

## การศึกษาวิธีการวัดความแข็งตึง (Stiffness) และความหน่วงโครงสร้าง (Structural Damping) ของผ้าเบรก

### Development of Stiffness and Structural Damping Measurements for Brake Lining

ธีระ เจียศิริพงษ์กุล

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ คลองหลวง ปทุมธานี 12120

โทร 0-662-5643001 โทรสาร 0-662-5643010 อีเมลล์ jtthira@engr.tu.ac.th

Thira Jearsiripongkul

Mechanical Engineering Department, Engineering Faculty, Thammasat University,

Klong Luang, Pathumthani, 12120

Tel: 0-662-5643001, Fax: 0-662-5643010, E-mail: jtthira@engr.tu.ac.th

#### บทคัดย่อ

เนื่องจากระบบเบรกในรถยนต์เป็นอีกระบบหนึ่งสำหรับความปลอดภัยที่มีความสำคัญและได้รับการพัฒนาอย่างต่อเนื่อง งานวิจัยชิ้นนี้มีจุดมุ่งหมายเพื่อศึกษาคุณสมบัติของผ้าเบรกที่มีผลต่อการสั่นสะเทือนซึ่งเกิดขึ้นในขณะที่มีการเบรก โดยอาจจะส่งผลกระทบต่อคุณภาพของผ้าเบรก และก่อให้เกิดเสียงดังขึ้นได้ ในงานวิจัยที่ผ่านมาพบว่าแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นระหว่างผ้าเบรกกับจานเบรกเป็นอีกหนึ่งตัวแปรที่สำคัญที่ก่อให้เกิดการสั่นสะเทือน หรือเสียงดังขณะที่มีการเบรก โดยทั่วไปการสร้างแบบจำลองของแรงเสียดทานบนผ้าเบรกนั้นจะสมมุติให้แรงดังกล่าวสามารถถูกจำลองให้อยู่ในรูปของสปริง และตัวหน่วงโครงสร้างได้ โดยความแข็งตึงของสปริง (Stiffness) และความหน่วงโครงสร้างของตัวหน่วง (Structural Damping) ของผ้าเบรกสามารถหาได้จากการทดลอง ในงานวิจัยนี้ได้มีการพัฒนารูปแบบการทดลองและตัวเครื่องทดสอบเพื่อใช้หาค่าคงที่ทั้งสอง สำหรับตัวเครื่องทดสอบประกอบด้วยเครื่องมือวัดความเร่ง (Accelerometer) เครื่องมือวัดแรง (Force sensor) และตัวกำเนิดแรงกระตุ้น แบบไดนามิกส์ (Dynamic excitation) โดยการใช้เพียโซเซรามิก (Piezoceramic) เป็นตัวกระตุ้นด้วยการใช้สัญญาณสวิฟไซน์ (Sweep sine) ในการประมาณค่าความแข็งตึงและความหน่วงโครงสร้างของผ้าเบรกสามารถหาได้จากความแข็งตึงเชิงซ้อน (Complex stiffness) ที่ได้มาจากการทดลองโดยพิจารณาค่าทั้งสองในช่วงของความถี่ช่วงหนึ่งที่สนใจและอุณหภูมิคงที่ ค่าใดค่าหนึ่ง สำหรับค่าคงที่ทั้งสองที่ได้จากการประมาณดังกล่าวสามารถนำไปใช้ในการศึกษาการสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นในระบบเบรก หรือการพัฒนาวัสดุที่นำมาใช้ในการผลิตผ้าเบรก เป็นต้น

#### Abstract

The braking system in automobile is one of the safety systems, which is important and has always been developed. This research focuses on properties of brake lining of the brake pad that have the strong effect on vibrations during a braking action. Those vibrations may create some uncomfortable noise and affect in quality of braking. The researches in the past show that the friction force, generating at the contact between brake lining and brake disk, is the important factor to induce vibrations. This friction force can be modeled in terms of linear springs and structural dampers and their stiffness and structural damping, respectively, can be obtained from experiments. This paper shows a test rig and experimental procedures to obtain those two parameters. The test rig consists of accelerometers, force sensor, and dynamic excitation using piezoceramic with sweep-sine signals. The stiffness and structural damping of the brake lining will be shown in term of complex stiffness. These two parameters are approximated in one range of interested frequency and constant temperature. The results can be used to modify and to develop the braking system and the material of the brake lining.

#### 1. บทนำ

ในปัจจุบันอุตสาหกรรมผลิตรถยนต์ได้มีการพัฒนาอย่างรวดเร็ว โดยเฉพาะการพัฒนาเทคโนโลยีของรถยนต์พร้อม ทั้งการพยายามเพิ่มความสะดวกสบายให้กับผู้ขับขี่ แต่สิ่งที่สำคัญอีกประการหนึ่งก็คืออุปกรณ์สำหรับความปลอดภัย เช่น ระบบเบรก เป็นต้น ดังนั้นจึงได้มี

การวิจัยและพัฒนาอุปกรณ์ หรือระบบที่เกี่ยวข้องกับระบบเบรกอยู่ตลอดเวลา เช่น การพัฒนาและออกแบบระบบเบรก การพัฒนาวัสดุเสียดทานที่ใช้ทำผ้าเบรก เป็นต้น อย่างไรก็ตามผ้าเบรคนั้นถูกออกแบบมาเพื่อสร้างแรงเสียดทานที่มีขนาดสูงบนจานเบรกในขณะที่มีการเหยียบเบรก ซึ่งในขณะที่เดียวกันวัสดุเสียดทานที่อยู่บนผ้าเบรกก็น่าจะเกิดความสึกหรออย่างต่อเนื่อง โดยทั่วไปขึ้นอยู่กับแรงกดบนผ้าเบรกหรือรูปแบบของการเบรก ดังนั้นผ้าเบรกต้องได้รับการเปลี่ยนเมื่อการสึกหรอเกิดขึ้นมากเกินไปจนกว่าที่มาตรฐานหรือที่ทางโรงงานได้กำหนดไว้ ผ้าเบรกโดยส่วนใหญ่มักจะมีแผ่นเหล็กชั้นเล็ก ๆ เป็นตัวบ่งบอกถึงความสึกหรอของผ้าเบรก โดยเมื่อแผ่นเหล็กดังกล่าวกระทบกับจานเบรกที่หมุนด้วยความเร็วสูงก็จะก่อให้เกิดเสียงดัง ซึ่งเป็นอีกสัญญาณหนึ่งสำหรับการถอดเปลี่ยนผ้าเบรกที่บางเกินไป

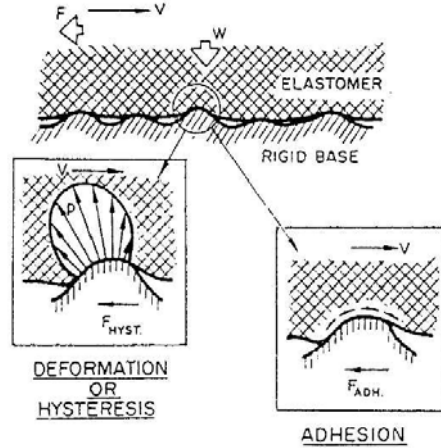
วัสดุเสียดทานในผ้าเบรกได้รับการศึกษาและพัฒนาอย่างจริงจังและต่อเนื่องตั้งแต่ต้นศตวรรษที่ 19 ในการศึกษาเนื้อหาดังกล่าว Nashif [1] ได้เสนอการนำ complex modulus ซึ่งเป็นจำนวนเชิงซ้อนไปประยุกต์ใช้เพื่อหาค่าความแข็งตึง (stiffness) และค่าความหน่วงโครงสร้าง (structural damping) ของวัสดุต่าง ๆ โดยค่าความแข็งตึงสามารถคำนวณหาได้จากส่วนจริง และค่าความหน่วงโครงสร้างสามารถคำนวณหาได้จากส่วนจินตภาพ Hagedorn [2] ก็ได้แนะนำเสนอ complex stiffness ซึ่งเป็นการประยุกต์และพัฒนามาจาก complex modulus โดยช่วยให้การคำนวณหาค่าความแข็งตึง และค่าความหน่วงโครงสร้างภายในช่วงความถี่ที่สนใจง่ายขึ้น ในปี 2002 Schmalfluss [3] ได้นำเสนอต้นแบบอย่างง่ายของวัสดุเสียดทานในผ้าเบรกพร้อมทั้งแสดงการคำนวณหาค่าความแข็งตึงและค่าของตัวหน่วงความหนืดของผ้าเบรกในช่วงความถี่ของการสั่นสะเทือนที่ต่ำกว่า 100 Hz แต่เนื่องจากค่าของตัวหน่วงความหนืดขึ้นอยู่กับความถี่ของการสั่นสะเทือนจึงใช้ค่าเฉลี่ยในช่วงของความถี่ที่สนใจ (ต่ำกว่า 100 Hz) จากงานวิจัยชิ้นดังกล่าว Ruzzi [4] ได้ประมาณค่าความแข็งตึงและค่าความหน่วงโครงสร้างของวัสดุเสียดทานในผ้าเบรกในช่วงความถี่ต่ำกว่า 100 Hz เช่นเดียวกัน สุดท้ายพบว่า การประมาณค่าความหน่วงโดยพิจารณาตัวหน่วงในแบบจำลองให้เป็นตัวหน่วงโครงสร้างจะได้ผลที่ใกล้เคียงกับความเป็นจริงมากกว่า

ในงานวิจัยชิ้นนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อประมาณค่าความแข็งตึงและค่าความหน่วงโครงสร้างของวัสดุเสียดทานในผ้าเบรกในช่วงความถี่ 1-3 kHz โดยค่าประมาณที่ได้สามารถนำไปใช้เพื่อวิเคราะห์หาสาเหตุของเสียงความถี่สูงที่เรียกว่า squeal ซึ่งโดยปกติจะเกิดจากการเบรกขณะที่ความเร็วรถยนต์ค่อนข้างต่ำงานวิจัยนี้ยังได้พัฒนาชุดทดลอง และการวัดค่าตัวแปรทั้งสองโดยการนำ dynamic excitation มาช่วยในการกระตุ้นสัญญาณป้อน (input) และใช้ตัววัดความเร่ง (accelerometer) มาช่วยในการวัดสัญญาณออก (output) หลังจากนั้น complex stiffness ซึ่งเป็นจำนวนเชิงซ้อนถูกนำมาใช้เพื่อประมาณค่าความแข็งตึงและค่าความหน่วงโครงสร้าง

## 2. แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

### 2.1 แบบจำลองการสัมผัส (Contact model)

วัตถุสองชนิดที่สัมผัสกัน เมื่อมีการเคลื่อนที่ของวัตถุชิ้นใดชิ้นหนึ่ง ดังรูปที่ 1 พบว่าถ้าสมมติให้ผิวบางส่วนของวัตถุทั้งสองสัมผัสกันในระดับโมเลกุล โดยพื้นที่ของหน้าสัมผัสนั้นขึ้นอยู่กับขนาดของแรงกดตั้งฉากกับผิวสัมผัส การเคลื่อนที่ดังกล่าวจะก่อให้เกิดแรงเสียดทานขึ้นที่ผิวสัมผัสทั้งสอง



รูปที่ 1 รูปแบบการสัมผัสกันระหว่างวัตถุสองชนิด [1]

โดยแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นประกอบด้วยแรงที่เกิดจากการยึดติด (Force by adhesion) และแรงที่เกิดจากการเปลี่ยนแปลงรูปร่าง (Force by deformation or hysteresis) ซึ่งสามารถเขียนเป็นสมการได้ดังนี้

$$F_A = F_{ad} + F_{def} \quad (1)$$

เมื่อ  $F_A$  คือแรงเสียดทาน,  $F_{ad}$  คือแรงที่เกิดจากการยึดติด และ  $F_{def}$  คือแรงที่เกิดจากการเปลี่ยนแปลงรูปร่าง แรงเสียดทานที่ได้นี้สามารถนำไปคำนวณหาสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ( $\mu$ ) เมื่อทราบแรงกดตั้งฉากกับผิวสัมผัส  $F_N$  ด้วยสมการ

$$\mu = \frac{F_A}{F_N} \quad (2)$$

### 2.2 แบบจำลองของวัสดุเสียดทาน (Friction material model)

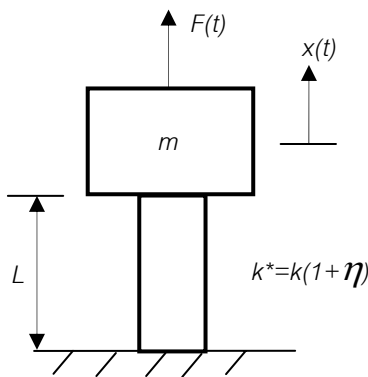
แรงเสียดทาน คือแรงต้านทานการเคลื่อนที่ของวัตถุที่เกิดขึ้นระหว่างผิวสัมผัสสองวัตถุสองชิ้น ขนาดของแรงเสียดทานขึ้นอยู่กับตัวแปรหลายอย่าง อาทิเช่น ขนาดของแรงกดตั้งฉากกับผิวสัมผัส ลักษณะการเคลื่อนที่ ความเร็วสัมพัทธ์ รูปทรงของผิวสัมผัส ความหยาบของผิวหรือคุณสมบัติของของเหลวระหว่างผิวสัมผัส เป็นต้น [5]

ผ้าเบรกโดยทั่วไปประกอบด้วยวัสดุเสียดทาน (Brake lining) และแผ่นเหล็ก (Back plate) ดังแสดงในรูปที่ 2



รูปที่ 2 ผ้าเบรก

การเปลี่ยนแปลงรูปร่างจะเกิดในวัสดุเสียดทาน (Brake lining) และสามารถสมมติให้แผ่นเหล็กที่อยู่ด้านหลังวัสดุเสียดทานเป็นวัตถุเกร็ง (Rigid body) จากที่ได้กล่าวมาแล้วในตอนต้น ค่าความแข็งตึงและค่าความหน่วงโครงสร้างของวัสดุเสียดทานสามารถประมาณค่าได้จากการทดลอง โดยรูปแบบการทดลองได้แสดงไว้ในหัวข้อต่อไป ส่วนค่าความหน่วงโครงสร้าง (Hysteretic or structural damping) [2] สามารถหาได้โดยการใช้แนวทางของ complex modulus ข้อดีอย่างหนึ่งของการสมมติให้วัสดุเสียดทานอยู่ในรูปของตัวหน่วงโครงสร้างก็คือความเป็นไปได้สำหรับการนำไปประยุกต์ใช้กับการวิเคราะห์ความยืดหยุ่นที่ค่อนข้างซับซ้อน เมื่อจำนวนเชิงซ้อนที่ได้สามารถประกอบด้วยส่วนของความแข็งตึงและส่วนที่มีความสัมพันธ์กับค่าความหน่วงโครงสร้าง [1] นอกจากนี้สำหรับตัวหน่วงโครงสร้าง พลังงานที่สูญเสียต่อรอบไม่ขึ้นอยู่กับความถี่ของการสั่นสะเทือนซึ่งแตกต่างไปจากตัวหน่วงความหนืด อย่างไรก็ตามตัวหน่วงโครงสร้างสามารถแสดงได้ดังรูปที่ 3



รูปที่ 3 ต้นแบบของตัวหน่วงโครงสร้าง

โดยสมการการเคลื่อนที่ของต้นแบบดังกล่าวสามารถเขียนได้คือ

$$m\ddot{x} + k^*x = Fe^{i\omega t} \quad (3)$$

$$k^* = k(1 + i\eta) \quad (4)$$

เมื่อ  $k$  คือความแข็งตึงยืดหยุ่น  $k^*$  คือความแข็งตึงเชิงซ้อนและ  $\eta$  คือค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วง (Loss factor) ของวัสดุเสียดทานจากสมการข้างต้นส่วนจินตภาพของค่าความแข็งตึงเชิงซ้อนสามารถนำไปหาสัมประสิทธิ์หรือค่าความหน่วงโครงสร้าง ( $d$ ) ได้จากสมการ [1, 2]

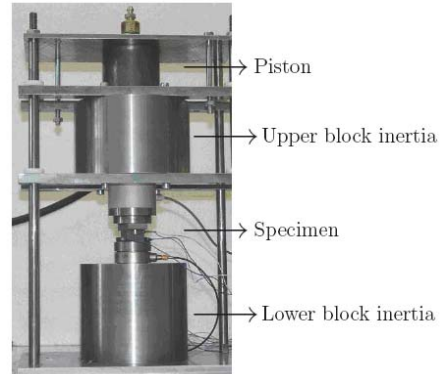
$$d = \frac{k\eta}{\omega} \quad (5)$$

เมื่อ  $\omega$  คือค่าความถี่

ในความเป็นจริงแล้ว  $\eta$  จะขึ้นอยู่กับค่าความถี่และอุณหภูมิ อย่างไรก็ตามการสมมติให้ค่า  $k$  และ  $\eta$  คงที่ในช่วงของความถี่ที่สนใจ และ ณ. อุณหภูมิค่าหนึ่ง จะเป็นประโยชน์ต่อการพัฒนางานวิจัยอื่น ๆ ต่อไป

### 3. รูปแบบการทดลองและการวิเคราะห์

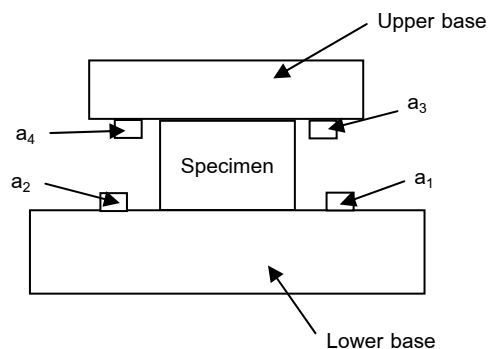
วัตถุประสงค์ของการทดลองนี้ก็คือ เพื่อประมาณค่าความแข็งตึงและค่าหรือสัมประสิทธิ์ความหน่วงโครงสร้างสำหรับวัสดุเสียดทานในผ้าเบรก เครื่องมือที่ใช้ในการทดลอง (รูปที่ 4) ถูกออกแบบมาเพื่อช่วยในการหา complex modulus สำหรับการยืดหยุ่นของวัสดุเสียดทานที่อยู่ในผ้าเบรก



รูปที่ 4 เครื่องมือชุดทดสอบ

ในรูปที่ 4 ตัวอย่างหรือชิ้นงานของวัสดุเสียดทานในผ้าเบรกถูกวางอยู่ระหว่างก้อนเหล็กใหญ่ 2 ก้อน โดยที่ก้อนเหล็กก้อนบน (Upper block inertia) สามารถเคลื่อนที่ขึ้น-ลงได้จากการควบคุมโดยลูกสูบไฮดรอลิก นอกจากนี้ยังมีตัววัดความเร่ง (Accelerometer) ทั้งหมด 4 ตัว ติดอยู่ที่ฐานทั้งสองฐานซึ่งอยู่ระหว่างตัวชิ้นงาน และยังมีเซนเซอร์วัดแรง (Force sensor) อยู่ใต้ฐานล่าง (Lower base) เพื่อใช้สำหรับวัดแรงที่กระทำต่อชิ้นงาน สำหรับการกระตุ้นไดนามิกส์ (Dynamic excitation) ตัวกระตุ้นแบบเพียโซเซรามิกได้ถูกนำมาใช้ โดยสัญญาณสวิทช์จะถูกสร้างจากโปรแกรม

ในรูปที่ 5 เมื่อพิจารณาส่วนที่ประกอบด้วยชิ้นงานตัวอย่างที่นำมาทดสอบและฐานทั้งสอง สัญญาณความเร่งที่ได้จากตัววัดความเร่งทั้ง 4 ตัว ถูกแสดงด้วย  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $a_3$  และ  $a_4$



รูปที่ 5 การจัดวางชิ้นงานตัวอย่าง

เนื่องจากต้องการหาความเร่งของฐานบนและล่าง ดังนั้นความเร่งดังกล่าวสามารถหาได้จากค่าเฉลี่ยของความเร่งที่วัดได้ ดังนี้

$$a_{lower} = \frac{1}{2}(a_1 + a_2) \quad (6)$$

$$a_{upper} = \frac{1}{2}(a_3 + a_4) \quad (7)$$

นอกจากความถี่แล้ว การคำนวณหาขนาดของแรงที่กระทำต่อชิ้นงาน ( $F_{real}$ ) ตัวอย่างสามารถคำนวณได้จาก

$$F_{real} = F_{measure} - ma_{lower} \quad (8)$$

เมื่อ  $F_{measure}$  คือแรงที่วัดได้จากเซนเซอร์วัดแรงซึ่งอยู่ที่ฐานล่าง และ  $m$  คือมวลของฐานล่าง หลังจากได้แรงจริงที่กระทำต่อชิ้นงานเรียบร้อยแล้ว ระยะยืด/หดของชิ้นงานตัวอย่าง ( $\Delta l$ ) สามารถคำนวณหาได้จาก

$$\Delta l = \iint (a_{lower} - a_{upper}) dt^2 \quad (9)$$

และความเครียด (Strain) ที่เกิดขึ้นมีค่าเท่ากับ

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} = \frac{(a_{upper} - a_{lower})}{h\omega^2} \quad (10)$$

เมื่อ  $h$  คือความหนาของชิ้นงานตัวอย่าง และ  $\omega$  คือความถี่ความเค้น (Stress) ที่เกิดขึ้นก็สามารถหาได้จาก

$$\sigma = \frac{F_{real}}{A} \quad (11)$$

ในขณะที่  $A$  คือพื้นที่หน้าตัดที่ตั้งฉากแรงที่มากระทำ เมื่อเราทราบค่าทั้งความเค้นและความเครียดที่เกิดขึ้นในสมการที่ 10 และ 11 เราสามารถหาค่า Young's modulus ได้จาก

$$E = \frac{h\omega^2}{A} \cdot \frac{FFT(F_{real})}{FFT(a_{upper} - a_{lower})} \quad (12)$$

โดยค่า Young's modulus ที่ได้จะอยู่ในรูปของจำนวนเชิงซ้อน

$$E(\omega) = E'(\omega) + iE''(\omega) \quad (13)$$

และค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงสามารถหาได้จาก

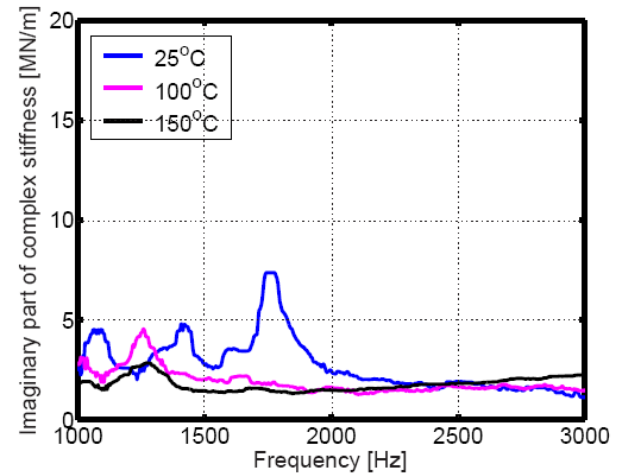
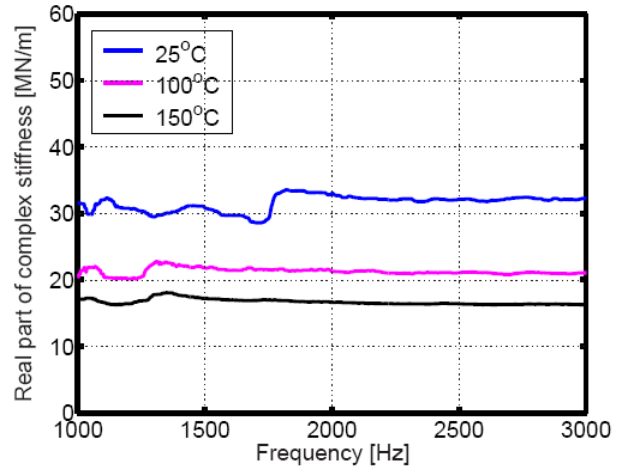
$$\eta = \frac{E''(\omega)}{E'(\omega)} \quad (14)$$

จากสมการที่ 13 และ 14 เราสามารถนำความสัมพันธ์ที่ได้ไปประยุกต์ใช้เพื่อหาความแข็งตึงเชิงซ้อนได้เหมือนกันดังแสดงในสมการที่ 4

#### 4. ผลการทดลอง

ความแข็งตึงและความหน่วงโครงสร้างของวัสดุเสียดทานในผ้าเบรกสามารถประมาณค่าได้จากการทดลองและการวิเคราะห์ที่ได้กล่าวไว้ในหัวข้อที่ผ่านมา หลังจากการวิเคราะห์สัญญาณความถี่และแรงกระทำที่ชิ้นงานตัวอย่าง ผลลัพธ์ที่ได้ถูกนำมาแสดงในรูปที่ 6 โดยการ

แยกระหว่างส่วนจริงและส่วนจินตภาพของความแข็งตึงที่อยู่ในรูปของจำนวนเชิงซ้อน



รูปที่ 6 ค่าความแข็งตึงเชิงซ้อนที่ได้จากการทดลองโดยส่วนจริงแสดงอยู่ในรูปบน และส่วนจินตภาพแสดงอยู่ในรูปล่าง

ตารางที่ 1 ค่าความแข็งตึงและค่าความหน่วงโครงสร้างที่อุณหภูมิแตกต่างกัน

คุณสมบัติ/อุณหภูมิ	25°C	100°C	150°C
ค่าความแข็งตึง $k$ ( $\frac{MN}{m}$ )	31.3	20.7	17.1
ค่าความหน่วงโครงสร้าง $d$ ( $\frac{Ns}{m}$ )	150.1-450.4	100.3-300.8	91.8-275.3

รูปทั้งสองแสดงความแข็งตึงของวัสดุเสียดทานที่อยู่ในรูปจำนวนเชิงซ้อน เมื่อมีความดันเริ่มต้น (Pre-stress) ประมาณ 10 บาร์ พร้อมทั้งกระตุ้นไดนามิกส์โดยเริ่มจากความถี่ 500 Hz จนถึง 3,500 Hz และทำการทดลองที่อุณหภูมิแตกต่างกันทั้งหมด 3 ค่าคือ 25, 100 และ 150 โดยจะเห็นได้ว่าค่าความแข็งตึงเชิงซ้อนที่วัดได้มีแนวโน้มที่จะลดลงเมื่อมีการเพิ่มอุณหภูมิขณะใช้งาน และค่าในส่วนจริงและส่วนจินตภาพมีแนวโน้มที่ค่อนข้างคงที่สำหรับช่วงความถี่ที่สนใจ 1-3 kHz เว้น

แต่ที่ความถี่ประมาณ 1.7 kHz พบว่าขนาดของความถี่เพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วซึ่งที่จุดนี้อาจจะเกิดจากการสั่นพ้องของชิ้นงานตัวอย่าง เมื่อดูผลการคำนวณที่ได้จากการทดลองในตารางที่ 1 จะพบว่าเมื่ออุณหภูมิสูงขึ้นค่าความแข็งดิ่งและค่าความหน่วงโครงสร้างของวัสดุเสียดทานมีค่าลดลง ซึ่งนั้นก็หมายความว่าประสิทธิภาพการถ่ายเทพลังงานออกจากระบบของผ้าเบรกจะมีค่าลดลงเช่นเดียวกัน จึงอาจจะส่งผลให้ระบบเกิดความไม่เสถียรได้เมื่ออุณหภูมิระหว่างการทำงานค่อนข้างสูง

จากผลการทดลองที่ได้ เราสามารถนำค่าความแข็งดิ่งและค่าความหน่วงโครงสร้างของวัสดุเสียดทานไปศึกษาหรือประยุกต์ใช้กับระบบที่เกี่ยวข้อง เช่น ระบบเบรก และระบบคลัทช์ เป็นต้น

## 5. สรุปและข้อเสนอแนะ

งานวิจัยนี้ได้นำเสนอวิธีการประมาณค่าความแข็งดิ่งและค่าความหน่วงโครงสร้างของวัสดุเสียดทานในผ้าเบรก โดยการประมาณค่าทั้งสองได้นำหลักการของ complex modulus มาประยุกต์ใช้เพื่อหาความแข็งดิ่งเชิงซ้อนซึ่งประกอบด้วยส่วนที่เป็นค่าความแข็งดิ่งยืดหยุ่น (Elastic stiffness) และส่วนที่สามารถนำไปคำนวณหาค่าความหน่วงโครงสร้าง (Hysteretic or Structural damping) จากผลการทดลองที่ได้จากชุดเครื่องมือทดสอบซึ่งประกอบด้วย ตัววัดความถี่ และตัววัดแรงที่กระทำกับชิ้นงานตัวอย่าง เป็นต้น พบว่าค่าทั้งสองที่ได้ค่อนข้างคงที่สำหรับในช่วงความถี่ที่สนใจ 1-3 kHz และอุณหภูมิในการใช้งานมีผลต่อคุณสมบัติทั้งสองด้วย อย่างไรก็ตามในการทดลองอาจจะเพิ่มจำนวนของตัววัดความถี่บนฐานแต่ละฐานให้มากขึ้น เพื่อเพิ่มความแม่นยำในการวัด

## 6. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณ Prof. Peter Hagedorn และ Melissa Hoppenstedt Ruzzi จาก Technische Universitaet Darmstadt ที่ให้คำแนะนำ และช่วยหาข้อมูลที่มีประโยชน์ต่องานวิจัยเป็นอย่างมาก

## เอกสารอ้างอิง

- [1] Nashif, A. D., 1985. Vibration Damping, EUA: John Wiley & Sons Inc.
- [2] Hagedorn, P. and Otterbein, S., 1987. Technische Schwingunglehre Lineare Schwingungen diskreter mechanischer Systeme, Vol.1, Springer-Verlag.
- [3] Schmalfuss, C., 2002. Theoretische und experimentelle untersuchung von scheinbremsen, Doctoral thesis, VDI Fortschritt-Bericht Reihe 12, Nr. 494.
- [4] Ruzzi, M. H., 2004. Measurement of the dynamic properties of the brake pad material according to brake squeal, Technical report, Continental teves, Frankfurt, Germany.
- [5] โอภาส โกมลพัฒนาพาณิชย์, อุดุลย์ พัฒนภักดี และมงคล มงคลวงศ์โรจน์, 2548. การชดเชยและประมาณค่าแรงเสียดทานคูลอมบ์โดยใช้ตัวกรองคาลมานแบบขยาย, การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 19, 19-21 ตุลาคม.