

การควบคุมแบบเปลี่ยนแปลงโครงสร้างสำหรับตัวควบคุมภาระแบบต้านกลับ

Variable Structure Control for a Resistive Load controller

ธนา ราษฎร์ภักดี¹(นักศึกษาระดับบัณฑิตวิทยาลัย) อินทรชิต หอวิชิต² ปิโยรส จิระวัฒนา³

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยขอนแก่น

อ.เมือง จ.ขอนแก่น 40002

โทร 0-43202845 โทรสาร 0-43202849 E-mail: tthanar@yahoo.com¹, inthov@kku.ac.th², piyoro@kku.ac.th³

Thana Radpukdee¹(Student of Graduate School) Intarachit Hovichitr² Piyoros Jirawattana³

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

Khon Kaen, 40002, Thailand

Tel: 0-43202845 Fax: 0-43202849 E-mail: tthanar@yahoo.com¹, inthov@kku.ac.th², piyoro@kku.ac.th³

บทคัดย่อ

ในงานวิจัยนี้กล่าวถึงการควบคุมการทำงานของระบบภาระเครื่องยนต์จำลองโดยใช้การควบคุมแบบต้านกลับ ซึ่งในการควบคุมแบบต้านกลับภาระจำลองที่เกิดขึ้นกับเครื่องยนต์จะถูกควบคุมโดยทางอ้อมเท่านั้น กล่าวคือสัญญาณควบคุมจะมีผลเฉพาะกับอุปกรณ์ที่ใช้สร้างแรงต้านกับเครื่องยนต์เท่านั้น โดยจะไม่มีผลต่อแรงบิดที่เครื่องยนต์สร้างขึ้น ดังนั้นการควบคุมระบบให้ทำงานที่ความเร็วที่ต้องการบนภาระจำลองที่สร้างขึ้นจึงเป็นไปได้ยาก โดยเฉพาะเมื่อตัวอุปกรณ์ที่ใช้สร้างแรงต้านกับเครื่องยนต์นั้นมีข้อจำกัดของช่วงการทำงาน, ความไม่แน่นอน, และความไม่เป็นเชิงเส้นที่สูงของระบบภาระเครื่องยนต์จำลอง ด้วยเหตุนี้จึงนำวิธีการควบคุมแบบการเปลี่ยนแปลงโครงสร้างของตัวควบคุม (Variable Structure Control) แบบตามเวลาจริงมาใช้ เนื่องจากสามารถรวมพลศาสตร์ของอุปกรณ์เข้าไปในตัวควบคุม มีความทนทานต่อความไม่แน่นอนและไม่เป็นเชิงเส้นของระบบ ทำให้สามารถกำจัดผลของอุปกรณ์ที่สภาวะไม่คงที่ได้

Abstract

A resistive control for an engine load simulator has been presented in this paper. Here upon the load resistance can be applied only indirectly to the engine and torque from the engine is not driven by the controller. Thus, it is hard to make the engine acts as connecting to the actual road load. Especially in case of the dynamics and limitation of actuator were immersed. However, the variable structure control (VSC) has an ability to take the actuator effects into account. Therefore, the transient

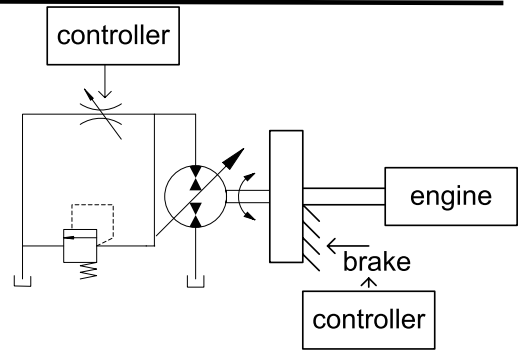
effect of the valve in the engine load simulator is eliminated. Moreover, the nonlinearity and uncertainty of the system can be compensated by this technique.

1. บทนำ

การนำเอาหลักการของอุทกสถิตมาประยุกต์ใช้ เป็นไดนาโมมิเตอร์มีขึ้นตั้งแต่ ค.ศ. 1980 ที่ประเทศอังกฤษ [1] ซึ่งการนำระบบไฮดรอลิกส์มาประยุกต์ใช้กับการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์จะทำให้ค่าใช้จ่ายและเวลาในการทดสอบเครื่องยนต์ลดลง การดูดซับพลังงานด้วยระบบไฮดรอลิกส์นั้นมีความสามารถในการรับภาระได้สูง ทำให้มีขนาดกะทัดรัด อีกทั้งการทดสอบหลายๆครั้ง ที่ต้องการอุปกรณ์ส่งกำลังขนาดเล็กสามารถทำได้สะดวก [2] และข้อดีของการรองรับแรงบิดด้วยระบบไฮดรอลิกส์ที่เหนือกว่าการใช้ระบบไฟฟ้าคือมีระบบไฮดรอลิกส์ขนาดเล็กกว่า จึงมีแรงเฉื่อยเชิงมุมที่น้อยกว่ามากเมื่อเทียบกับของไฟฟ้า ทำให้ได้การตอบสนองที่ฉับไวและแม่นยำ ดังนั้นจึงสามารถสร้างภาระพลวัตให้กับเครื่องยนต์ต้นกำลังได้อย่างแม่นยำ

ในการศึกษาเกี่ยวกับเครื่องยนต์และระบบส่งกำลังนั้น ผู้วิจัยหลายท่านได้มีการเสนอแบบจำลองทั้งในส่วนเครื่องยนต์ [3, 4] และส่วนของยานพาหนะ [5, 6] ซึ่งมีจุดมุ่งหมายเพื่อทำการจำลองการเคลื่อนที่ของยานพาหนะ โดยการสร้างภาระจำลองให้กับเครื่องยนต์ด้วยอุปกรณ์สร้างภาระและคำนวณภาระจำลองด้วยคอมพิวเตอร์

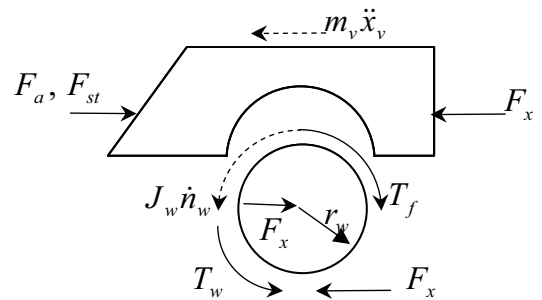
ถ้าหากภาระบนท้องถนนที่เครื่องยนต์จะต้องเอาชนะ ประกอบด้วย ภาระจากการต้านทานการหมุน, การเปลี่ยนระดับ, และอากาศพลศาสตร์แล้ว



รูปที่ 2 แผนภาพอุปกรณ์การะเครื่องยนต์จำลอง

2. แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

2.1 พลศาสตร์ของรถยนต์



รูปที่ 3 แผนผังแรงอิสระที่กระทำกับรถยนต์

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของยานพาหนะพิจารณาได้จากสมการการเคลื่อนที่ในแนวเส้นตรงและเชิงมุมของนิวตัน (รูปที่ 3) ถ้าภาระบนท้องถนนประกอบด้วย ภาระจากการเปลี่ยนระดับ, ภาระต้านการหมุน, และแรงต้านอากาศพลศาสตร์ เราสามารถเขียนสมการสมดุลแรงที่เกิดขึ้นได้ดังนี้

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

โดยที่ m_v คือมวลของยานพาหนะ, x_v คือการขจัด,

$$F_a = \frac{1}{2} \rho_{air} C_D A_v \dot{x}_v^2 \text{ คือแรงต้านอากาศพลศาสตร์}$$

, C_D , F_x , และ F_{st} คือสัมประสิทธิ์แรงต้านของยานพาหนะ, แรงต้านของยางตามแนวยาว, และแรงต้านการเปลี่ยนระดับตามลำดับ และเมื่อพิจารณาสมดุลแรงบิดที่ล้อจะได้

$$J_w \dot{n}_w + b_w n_w = T_w - F_f r_w - F_x r_w \quad (2)$$

โดย J_w คือโมเมนต์ความเฉื่อยของล้อ, b_w คือความหน่วงของล้อ, r_w คือรัศมีของล้อ, n_w คือความเร็วรอบของล้อ, T_w คือแรงบิดที่ใช้ในการขับเคลื่อน, T_f คือแรงบิดต้านทานการหมุน, และ F_f คือแรงต้านการหมุน

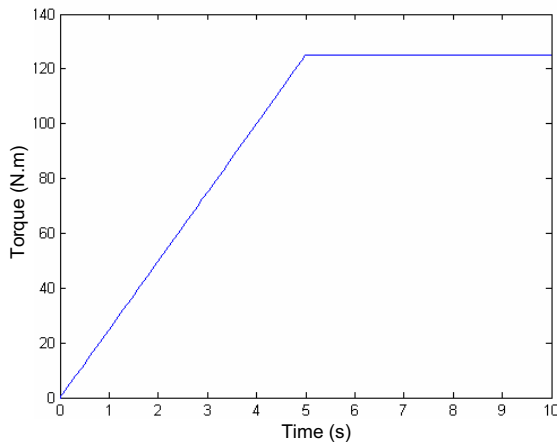
เพื่อให้ง่ายต่อการคำนวณจะพิจารณาว่าล้อไม่มีการลื่นไถล
 ดังนั้นเมื่อรวมสมการที่ 1 และ 2 เข้าด้วยกันด้วยความสัมพันธ์

$$\dot{x}_v = r_w n_w \text{ และ } T_f = F_f r_w \text{ จะได้ว่า}$$

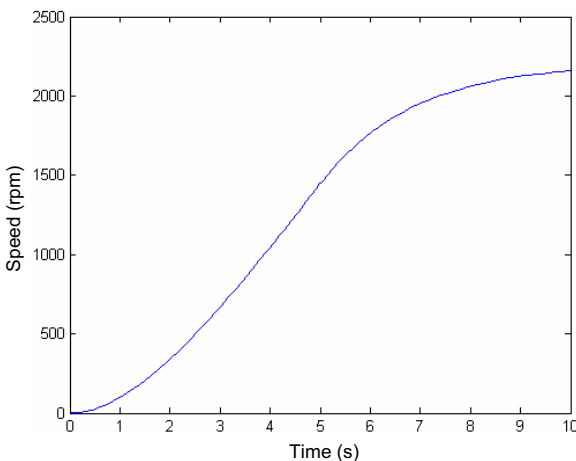
$$\dot{n}_w = \left(\frac{1}{J_w + m_v r_w^2} \right) \left(-\frac{1}{2} \rho_{air} C_D A_v r_w^3 n_w^2 + T_w - b_w n_w - (F_f + F_{st}) r_w \right) \quad (3)$$

โดยที่ $J_{car} = m_v r_w^2$ คือโมเมนต์ความเฉื่อยของรถยนต์

ตัวอย่างการจำลองผลตอบสนองทางพลศาสตร์ของพาหนะแสดง
 ไว้ในรูปที่ 5 โดยใช้สัญญาณแรงบิดในการขับเคลื่อนในรูปที่ 4



รูปที่ 4 แรงบิดที่ใช้ขับ



รูปที่ 5 ผลตอบสนองของแบบจำลองรถยนต์

โดยที่ n_s คือความเร็วรอบของระบบ, J_t คือโมเมนต์ความเฉื่อย
 เทียบเท่าของระบบ, $T_l = T_{p,l} + T_b$ คือภาระแรงบิด, $T_{p,l}$ คือ
 ภาระแรงบิดของปั๊ม, T_b คือภาระแรงบิดเนื่องจากการเปลี่ยนระดับ
 และต้านการหมุน, T_s คือแรงบิดที่เครื่องยนต์ให้กับระบบ, และ b_p ,
 b_e คือความหน่วงของปั๊มและเครื่องยนต์ตามลำดับ

สำหรับปั๊มที่มีปริมาตรการจัดเป็นบวกความสัมพันธ์ของความ
 ดันและแรงบิดสามารถพิจารณาได้ดังนี้

$$T_{p,l} = D_p P_L \quad (5)$$

โดยที่ D_p และ P_L คือการจัดของปั๊มและความดันภาระ

ความสัมพันธ์ของอัตราการไหลและความดันที่เกิดขึ้นบนวาล์ว
 ควบคุมความดันสามารถอธิบายได้ดังนี้

$$Q = C_d A_o \sqrt{\frac{2}{\rho_{oil}} P_L} \quad (6)$$

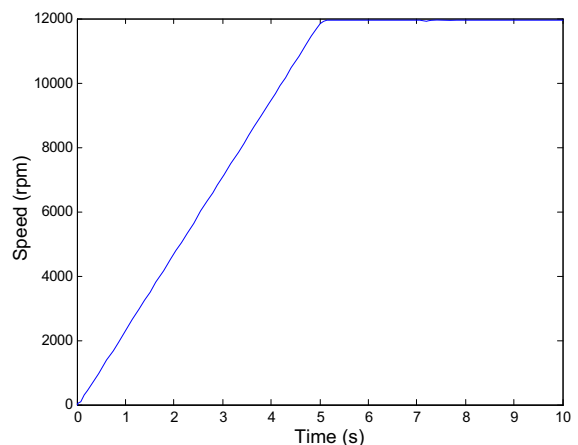
โดย Q คืออัตราการไหล, ρ_{oil} คือความหนาแน่นของน้ำมัน,
 สูดท้าย C_d , และ A_o คือสัมประสิทธิ์การไหลผ่านออริฟิส และ
 พื้นที่หน้าตัดประสิทธิภาพของวาล์ว

เมื่อรวมสมการที่ 4, 5, และ 6 เข้ากับความสัมพันธ์

$Q = n_s D_p$ สมการสมดุลแรงบิดสำหรับระบบภาระเครื่องยนต์
 จำลองสามารถเขียนได้ดังนี้

$$\dot{n}_s = \left(\frac{1}{J_t} \right) \left(-(b_e + b_p) n_s + T_s - \frac{1}{2} \frac{\rho_{oil} D_p^3 n_s^2}{C_d^2 A_o^2} - T_b \right) \quad (7)$$

ซึ่งจะเห็นได้ว่าลักษณะของสมการของระบบภาระจำลองกับ
 พลศาสตร์ของรถยนต์มีความคล้ายคลึงกันและระบบภาระจำลองเป็น
 ระบบ under-damp system ที่เร็วกว่า ซึ่งเราสามารถจำลองภาระที่
 เกิดขึ้นบนท้องถนนกับเครื่องยนต์ได้



รูปที่ 6 ผลตอบสนองของแบบจำลองระบบภาระจำลอง



รูปที่ 7 อุปกรณ์ทดลองสร้างภาระเครื่องยนต์จำลอง

ซึ่งผลตอบสนองของระบบภาระจำลองจากแรงบิดในรูปที่ 4 ได้แสดงไว้ในรูปที่ 6 ในการที่จะทำให้ระบบภาระเครื่องยนต์จำลองทำงานเหมือนภาระของยานยนต์จริง ๆ ที่มีความเฉื่อยที่มากกว่าได้นั้น เราจะต้องใช้วิธีการควบคุมดังที่จะได้กล่าวต่อไป

3. การควบคุมภาระแบบต้านกลับ

จากงานวิจัยเกี่ยวกับการจำลองภาระให้กับเครื่องยนต์ แม้ว่าจะมีการประยุกต์ใช้และ รายละเอียดในการออกแบบที่ต่างกันแต่ก็มีความคล้ายคลึงกัน กล่าวคือเป็นการสร้างภาระจำลองให้กับเครื่องยนต์ท่ามกลางการวัดและเก็บข้อมูลต่างๆ ของระบบอยู่ตลอดเวลาและส่งข้อมูลกลับมาที่ระบบภาระจำลองเพื่อปรับปรุงการควบคุมให้แม่นยำมากขึ้น รูปที่ 8 แสดงลักษณะการควบคุมของระบบภาระจำลอง

โดยการสร้างแรงต้านให้กับเครื่องยนต์เท่านั้น ดังที่ได้กล่าวไว้ข้างต้นว่าอุปกรณ์ที่ใช้ในการสร้างภาระจำลองให้กับเครื่องยนต์ (ในงานวิจัยนี้คือวาล์ว) นั้นมีพลศาสตร์และช่วงการทำงานของมันเอง ทำให้ประสิทธิภาพของระบบภาระเครื่องยนต์จำลองจะถูกจำกัด อย่างไรก็ตามเราสามารถนำสัญญาณแรงบิดและความเร็วรอบของเครื่องยนต์มาช่วยในการควบคุมและปรับปรุงประสิทธิภาพของระบบภาระจำลองได้ แต่เนื่องจากความไม่แน่นอน, ความไม่เป็นเชิงเส้น, และข้อจำกัดของการควบคุมแบบต้านกลับ ในงานวิจัยนี้จึงนำการควบคุมแบบเปลี่ยนแปลงโครงสร้าง (Variable Structure Control : VSC) มาประยุกต์ใช้กับการควบคุมแบบต้านกลับนี้ ดังที่จะอธิบายในหัวข้อต่อไป

4. การควบคุมแบบต่าง ๆ

4.1 การควบคุมแบบแบบจำลองอ้างอิง

(Model Reference Control : MRC)

การควบคุมแบบ MRC ที่ออกแบบสำหรับควบคุมภาระแบบต้านได้นำเสนอไว้ใน [7] และการวิเคราะห์สมรรถนะได้แสดงไว้ใน [6] ซึ่งส่วนประกอบของตัวควบคุมแบบอ้างอิงได้แสดงไว้ในรูปที่ 9 (นำเสนอไว้โดย Astrom and Wittenmark [8]) โดยตัวควบคุมจะประกอบด้วยส่วน feedforward $T(s)/R(s)$ และส่วน feedback $S(s)/R(s)$ โดย T , R , และ S คือ polynomial ที่ได้จากการแก้สมการ Diophantine ซึ่งจากการควบคุมด้วยวิธีดังกล่าว แม้ว่าช่วงการทำงานของอุปกรณ์สร้างภาระจะมากกว่าของเครื่องยนต์และปั๊ม แต่ผลของอุปกรณ์ก็ยังปรากฏอยู่ในช่วงไม่คงตัวดังแสดงในรูปที่ 11 และรูปที่ 12 แสดงผลตอบสนองเมื่อไม่พิจารณาผลของอุปกรณ์ ที่แรงบิดเดียวกัน (รูปที่ 10)

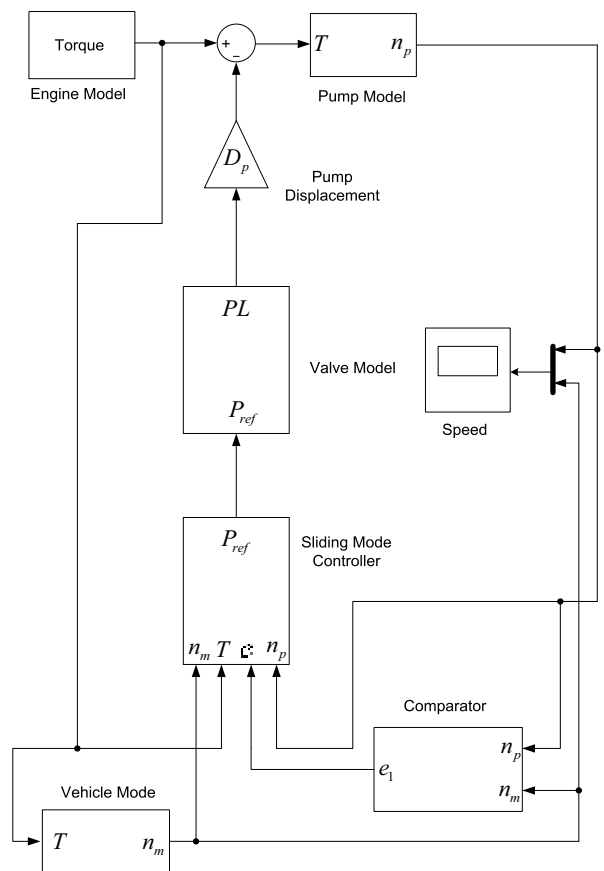
ให้อยู่ในสภาพดังกล่าวสัญญาณควบคุมจะต้องมีการสลับอยู่บนพื้นผิวการไหลด้วยความถี่สูง

เพื่อให้ง่ายต่อการทำความเข้าใจ จะเริ่มอธิบายจากการควบคุมแบบ SMC อย่างง่าย ซึ่งสัญญาณควบคุมของระบบภาระเครื่องยนต์จำลองจะถูกคำนวณโดยวิธี SMC (ดังแสดงไว้ใน [3]) โดยผลต่างของความเร็วยว้างปัมและแบบจำลองจะถูกใช้ในการคำนวณหา ค่าความผิดพลาด จากนั้นจะนำไปคำนวณหาความดันภาระที่ต้องใช้ในการดันที่ต้องการ ซึ่งด้วยวิธีนี้ค่าความผิดพลาดจะถูกบังคับให้เข้าสู่ศูนย์ด้วยฟังก์ชันของ Lyapunov ซึ่งความดันดันที่เกิดขึ้นจริงจะลู่อเข้าหาความดันดันอ้างอิงในที่สุดเมื่อวาล์วเข้าสู่ที่สภาวะคงตัว โครงสร้างของการควบคุมของ SMC ได้แสดงไว้ในรูปที่ 13

จากรูปพื้นผิวการไหลสามารถกำหนดได้จากความแตกต่างของความเร็วยว้างนี้

$$s_1 = n_p - n_{pd} \quad (8)$$

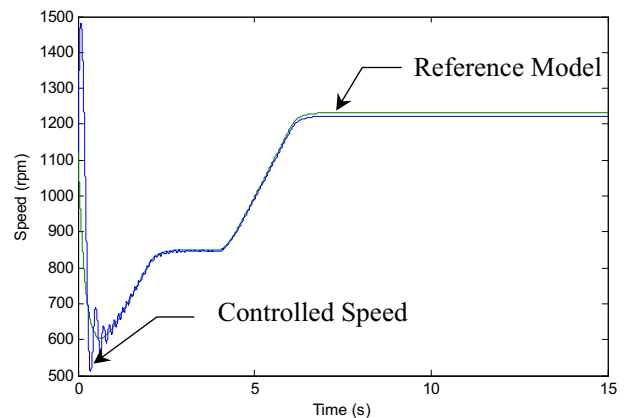
โดยที่ n_p และ n_{pd} คือความเร็วยว้างจริงและความเร็วยว้างที่อยากได้ของระบบ



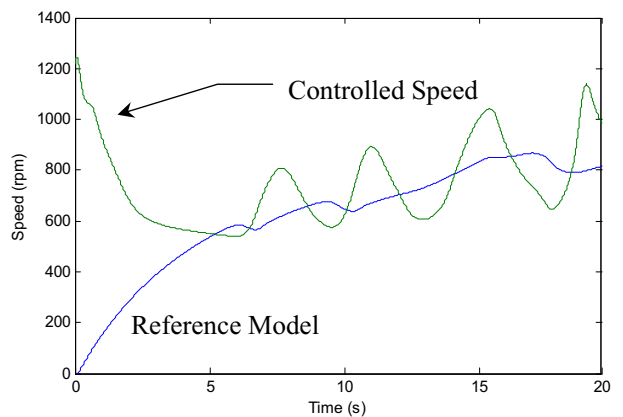
รูปที่ 13 โครงสร้างตัวควบคุม sliding mode control สำหรับการควบคุมแบบต้านกลับ

ทางทฤษฎีซึ่งกำหนดขอบเขตของการเปลี่ยนแปลงเนื่องจากประสิทธิภาพได้ ซึ่งขอบเขตของการเปลี่ยนแปลงนี้จะถูกชดเชยด้วย sliding gain η_1 ในส่วนการบังคับให้เข้าหา sliding surface $S(t)$ ของ Lyapunov function [9] กระนั้นการรวมเอาประสิทธิภาพเข้าในสมการก็สามารถเพิ่มสมรรถนะของการควบคุมขึ้นได้ เนื่องจากแบบจำลองที่แม่นยำจะสามารถลดการสั่นของสัญญาณได้

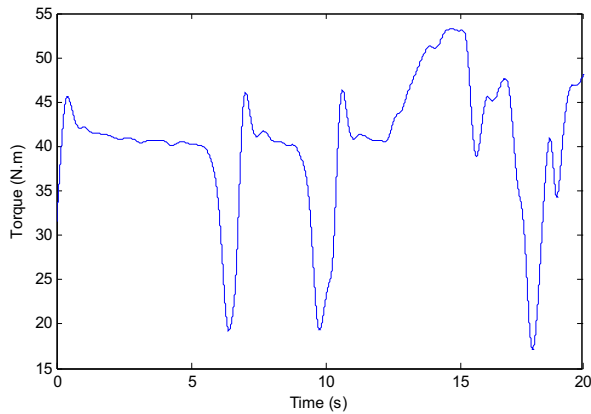
ต่อไปจะได้แสดงสมรรถนะของตัวควบคุมชนิดนี้ เห็นได้ชัดจากผลการจำลองในรูปที่ 14 ว่าวิธีการ SMC สามารถลดการสั่นของวาล์วในช่วงไม่คงตัวได้ แต่ความเร็วที่ถูกควบคุมจะมีการสั่นก่อนเข้าสู่สัญญาณความเร็วอ้างอิง เนื่องจากเมื่อมีการคำนวณความผิดพลาดใกล้กับ sliding surface ตัวควบคุมจะพยายามบังคับค่าความผิดพลาดให้ข้าม sliding surface [3] นอกจากนี้ยังมีความผิดพลาดที่สภาวะคงตัวเกิดขึ้นอีกด้วย ผลการทดลองของตัวควบคุมดังกล่าวได้แสดงไว้ในรูปที่ 15 และรูปที่ 16 คือแรงบิดที่ใช้ซึ่งเห็นได้ชัดว่าแรงบิดมีผลต่อความเร็วที่ต้องการควบคุมอย่างไร



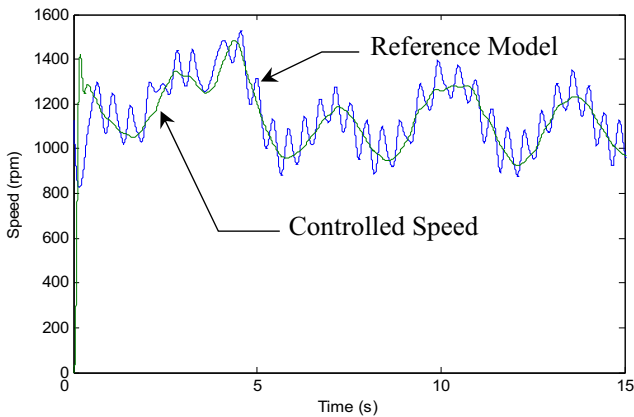
รูปที่ 14 ผลตอบสนองของการจำลองตัวควบคุมแบบ sliding mode control



รูปที่ 15 ผลการทดลองของตัวควบคุมแบบ sliding mode control



รูปที่ 16 แรงบิดที่ใช้ขับ



รูปที่ 17 ผลการทดลองของระบบการะจำลองที่ bandwidth ของแบบจำลองการะจำลอง มากเกินขอบเขตของอุปกรณ์สร้างการะ

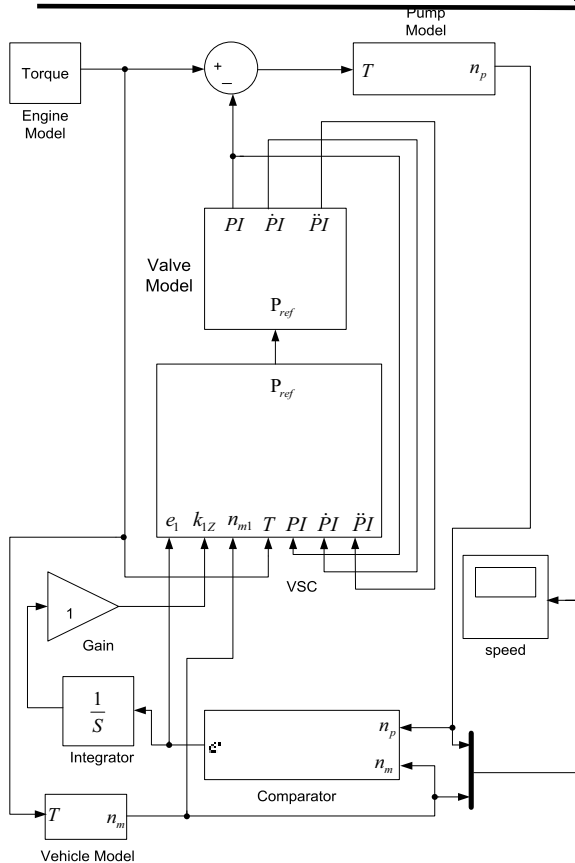
ซึ่งในการทดลองนี้ค่า bandwidth ของแบบการะจำลองจะอยู่ที่ 0.05 rad/s ขณะที่ของวาล์วและเครื่องยนต์อยู่ที่ 18 และ 0.5 rad/s ตามลำดับ เหตุผลสำคัญที่ทำให้ bandwidth ของแบบการะจำลองมีข้อจำกัดก็คือความอิ่มตัวของอุปกรณ์ (actuator saturation) ซึ่งแทนที่จะใช้วิธี anti-wind up ในการแก้ปัญหา (ซึ่งอยู่นอกขอบเขตการศึกษา) bandwidth ของแบบจำลองการะจำลองจะถูกเลือกให้สามารถควบคุมได้ในช่วงการทำงานของอุปกรณ์ ผลการทดลองของระบบการะจำลองที่ bandwidth ของแบบจำลองการะจำลอง เกินของระบบจริงแสดงในรูปที่ 17 (แรงบิดเปลี่ยนแปลงตั้งแต่ 0-25% ของการเปิด throttle valve) จะเห็นว่าไม่สามารถควบคุมความเร็วให้ติดตามสัญญาณอ้างอิงได้

4.3 การควบคุมแบบเปลี่ยนแปลงโครงสร้างเมื่อรวมอินทิกรัลและฟูลสเตจฟีดแบค

(Variable Structure Control with Integral Control and Full-State Feedback : VSC with IC and FSF)

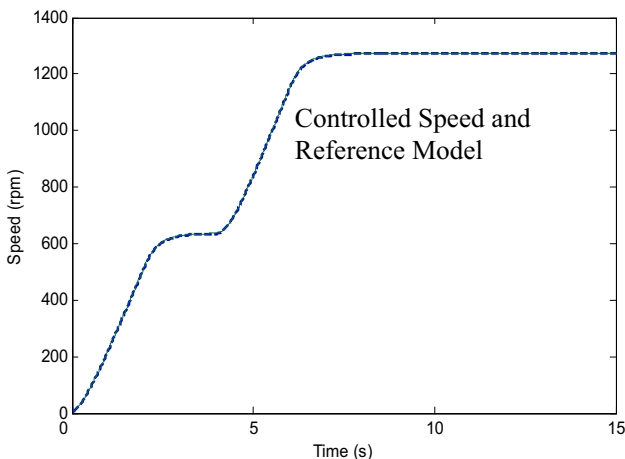
จากผลที่แสดงโดย Chern and Wu [10, 11] ว่าการรวมเอาการควบคุมแบบอินทิกรัลสามารถลดความผิดพลาดที่สภาวะคงตัวได้

DRC024

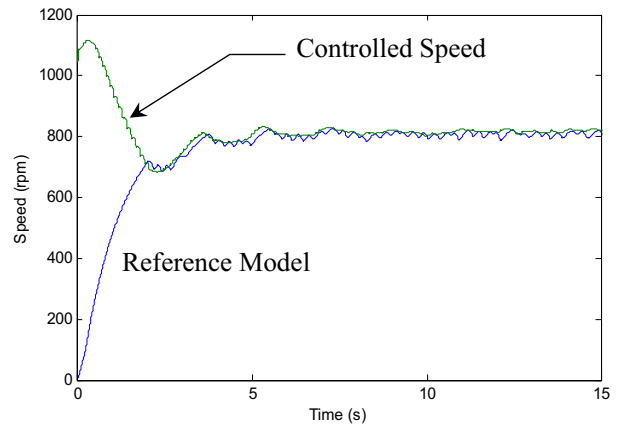


รูปที่ 18 โครงสร้างการควบคุมแบบเปลี่ยนแปลงโครงสร้างเมื่อรวมอินทิกรัลและฟูลเสตจพีดีแบบค

ซึ่งจากสมการที่ 15 สัญญาณควบคุมสามารถคำนวณได้ (แสดงไว้ใน [10]) โดยผลตอบสนองจากการจำลอง ได้แสดงไว้ในรูปที่ 19 เห็นได้ชัดจากสมการที่ 15 ว่าพลศาสตร์ของอุปกรณ์ได้ถูกรวมในการคำนวณหาสัญญาณควบคุม ดังนั้นผลของอุปกรณ์ในช่วงไม่คงตัวจึงลดลงอย่างมาก นอกจากนี้การใช้ตัวควบคุมแบบอินทิกรัลยังทำให้ความผิดพลาดที่สามารถคงตัวลดลงอีกด้วย ซึ่งผลการทดลองได้แสดงไว้ในรูปที่ 20



รูปที่ 19 ผลตอบสนองของการจำลองตัวควบคุมแบบ Variable structure control



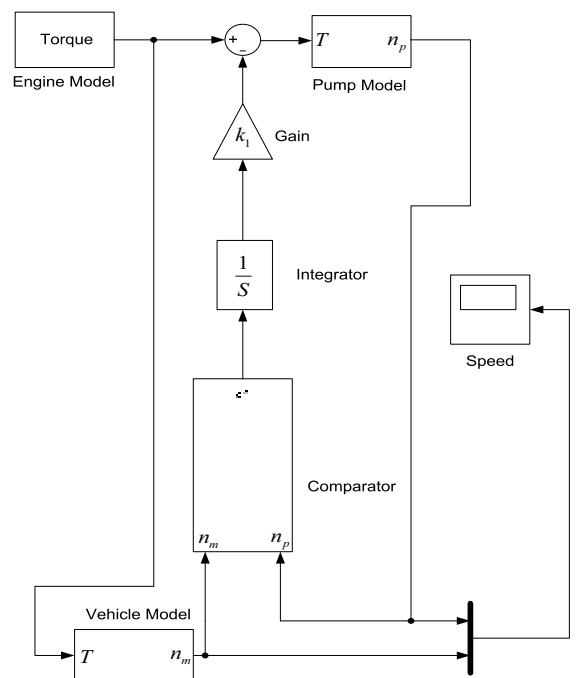
รูปที่ 20 ผลการทดลองของตัวควบคุมแบบ Variable structure control

ซึ่งค่าเริ่มต้นในการทดลองจะมีความแตกต่างจากการจำลอง นอกจากนี้ การใช้สมการแบบจำลองที่ไม่เป็นเชิงเส้นต่าง ๆ ก็ยังสามารถทำได้โดยแทนลงในสมการที่ 13 และ 14 ได้โดยตรง

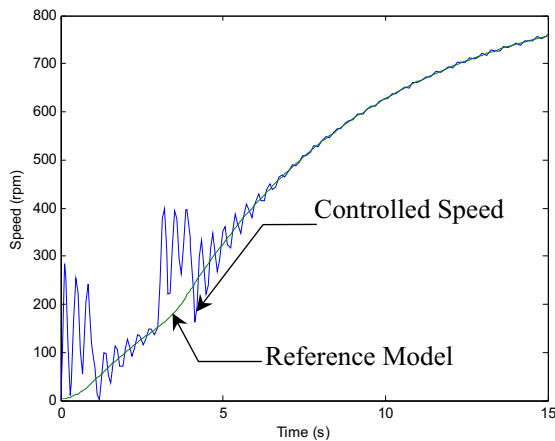
4.4 การควบคุมภาวะแบบต้านกลับด้วยวิธีอินทิกรัล

(Non-Linear Resistive Load Controller with Integral Control)

เมื่อต้องการสมรรถนะที่ดีก็ต้องแลกมาด้วยวิธีที่ซับซ้อน ดังนั้นทุกๆ การออกแบบก็มีความเหมาะสมกับแต่ละสถานการณ์ ในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงการควบคุมแบบ MRC ที่ใช้ตัวควบคุมแบบอินทิกรัลในการควบคุมภาวะแบบต้านกลับ ซึ่งการควบคุมแบบนี้ไม่สามารถกำจัดผลของวาล์วที่สภาวะไม่คงตัวได้ แต่ตัวควบคุมมีความง่ายไม่ซับซ้อน นอกจากนี้ไม่จำเป็นต้องทำการแปลงแบบจำลองของภาวะและยานพาหนะให้เป็นเชิงเส้น โดยโครงสร้างการควบคุมแสดงไว้ในรูปที่ 21 และผลการจำลองแสดงในรูปที่ 22



รูปที่ 21 โครงสร้างการควบคุมระบบสร้างภาวะต้านกลับด้วย integral control



รูปที่ 22 ผลตอบสนองของการจำลองตัวควบคุมแบบ integral control

5. สรุป

โดยสรุปด้วยการควบคุมแบบต้านกลับเราสามารถเชื่อมต่อบรรยากาศจำลองเข้ากับเครื่องยนต์เพื่อศึกษาผลตอบสนองของเครื่องยนต์ได้สะดวกขึ้น ซึ่งระบบการจำลองสามารถที่จะสร้างภาระพลวัตอย่างต่อเนื่องกลับไปให้เครื่องยนต์ได้ในทุกๆ ตำแหน่งคันเร่งและความเร็ว โดยสอดคล้องกับสัญญาณของภาระและแบบจำลองของรถยนต์อ้างอิง และเพื่อที่จะกำจัดผลของวาล์วที่เกิดการสั่นของความดันและส่งผลให้เกิดการสั่นของความเร็วยนต์ ในงานวิจัยนี้จึงได้เสนอการควบคุมแบบ Variable Structure Control แบบ Full-state feedback ซึ่งมีความสามารถรวมเอาผลของอุปกรณ์เข้าไปใช้ในการควบคุมได้ ซึ่งการรวมข้อดีของการควบคุมแบบอินทิกรัลและ Sliding mode เข้าไปด้วยกัน ทำให้ผลตอบสนองทั้งที่สภาวะไม่คงตัวและคงตัวมีการติดตามสัญญาณอ้างอิงดีขึ้น แม้ว่าการควบคุมแบบ VSC จะมีความซับซ้อนแต่ก็มีความน่าสนใจหากมีความจำเป็นจะต้องทำการทดสอบเครื่องยนต์ที่สภาวะไม่คงตัว

Energy-Storage Automotive Research, ASME Publication DE-Vol.11, Trends in Vehicle Design Research.

- [5] Babbitt, G.R. and Moskwa, J.J., August 22-27, 1999. Implementation Details and Test Results for a Hardware in the Loop Vehicle Model, Proceeding of the 1999 IEEE, International Symposium on Computer Aided Control System Design, Kohala Coast-Island of Hawaii, Hawaii, USA.
- [6] Zhang, R. And Alleyne, A.G., November 17-22, 2002. Dynamic Emulation Using a Resistive Control Input, Proceeding of IMECE2002, ASME International Engineering Congress & Exposition, New Orleans.
- [7] Zhang, R. And Alleyne, A.G., 2001. A Model Reference Load Controller with Adaptation Using a Two Stage Pressure Relief Valve, American Control Conference, Arlington, VA.
- [8] Astrom, K. And Wittenmark, B., 1995. Adaptive Control, Massachusetts, Addison-Wesley Reading.
- [9] Slotine, Jean-Jacques E. and Weiping, L., 1991. Applied Nonlinear Control, Prentice-Hall International, Inc.
- [10] Chern, T.L. and Wu, Y.C., 1992. Integral Variable Structure Approach for Robot Manipulators, IEE Proc., Pt D, 139, pp 161-166.
- [11] Chern, T.L. and Wu, Y.C., 1992. An Optimal Variable Structure Control with Integral Compensation for Electrohydraulic Position Control System, IEEE Trans. Industrial Electronics, 39, no.5, pp 460-463.