

การควบคุมเหมาะสมที่สุดของระบบถ่ายทดกำลังอุทกสถิตอัตราทดแปรผันต่อเนื่อง Optimal Control of a Hydrostatic Continuously Variable Transmission Powertrain

ภาณุวัฒน์ ก้านเพชร¹ ปิโยรส จิระวัฒนา²

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยขอนแก่น

อ.เมือง จ.ขอนแก่น 40002

โทร 0-43202845 โทรสาร 0-43202849 E-mail: p4550400734@mech.kku.ac.th¹, piyoro@kku.ac.th²

Phanuwat Kanphet* Piyoros Jirawattana*

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Khon Kaen University,
Khon Kaen, 40002, Thailand

Tel: 0-43202845 Fax: 0-43202849 E-mail: p4550400734@mech.kku.ac.th¹, piyoro@kku.ac.th²

บทคัดย่อ

ในงานวิจัยนี้กล่าวถึงการควบคุมการทำงานของระบบถ่ายทดกำลังอุทกสถิตแบบอัตราทดแปรผันต่อเนื่องให้อยู่บนตำแหน่งที่มีประสิทธิภาพดีที่สุด สำหรับกำลังที่ต้องการจากเครื่องยนต์กับความเร็วยานพาหนะที่ต้องการค่าหนึ่ง โดยสอดคล้องกับแผนภาพประสิทธิภาพรวมของระบบ แผนภาพถูกสร้างขึ้นจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ซึ่งประสิทธิภาพจะเป็นฟังก์ชันของพารามิเตอร์สามตัว ได้แก่ แรงบิดจากเครื่องยนต์ ความเร็วรอบของเครื่องยนต์และอัตราทด การทำงานของระบบสามารถดำเนินการบนตำแหน่งที่ให้ประสิทธิภาพสูงสุดได้ โดยการควบคุมค่าพารามิเตอร์สาม ตัวคือมุมของทอร์ทเทิลวาล์วในเครื่องยนต์ มุมเอียงของปั๊มปริมาตรการจัดแปรผัน และมุมเอียงของมอเตอร์ปริมาตรการจัดแปรผัน จากนั้นเป็นการออกแบบระบบควบคุมการทำงานให้สอดคล้องกับตำแหน่งการทำงานที่ดีที่สุดดังกล่าว

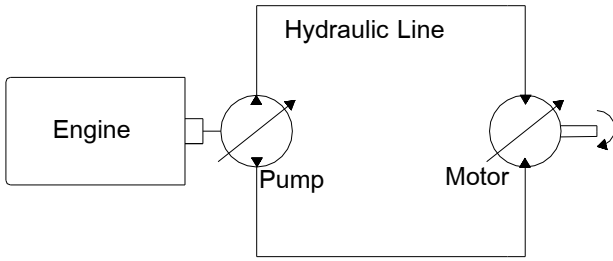
Abstract

This paper details the optimal operation of a hydrostatic continuously variable transmission (CVT) powertrain for fuel economy and driving performance. The best overall system performance curves have been identified including a large variation in performance of a powertrain and an engine. They are a three-dimensional function of an engine torque, engine speed and gear ratio. For cruising at a given speed for each constant power requirement, the engine and the powertrain operating points can be found. The system operation for acceleration is also discussed. Finally, the controller designs for both cases are presented.

1. บทนำ

ระบบถ่ายทดกำลังแบบอัตราทดแปรผันต่อเนื่อง (continuously variable transmission: cvt.) ถือเป็นรูปแบบหนึ่งของการส่งกำลังสำหรับยานพาหนะ โดยมีหลักการและวัตถุประสงค์ของการถ่ายทดกำลังเพื่อทอดขนาดของแรงบิดหรือความเร็วที่เข้าสู่ระบบให้มีความเหมาะสมกับขนาดของแรงบิดหรือความเร็วที่ต้องใช้ในการขับเคลื่อน ภาวะระบบถ่ายทดกำลังอุทกสถิต (hydrostatic transmission) เป็นอีกรูปแบบหนึ่งของ cvt. ซึ่งใช้ระบบไฮดรอลิกในการทำงานแทนการใช้ระบบส่งกำลังแบบทางกล พิจารณารูปที่ 1. ส่วนประกอบที่สำคัญของระบบถ่ายทดกำลังชนิดนี้คือ เครื่องยนต์ต้นกำลัง ปั๊มไฮดรอลิกและมอเตอร์ไฮดรอลิก โดยปั๊มจะทำหน้าที่ในการรับกำลังจากเครื่องยนต์แล้วเปลี่ยนกำลังทางกลดังกล่าวให้อยู่ในรูปกำลังของไหล และส่งผ่านท่อน้ำมันไฮดรอลิกไปยังมอเตอร์ไฮดรอลิก จากนั้นมอเตอร์ไฮดรอลิกจะคืนกำลังในรูปของไหลกลับเป็นกำลังทางกล ปั๊มและมอเตอร์สามารถใช้ได้ทั้งแบบปริมาตรการจัดคงที่หรือแบบปริมาตรการจัดแปรผันก็ได้ อย่างไรก็ตามรูปแบบที่จะสามารถทำงานได้ในช่วงที่กว้างคือใช้ทั้งปั๊มและมอเตอร์แบบปริมาตรการจัดแปรผันทั้งคู่ ในบางครั้งอาจมีการติดตั้งวาล์วปรับอัตราการไหลบนท่อน้ำมันไฮดรอลิกระหว่างปั๊มและมอเตอร์ก็เป็นอีกรูปแบบหนึ่งเช่นกัน สำหรับส่วนประกอบที่สำคัญอีกอย่างหนึ่งก็คือเส้นทางน้ำมันไฮดรอลิก (hydraulic line) ซึ่งคุณลักษณะทางพลศาสตร์การสูญเสียต่างๆในเส้นทางน้ำมันไฮดรอลิกก็ต้องนำมาพิจารณาด้วย

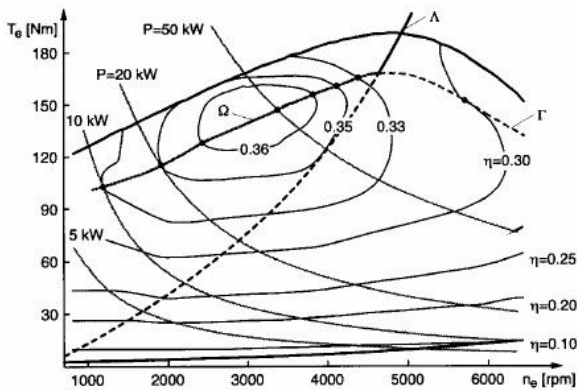
ในปี 2000 R.Pfiffner แห่ง Swiss Federal Institute of Technology ประเทศสวิตเซอร์แลนด์ ได้ทำการวิจัยเกี่ยวกับการทำงานที่เหมาะสมที่สุดของเครื่องยนต์ที่ใช้การถ่ายทดกำลังแปรผันต่อเนื่องแบบใช้สายพาน งานวิจัยดังกล่าวได้อ้างอิงถึงแผนภาพการทำงานของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ (SI-engine) ซึ่งพบว่าในการ



PVMV Hydrostatic Transmission

รูปที่ 1. ระบบถ่ายเทกำลังอุทกสถิตที่ใช้ปั๊มและมอเตอร์แบบปริมาตร การขจัดแปรผัน

ขับเคลื่อนของยานพาหนะที่สภาวะหนึ่งๆ พิจารณาจากรูปที่ 2. จุดทำงานของเครื่องยนต์สามารถทำงานได้หลายตำแหน่งเพื่อให้ได้ซึ่งกำลังขนาดที่เพียงพอในการเคลื่อนของยานพาหนะที่สภาวะหนึ่ง นั่นคือทำงานที่ตำแหน่งใดก็ได้บนเส้นกำลังคงที่ (power constant) ในรูปที่ 2. นั่นเอง อย่างไรก็ตามเมื่อพิจารณาเส้นคอนทัวร์ของประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ที่ปรากฏบนแผนภาพ (ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์กำหนดจากอัตราส่วนของกำลังเบรคต่อกำลังจากการเผาไหม้น้ำมันเชื้อเพลิง) จะเห็นว่าเส้นกำลังคงที่ค่าหนึ่งจะผ่านค่าประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ได้หลายค่า ดังนั้นเราจึงเลือกที่จะทำงานบนจุดที่เส้นกำลังคงที่ตัดกับจุดที่มีค่าประสิทธิภาพสูงสุด โดยการควบคุมการทำงานของระบบให้สอดคล้องกับค่าแรงบิดบังคับและความเร็วรอบของเครื่องยนต์บนจุดนั้น



รูปที่ 2. แผนภาพการทำงานของเครื่องยนต์ของ R.Pfiffner

จากแนวคิดดังกล่าวงานวิจัยนี้จึงได้เกิดขึ้นโดยมีวัตถุประสงค์เพื่อพัฒนาแนวคิดของ R.Pfiffner มาเป็นการทำงานเพื่อให้เกิดประสิทธิภาพสูงสุดทั้งระบบ อีกนัยหนึ่งคือการทำงานให้บรรลุวัตถุประสงค์ในการขับเคลื่อนที่สภาวะใดๆ แต่มีเงื่อนไขว่าการทำงานต้องอยู่ที่ตำแหน่งที่ให้ประสิทธิภาพรวมสูงสุด สำหรับประสิทธิภาพรวมจะถูกกำหนดจากผลคูณของประสิทธิภาพของเครื่องยนต์และประสิทธิภาพของระบบถ่ายเทกำลัง ซึ่งประสิทธิภาพรวมของระบบจะเป็นฟังก์ชันของพารามิเตอร์สามตัวคือ ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ แรงบิดบังคับจากเครื่องยนต์ และอัตราทดของการถ่ายเทกำลัง ซึ่งรายละเอียดจะกล่าวในหัวข้อถัดไป

2. แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

2.1 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องยนต์

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ (SI-engine) นำเสนอโดย Professor J.J. Moskwa แห่ง University of Wisconsin at Madison ซึ่งได้เสนอแบบจำลองการทำงานของเครื่องยนต์ ซึ่งแบบจำลองดังกล่าวเป็นแบบไม่เชิงเส้น (non-linear model) ในความสะดวกในการวิเคราะห์และออกแบบระบบควบคุม คุณลักษณะทางพลศาสตร์ของเครื่องยนต์จะถูกลดรูปโดยวิธีการ linearization เป็นสมการดังต่อไปนี้

$$\dot{n}_e = \frac{1}{J_c} (T_{e,i} - T_{e,c,v} - T_{e,l}) \quad (1)$$

โดยที่

$$\dot{T}_{e,i} = \frac{1}{\tau_0} (K_{eng} \gamma - T_{e,i}) \quad (2)$$

และ

$$T_{e,c,v} = b_c n_e + C_c \quad (3)$$

ความหมายของสัญลักษณ์และตัวย่อ

- J_c = โมเมนต์ความเฉื่อยของเครื่องยนต์
- $T_{e,i}$ = แรงบิดบังคับที่เกิดขึ้นจากเครื่องยนต์
- $T_{e,l}$ = แรงบิดภาระภายนอกของเครื่องยนต์
- n_e = ความเร็วรอบเครื่องยนต์
- $T_{e,c,v}$ = แรงบิดของความเสียดทานคูลอมบ์และความหนืด
- b_c = สัมประสิทธิ์ความเสียดทานหนืดในเครื่องยนต์
- C_c = ค่าคงที่ความเสียดทานคูลอมบ์
- τ_c = ค่าคงที่ของเวลาการผลิตแรงบิดเครื่องยนต์
- K_{eng} = ค่าคงที่แรงบิดเครื่องยนต์
- γ = มุมทอร์ทเทิลวาล์ว

2.2 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของปั๊มปริมาตรการขจัดแปรผันแบบใช้แผ่นเอียง (Swash-plate Variable Displacement Pump)

ปั๊มทำหน้าที่ในการสร้างพลังงานไฮดรอลิก จากพลังงานกลที่ได้จากเครื่องยนต์ ในแบบจำลองนี้จะคิดเฉพาะการสูญเสียอันเนื่องมาจากแรงเสียดทานแบบแห้ง และแรงเสียดทานแบบหนืด ซึ่งมีผลโดยตรงกับการสูญเสียประสิทธิภาพเชิงกล ส่วนการสูญเสียอันเนื่องมาจากการอัดตัวของของไหล การสูญเสียจากการรั่วไหล ทั้งภายในและภายนอกจะไม่นำมาคิด ซึ่งก็เสมือนว่าไม่มี การสูญเสียเชิงปริมาตร ซึ่งไม่ก่อให้เกิดความผิดพลาดมากนักกับปั๊มที่ทำงานแบบ positive acting เมื่อทำงานอยู่ในช่วงความเร็วที่สูงระดับหนึ่ง

สำหรับแรงบิดทางทฤษฎีที่ใช้ในการขับปั๊มให้เคลื่อนที่จะมีค่าดังต่อไปนี้

$$T_p = D_p P = K_p \alpha_p P \quad (4)$$

โดยที่

$$\begin{aligned} T_p &= \text{แรงบิดที่ใช้ขับเคลื่อนปั๊มมีค่าเท่ากับแรงบิดภาระ} \\ &\text{ภายนอกของเครื่องยนต์ } T_{c,l} \\ D_p &= \text{ปริมาตรการฉีดของปั๊ม} \\ P &= \text{ความดันในท่อน้ำมันไฮดรอลิก} \\ K_p &= \text{ค่าคงที่ปริมาตรการฉีดของปั๊ม} \\ \alpha_p &= \text{มุมแผ่นเอียงของปั๊ม} \end{aligned}$$

แรงเสียดทานแบบหนืด (viscous friction) มีสมการดังต่อไปนี้

$$T_{fv} = C_{fv} n_p \quad (5)$$

สำหรับแรงเสียดทานแบบแห้ง(coulomb friction) มีสมการดังนี้

$$T_{fc} = \frac{\dot{n}_p}{|\dot{n}_p|} [C_{fc1} + C_{fc2} P] \quad (6)$$

โดยที่

$$\begin{aligned} T_{fv} &= \text{แรงบิดเสียดทานความหนืด} \\ T_{fc} &= \text{แรงบิดเสียดทานคูลอมบ์} \\ C_{fv} &= \text{ค่าคงที่ความเสียดทานความหนืด} \\ C_{fc1} &= \text{ค่าคงที่ความเสียดทานคูลอมบ์} \\ C_{fc2} &= \text{ค่าคงที่ความเสียดทานคูลอมบ์} \\ n_p &= \text{ค่าความเร็วรอบของปั๊มถือว่ามีความเร็ว} \end{aligned}$$

รอบเครื่องยนต์ n_c

สำหรับสมการอัตราการไหล

$$Q_p = D_p n_p = K_p \alpha_p n_p \quad (7)$$

โดยที่

$$Q_p = \text{อัตราการไหลของของไหลไฮดรอลิกผ่านปั๊ม}$$

2.3 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของ Hydraulic Line

Hsue and Hullender ได้นำเสนอแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของท่อของไหล [1] ในงานวิจัยนี้จะได้นำหลักการดังกล่าวมาประยุกต์ใช้ โดยจะพิจารณาเฉพาะความดันด้านสูง (ความดันในท่อของไหลที่เชื่อมจากปั๊มไปยังมอเตอร์) ซึ่งจะได้จะได้สมการแบบจำลองของท่อของไหลสำหรับงานวิจัยนี้ดังนี้

$$\dot{P} = \frac{\beta}{V_u} (Q_p - Q_m) \quad (8)$$

เมื่อ

$$\begin{aligned} P &= \text{ความดันของของไหลใน Hydraulic Line} \\ \beta &= \text{ค่าบัลค์โมดูลัส} \\ V_u &= \text{ปริมาตรของไหลที่ส่งออกจากปั๊ม} \\ Q_p &= \text{อัตราการไหลด้านส่งออกจากปั๊ม} \\ Q_m &= \text{อัตราการไหลด้านเข้าสู่มอเตอร์} \end{aligned}$$

2.4 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของมอเตอร์ปริมาตรการฉีดแปรผันแบบใช้แผ่นเอียง(Swash-plate Variable Displacement Motor)

ปั๊มไฮดรอลิกและมอเตอร์แบบแผ่นเอียงที่ใช้กัน เป็นอุปกรณ์เดียวกันที่สามารถทำงานได้ทั้งสองอย่าง แต่จะมีความแตกต่างกันจากค่าจำกัดความของประสิทธิภาพซึ่งนิยามขึ้นมาจากสิ่งที่ใส่เข้าไป และสิ่งที่ได้ออกมา สำหรับมอเตอร์นั้นเราจะไม่คิดการสูญเสียเชิงปริมาตรด้วยเหตุผลเดียวกับของปั๊มไฮดรอลิก มอเตอร์ไฮดรอลิกจะรับพลังงานไฮดรอลิกจากภายนอกแล้วเปลี่ยนให้เป็นพลังงานกล ดังนั้นการสูญเสียอันเนื่องมาจากแรงเสียดทานประเภทต่างๆ จะทำให้แรงบิดที่ควรจะได้จากมอเตอร์มีค่าต่ำกว่าที่ควรจะได้ในอุดมคติ (ตรงข้ามกับของปั๊มไฮดรอลิกที่แรงบิดที่จะต้องใส่เข้าไปจะต้องมีค่าสูงกว่าค่าในอุดมคติ) ดังนั้นการสร้างแบบจำลองของมอเตอร์จึงสามารถดัดแปลงจากสมการของปั๊ม โดยที่ input คือ แรงดันจากความดันของน้ำมันที่กระทำกับลูกสูบ และทำให้เกิด output คือ แรงบิดขึ้น ดังนั้นสมการต่างๆ จึงเหมือนกันที่ทิศทางของแรงเสียดทานประเภทต่างๆ จะได้สมการของมอเตอร์ดังนี้

สำหรับแรงบิดทางทฤษฎีที่เกิดขึ้นที่มอเตอร์มีค่าดังสมการที่(9)

$$T_m = D_m P = K_m \alpha_m P \quad (9)$$

โดยที่

$$\begin{aligned} T_p &= \text{แรงบิดที่เกิดขึ้นที่มอเตอร์} \\ D_m &= \text{ปริมาตรการฉีดของมอเตอร์} \\ K_m &= \text{ค่าคงที่ปริมาตรการฉีดของมอเตอร์} \\ \alpha_m &= \text{มุมแผ่นเอียงของมอเตอร์} \end{aligned}$$

แรงเสียดทานแบบหนืด (viscous friction) มีสมการดังต่อไปนี้

$$T_{fv} = C_{fv} n_m \quad (10)$$

สำหรับแรงเสียดทานแบบแห้ง(coulomb friction) มีสมการดังนี้

$$T_{fc} = \frac{\dot{n}_m}{|\dot{n}_m|} [C_{fc1} + C_{fc2} P] \quad (11)$$

โดยที่

- T_{fv} = แรงบิดเสียดทานความหนืด
- T_{fc} = แรงบิดเสียดทานคูลอมบ์
- C_{fv} = ค่าคงที่ความเสียดทานความหนืด
- C_{fc1} = ค่าคงที่ความเสียดทานคูลอมบ์
- C_{fc2} = ค่าคงที่ความเสียดทานคูลอมบ์
- n_m = ค่าความเร็วรอบของมอเตอร์

สำหรับสมการอัตราการใช้

$$Q_m = D_m n_m = K_m \alpha_m n_m \quad (12)$$

โดยที่

$$Q_m = \text{อัตราการไหลของของไหลไฮดรอลิกผ่านมอเตอร์}$$

2.5 แบบจำลองภาระ (load model)

พิจารณาภาระต่างในการขับเคลื่อนดังนี้

1. ภาระการหมุนของล้อยานพาหนะ พิจารณาจากสมการพลศาสตร์การหมุน

$$J_w \dot{n}_w + b_w n_w = T_w - \text{sgn}(n_w) T_f - F_x r_w \quad (13)$$

2. ภาระในการเลื่อนตำแหน่งยานพาหนะโดยการพิจารณาจาก

$$m_v \ddot{x}_v + \frac{1}{2} \rho_{air} C_D A_v \dot{x}_v^2 = F_x - \text{sgn}(\dot{x}_v) F_f \quad (14)$$

สำหรับตัวแปรและสัญลักษณ์ในสมการทั้งสองกำหนดโดย

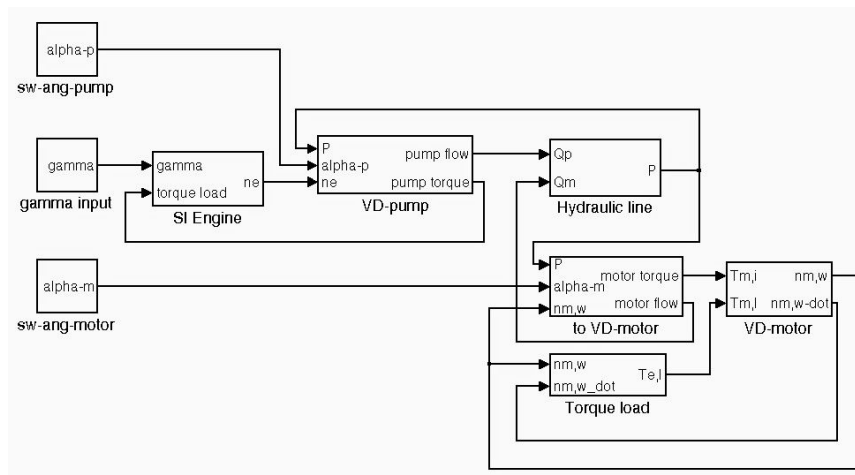
- J_w = โมเมนต์ความเฉื่อยของล้อ
- b_w = สัมประสิทธิ์ความหน่วงของล้อ
- n_w = ความเร็วรอบการหมุนของล้อซึ่งมีค่าเท่ากับ

ความเร็วรอบของมอเตอร์ n_m

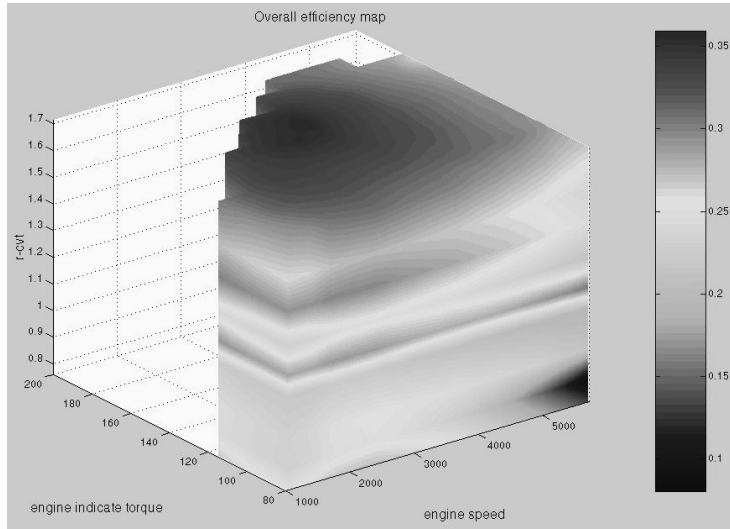
- T_w = แรงบิดในการขับเคลื่อนล้อ
- T_f = ค่าคงที่แรงบิดเสียดทานการหมุน
- F_x = แรงกระทำในแนวตามยาวของล้อ
- r_w = รัศมีของล้อที่หมุน
- m_v = มวล 1/4 ของยานพาหนะ
- x_v = การขจัดของยานพาหนะ
- A_w = พื้นที่หน้าตัด 1/4 ของยานพาหนะ
- C_D = สัมประสิทธิ์แรงกดของอากาศ
- ρ_{air} = ความหนาแน่นของอากาศ
- F_f = ค่าคงที่แรงเสียดทานการหมุน

3. แผนภาพประสิทธิภาพรวมและแผนภาพการทำงานของระบบ

จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบนำไปสร้าง block-diagram ใน SIMULINK ในโปรแกรม Matlab ดังรูปที่3. เพื่อจำลองการทำงาน ทำการปรับเปลี่ยนค่าพารามิเตอร์ต่างๆและดำเนินการเก็บข้อมูลแล้วสร้างเป็นแผนภาพประสิทธิภาพรวม (ผลคูณของประสิทธิภาพเครื่องยนต์ของ R.Pfiffner กับประสิทธิภาพรวมของ cvt. ที่ได้จากการจำลองการทำงาน) ของระบบดังแสดงในรูปที่4.



รูปที่3. block-diagram ที่ใช้ในการจำลองการทำงานของระบบ

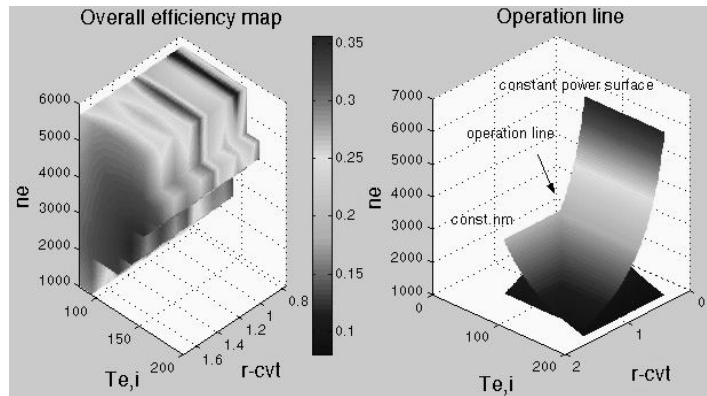


รูปที่4. แผนภาพประสิทธิภาพรวมของระบบ

คำอธิบายแผนภาพการทำงานในรูปที่4.

จากรูปที่4. แสดงการทำงานของระบบ ค่าประสิทธิภาพรวมของระบบพิจารณาเป็นฟังก์ชันของความเร็วรอบของเครื่องยนต์ แรงบิด

ป่งชี้จากเครื่องยนต์ และอัตราทดของการถ่ายทอดกำลัง ค่าของประสิทธิภาพที่ตำแหน่งต่างๆจะมีค่าตามแถบสีที่ปรากฏด้านข้าง และเพื่อให้เห็นตัวอย่างการประยุกต์ใช้ให้พิจารณารูปที่ 5.



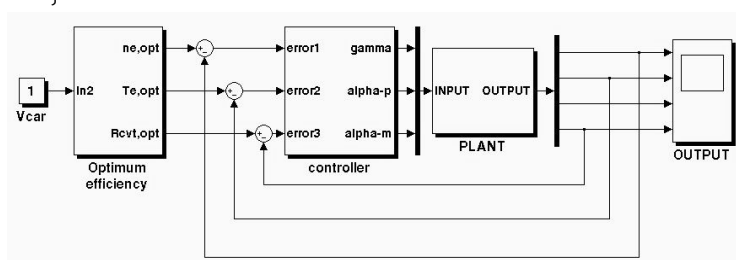
รูปที่5. เส้นทางการทำงานของระบบ

จากรูปที่5. ในการขับเคลื่อนที่ต้องการความเร็ว v ต้องใช้ค่าความเร็วรอบมอเตอร์ $n_m = v/r_w$ และกำลังในการขับเคลื่อน $P_w(t) = P_{load}(t) + a_{car}(t)m_{car}v(t)$ ซึ่งจากประสิทธิภาพของระบบ cvt. มีค่าอยู่ที่ประมาณ 50% ถึงประมาณ 100 % จะได้กำลังที่ต้องการจากเครื่องยนต์ $P_e \cong 1.5P_w$ จากค่า n_m และ P_e พิจารณารูปที่5.2 จะพบว่าพื้นผิวกำลัง P_e คงที่ (เกิดจาก $P_e = T_e \times n_e$ บนแผนภาพ) จะตัดกับพื้นผิวความเร็วรอบมอเตอร์ n_m คงที่ (เกิดจาก $n_m = r_{cvt} \times n_e$ บนแผนภาพ) นั่นคือการทำงานให้สู่สภาวะที่ต้องการสามารถอยู่บนตำแหน่งใดๆก็ได้บนเส้นรอยตัดดังกล่าวตั้งนั้น

เราจึงเลือกทำงานบนจุดที่ให้ค่าประสิทธิภาพสูงสุดนั่นเอง ซึ่งจากจุดที่ได้เราจะได้ค่า optimum parameter สามค่าตามแกนของแผนภาพ ได้แก่ $T_{e,opt}$, $n_{e,opt}$ และ $r_{cvt,opt}$ ซึ่งค่าดังกล่าวจะใช้เป็นค่าสัญญาณเข้าอ้างอิงเพื่อควบคุมการทำงานของระบบต่อไป

4.การจำลองสถานการณ์และการควบคุมการทำงาน

จากหัวข้อที่ผ่านมาเราจะนำค่าที่ได้จากแผนภาพไปเข้าสู่ระบบควบคุมการทำงานดังแผนภาพการควบคุมในรูปที่6.



รูปที่6. ระบบควบคุม

ในการควบคุมการทำงานของระบบเราจะทำการ linearization แบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อขจัดความไม่เป็นเชิงเส้นของระบบออกไปเพื่อให้สะดวกในการออกแบบระบบควบคุม สำหรับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบเมื่อทำการ linearization แล้วจัดในรูปของสมการปริภูมิสแตตจะได้อสมการปริภูมิสแตตดังรูปต่อไปนี้

$$\delta \dot{x} = A\delta x + B\delta u \quad \text{และ} \quad \delta y = C\delta x + D\delta u \quad (15)$$

โดยตัวแปรสแตตและตัวแปรควบคุมได้แก่

$$\delta x = (\delta T_{e,i} \quad \delta n_{ep} \quad \delta P \quad \delta n_{mw})^T$$

$$\delta u = (\delta \gamma \quad \delta \alpha_p \quad \delta \alpha_m)^T$$

โดยแมทริกซ์ A,B,C และ D มีค่าดังนี้

$$A = \begin{pmatrix} -\frac{1}{\tau_e} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{J_{np}} & -\frac{C_{fvp}}{J_{np}} & -\frac{K_p \alpha_{p,0}}{J_{np}} & 0 \\ 0 & \frac{\beta K_p \alpha_{p,0}}{V_u} & 0 & -\frac{\beta K_m \alpha_{m,0}}{V_u} \\ 0 & 0 & \frac{K_m \alpha_{m,0}}{J_{eff}} & -\frac{K_{load}}{J_{eff}} \end{pmatrix}$$

$$B = \begin{pmatrix} \frac{K_{eng}}{\tau_e} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{K_p P_0}{J_{np}} & 0 \\ 0 & \frac{\beta K_p n_{ep,0}}{V_u} & -\frac{\beta K_m n_{mw,0}}{V_u} \\ 0 & 0 & \frac{K_m P_0}{J_{eff}} \end{pmatrix}$$

$$C = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

และ

$$D = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

$$J_{eff} = J_{mw} + m_v r_w^2 \quad (16)$$

$$K_{load} = \rho_{air} C_D A_v r_w^3 n_{mw,0} + C_{fvm} \quad (17)$$

คำอธิบายสัญลักษณ์และตัวย่อที่ปรากฏเพิ่มเติมในสมการปริภูมิสแตต

n_{ep} = ความเร็วรอบของเครื่องยนต์และปั๊ม
 n_{mw} = ความเร็วรอบของมอเตอร์และล้อยานพาหนะ
 J_{mw} = ของเครื่องยนต์และปั๊ม
 J_{mw} = โมเมนต์ความเฉื่อยรวมของมอเตอร์และล้อยานพาหนะ

J_{eff} = ค่าประสิทธิผลของโมเมนต์ความเฉื่อยที่ระบบการหมุนของมอเตอร์และล้อ

K_{load} = ค่าประสิทธิผลของภาระที่ระบบการหมุนของมอเตอร์และล้อ

สำหรับตัวแปรที่ปรากฏเลข 0 หมายถึงค่าของตัวแปรนั้น ๆ ณ ตำแหน่งที่ทำการ linearized

ตารางที่ 1.ค่าพารามิเตอร์ที่ใช้ในการจำลองการทำงาน

τ_e	0.17	K_e	100 Nm/deg.
J_{tot}	0.1537 kg-m ²	P_0	2x10 ⁶ Pa.
C_{fvp}	0.2112 Nm-s	$n_{ep,0}$	200.36 rad/s
$K_{p,mw,0}$	35.94x10 ⁻⁶	$n_{mw,0}$	30.57 rad/s
$\alpha_{p,0}$	0.1648 rad	m_v	1200 kg
β	4x10 ⁸ Pa.	r_w	0.3 m
V_u	1054x10 ⁻⁶ m ³	ρ_{air}	0.2 kg./m ³
K_m	50x10 ⁻⁶ m ³ -s/rad	C_d	1.2
$\alpha_{m,0}$	0.1648 rad	A_v	2
C_{fvm}	0.0514 Nm-s	J_{eff}	10.82 kg-m ²
b_w	1 Nm-s	K_{load}	0.19 Nm-s
J_{mw}	0.02 kg-m ²		

ในการควบคุมแรงบิดบ่งชี้จากเครื่องยนต์สามารถทำได้โดยควบคุมมุมของวาล์วเทอร์ทเทิลโดยตรง ส่วนความเร็วรอบของเครื่องยนต์และความเร็วรอบของมอเตอร์จะถูกควบคุมโดยมุมเอียงของแผ่นเอียงที่ปั๊มและมอเตอร์ ในการออกแบบระบบควบคุมจะแยกเป็นควบคุมแรงบิดโดยมุมของเทอร์ทเทิลวาล์ว ส่วนความเร็วรอบของเครื่องยนต์และความเร็วรอบของมอเตอร์จะใช้หลักการของ decoupling control ในการออกแบบระบบควบคุม

4.2หลักการของ Decoupling control

พิจารณาระบบแบบสัญญาณเข้าหลายตัวสัญญาณหลายออกตัว (Multi-input multi-output: MIMO) ซึ่งมีแมทริกซ์ฟังก์ชันถ่ายโอนลูปปิดเป็น

$$G_o(s) = G_p(s)G_c(s) \quad (18)$$

$$G_{CL}(s) = [I + G_o(s)]^{-1} G_o(s) \quad (19)$$

จากสมการคุณลักษณะของระบบลูปปิด

$$\det[1 + G_o(s)] = 0 \quad (20)$$

พิจารณาระบบ 2 สัญญาณเข้า 2 สัญญาณออก

$$G_p(s) = \begin{bmatrix} G_{p11}(s) & G_{p12}(s) \\ G_{p21}(s) & G_{p22}(s) \end{bmatrix}$$

และ

$$G_c(s) = \begin{bmatrix} G_{c11}(s) & G_{c12}(s) \\ G_{c21}(s) & G_{c22}(s) \end{bmatrix} \quad (21)$$

จากสมการ (3) เราได้เมทริกซ์ฟังก์ชันถ่ายโอนเป็น

$$G_o(s) = \begin{bmatrix} G_{11}(s) & G_{12}(s) \\ G_{21}(s) & G_{22}(s) \end{bmatrix} \quad (22)$$

$$= \begin{bmatrix} \{G_{p11}G_{c11} + G_{p12}G_{c21}\} & \{G_{p11}G_{c12} + G_{p12}G_{c22}\} \\ \{G_{p21}G_{c11} + G_{p22}G_{c21}\} & \{G_{p21}G_{c12} + G_{p22}G_{c22}\} \end{bmatrix}$$

ซึ่งจะได้ว่า

$$G_o(s) = [1 + G_{p11}G_{c11} + G_{p12}G_{c21}] \quad (23)$$

$$[1 + G_{p21}G_{c12} + G_{p22}G_{c22}]$$

$$[G_{p11}G_{c12} + G_{p12}G_{c22}][G_{p21}G_{c11} + G_{p22}G_{c21}]$$

หลักการของ decoupling control คือการปรับรูปควบคุมให้แต่ละสัญญาณเข้า i มีผลต่อสัญญาณออก i เท่านั้น ซึ่งกรณีดังกล่าวจะ

เกิดขึ้นเมื่อสมาชิกนอกแนวทแยงมุม (off-diagonal) มีค่าเป็นศูนย์ทุกตัว ดังนั้นจากสมการ (8) เราจะได้ว่า

$$G_{p11}G_{c12} + G_{p12}G_{c22} = 0 \quad \text{และ}$$

$$G_{p21}G_{c11} + G_{p22}G_{c21} = 0 \quad (24)$$

ซึ่งจะทำให้

$$G_{c12} = \frac{-G_{p12}G_{c22}}{G_{p11}} \quad \text{และ} \quad G_{c21} = \frac{-G_{p21}G_{c11}}{G_{p22}} \quad (25)$$

แทนลงในสมการที่ (8) จะได้ว่า

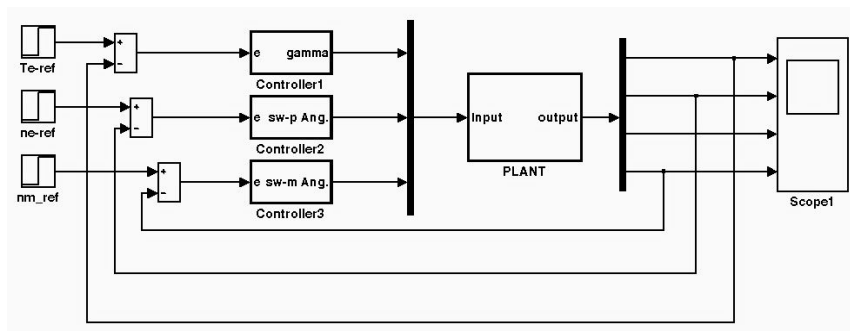
$$G_{11}(s) = \frac{(\det G_p(s))G_{c11}(s)}{G_{p22}(s)}$$

และ

$$G_{22}(s) = \frac{(\det G_p(s))G_{c22}(s)}{G_{p11}(s)} \quad (26)$$

ซึ่งจะทำให้เราสามารถออกแบบโดยวิธีคลาสสิกได้โดยออกแบบตัวควบคุมแยกกันคนละตัวสำหรับแต่ละสัญญาณคลาดเคลื่อนซึ่งเป็นไปตามแผนภาพในรูปที่ 3.

ตัวควบคุม PI ใช้ในการควบคุมแรงบิดของเครื่องยนต์ และตัวควบคุมแบบ PD ใช้ในการควบคุมความเร็วรอบเครื่องยนต์และความเร็วรอบมอเตอร์ซึ่งเมื่อใส่ตัวควบคุมเข้าไปในระบบแล้วผลตอบสนองค่อนข้างเป็นที่ยอมรับได้ถึงแม้ถึงแม้ระบบจะสูญเสียคุณสมบัติบางประการไปหลังจากกระบวนการ decoupling control



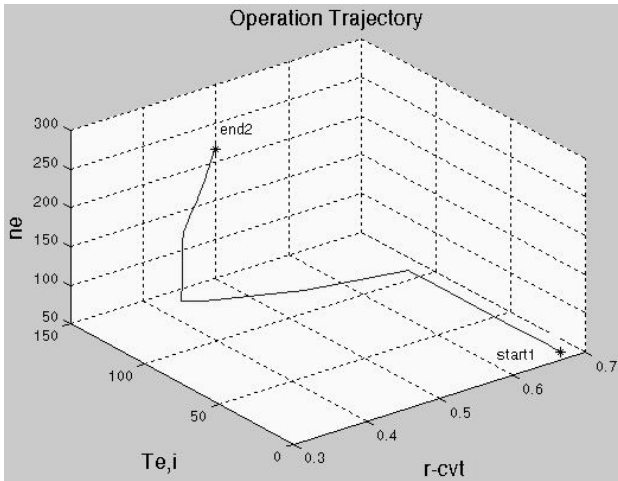
รูปที่ 7. ระบบที่ถูกควบคุม

สำหรับค่าคงที่ในตัวควบคุมแต่ละตัวจะมีค่าดังในตารางที่ 2.

ตารางที่ 2. ค่าคงที่ในตัวควบคุม

ตัวควบคุม	K_p	K_i	K_d
controller1	0.1	0.2	-
controller2	0.5	-	0.1
controller3	0.5	-	0.1

อย่างไรก็ตามเมื่อเราจำลองการทำงานของยานพาหนะนอกถนนแบบอุทกสถิต (hydrostatic off-road vehicle) คันหนึ่งต้องการขับเคลื่อนจากความเร็วเริ่มต้น 50 km./hr. ไปเป็นความเร็ว 80 km./hr. การทำงานของสัญญาณ 3 ตัวจะให้ผลดังแสดงในเส้นทางการทำงานของยานพาหนะในรูปที่ 8.



รูปที่ 8. เส้นทางการทำงานของยานพาหนะ

ที่ความเร็วเริ่มต้น 50 กำลังที่ใช้ในการขับเคลื่อนและความเร็วรอบของมอเตอร์จะคำนวณจากสมการกำลังในหัวข้อที่ โดยสมมติฐานที่สภาวะเริ่มต้นระบบทำงานอยู่ที่จุดที่ให้ประสิทธิภาพสูงสุดจากแผนภาพจะทำให้เราได้ค่า แรงบิดบ่งชี้ของเครื่องยนต์ ความเร็วรอบเครื่องยนต์และความเร็วรอบของมอเตอร์เริ่มต้นที่จุดที่ 1 ในแผนภาพ สำหรับที่สภาวะที่ 2 ค่าของค่ากำลังที่ใช้ในการขับเคลื่อนและความเร็วรอบของมอเตอร์หาจุดทำงานที่ดีที่สุดสำหรับสภาวะดังกล่าวจะทำให้เราได้จุดปลายในการเคลื่อนที่นั่นคือจุดที่ 2 นั้นเอง

5.สรุปผลการศึกษา

จากแผนภาพประสิทธิภาพรวมในการทำงานของระบบถ่ายทอดกำลังอุทกสถิตแบบอัตราทดแปรผันต่อเนื่องซึ่งสร้างขึ้นจากข้อมูลที่ได้จากการจำลองการทำงานและเป็นฟังก์ชันของพารามิเตอร์สามตัวคือแรงบิดจากเครื่องยนต์ ความเร็วรอบของเครื่องยนต์และอัตราทด จะพบว่าการทำงานสามารถถูกควบคุมให้อยู่บนตำแหน่งที่ให้ประสิทธิภาพสูงสุดสำหรับสภาวะในการเคลื่อนที่สภาวะหนึ่งได้ โดยการควบคุมพารามิเตอร์สาม ตัวคือมุมของทอร์ทเทิลวาล์วในเครื่องยนต์ มุมเอียงของปั๊มปริมาตรการขจัดแปรผัน และมุมเอียงของมอเตอร์ปริมาตรการขจัดแปรผัน จากค่าที่ได้นำไปเป็นค่าสัญญาณเข้าอ้างอิงในระบบควบคุมและใช้ตัวควบคุมที่ได้จากการออกแบบโดยวิธี decoupling control และตัวควบคุมแบบ PI และ PD โดยตัวควบคุม PI ใช้ในการควบคุมแรงบิดของเครื่องยนต์ และตัวควบคุมแบบ PD ใช้ในการควบคุมความเร็วรอบเครื่องยนต์และความเร็วรอบมอเตอร์ซึ่งให้ผลค่อนข้างเป็นที่ยอมรับได้และทำให้ระบบทำงานและเข้าสู่จุดทำงานที่ดีที่สุด (optimum point) ในช่วงเวลาที่เหมาะสม

เอกสารอ้างอิง

[1] E.Prasiatewan, Modeling ,Simulation and control of an Earthmoving Vehicle Simulator [Master Thesis in Mechanical Engineering]. Urbana-Champaign: University of Illinois at Urbana-Champaign;2001.

[2] R.Pfiffner, Optimal Operation based CVT.Powertrain [Ph.D. Thesis in Mechanical Engineering].Swiss Federal Institute of Technology Switzerland; 2000.

[3] Watton,J. Fluid power systems: modeling, simulation, analog and microcomputer control.Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ, 1989.

[4] B.Surampudi, "Modeling of Low-Speed Characteristics of a Swash-Plate-Type Axial Piston Hydraulic Motor" Presented at the International Exposition for Power Transmission and Technical Conference 4-6 April 2000

[5] E.U.Eronini," System Dynamic & Control", PSW. Publishing, CA, 1999

[6] J.B.Dabney and T.L.Harman,"Mastering Simulink2", Prentice-Hall, NJ, 1999.