

อิทธิพลของแผ่นเสริมชุดผ้าเบรกต่อการเกิดปัญหาเบรกเสียดังในรถยนต์ เอนกประสงค์ 7 ที่นั่ง

Influence of Brake pad shim on the Brake Noise for Sports Utility Vehicle (SUV) 7 Seats

อนุชาวี ขุนทิพย์ทอง^{1,*}, เกียรติฟ้า ตั้งใจจิต², ชัยยงค์ เสริมผล³ และ สิริบุญรณ์ ศิริพรอัครชัย⁴

¹สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยมหาสารคาม ขามเรียง กันทรวิชัย มหาสารคาม 44150

²สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยขอนแก่น ในเมือง เมือง ขอนแก่น 40002

³สาขาวิศวกรรมไฟฟ้า คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยมหาสารคาม ขามเรียง กันทรวิชัย มหาสารคาม 44150

⁴สาขาวิศวกรรมและเทคโนโลยี คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลล้านน่าน

ฝ่ายแก้ว ภูเพียง น่าน 55000

Anutcharee Khunthiptong^{1,*}, Kiatfa Tangchaichit², Chaiyong Soemphol³ and Sittiboon Siripornakarachai⁴,

¹Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Mahasarakham University,

Khamriang, Kantarawichai, Maha Sarakham, 44150, Thailand

²Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Khon Kaen University,

Nai-Muang, Muang, Khon Kaen, 40002, Thailand

³Department of Electrical Engineering, Faculty of Engineering, Mahasarakham University,

Khamriang, Kantarawichai, Maha Sarakham, 44150, Thailand

⁴Department of Engineering and Technology, Faculty of Engineering, Rajamangala University of Technology Lanna

Nan, Fai Kaeo, Phu Pieng, Nan, 55000, Thailand

*Corresponding Author E-mail: anutcharee.k@msu.ac.th

Received: Aug 17, 2021; Revised: Jan 01, 2022; Accepted: Jan 25, 2022

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มุ่งเน้นในการศึกษาอิทธิพลของแผ่นเสริมค่าความหน่วง (Shim) ของชุดผ้าเบรกต่อการเกิดปัญหาเบรกเสียดังสำหรับรถยนต์นั่งส่วนบุคคล 7 ที่นั่ง โดยมีการศึกษาปัญหาเบรกเสียดังที่ย่านความถี่สูงตั้งแต่ 4–20 kHz ที่เรียกว่า High frequency brake squeal noise ด้วยการทดสอบบนรถยนต์จริงควบคู่กับการวิเคราะห์ปัญหาโดยโปรแกรมไฟไนต์เอลิเมนต์ SimXpert 2020 ด้วยเทคนิค Complex Eigenvalue Analysis (CEA) เพื่อวิเคราะห์การเกิดปัญหา Brake squeal noise อันเนื่องมาจากความไม่เสถียรภาพของระบบภายใต้อิทธิพลของค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานด้วยแบบจำลอง 3 มิติ (3D model) อันประกอบไปด้วย จานเบรกแบบมีช่องระบายอากาศ (Brake disc vane) แผ่นผ้าเบรก (Brake pads lining) แผ่นเพลต (Brake pads plate) และแผ่นเสริม (Brake pad shim) ผลการวิเคราะห์พบว่าข้อมูลการทดสอบบนรถยนต์และการวิเคราะห์ปัญหาด้วยเทคนิค CEA มีความสอดคล้องของการเกิดปัญหาเบรกเสียดังเด่นชัดที่ย่านความถี่สูงประมาณ 14.8–16.5 kHz ที่สภาวะค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานระหว่างจานเบรกและผ้าเบรกเท่ากับ 0.5 และแรงดันของผ้าเบรกต่อจานเบรกเท่ากับ 5 MPa ในการแก้ไขและหลีกเลี่ยงปัญหาเบรกเสียดังที่ย่านความถี่สูงมีหลากหลายวิธีไม่ว่าจะเป็นการออกแบบโครงสร้างชิ้นส่วนของ

ระบบเบรก การเพิ่มค่าความหน่วงให้กับโครงสร้างระบบเบรกหรือชิ้นงาน การเปลี่ยนวัสดุให้กับชิ้นงาน เป็นต้น เพื่อปรับเปลี่ยนค่าความถี่ของการสั่นพ้อง (Resonance frequency) และรูปร่างการสั่นสะเทือน (Mode vibration) ที่ก่อให้เกิดความไม่เสถียรภาพของระบบเบรกอื่นเนื่องจากค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานจนนำไปสู่การเกิดปัญหาเบรกเสียงดัง งานวิจัยนี้จึงได้ทำการศึกษาการเพิ่มชิ้นค่าความหน่วงด้วยแผ่น Shim เพื่อหลีกเลี่ยงการสั่นพ้องของรูปร่างการสั่นสะเทือนและค่าความถี่ของชุดผ้าเบรกกับจานเบรกที่ย่านความถี่สูง ในการศึกษาครั้งนี้มีการออกแบบแผ่นเสริม (Brake pad shim) 1 รูปแบบที่มีขนาดความกว้าง 38.7 มิลลิเมตร ความยาว 130.74 มิลลิเมตร และความหนา 1 มิลลิเมตร พื้นที่รวมของแผ่นเสริมเท่ากับ 7898.18 ตารางมิลลิเมตร โดยมีการเจาะพื้นผิวในรูปแบบ slot ส่วนโค้งและเจาะรูวงกลมบริเวณตรงกลางของชิ้นงาน และกำหนดค่าคุณสมบัติของวัสดุเป็น Stainless steel และเมื่อทำการเพิ่มชิ้นค่าความหน่วงด้วยแผ่น Shim บนชุดผ้าเบรกในสถานะเดียวกันกับข้างต้นด้วยเทคนิค CEA พบว่าการเพิ่มชิ้นค่าความหน่วงด้วยแผ่น Shim สามารถหลีกเลี่ยงการเกิดปัญหา Brake squeal noise ที่ย่านความถี่สูงได้อย่างมีประสิทธิภาพ

คำสำคัญ: Complex eigenvalue analysis (CEA), ไฟไนต์เอลิเมนต์, แผ่นเสริมชุดผ้าเบรก, เบรกเสียงดังย่านความถี่สูง

Abstract

The purpose of this research is studying influence of Brake pad shim to avoid brake high frequency noise in with range 4–16 kHz, is called “High Frequency Brake Squeal Noise” for Sports Utility Vehicle (SUV) 7 seats. The method of this studying including demonstrate on the vehicle testing and finite element analysis. The finite models existing such as Brake disc vane, Brake pads lining, Brake pads plate and Brake pad shims are established by SimXpert 2020 software. To understand brake squeal noise mechanism, the Complex Eigenvalue Analysis (CEA) technique is used for stability analysis of brake system that under influence of friction coefficient. The result showed, experimental testing on vehicle data and finite element analysis by CEA are corresponding, brake squeal noise is generated at frequency within range is 14.8–16.5 kHz on the friction coefficient 0.5 and pressure 5 MPa. To avoid brake squeal noise and unstable mode, there are various methods and approaches to correct such as brake component modification, structural damping increasing, material properties improvement etc. These methods could shift and improve resonance frequencies and mode vibrations for brake disc and brake pads where are the factors of unstable modes of brake squeal noise by friction coefficient. A simple of Brake pad shim metal is modified and studied on this research, the dimension of shape is 38.7 mm × 130.74 mm × 1 mm for the wide, length and thickness, respectively and the total area is equal 7,898.18 mm². The surface of shim is drilled to be curve slot and one circle on the middle of component and assumed the material properties is stainless steel. Then, Brake pad shims are bonded on the brake pads to increase structural damping and simulated on the similar condition by CEA, the result showed this modification could avoid high frequency brake squeal noise is efficiency.

Keyword: Complex eigenvalue analysis (CEA), Finite element, Brake pads shim, Brake high frequency

1. บทนำ

ระบบเบรกรถยนต์เป็นส่วนประกอบที่สำคัญต่อความปลอดภัยในการขับขี่โดยสารของผู้ใช้รถยนต์เป็นอย่างมาก หากเมื่อใดระบบเบรกมีสถานะที่เปลี่ยนไปไม่ว่าจะเป็นการเบรกไม่อยู่ เบรกแล้วเกิดการสั่นสะเทือนหรือเสียงดังก็ยิ่ง

ส่งผลต่อความกังวลต่อผู้ใช้งาน ปัญหาเบรกเสียงดังนับเป็นปัญหาที่ผู้ผลิตรถยนต์และนักวิจัยได้ให้ความสนใจเกี่ยวกับกลไกของการเกิดปัญหาโดยเฉพาะปัญหาเบรกเสียงดังย่านความถี่สูงโดยมีค่าความถี่อยู่ระหว่าง 4–18 kHz [1],[2] ซึ่งปัญหานี้ได้ก่อให้เกิดภาระค่าใช้จ่ายของผู้ผลิตรถยนต์ต่อ

การรับประกันความพึงพอใจลูกค้าในแต่ละปีนับเป็นมูลค่าหลายล้านบาท ด้วยเหตุนี้ทางผู้ผลิตรถยนต์และนักวิจัยจึงได้ให้ความสำคัญและพยายามศึกษากลไกการเกิดปัญหาเบรกเสียงดังของระบบเบรกเพื่อนำมาแก้ไขที่เกิดขึ้น แต่เนื่องจากปัญหาเบรกเสียงดังมีความซับซ้อนทางด้านกลไกและตัวแปรพารามิเตอร์ อันได้แก่ ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน (Friction Coefficient, μ) ความดันเบรก (Braking Pressure) และความเร็วเชิงมุม (Angular Velocity) เป็นต้น ซึ่งพารามิเตอร์เหล่านี้ล้วนส่งผลต่อการกระตุ้นชิ้นส่วนระบบเบรกให้เกิดการสั่นสะเทือนของตัวโครงสร้างเอง (Self-Excitation) อย่างต่อเนื่องจนก่อให้เกิดความรุนแรงในการสั่นสะเทือนจนทำให้เกิดความไม่เสถียรภาพของระบบและปัญหาเบรกเสียงดัง [3-5] โดยเฉพาะค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน (μ) ระหว่างผ้าเบรกและจานเบรknับเป็นพารามิเตอร์ที่มีนัยสำคัญต่อการกระตุ้นให้จานเบรกและผ้าเบรกเกิดการสั่นสะเทือนทางโครงสร้างในทิศทาง in-plane จนเกิดความรุนแรงส่งต่อไปยังการเกิดปัญหาเบรกเสียงดังในทิศทาง out-plane ด้วยแรงอัดอากาศ [5],[6]

Xu wang and et al. [7] ได้ทำการศึกษการเกิดปัญหาเบรกเสียงดังด้วยการทดสอบบนรถจริงควบคู่กับการจำลอง 3D model ระบบเบรกด้วยวิธีการทางด้านไฟไนต์เอลิเมนต์ ซึ่งพบว่าปัญหาเบรกเสียงดังเกิดจากกลไกของ Modal locking ระหว่างจานเบรกและผ้าเบรกที่มีผลจากค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นตัวกระตุ้น ดังนั้นการเปลี่ยนแปลงรูปร่างของโครงสร้างจานเบรกรวมไปถึงการเพิ่มชิ้นส่วนที่เรียกว่า shim และ grease ก็สามารถเพิ่ม vibration damper ในการลดความรุนแรงการสั่นสะเทือนอันเป็นสาเหตุปัญหาเบรกเสียงดัง ต่อมา Nouby M.Ghazaly and et al. [8] ได้มีการศึกษากลไกทางด้าน Mechanism อันประกอบไปด้วย stick-slip, sprag-slip, modal coupling และ hammering excitation. อันมีผลต่อการเกิดปัญหาเบรกเสียงดังด้วยวิธีการทดสอบและทางด้าน simulation จากการศึกษาพบว่ายังมีปัจจัยอื่นนอกเหนือจากลักษณะข้างต้นที่สามารถส่งผลต่อการเกิดปัญหาเบรกเสียงดัง และในปีเดียวกัน V Kumar and et al. [9] ได้ทำการศึกษการเกิดปัญหาเบรก

เสียงดังด้วยการทดสอบควบคู่ไปกับการวิเคราะห์ปัญหาด้วยวิธีการทางด้านไฟไนต์เอลิเมนต์ (Finite element analysis, FEA) ซึ่งพบว่าปัญหาเบรกเสียงดังที่ย่านความถี่สูงเกิดจากการสั่นสะเทือนในทิศทาง Bending mode และปัญหาเบรกเสียงดังที่ย่านความถี่ต่ำเกิดจากการสั่นสะเทือนของจานเบรกในทิศทาง in-plane mode ซึ่งพบว่าแผ่น shim สามารถนำมาลดการสั่นสะเทือนในทิศทาง out-of-plane และการเกิดสภาวะ Mode coupling อันก่อให้เกิดปัญหาเบรกเสียงดังที่ย่านความถี่สูง และในปี ค.ศ. 2017 Kullayot and Supachai [10] ได้ทำการศึกษการเพิ่มความหน่วงของชุดผ้าเบรกในการลดปัญหาเบรกเสียงดังที่ย่านความถี่ต่ำ พบว่าการเพิ่มความหน่วงสามารถลดความรุนแรงของเสียงลงได้

จากการศึกษาข้างต้นพบว่า การจำลอง 3D model ด้วยวิธีการทางด้าน FEA ถูกนำมาประยุกต์ใช้ควบคู่ไปกับการทดสอบเพื่อใช้ในการอธิบายรูปแบบและลักษณะการเกิดปัญหาการสั่นสะเทือนและเสียงด้วยเทคนิคที่นิยมใช้กันแพร่หลายในการอธิบายความไม่เสถียรภาพของระบบเบรกคือเทคนิค Complex eigenvalue analysis (CEA) [1],[3] ในปี 2017 Ke Shang and et al. [11] ได้ทำการศึกษการเกิดปัญหาเบรกเสียงดัง (Brake squeal) เนื่องจากความไม่เสถียรภาพของระบบ ด้วยเทคนิค CEA ควบคู่กับ Time-frequency analysis (STFT method) ซึ่งพบว่าปัญหา Brake squeal มักเกิดที่ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานสูง ความเร็วและแรงดันต่ำ ในปีเดียวกัน Abd rahim abu baker and et al. [12] ได้ทำการศึกษการประยุกต์ใช้ Constrained layer dampers ในการแก้ไขปัญหาเบรกเสียงดัง โดยมีการออกแบบชั้น layer dampers ของแผ่น Constrained ให้มีวัสดุ 3 ชนิดคือ Silicone rubber, Ethylene propylene monomer rubber (EPDM) และ Nitrile butadiene rubber (NBR) นอกจากนี้ยังศึกษาความแตกต่างของ Constrained dampers 2 รูปแบบคือ แบบที่ 1 เป็นแบบ 3 ชั้นและแบบที่ 2 เป็นแบบ 4 ชั้น ผลการศึกษาพบว่า Constrained dampers ที่ทำจากวัสดุ NBR และ Silicone สามารถแก้ไขปัญหาเบรกเสียงดังได้ดีกว่าวัสดุ EPDM และการออกแบบชั้น layer ของ Constrained dampers 4 ชั้นสามารถแก้ไขปัญหาเบรก

เสียงดังได้ดีกว่า 3 ชั้น ในปี 2018 Gongyu and et al. [13] ก็ได้ทำการศึกษารูปร่างและวัสดุของแผ่น Insulator เช่นเดียวกันโดยได้มีการศึกษา 4 รูปแบบด้วยกันคือ 1. Single layer ไม่มีชั้นของ rubber และความหนาของแผ่น steel sheet 0.4 มม., 2. A-two layers มีชั้นของ rubber 1 ชั้น ความหนา 0.22 มม. และความหนาของแผ่น steel sheet 0.4 มม., 3. B-two layers มีชั้นของ rubber 1 ชั้นความหนา 0.14 มม., C-three layers มีชั้นของ rubber 2 ชั้นแต่ละชั้นหนา 0.14 มม. และความหนาของแผ่น steel sheet 0.4 มม., 4. D-three layer มีชั้นของ rubber 2 ชั้นแต่ละชั้นหนา 0.14 และความหนาของแผ่น steel sheet เท่ากับ 0.5 ด้วยการทดสอบบนเครื่อง Bench test ตามมาตรฐานการทดสอบปัญหาเบรกเสียงดัง SAE J2521 พบว่าแผ่น Insulator ที่มี rubber สามารถแก้ไขปัญหามือเบรกเสียงดังได้ดีกว่าแผ่น Insulator ที่เป็น steel sheet เพียงอย่างเดียว นอกจากนี้ยังพบการออกแบบแผ่น Insulator ที่มีชั้นของ rubber 2 ชั้นและมีการเพิ่มค่าความหนาของ steel sheet ด้วยนั้นสามารถแก้ไขปัญหามือเบรกเสียงดังที่ย่านความถี่สูงและต่ำได้อย่างมีประสิทธิภาพมากกว่าการเพิ่มชั้นความหนาของ rubber เพียงอย่างเดียว

ต่อมาในปี ค.ศ. 2019 [14] Dominik and et al. ได้ทำการศึกษาหาค่าคุณสมบัติความหน่วง (Damping) ของวัสดุ Elastomer ของแผ่น Shims ด้วยการทดสอบ 2 รูปแบบเพื่อนำไปประยุกต์ใช้ในการวิเคราะห์ปัญหาเบรกเสียงดังด้วยวิธี CEA ออกเป็น 2 วิธีด้วยกันคือ วิธีที่ 1 การทดสอบด้วย Experimental modal analyses (EMA) และวิธีที่ 2 การทดสอบด้วย Dynamic mechanical analyses (DMA) พบว่าวิธีการทดสอบแบบ DMA สามารถวัดค่าคุณสมบัติความหน่วง Rayleigh damping ได้ใกล้เคียงกับค่าคุณสมบัติจริงมากกว่าแบบ EMA

จากงานวิจัยข้างต้นได้มีการศึกษาแนวทางการแก้ไขปัญหามือเบรกเสียงดังด้วยวิธีการที่หลากหลาย แต่แนวทางการแก้ไขดังกล่าวยังไม่สามารถนำไปอธิบายกลไกของการเกิดปัญหามือเบรกเสียงดังไปสู่การแก้ไขได้อย่างชัดเจน เนื่องจากการเกิดปัญหามือเบรกเสียงดังเป็นปัญหาที่ซับซ้อนและขึ้นอยู่กับสภาวะเงื่อนไขที่หลากหลายแตกต่างกัน

ออกไปที่ งานวิจัยนี้จึงมุ่งเน้นในการศึกษาอิทธิพลของแผ่น shims ต่อการเกิดปัญหาเบรกเสียงดังของผู้ผลิตรถยนต์รายหนึ่ง เพื่อนำไปสู่กระบวนการและแนวทางแก้ไขปัญหามือเบรกและการออกแบบระบบเบรกเพื่อหลีกเลี่ยงการเกิดปัญหามือเบรกเสียงดัง โดยมีการทดสอบบนรถจริงควบคู่ไปกับการวิเคราะห์ปัญหามือเบรกเสียงดังด้วยเทคนิค CEA โดยแบบจำลองระบบเบรกเสมือนจริงในรูปแบบ 3 มิติ ถูกสร้างขึ้นด้วยโปรแกรม FEA อันประกอบไปด้วย จานเบรกแบบมีช่องระบายอากาศ แผ่น plate ผ้าเบรก และแผ่น shim ตามลำดับ โดยมีการทดสอบหาค่าคุณสมบัติวัสดุ (Material properties) ด้วยวิธีทางด้านการ Modal testing และสภาวะเงื่อนไขที่ก่อให้เกิดปัญหามือเบรกเสียงดังที่ได้จากการทดสอบบนรถจริงอันประกอบด้วยความเร็วเชิงมุม, ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน (μ) และแรงดันเบรกเป็นต้น เพื่อใช้ในการกำหนดเงื่อนไขสำหรับการวิเคราะห์ปัญหามือเบรกด้วยโปรแกรม FEA โดยงานวิจัยนี้มีการพิจารณาความไม่เสถียรภาพของระบบเบรกด้วยค่า Negative damping ที่มีค่าเป็นลบ (-) โดยมีค่าความรุนแรงของเสียงมากกว่า -0.001

2. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1. รูปแบบการเกิดปัญหามือเบรกสั่นสะเทือนและเสียง

ปัญหามือเบรกสั่นสะเทือนและเสียงที่เกิดขึ้นสามารถแยกออกได้ตามย่านความถี่ดังรูปที่ 1 ซึ่งแต่ละย่านความถี่มีกลไกและสภาวะเงื่อนไขในการเกิดปัญหามือเบรกที่แตกต่างกันออกไปโดยที่ย่านความถี่ 500–1000 Hz เป็นย่านความถี่ต่ำสามารถแยกออกได้เป็น Groan, Moan และ Howl ซึ่งความถี่ต่ำเหล่านี้เป็นปัญหาการสั่นสะเทือนที่ไม่เกิดเสียง ส่วนปัญหามือเบรกเสียงดังจะเกิดที่ย่านความถี่ 1–20 kHz โดยสามารถแบ่งออกเป็นปัญหามือเบรกเสียงดังที่ย่านความถี่ต่ำคือความถี่ช่วงระหว่าง 1–4 kHz ที่เรียกว่า Low frequency squeal และเบรกเสียงดังที่ย่านความถี่สูงคือความถี่ช่วงระหว่าง 4–20 kHz ที่เรียกว่า High frequency squeal ซึ่งงานวิจัยนี้มุ่งเน้นในการศึกษาอิทธิพลของแผ่นเสริมชั้นความหน่วงต่อการเกิดปัญหามือเบรกเสียงดังที่ย่านความถี่สูง

2.2. Complex Eigenvalue Method and Analysis (CEA)

วิธีการทางด้าน CEA เป็นเทคนิคที่นักวิจัยและผู้ผลิตรถยนต์นำมาวิเคราะห์ความไม่เสถียรภาพของระบบเบรก อันมีค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน ความเร็ว และแรงดันเบรกเป็นตัวกระตุ้น [4-6] ซึ่งจะมีการแสดงผลออกมาในรูปแบบ Complex eigenvalue อันประกอบไปด้วยค่า Positive real (+), ค่า Negative damping (-) เป็นตัวบ่งชี้ของการเกิดปัญหาเบรกเสียงดังและค่า Imaginary แสดงค่าความถี่ดังสมการที่ (1)

$$\zeta = -2 \left(\frac{\text{Re}(x)}{|\text{Im}(x)|} \right) \quad (1)$$

โดยที่

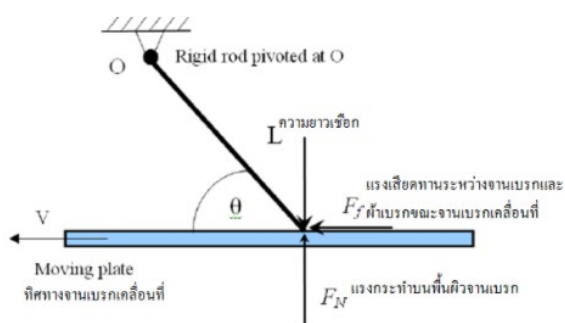
ζ = ค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วง (Effective damping ratio)

$\text{Re}(x)$ = ค่าจริง (Real value)

$\text{Im}(x)$ = ค่าจินตภาพ (Imaginary)

2.3. ความไม่เสถียรภาพของระบบเบรกอันเนื่องมาจากค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน

จากความสัมพันธ์ในการวิเคราะห์ปัญหาเบรกเสียงดังด้วยเทคนิค CEA ข้างต้นสามารถอธิบายในรูปแบบของสมการ (2) และรูปที่ 1 โดยมีพารามิเตอร์ที่ส่งผลต่อการเกิดปัญหาความไม่เสถียรภาพของระบบอย่างมีนัยสำคัญนั่นก็คือค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน



รูปที่ 1 การเกิดปัญหาเบรกเสียงดังในสภาวะ Friction Sliding

$$d\tau_i = \left(\mu + \frac{\partial \mu}{\partial p} p \right) n_i dp + \frac{\partial \mu}{\partial v} p n_i dv_j + \frac{\mu p}{\dot{v}} (\delta_{ij} - n_i n_j) d\dot{v}_j \quad (2)$$

โดยที่

τ_i = ความเค้นในแนว Tangential

μ = สัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน (Friction Coefficient)

p = ความดันเบรกบริเวณผิวสัมผัส (Contact Pressure)

n_i = ทิศทางการลื่นไถล (Normalized Slip Direction)

$\dot{v}$ = ความเร็วของการลื่นไถล (Equivalent Slip Rate/sliding Velocity)

$\dot{v}_j$ = ความสัมพันธ์การลื่นไถล (Relative Slip/sliding Velocity)

3. วิธีการทดสอบและวิเคราะห์ปัญหาเบรกเสียงดังที่ย่านความถี่สูง (High Frequency Brake Squeal Noise)

ปัญหาเบรกเสียงดังมีกลไกในการเกิดปัญหาจากอิทธิพลของค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานระหว่างจานเบรกและผ้าเบรกในขณะที่รถยนต์มีการเคลื่อนที่ด้วยความเร็วค่าหนึ่งจนก่อให้เกิดพลังงานสะสมในระบบจนนำไปสู่การสั่นสะเทือนที่รุนแรงอันเป็นปัญหาของเบรกเสียงดังออกสู่ภายนอก [3],[5],[16] เพื่อให้ทราบถึงลักษณะของการเกิดปัญหาการสั่นสะเทือนและเสียงของระบบเบรก งานวิจัยนี้จึงได้ทำการทดสอบปัญหาดังกล่าวด้วยการทดสอบบนรถจริงควบคู่ไปกับการวิเคราะห์ปัญหาด้วยโปรแกรมไฟไนต์เอลิเมนต์ SimXpert 2020 โดยวิธี CEA

3.1. การทดสอบบนรถจริง (Vehicle Testing)

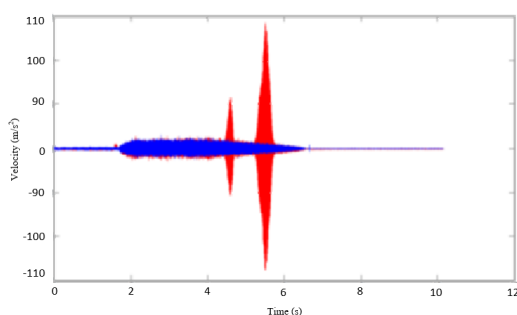
ในกระบวนการการทดสอบขั้นตอนนี้ได้มีการติดตั้งชุดทดสอบเข้ากับระบบเบรกของรถยนต์ 2 ล้อหน้าซ้ายและขวาดังรูปที่ 2 โดยประกอบไปด้วย

1. ตัวห้อยสัญญาณความเร่งการสั่นพร้อมฐานแม่เหล็ก (Accelerometer) Bruel & Kjaer type 4397 จำนวน 4 ตัว โดยทำการติดตั้งบริเวณด้านหลังของชุดคาลิปเปอร์
2. ตัวห้อยสัญญาณเสียง (Microphone) Bruel & Kjaer type 4189 จำนวน 2 ตัว บริเวณข้างซุ้มล้อหน้าซ้ายและขวา
3. เครื่องวิเคราะห์สัญญาณพลศาสตร์ (Analyzer) แบบ 4 ช่องสัญญาณ Bruel & Kjaer Proton+ จำนวน 1 เครื่อง
4. ตัววัดค่าความหน่วง (Deceleration) 2 ตัว



รูปที่ 2 การติดตั้งอุปกรณ์ชุดทดสอบบนรถจริง

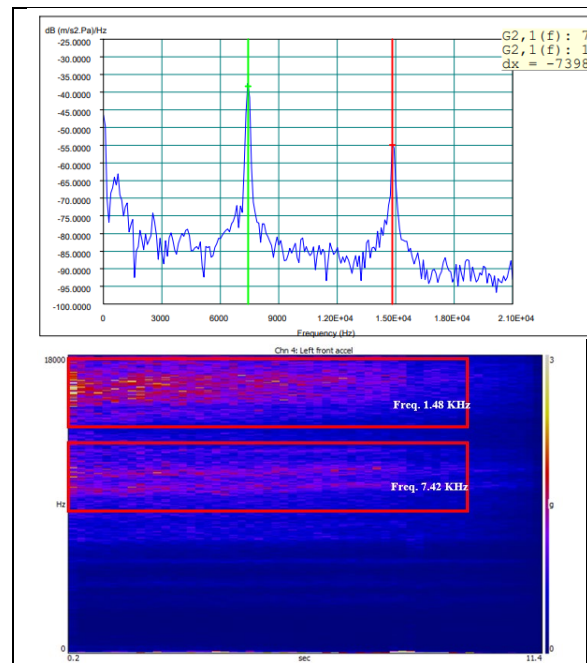
การทดสอบปัญหาเบรกสั่นสะเทือนและเสียงนี้จะทำการทดสอบที่ระดับความเร็วของรถยนต์ในช่วง 0–100 km/hr. เนื่องจากผู้ใช้งานมีการใช้รถในพื้นที่เขตในเมืองซึ่งมีการจราจรติดขัดและพบปัญหาเบรกเสียงดังที่ความเร็วต่ำในการทดสอบจะทำการเบรกจนรถหยุดสนิทเพื่อทำการวัดค่าสั่นสะเทือนและเสียงพร้อมกับทำการวัดค่าความหน่วงขณะเบรก (Deceleration) จากผลการทดสอบพบว่าปัญหาเบรกเสียงดังเกิดขึ้นที่ล้อหน้าซ้าย (เส้นสีแดง) ส่วนล้อหน้าขวา (เส้นสีน้ำเงิน) ไม่พบการเกิดการสั่นสะเทือนในรูปแบบของกราฟ Time domain และ สเปกโตรแกรมดังรูปที่ 3–4 ในสภาวะการเบรกที่ความเร็ว 30 km/h และค่าความหน่วงอยู่ที่ 0.5 g แรงดันเบรกอยู่ที่ 5 MPa อุณหภูมิของจานเบรกเท่ากับ 100 องศาเซลเซียส ปัญหาเบรกเสียงดังเกิดที่ค่าความถี่ 7.42 kHz และ 1.48 kHz



รูปที่ 3 ลักษณะของสัญญาณการสั่นสะเทือนในทิศทาง Out-plane ของล้อหน้าซ้าย (เส้นสีแดง) และล้อหน้าขวา (เส้นสีน้ำเงิน)

รูปที่ 3 เป็นสัญญาณการสั่นสะเทือนของระบบเบรกล้อหน้าซ้าย (เส้นสีแดง) และขวา (เส้นสีน้ำเงิน) ด้วย Accelerometer ในรูปแบบ Time domain โดยจะพบว่า

สัญญาณการสั่นสะเทือนของระบบเบรกล้อหน้าซ้ายมีแอมพลิจูดที่รุนแรงกว่าระบบเบรกล้อหน้าขวาอย่างเห็นได้ชัด



รูปที่ 4 การเกิดเบรกเสียงดังในรูปแบบ Frequency domain และ Spectrogram

รูปที่ 4 แสดงการเกิดปัญหาเบรกเสียงดังในรูปแบบของ Frequency domain และ Spectrogram ซึ่งการเกิดปัญหาเบรกเสียงดังนี้เป็นความถี่ในรูปแบบ Double หรือที่เรียกว่าค่าความถี่แบบ Harmonic frequency ซึ่งในสภาวะเช่นนี้การแก้ไขปัญหาเบรกเสียงดังไม่ว่าแก้ที่ค่าความถี่ใดค่าความถี่หนึ่งก็จะลดลงหรือหายไปด้วยเช่นกัน

3.2. การวิเคราะห์ปัญหาด้วยโปรแกรม FEA โดยเทคนิค CEA

3.2.1. การหาค่าคุณสมบัติวัสดุ

ในการหาค่าคุณสมบัติวัสดุของชิ้นส่วนระบบเบรกของงานวิจัยนี้อันประกอบไปด้วยค่ายังโมดูลัส (Young's modulus) ค่าความหนาแน่น (Density) และค่าความหน่วง (Critical damping) ด้วยการทดสอบ Modal testing and analysis ในสภาวะที่ชิ้นงานอยู่ภายใต้เงื่อนไขการสั่นอิสระ (Free vibration) ในรูปแบบการสั่นแบบ Under damped motion โดยนำผลการทดสอบและวิเคราะห์ค่าความถี่ธรรมชาติ (Natural frequency) และรูปร่างการสั่นสะเทือน (Mode shape) ที่ได้ไปเปรียบเทียบกับแบบจำลองไฟไนต์เอ

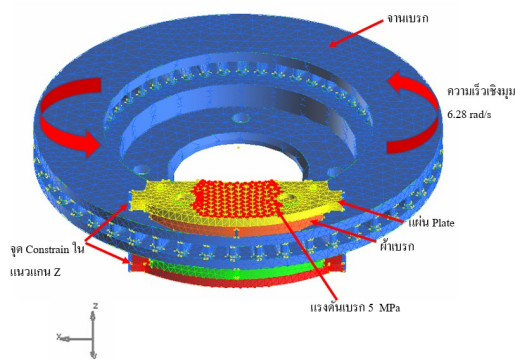
ลิเมนต์ โดยพิจารณาที่ค่าความถี่ธรรมชาติของโหมด 2 ND (2 Nodal diameter) ทั้งของจานเบรกและชุดผ้าเบรกโดยผลของความแตกต่างของการทดสอบและไฟไนต์เอลิเมนต์ และ Modal testing ไม่เกิน 2% ดังตารางที่ 1

ตารางที่ 1 ค่าคุณสมบัติวัสดุในการวิเคราะห์ FEA

ชิ้นงาน	ค่า E (GPa)	ค่า ρ (kg/m ³)	ค่า ϵ	ค่า ζ
จานเบรก	114	7300	0.3	0.005
ผ้าเบรก	9.5	3000	0.3	
แผ่น plate	200	7300	0.3	

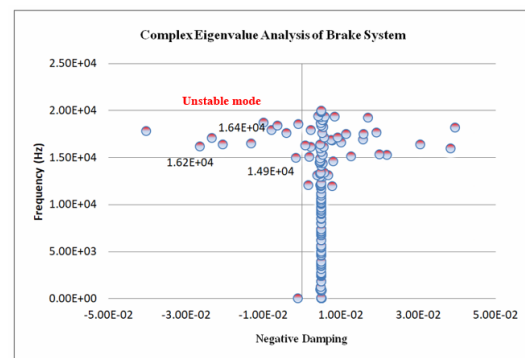
3.2.2. การสร้างแบบจำลอง 3 มิติ

แบบจำลอง 3 มิติของระบบเบรกอันประกอบไปด้วยจานเบรกแบบมีช่องระบายอากาศ แผ่นเพลต ชุดผ้าเบรก และแผ่นเสริมชั้นความหน่วง ถูกสร้างขึ้นด้วยโปรแกรมไฟไนต์เอลิเมนต์ SimXpert 2020 โดยมีการแบ่งเอลิเมนต์ของชิ้นงานทั้งหมดเป็นแบบรูปทรงสามเหลี่ยมพิกวา (Quadratic element) จำนวนเอลิเมนต์ 940,950 เอลิเมนต์ โดยกำหนดให้ชุดผ้าเบรกมีการเคลื่อนที่ได้ในแนวแกน Z เท่านั้น และมีพื้นที่ที่ความดันลูกสูบกระทำกับชุดผ้าเบรกเท่ากับ 34.64 ตารางมิลลิเมตร ดังรูปที่ 5 เพื่อใช้ในการวิเคราะห์ปัญหาเบรกเสียดังอันเนื่องจากความไม่เสถียรภาพของระบบเทียบกับการทดสอบบนรถจริง

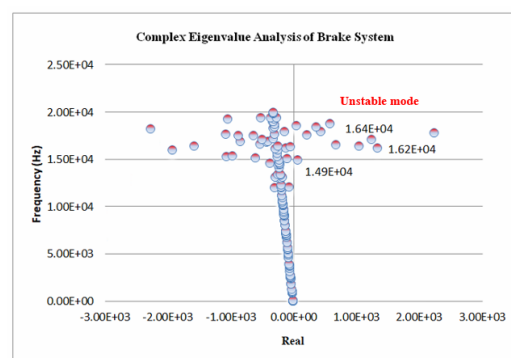


รูปที่ 5 แบบจำลอง 3 มิติของระบบเบรกด้วยโปรแกรมไฟไนต์เอลิเมนต์ SimXpert 2020

เมื่อทำการวิเคราะห์ปัญหาเบรกเสียดังด้วยเทคนิค CEA เทียบกับการทดสอบบนรถจริงพบว่าปัญหาเบรกเสียดังเกิดที่สภาวะเงื่อนไขความดันที่ลูกสูบของชุดคาลิเปอร์กระทำต่อชุดผ้าเบรกเท่ากับ 5 MPa ความเร็วที่ใช้ในการวิเคราะห์เป็นช่วง Steady state คิดเป็นความเร็วเชิงมุมเท่ากับ 6.28 rad/s โดยงานวิจัยนี้เน้นวิเคราะห์ปัญหา Brake squeal ที่มีค่า Negative damping และค่า Positive ที่มากกว่า -0.01 และ +70 ตามลำดับ ผลการวิเคราะห์พบว่าปัญหาเบรกเสียดังด้วยวิธี CEA มีค่าความถี่ของการเกิดปัญหาเบรกเสียดังมากกว่าผลการทดสอบจริงคือที่ความถี่ 1.49 kHz, 1.62 kHz, 1.64 kHz, 1.65 kHz, 1.71 kHz, 1.76 kHz, 1.78 kHz และ 1.79 kHz ดังรูปที่ 6 และรูปที่ 7 อันเนื่องจากการวิเคราะห์ด้วยเทคนิค CEA เป็นการวิเคราะห์ในรูปแบบ Steady stage แต่การทดสอบบนรถจริงอยู่ในรูปแบบของ Dynamic analysis และยังมีมีส่วนของชิ้นส่วนอื่นนอกเหนือจากระบบเบรกเข้ามาเกี่ยวข้อง



รูปที่ 6 แสดงความไม่เสถียรภาพของระบบเบรกที่มีปัญหาด้วยค่า Negative damping โดยเทคนิค CEA



รูปที่ 7 แสดงความไม่เสถียรภาพของระบบเบรกที่มีปัญหาด้วยค่า Positive real โดยเทคนิค CEA

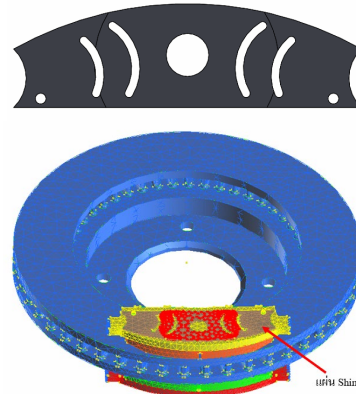
รูปที่ 6-7 พบว่าผลการวิเคราะห์ปัญหาเบรกเสียงดัง ด้วยเทคนิค CEA ล้วนเกิดที่ความถี่สูงตั้งแต่ 14.9–17.9 kHz ซึ่งมีความสอดคล้องกับผลการทดสอบบนรถจริงที่เกิดปัญหาเบรกเสียงดังที่ความถี่ประมาณ 1.48 kHz

3.3. การศึกษาอิทธิพลของแผ่น Shim ต่อการเกิดปัญหา Brake squeal

จากผลการทดสอบและวิเคราะห์ปัญหา Brake squeal ข้างต้นพบว่าค่าความถี่ที่เกิดขึ้นนี้สามารถเปลี่ยนแปลงไปได้โดยการปรับเปลี่ยนโครงสร้างหรือเพิ่มความหน่วงให้แก่ระบบเบรก ด้วยข้อจำกัดของการออกแบบและปรับเปลี่ยน โครงสร้างของจานเบรกและผ้าเบรกที่ไม่สามารถแก้ไขและปรับเปลี่ยนได้ งานวิจัยนี้จึงมุ่งเน้นในการเพิ่มค่าความหน่วงโดยแผ่น Shim ซึ่งโดยทั่วไปรูปร่างของแผ่น Shim จะมีองค์ประกอบของวัสดุที่เป็นส่วนของ Metal, Adhesive และ Rubber โดยมีความหนาเฉลี่ยโดยรวมประมาณ 0.8–1.2 มิลลิเมตร ในส่วนของการออกแบบความกว้างและความยาวจะต้องไม่เกินพื้นที่ของชุดผ้าเบรก [16] งานวิจัยนี้จะทำการออกแบบแผ่น Shim เพียง 1 รูปแบบที่มีขนาดความกว้าง 38.7 มิลลิเมตร ความยาว 130.74 มิลลิเมตร และความหนา 1 มิลลิเมตร พื้นที่รวมของแผ่นเสริมเท่ากับ 7,898.18 ตารางมิลลิเมตร โดยมีการเจาะพื้นผิวในรูปแบบ slot ส่วนโค้งและเจาะรูวงกลมบริเวณตรงกลางของชิ้นงานดังรูปที่ 8 และมีการกำหนดให้แผ่น Shim เป็นเพียงวัสดุในส่วนของ Metal นั่นก็คือ 1023 Carbon Steel Sheet (SS) ดังตารางที่ 2 เท่านั้นเนื่องจากข้อจำกัดของประสิทธิภาพของคอมพิวเตอร์และโปรแกรมไฟไนต์เอลิเมนต์

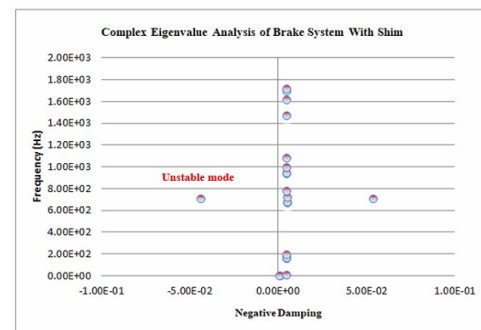
ตารางที่ 2 คุณสมบัติและคุณสมบัติวัสดุของแผ่น Shim

ชนิดของวัสดุ	ค่า E (GPa)	ค่า ρ (kg/m^3)	ค่า ν
1023 Carbon Steel Sheet (SS)	0.28	7800	0.3

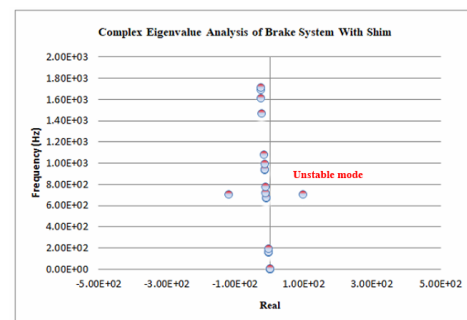


รูปที่ 8 ลักษณะแผ่น Shim และการติดตั้งบนชุดผ้าเบรก ด้วยโปรแกรมไฟไนต์เอลิเมนต์ SimXpert 2020

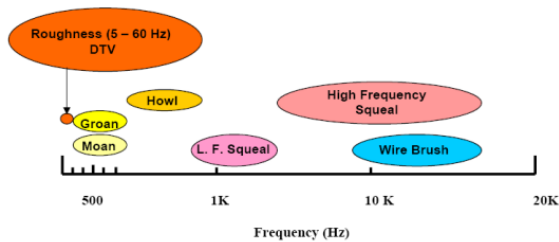
เมื่อทำการเพิ่มชั้นความหน่วงด้วยแผ่น Shim เข้ากับชุดผ้าเบรกผลการวิเคราะห์พบว่าปัญหาเบรกเสียงดังที่ความถี่สูงอันเนื่องมาจากความไม่เสถียรภาพของระบบเบรกได้หายไปแต่จะเกิดค่าความถี่ต่ำประมาณ 708 Hz ดังรูปที่ 9 และรูปที่ 10 แทนซึ่งค่าความถี่นี้จัดอยู่ในส่วนของปัญหาเบรกสั่นสะเทือนแทนดังรูปที่ 11



รูปที่ 9 ความไม่เสถียรภาพของระบบเบรกที่มีการเพิ่มแผ่น Shim ด้วยค่า Negative damping โดยเทคนิค CEA



รูปที่ 10 ความไม่เสถียรภาพของระบบเบรกที่มีการเพิ่มแผ่น Shim ด้วยค่า Positive real โดยเทคนิค CEA



รูปที่ 11 ย่านความถี่การเกิดปัญหาเบรกสั่นสะเทือนและเสียง [15].

รูปที่ 11 เป็นการแบ่งย่านความถี่ของการเกิดปัญหาเบรกสั่นสะเทือนและเสียง โดยจะมีการแบ่งออกเป็น 2 คุณลักษณะด้วยกันคือปัญหาเบรกสั่นสะเทือนจะเกิดที่ย่านความถี่ 0-1000 Hz และปัญหาเบรกเสียงดังที่ย่านความถี่ 1000-20000 Hz โดยปัญหาเบรกเสียงดังจะถูกแบ่งออกเป็น 2 ส่วนด้วยกันคือ ปัญหาเบรกเสียงดังที่ย่านความถี่ต่ำจะเกิดที่ความถี่ 1000-4000 Hz และปัญหาเบรกเสียงดังที่ย่านความถี่สูงจะเกิดที่ความถี่ 4000-20000 Hz ตามลำดับ

4. สรุปผล

จากผลการวิเคราะห์ข้างต้นพบว่า

1. ผลการทดสอบบนรถจริงเกิดปัญหาเบรกเสียงดังที่ย่านความถี่สูง คือ 7.42 kHz และ 1.48 kHz บริเวณล้อหน้าซ้าย ซึ่งค่าความถี่เบรกเสียงดังนี้เป็นความถี่ที่เป็นแบบ Harmonic ที่สภาวะการเบรกด้วยความเร็ว 30 km/h ค่าความหน่วงในการเบรก 0.5g แรงดันเบรกที่ 5 MPa และอุณหภูมิของจานเบรก 100 องศาเซลเซียส
2. เมื่อทำการวิเคราะห์ปัญหา Brake squeal ด้วยการจำลองระบบเบรก 3 มิติโดยโปรแกรมไฟไนต์เอลิเมนต์ SimXpert 2020 ด้วยวิธี CEA พบว่าวิธีการทางด้าน CEA สามารถนำมาจำลองการวิเคราะห์ปัญหาเบรกเสียงดังที่ย่านความถี่สูงอันเนื่องจากความไม่เสถียรภาพของระบบเบรก ได้ผลที่มีความสอดคล้องกับผลการทดสอบจริง โดยเกิดปัญหาเบรกเสียงดังที่ความถี่ 1.48–1.49 kHz
3. ด้วยข้อจำกัดของการออกแบบและแก้ไขโครงสร้างของระบบเบรกในการหลีกเลี่ยงปัญหา Brake squeal งานวิจัยนี้จึงได้ทำการศึกษาและวิเคราะห์ห่อหุ้มของแผ่น Shim เพื่อเพิ่มค่าความหน่วงให้กับระบบในการ

ป้องกันการสั่นสะเทือนและเสียงอันมีค่าประสิทธิผลที่แรงเสียดทานเป็นตัวกระตุ้นแทน พบว่าการเพิ่มชั้นความหน่วงหรือแผ่น Shim ลงบนชุดผ้าเบรกสามารถลดและแก้ไขปัญหาเบรกเสียงดังที่ย่านความถี่สูง[10],[12],[14],[15] เนื่องจากการเปลี่ยนแปลงไปของลักษณะกลศาสตร์การสั่นสะเทือนของชุดผ้าเบรกและจานเบรก

จากการศึกษาข้างต้นเป็นเพียงการวิเคราะห์และแก้ไขปัญหาเบรกเสียงดังที่ย่านความถี่สูงของระบบเบรกรถยนต์ส่วนบุคคล 7 ที่นั่งรุ่นหนึ่งเท่านั้น ซึ่งการเพิ่มชั้นค่าความหน่วงหรือแผ่น Shim ในรูปแบบลักษณะนี้อาจไม่เพียงพอต่อการลดการสั่นสะเทือนและเสียงของโครงสร้างระบบเบรคนั้นๆลงได้อย่างมีนัยสำคัญ ซึ่งการเกิดปัญหาเบรกเสียงดังนั้นมีกลไกทาง Mechanism ที่ซับซ้อนควบคู่กับโครงสร้างระบบเบรก พารามิเตอร์ต่างๆ และสภาวะแวดล้อมที่เปลี่ยนแปลงไป ซึ่งผู้ทำวิจัยจะดำเนินการศึกษาเพิ่มเติมในลำดับขั้นตอนต่อไป

เอกสารอ้างอิง

- [1] A. Khunthitong and C. Chantalakhana, "On the Study of Disc Brake Vane Configuration Effected to Brake Squeal Noise," in *The 7th TSME International Conference on Mechanical Engineering*, Chiang Mai, Thailand, Dec. 13–16, 2016, AMM001.
- [2] X. Wang, S. John and H. Ren, "A Study of Squeal Noise in Vehicle Brake System," in *Proc. of the ASME 2011 International Mechanical Engineering Congress & Exposition*, Denver, Colorado, USA, Nov. 11–17, 2011, doi: 10.1115/IMECE2011-62084.
- [3] A. Khunthitong "Study and Development of Disc Brake for Noise and Vibration Reduction," Ph.D. dissertation, ME Dept., KMUTNB Univ., Bangkok, Thailand, 2016.
- [4] S. Khunthitong and C. Chantalakhana, "On the Study of In-Plane and Out-Plane Rotor Vibration Modes Effected to Brake Squeal Noise," in *27th Conference*

- of the Mechanical Engineering Network of Thailand., Pattaya, Chonburi, Thailand, 2013, pp. 1–9.
- [5] A. Nobari, H. Ouyang and P. Bannister, “Statistics of complex eigenvalues in friction-induced vibration,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 338, pp. 169–183, 2015, doi: 10.1016/j.jsv.2014.10.017.
- [6] A. Khuntiptong and C. Chantalakhana, “On the Study of Disc Cheek Thickness as a Design Parameter for Reducing of Brake Squeal Noise,” in *TSME-ICOME*, Cha-am, Phetchaburi, Thailand, 2015, pp. 1–6.
- [7] F. Chen, C.A. Tan, and R.L. Ouaglia, “Disc Brake Squeal: Mechanical, Analysis, Evaluation and Reduction/Prevention.,” Warrendale, Pa.: SAE International, 2006, pp. 1–401.
- [8] N. M. Ghazaly, M. El-Sgarkawy and I. Ahmed, “A Review of Automotive Brake Squeal Mechanisms,” *Journal of Mechanical Design and Vibration*, vol. 1, no. 1, pp. 5–9, 2014, doi: 10.12691/jmdv-1-1-2.
- [9] V. Kumar, S. V. Chaitanya and S. B. Phadke, “Automotive Brake Disc Design to Suppress High Frequency Brake Squeal Noise,” *International Journal of Engineering Research & Technology*, vol. 3, no. 1, 2014.
- [10] K. Suwantaraj and S. Lakkam, “Brake Noise Reduction Using Brake Pad with Damping Layer Technique,” Faculty of Engineering, Rajamangala University of Technology Phra Nakhon, Bangkok, Thailand, final rep., 2017.
- [11] K. Shang, X. Liu and E. Moureh-Ledig, “Squeal simulation and analysis of brake system with pressure and speed dependent friction model and exerting process of pressure,” *Journal of Vibroengineering*, vol. 19, no. 3, pp. 2090–2105, 2017, doi: 10.21595/jve.2016.17351.
- [12] A. Rakim ABU Bakar, M. Kameil Abdul Hamid and K. Bin Zakaria, “Reduction of Disc Brake Squeal Noise Using Constrained Layer Dampers,” *Jurnal Teknologi (Science & Engineering)*, vol. 79, no. 7-4, pp. 83–87, 2017, doi: 10.11113/jt.v79.12269.
- [13] G. Pan, Y. Li and L. Chen, “Impact Analysis and Optimization of Material Parameters of Insulator on Brake Squeal,” *IEEE Access*, vol. 7, pp. 15861–15867, 2019, doi: 10.1109/ACCESS.2019.2894781.
- [14] D. Schmid, V. Sessner, N. Gräbner, U. Wagner and K. A. Weidenmann “Parameter Identification of Brake Pad Shims for Complex Eigenvalue Analysis,” *Proceeding in Applied Mathematics*, 2019.
- [15] J. Glisovic and D. M. Miloradovic, “Eliminating Brake Noise Problem,” *Mobility & Vehicle Mechanics*, vol. 36, no. 3, pp. 35–51, 2010.
- [16] Trelleborg Sealing Solutions Kalmar AB “Shims / Insulators.” rubore.com. <https://www.rubore.com/en/products-applications/shims-insulators> (accessed Mar. 10, 2022).