dua model yang disimulasi dan dianalisis, yaitu model transmisi tanpa menggunakan sistem TH dan transmisi menggunakan sistem TH.

1. Dinamika Driveline

Akselerasi maksimum yang dapat dicapai kendaraan dibatasi oleh dua faktor, yaitu torsi maksimum pada roda penggerak dan gaya traksi maksimum pada permukaan roda. Yang pertama bergantung pada performa mesin dan transmisi, dan yang kedua bergantung pada gesekan ban dan jalan. Menurut Jazar (2014). daya maksimum yang dihasilkan oleh mesin adalah fungsi dari kecepatan sudut dan juga torsi mesin. Performa daya dari mesin dapat diprediksi dengan menggunakan fungsi polinomial orde tiga.

$$P_e = \sum_{i=1}^3 P_i \omega_e^i = P_1 \omega_e + P_2 \omega_e^2 + P_3 \omega_e^3 \quad (1)$$

$$P_1 = \frac{P_M}{\omega_M} \quad P_2 = \frac{P_M}{\omega_M^2} \quad P_3 = -\frac{P_M}{\omega_M^3} \quad (2)$$

$$T_e = \frac{P_e}{\omega_e} = P_1 + P_2 \omega_e + P_3 \omega_e^2 \quad (3)$$

P_m adalah daya maksimum, ω_e adalah kecepatan putaran mesin, T_e adalah torsi mesin, P_e adalah daya mesin. Torsi maksimal dari suatu gear terbatas, oleh karena itu dilakukan reduksi gear, agar kendaraan dapat mempertahankan daya yang dihasilkan. Daya yang dihasilkan oleh roda P_w bergantung pada efisiensi keseluruhan sistem driveline. Daya roda dan efisiensi total transmisi dapat dihitung menggunakan persamaan 4 dan 5.

$$P_w = \eta P_e \quad (4)$$

$$\eta = \eta_c \eta_t \quad (5)$$

$$v_x = \frac{R_w \omega_e}{i_g i_d} \quad (6)$$

$$\omega_e = i \omega_w = i_g i_d \omega_w \quad (7)$$

$$T_w = \frac{P_w}{\omega_w} = \eta i_g i_d \frac{P_e}{\omega_e} = \eta i_g i_d T_e \quad (8)$$

Efisiensi rata-rata dari mesin hingga roda η , adalah gabungan dari efisiensi converter η_c dan efisiensi transmisi η_t . Kecepatan kendaraan v_x memiliki hubungan dengan kecepatan putar mesin ω_e , radius putar roda R_w , rasio transmisi gearbox i_g , dan rasio diferensial i_d . Maka torsi pada roda kendaraan dapat dicari menggunakan persamaan 8 di atas.

2. Efisiensi Sistem TH

Kebocoran eksternal bukan satu-satunya faktor yang merusak efisiensi transmisi, kebocoran internal juga memainkan peran penting karena fluida yang mengalir balik dari saluran bertekanan tinggi ke saluran bertekanan rendah, sehingga pompa tidak akan mentransfer energinya ke motor dan mengembalikan energi tersebut ke input pompa. Kerugian pada unit primer atau sekunder hidraulik yaitu kerugian volumetrik dan kerugian torsi (Ivantysyn & Ivantysynova, 2001), yang sering dinyatakan dalam istilah efisiensi volumetrik, mewakili kerugian aliran Q_s dan efisiensi hidromekanis, yang mewakili kerugian torsi T_s . Kerugian ini dapat dinyatakan sebagai fungsi dari kondisi kerja:

$$Q_s = f(n, \beta, \Delta p, V_{p,m}) \quad (9)$$

$$T_s = f(n, \beta, \Delta p, V_{p,m}) \quad (10)$$

Dimana n adalah kecepatan rotasi untuk pompa atau motor, β adalah perpindahan pompa atau motor, Δp adalah perbedaan tekanan di seluruh port outlet dan port inlet unit dan V adalah perpindahan maksimum unit. Penting untuk menghubungkan model unit losses dengan seluruh kondisi kerja untuk sistem ini, dalam hal kecepatan kendaraan dan resistensi pada roda. Mengusung metode yang diusulkan oleh Manring (2016), kinerja sistem TH secara keseluruhan dapat diturunkan dengan menggunakan persamaan berikut untuk kecepatan putaran pompa; kecepatan motor, yang dapat diperoleh dari radius putaran track dan rasio roda gigi motor; perpindahan sesaat pompa yang sesuai; dan perbedaan tekanan sistem. $i_{p/m}$ adalah rasio roda gigi dari unit ke mesin dan roda, v adalah kecepatan kendaraan, r_{track} adalah radius putaran roda, $\eta_{p/mV/HM}$ adalah efisiensi volumetrik/hidromekanis untuk pompa/motor dan F adalah beban.

$$n_p = n_{Eng} i_p \quad (11)$$

$$n_m = \frac{v}{2\pi r_{track}} i_m \quad (12)$$

$$\beta_p = \frac{n_m V_m \beta_m}{n_p V_p \eta_{pV}} \quad (13)$$

$$\Delta p = \frac{2\pi F r_{track}}{i_m V_m \beta_m \eta_{mHM}} \quad (14)$$

Dengan persamaan di atas yang terkait dengan kinerja TH, seluruh rentang kerja kendaraan dipetakan secara langsung ke kondisi kerja pompa dan motor. Kemudian efisiensi volumetrik dan hidromekanis pompa dan motor dihitung melalui Persamaan di bawah. Terakhir, efisiensi sistem TH secara keseluruhan adalah hasil kali dari semua efisiensi volumetrik dan hidromekanis pompa dan motor seperti yang ditunjukkan pada Persamaan 19.

$$\eta_{pV} = \frac{\beta_p n_p V_p - Q_s}{\beta_p n_p V_p} \tag{15}$$

$$\eta_{pHM} = \frac{\frac{\beta_p \Delta p V_p}{2\pi}}{\frac{\beta_p \Delta p V_p}{2\pi} + T_s} \tag{16}$$

$$\eta_{mV} = \frac{\beta_m n_m V_m - Q_s}{\beta_m n_m V_m} \tag{17}$$

$$\eta_{mHM} = \frac{\frac{\beta_m \Delta p V_m}{2\pi} - T_s}{\frac{\beta_m \Delta p V_m}{2\pi}} \tag{18}$$

$$\eta_{sys} = \eta_{pV} \eta_{pHM} \eta_{mV} \eta_{mHM} \tag{19}$$

3. Desain Model Transmisi

Penggerak utama yang digunakan adalah mesin pembakaran dalam berbahan bakar bensin V6 berkapasitas 2400cc, dengan daya maksimal sebesar 170hp/125kW pada kecepatan putar 6000 rpm. Gearbox transmisi menggunakan tipe manual 5 percepatan, dengan rasio roda gigi masing-masing terlihat pada Tabel 1.

Tabel 1. Gear ratio.

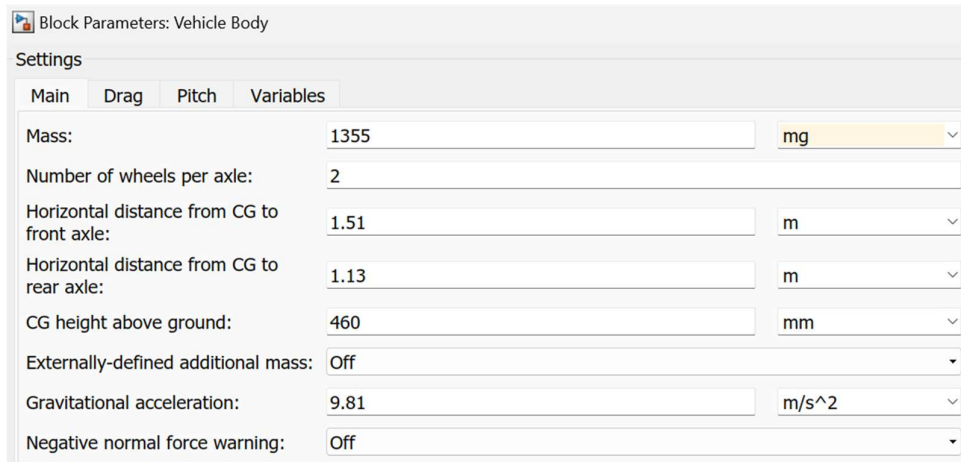
Speed (Gear)	1 st	2 nd	3 rd	4 th Gear	5 th	reverse	Final Drive
Gear ratio	3,5 : 1	1,89 : 1	1,23 : 1	1 : 1	0,78 : 1	3.17 : 1	4.11 : 1

Rangka yang digunakan mengikuti spesifikasi badan mobil sport yang memiliki mesin V12 berkapasitas 5998 cc dengan perkiraan berat total dengan penumpang sebesar 1355 kg dan dimensi badan kendaraan, panjang, lebar, tinggi, sebesar 4,702 mm, 2,035 mm, 1,147 mm. Parameter lengkap dari rangka mobil terbang serta kondisi lingkungan yang akan menjadi acuan pada simulasi di penelitian ini terdapat pada Tabel 2.

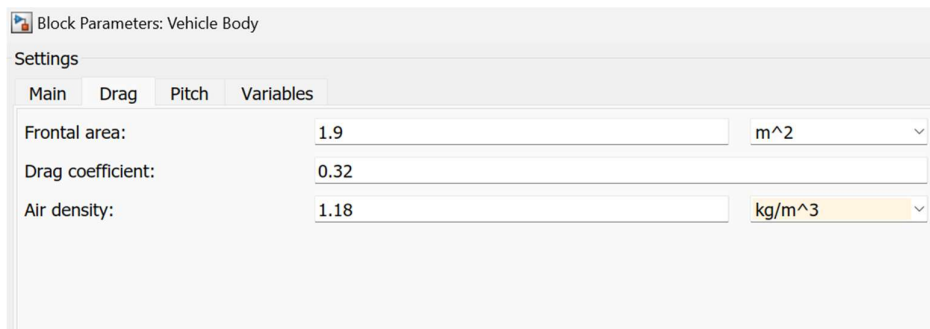
Tabel 2. Parameter penting pada mobil terbang

Variabel	Nilai	Unit
Daya maksimal mesin	170/126	hp/kW
Kecepatan putar mesin saat mencapai daya maksimum	6000	rpm
Massa jenis udara	1,18	kg/m ³
Berat total kendaraan	1355	kg
Luas permukaan tampak depan kendaraan	1,9	m ²
Koefisien aerodinamik <i>drag</i>	0,32	-
Jarak <i>Center of Gravity</i> ke gandar depan	1,51	m
Jarak <i>Center of Gravity</i> ke gandar belakang	1.13	m
Jarak <i>Center of Gravity</i> ke tanah	0.15	m
<i>Rolling radius</i> roda	0.3	m
Gaya normal pada roda	3000	N
Gaya longitudinal maksimum roda	3500	N
Kecepatan angin	1	m/s ²
Sudut ketinggian permukaan jalan	0	rad

Data pada Tabel 2 dan Tabel 3 dimasukkan ke dalam perangkat lunak Simscape pada Matlab sebagai parameter input saat membangun model badan dan transmisi mobil terbang seperti yang ditunjukkan pada gambar di bawah. Pada jendela-jendela block parameters yang ada pada perangkat lunak Simscape terdapat beberapa parameter yang tidak dicantumkan dalam tabel.



(a)



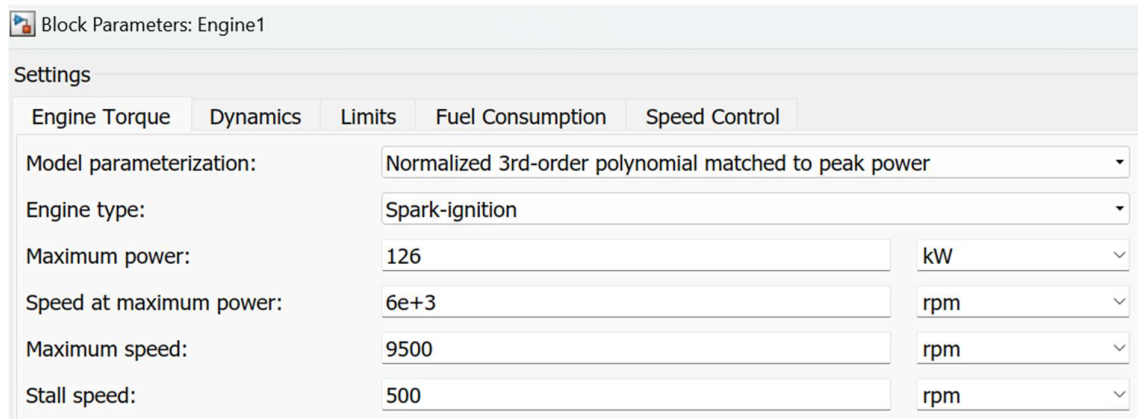
(b)



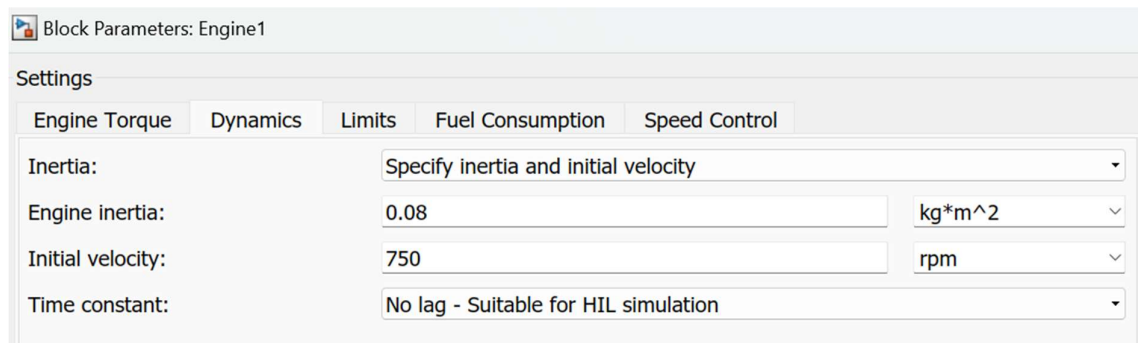
(c)

Gambar 4. Tampilan layar parameter input dari (a) badan kendaraan, (b) gaya drag, dan (c) roda kendaraan pada Matlab.

Gambar 4 menampilkan tampilan parameter input dari bagian badan kendaraan dan roda kendaraan yang ada di dalam perangkat lunak Simscape pada Matlab. Dimana parameter input tersebut sesuai dengan tabel 2 di atas. Gambar 5 di bawah adalah tampilan parameter input untuk mesin.



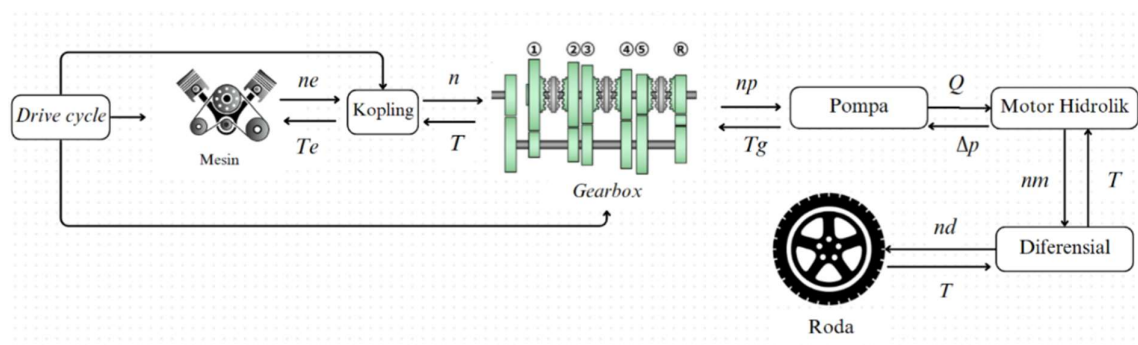
(a)



(b)

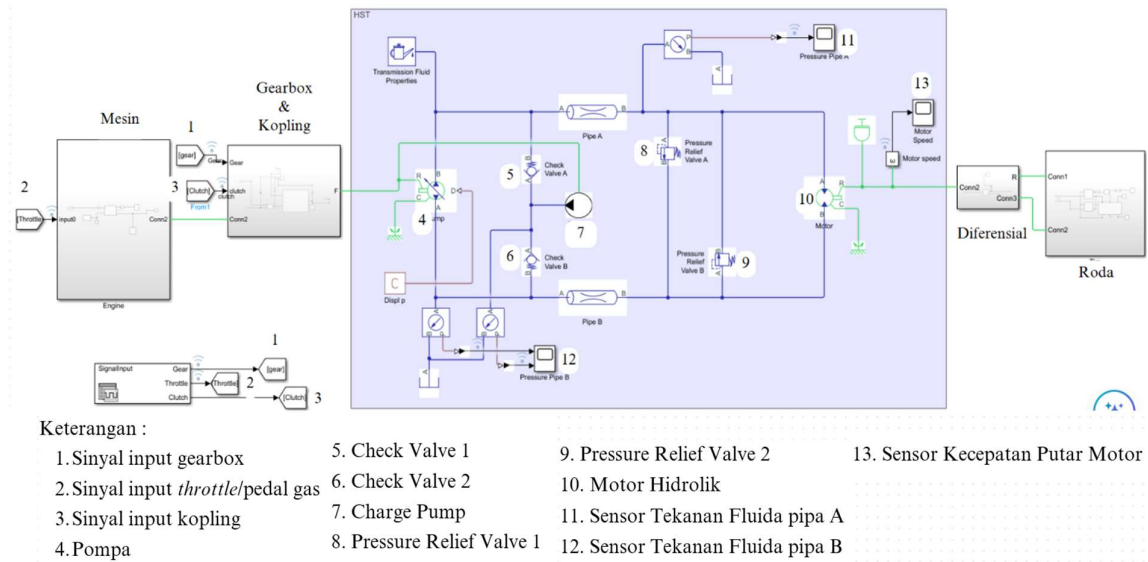
Gambar 5. (a) Tampilan layar parameter input torsi mesin pada Matlab. (b) Tampilan layar parameter input dinamika mesin pada Matlab.

Skema keseluruhan sistem, seperti yang ditunjukkan pada gambar 3 dan 4 mencakup sinyal input drive cycle, model mesin, kopling, model gearbox, model sistem hidrolik, diferensial, dan model dinamis kendaraan.



Gambar 6. Diagram blok sistem transmisi.

Sinyal masukan ke mesin berupa pedal gas (throttle), pergantian roda gigi, dan pedal kopling. Mesin akan menghasilkan keluaran berupa putaran (np) yang menjadi masukan untuk pompa, lalu diubah menjadi energi hidrolik berupa debit (Q) yang akan diubah kembali menjadi energi mekanik (nm). Beban kendaraan, kondisi jalan, dan kecepatan angin yang menabrak badan kendaraan menjadi feedback yang membebani mesin berupa torsi (T).



Gambar 5. Skema sistem TH pada Matlab

Desain sistem transmisi hidrostatik pada penelitian ini mengikuti desain referensi pada gambar 2. Dimana charge pump, di dalam sistem sirkuit pengisian fluida, dikopel dengan pompa hidrolis dan mendapatkan daya dari mesin. Parameter penting komponen dalam sistem transmisi hidrolis seperti yang ditampilkan pada tabel 3.

HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada penelitian ini dilakukan dua simulasi dengan dua model transmisi. Model pertama adalah transmisi mekanikal kendaraan pada umumnya, model kedua yaitu transmisi kendaraan dengan implementasi sistem transmisi hidrostatik.

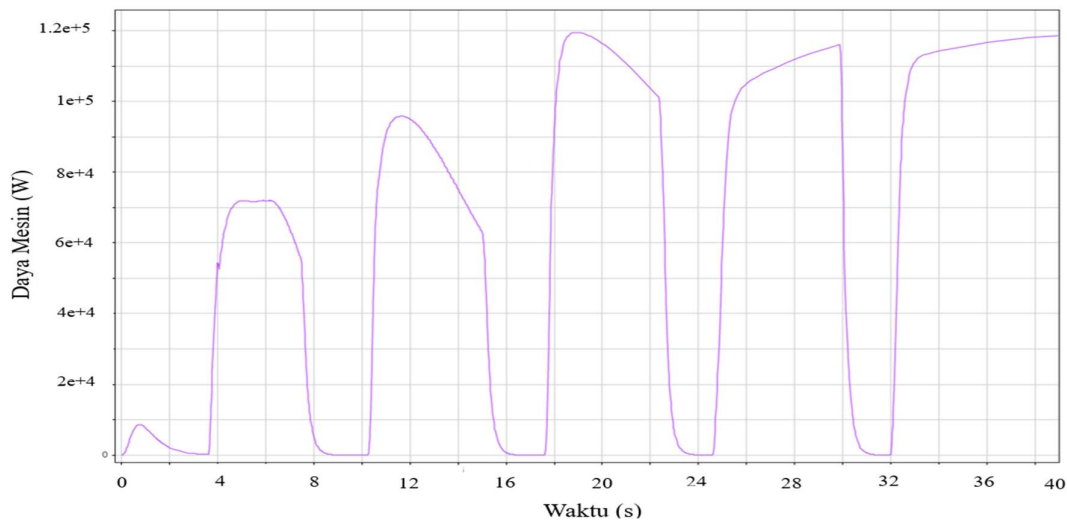
1. Transmisi mekanikal

Simulasi pertama menggunakan transmisi mekanikal, digunakan parameter komponen seperti yang ditampilkan pada tabel 2, simulasi dilakukan dengan menggunakan Simscape Matlab.

Grafik karakteristik daya yang dihasilkan seperti yang ditunjukkan pada gambar di bawah. Sinyal input sistem berupa metode berkendara yang terdiri dari pedal gas (throttle), perpindahan roda gigi gearbox, dan pedal kopling. Metode berkendara dilakukan selama 30 detik dengan rentang nilai pedal gas sebesar 0-100 % dan roda gigi sesuai dengan jumlah perpindahan roda gigi yang digunakan, yaitu 1 sampai 5.

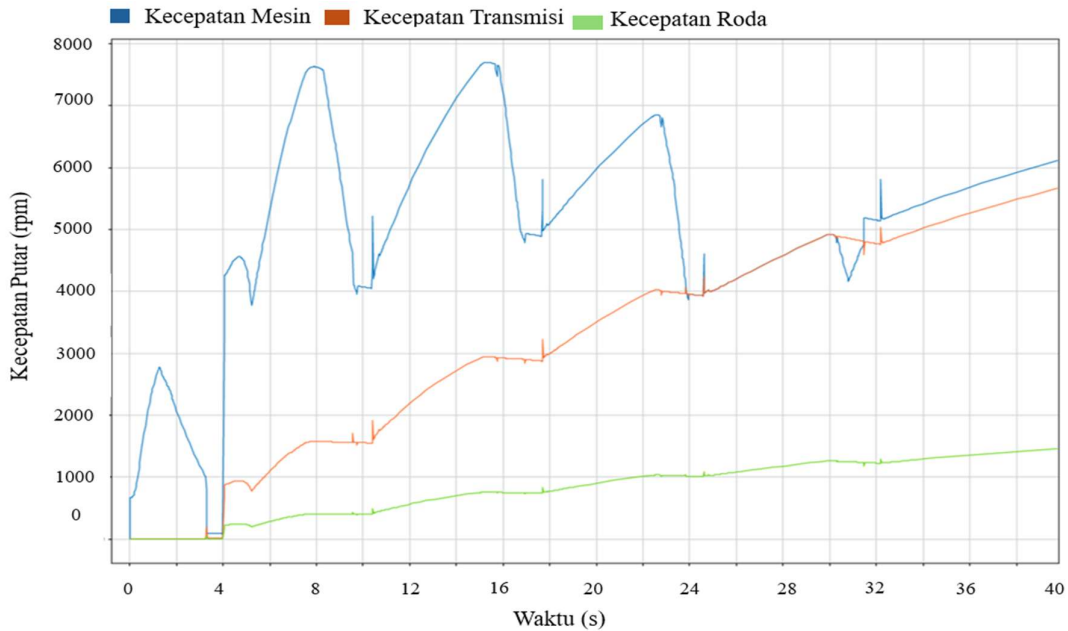
Tabel 3. Parameter penting dari komponen TH

Variabel	Nilai	Unit
<i>Displacement</i> maksimum pompa (V_p)	100	cc/rev
Putaran maksimum pompa (n_p)	4500	rpm
Tekanan kerja pompa (p)	Nilai	Unit
Panjang selang	350	bar
Variabel	Nilai	Unit
Diameter selang	6	m
<i>Displacement Charge Pump</i>	0.02	m
<i>Displacement</i> maksimum motor (V_m)	10	cm ³ /rev
Massa jenis cairan pada tekanan atm	80	cc/rev
Viskositas kinematik cairan hidrolik	850	kg/cm ³
Putaran maksimum motor (n_p)	18.8	cSt
Tekanan kerja motor (p)	4800	rpm



Gambar 9. Daya yang dihasilkan mesin tanpa sistem hidrolik

Gambar 9 adalah grafik daya yang dihasilkan oleh mesin V6 berkapasitas 2400 cc. Terlihat bahwa daya maksimal yang dihasilkan sebesar 120 kW pada detik ke-18.5, saat pergantian gear dari gear kedua menjadi gear ketiga.



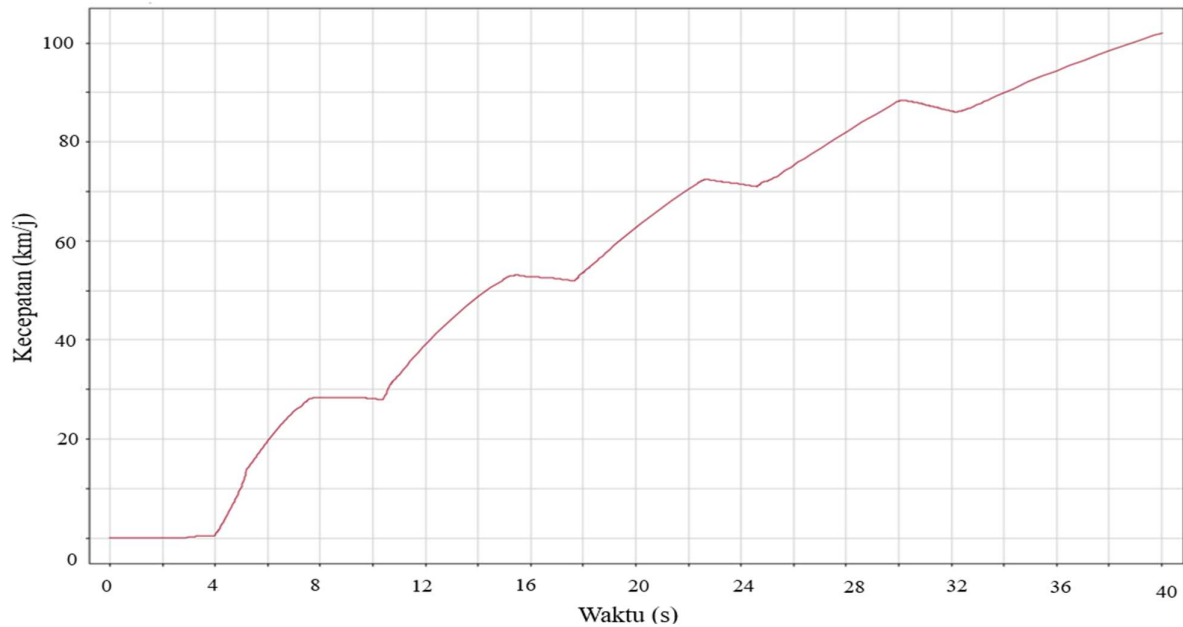
Gambar 10. Perbandingan putaran mesin, gearbox, dan roda (rpm)

Grafik perbandingan antara putaran mesin dengan putaran roda terlihat ditunjukkan pada gambar 10. Terlihat bahwa ada perbedaan cukup signifikan antara putaran mesin, putaran keluaran dari gearbox, dan putaran roda. Hal ini disebabkan oleh reduksi roda gigi dan kerugian yang ada diantara unit tersebut. Sehingga didapatkan grafik kecepatan kendaraan seperti yang ditampilkan pada gambar 11.

2. Transmisi Hidrostatik

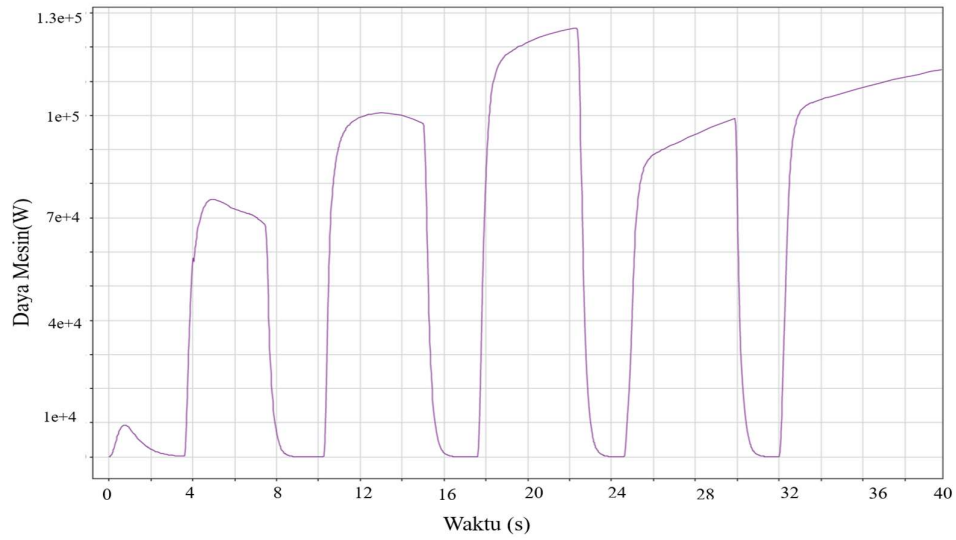
Transmisi hidrostatik diimplementasikan ke dalam sistem transmisi mobil terbang menggantikan fungsi poros kopel sebagai penyalur daya dari mesin ke roda, motor dan pompa yang digunakan sebagai komponen transmisi hidrostatik pada penelitian ini berjenis axial piston yang memiliki spesifikasi seperti pada tabel 3. Spesifikasi dari komponen-komponen yang ada pada tabel di bawah menentukan keberhasilan sistem transmisi untuk dapat bekerja dengan optimal. Mengacu pada tujuan penelitian ini, parameter yang terlihat pada tabel 3 yang

akan diubah-ubah dalam simulasi di perangkat lunak MATLAB. Dengan mengimplementasikan nilai parameter seperti yang ditampilkan pada tabel 3 di atas, maka didapatkan hasil grafik karakteristik daya mesin, putaran mesin, dan putaran roda seperti yang ditunjukkan pada gambar 12.

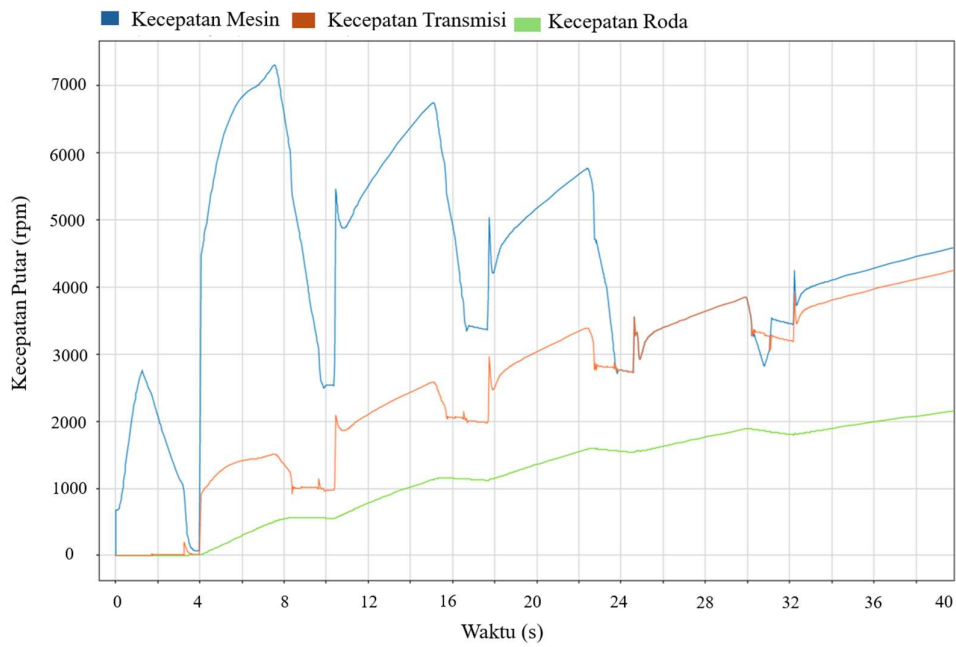


Gambar 11. Kecepatan kendaraan tanpa sistem hidrolik (km/j)

Terdapat kerugian-kerugian yang ada pada mesin, gearbox, diferensial, dan sistem transmisi hidrolik. Kerugian pada sistem hidrolik yang terdiri dari kerugian volumetrik dan kerugian hidromekanik, hal ini menyebabkan putaran pada roda dari sistem transmisi hidrostatik menjadi lebih kecil dibandingkan dengan sistem transmisi mekanikal. Begitu pula dengan kecepatan kendaraan dengan menggunakan sistem transmisi hidrostatik, seperti yang diilustrasikan pada gambar 13, menurun secara signifikan dibandingkan dengan kecepatan kendaraan tanpa transmisi hidrostatik.



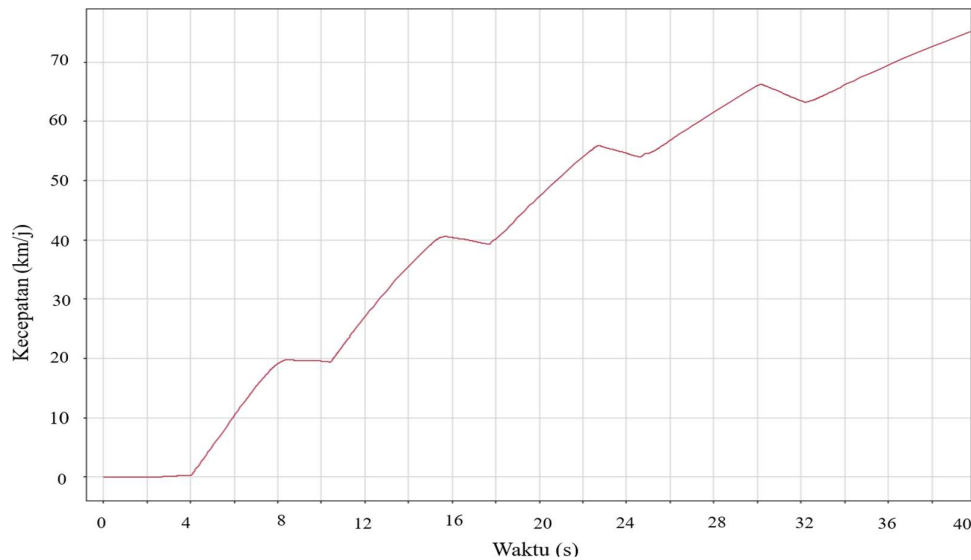
(a)



(b)

. Gambar 12. (a) Daya yang dihasilkan oleh mesin menggunakan sistem TH. (b)

Perbandingan antara putaran mesin dengan putaran roda



Gambar 13. Kecepatan kendaraan saat menggunakan sistem TH (km/j)

KESIMPULAN

Hasil dari penelitian ini adalah spesifikasi dari komponen sistem transmisi hidrostatik untuk mentransmisikan daya dari penggerak utama ke roda dengan optimal. Berdasarkan hasil simulasi di atas, spesifikasi pompa yang digunakan adalah jenis variable displacement axial piston dengan kapasitas displacement setidaknya sebesar 100 cc/rev bertekanan kerja setidaknya 350 bar, dan motor berjenis fixed displacement piston dengan spesifikasi kapasitas perpindahan setidaknya 80 cc/rev dengan tekanan kerja maksimum 350 bar. Dengan menggunakan selang berdiameter 0.02 m sepanjang 6 m dan pompa pengisian fluida jenis *fixed displacement external gear* dengan perpindahan sebesar 10 cc/rev.

DAFTAR PUSTAKA

- Bottiglione, F., Mantriota, G., & Valle, M. (2018). Power-Split Hydrostatic Transmissions for Wind Energy Systems. *Energys 2018, 11*, 3369. <https://doi.org/10.3390/en11123369>
- Comellas, M., Pijuan, J., & Potau, X. (2012). Analysis of a hydrostatic transmission driveline for its use in off-road multiple axle vehicles. *Journal of Terramechanics, 49*, 245–254.
- Costa, G., & Sepehri, N. (2015). *Hydrostatic Transmissions and Actuators: Operation, Modelling and Application*. John Wiley & Sons.
- Ibrahim, M. S. A. (2011). *Investigation of Hydraulic Transmissions for Passenger Cars*

- [Disertation]. RWTH Aachen.
- Ivantysyn, J., & Ivantysynova, M. (2001). *Hydrostatic Pumps and Motors, Principles, Designs, Performance, Modelling, Analysis, Control and Testing*. Academia Books International.
- Jazar, R. N. (2014). *Vehicle Dynamics: Theory and Application 2nd Edition* (2nd ed.). Springer.
- Keller, N., & Ivantysynova, M. (2017). A New Approach to Sizing Low Pressure Systems. *Proceedings of ASME/BATH Symposium on Fluid Power and Motion Control*.
- Macor, A., & Rossetti, A. (2011). Optimization of Hydro-mechanical Power Split Transmissions. *Mechanism and Machine Theory*, 46, 1901–1919. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2011.07.007>
- Mandal, S. K., Singh, A. K., & Verma, Y. (2012). Performance Investigation of Hydrostatic Transmission System as a Function of Pump Speed and Load Torque. *Journal Inst. Eng. India Ser. C.*, 93(2), 187–193.
- Manring, N. D. (2016). Mapping the Efficiency for Hydrostatic Transmission. *Journal Dynamic System Measurement & Control*, 138(3). <https://doi.org/10.1115/1.4032289>
- Nervergna, N., & Rundo, M. (2020). *Passi Nell'oleodinamica*. Epics.
- Paoluzzi, R., & Zarotti, L. G. (2013). The Minimum Size of Hydrostatic Transmissions for Locomotion. *Journal Terramechanics*, 50, 153–164. <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2013.03.006>
- Paoluzzi, R., & Zarotti, L. G. (2017). Properties and sizing methods of 2-motor transmissions. *International Journal of Fluid Power*, 18, 3–16.
- Petter, K. (2010, January 27). New system solutions for working hydraulics to achieve energy efficiency improvement. *IFS 2010 Meeting*.
- Shaw, D., Yu, J. J., & Chieh, C. (2013). Design of a Hydraulic Motor System Driven by Compressed Air. *Energies* 2013, 6, 3149–3166. <https://doi.org/10.3390/en6073149>
- Singh, V. P., Pandey, A. K., & Dasgupta, K. (2021). Steady-state Performance Investigation of Closed-Circuit Hydrostatic Drive Using Variable Displacement Pump and Variable Displacement Motor. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part E J. Process. Mech. Eng.*, 235, 249–258. <https://doi.org/10.1177/0954408920953662>
- Vacca, A., & Franzoni, G. (2021). *Hydraulic Fluid Power: Fundamentals, Applications, and Circuit Design*. Wiley.

Zarotti, G. L. (2003). *Trasmissioni Idrostatiche. Istituto per le Macchine Agricole e Movimento Terra* 2003, 707.