



การออกแบบงานเบรกเชิงการสะสมความร้อนเพื่อความปลอดภัย

กุลยศ สุวันทโรจน์
ศุภชัย หลักคำ

งานวิจัยนี้ได้รับทุนอุดหนุนจากงบประมาณ ประจำปีงบประมาณ พ.ศ.2557

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร



การออกแบบงานเบรกเชิงการสะสมความร้อนเพื่อความปลอดภัย



กุลยศ สุวันทโรจน์
ศุภชัย หลักคำ

งานวิจัยนี้ได้รับทุนอุดหนุนจากงบประมาณ ประจำปีงบประมาณ พ.ศ.2557

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร

ชื่อเรื่อง : การออกแบบงานเบรกเชิงการสะสมความร้อนเพื่อความปลอดภัย
ผู้วิจัย : นายกุลยศ สุวันทโรจน์ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มทร.พระนคร
นายศุภชัย หล้าคำ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มทร.พระนคร
พ.ศ. : 2557

บทคัดย่อ

งานเบรกเป็นผลิตภัณฑ์หนึ่งที่มีบทบาทในอุตสาหกรรมชิ้นส่วนยานยนต์และส่งผลกระทบต่อความปลอดภัยโดยตรง ดังนั้นจึงมีการออกแบบงานเบรกกันอย่างแพร่หลายเพื่อพัฒนาความสามารถในการถ่ายเทความร้อน ซึ่งเป็นปัจจัยหนึ่งของประสิทธิภาพการเบรก ดังนั้นคณะผู้จัดทำโครงการจึงได้ออกแบบงานเบรกซึ่งมีลักษณะครีประบายความร้อนแบบกลับ(งานเบรกแบบกลับ) ซึ่งแตกต่างกับงานเบรกที่มีใช้อยู่ในปัจจุบัน(งานเบรกแบบตรง) และจัดสร้างชุดทดสอบการกระจายอุณหภูมิของงานเบรกเพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่เปลี่ยนแปลงไปตามอุณหภูมิของงานเบรกทั้ง 2 แบบภายใต้การพาความร้อนแบบบังคับในช่วงสภาวะคงตัว และไม่พิจารณาค่าการนำและการแผ่รังสีความร้อนคงที่เนื่องจากการเปลี่ยนแปลงน้อยมาก โดยอาศัยมาตรฐาน JASO C406 : 2000 เป็นแนวทางในการทดสอบแล้วนำค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่ได้มาใช้เป็นข้อมูลในการจำลองด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ เพื่อศึกษาการกระจายอุณหภูมิและพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนของงานเบรกทั้ง 2 แบบ ในแต่ละช่วงของอุณหภูมิ

จากการทดสอบพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของงานเบรกทั้งสองแบบมีลักษณะพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนไปในทิศทางเดียวกัน โดยงานเบรกแบบตรงมีค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนมากกว่างานเบรกแบบกลับเฉลี่ย 4.4 % ในขณะที่การจำลองแสดงให้เห็นว่างานเบรกแบบตรงมีความสามารถในการถ่ายเทความร้อนมากกว่างานเบรกแบบกลับเฉลี่ย 3.02 % ซึ่งสะท้อนให้เห็นว่างานเบรกแบบตรงมีความต่างอุณหภูมิมากกว่างานเบรกแบบกลับ ดังนั้นจึงมีโอกาสเกิดความเค้นเนื่องจากอุณหภูมิมากกว่าและอาจเกิดการเสีรู่ประหว่งการใช้งานได้มากกว่างานเบรกแบบกลับ ดังนั้นงานเบรกแบบกลับจึงมีแนวโน้มด้านความปลอดภัยในการใช้งานที่ดีกว่างานเบรกแบบตรง

Title : Design of disc brake based on heat transfer referred to safety
Researcher : Mr. Kullayot Suwantaroj, Faculty of Engineering, RMUTP
Mr. Supachai Lakkam, Faculty of Engineering, RMUTP
Year : 2014

ABSTRACT

Admittedly, a disc brake plays an important role in the auto part industry since it concerns directly with safety. Therefore, the wide range of disc brake has been designed in order to develop its heat ventilation. Thus, this project has designed a back-vented brake disc which is difference the current one (front-vented) and tried to create the test to find out the temperature diffusion of the disc brake with the hope to evaluate the coefficient of the heat convection varied by the temperature changing in both kinds of brakes under the forced heat convection in the steady condition. However, the steady heat conduction and radiation value will not be counted because it is insignificant. The JASO C406: 2000 Standard is adopted as a guideline in the test. The outcome coefficient of heat conduction will be used in the simulation via the Finite Element Method (FEM) in order to study the temperature diffusion and heat ventilation of both kinds of brakes at each temperature level.

Consequently the experimental work reveals then the heat convection coefficients of both kinds are unidirectional. The heat convection coefficient of the front-vented disc brake is 4.40 % in average higher than that of the back-vented disc brake. From the simulation, the front-vented disc brake can ventilate the heat better than the back-vented disc brake at 3.02 % in average. It can be summarized that the front-vented disc brake has more temperature difference than the back-vented disc brake. Hence, the front-vented disc brake likely gets more stress from the temperature than the back-vented disc brake and might be damaged during the operation more than the another type. Therefore, this is tendency that the back-vented is safer than the front-vented brake disc for usage.

กิตติกรรมประกาศ

รายงานการวิจัยฉบับนี้สำเร็จด้วยการสนับสนุนทุนการวิจัยจากงบประมาณประจำปีงบประมาณ 2557 ทางคณะผู้วิจัยขอขอบพระคุณต่อคณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร ที่ได้ให้การสนับสนุนทุนวิจัยในครั้งนี้ ตลอดจนขอขอบคุณผู้ที่มีความร่วมมือและให้ความอนุเคราะห์ทุกท่านที่ไม่ได้กล่าวไว้ในที่นี้

คณะผู้วิจัย



สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อ	I
ABSTRACT	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สารบัญ	IV
สารบัญตาราง	VI
สารบัญรูป	VII
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย	2
1.3 สมมติฐานและกรอบแนวคิดของการวิจัย	3
1.4 การทบทวนวรรณกรรม/สารสนเทศ (Information) ที่เกี่ยวข้อง	6
1.5 ขอบเขตของการวิจัย	8
1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	8
บทที่ 2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง	9
2.1 ลักษณะทั่วไปสำหรับการไหลในท่อ(มนตรี พิรุณเกษตร, 2545)	9
2.2 การถ่ายเทความร้อน(นักสิทธิ์ คุ้มพัฒนาชัย, 2533)	13
2.3 หลักการทั่วไปสำหรับวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์(เดช พุทธเจริญทอง, 2541)	19
บทที่ 3 วิธีดำเนินการวิจัย	25
3.1 ขั้นตอนการดำเนินงาน	25
3.2 สร้างชุดทดสอบหาการกระจายอุณหภูมิของงานเบรก	27
3.3 ทดสอบหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของงานเบรกทั้งสองแบบ	34
3.4 สร้างแบบจำลองงานเบรก 2 แบบ	42
3.5 จำลองด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์	43

บทที่ 4 ผลการทดสอบและการวิเคราะห์ข้อมูล	45
4.1 ผลการทดสอบหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน	45
4.2 ผลการจำลองด้วยระเบียบไฟไนต์เอลิเมนต์	51
บทที่ 5 สรุปผลและข้อเสนอแนะ	60
5.1 สรุปผลการทดลอง	60
5.2 สรุปผลการจำลอง	61
5.3 ปัญหาและอุปสรรค	61
5.4 ข้อเสนอแนะ	61
บรรณานุกรม	63
ภาคผนวก	64
ประวัติผู้วิจัย	66



สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
2.1 การเปรียบเทียบระหว่างการไหลแบบราบเรียบและแบบปั่นป่วนสำหรับการไหลเต็มท่อ	12
2.2 ค่า b และ n จาก Reynolds No.	18
2.3 ค่า a และ m จาก Rayleigh Number สำหรับของไหลไหลผ่านพื้นผิวที่วางในแนวตั้ง	19
2.4 ค่า a และ m จาก Rayleigh No. สำหรับของไหลไหลผ่านผิวทรงกระบอกแนวตั้ง	19
2.5 ค่า a และ m จาก Rayleigh No. สำหรับของไหลไหลผ่านผิวหน้าแผ่นเรียบในแนวนอน	19
3.1 กำหนดเงื่อนไขและขอบเขตการจำลอง	44
4.1 รูปแบบแสดงผลการทดสอบ	46
4.2 อุณหภูมิผิวงานเบรกเริ่มต้นในการถ่ายเทความร้อน 100°C งานเบรกแบบตรง	47
4.3 อุณหภูมิผิวงานเบรกเริ่มต้นในการถ่ายเทความร้อน 200°C งานเบรกแบบตรง	47
4.4 อุณหภูมิผิวงานเบรกเริ่มต้นในการถ่ายเทความร้อน 300°C งานเบรกแบบตรง	47
4.5 อุณหภูมิผิวงานเบรกเริ่มต้นในการถ่ายเทความร้อน 100°C งานเบรกแบบกลับ	48
4.6 อุณหภูมิผิวงานเบรกเริ่มต้นในการถ่ายเทความร้อน 200°C งานเบรกแบบกลับ	49
4.7 อุณหภูมิผิวงานเบรกเริ่มต้นในการถ่ายเทความร้อน 300°C งานเบรกแบบกลับ	49
4.8 ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของงานเบรกแบบตรง	50
4.9 ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของงานเบรกแบบกลับ	50
4.10 การเปรียบเทียบผลการทดสอบและผลการจำลอง	53
4.11 รูปแบบการจำลองด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์	54
4.12 อุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆและเปอร์เซ็นต์การถ่ายเทความร้อนที่ 100°C	55
4.13 อุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆและเปอร์เซ็นต์การถ่ายเทความร้อนที่ 200°C	56
4.14 อุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆและเปอร์เซ็นต์การถ่ายเทความร้อนที่ 300°C	57
4.15 ผลต่างของอุณหภูมิ	58
4.16 ความสามารถในการถ่ายเทความร้อนในอุณหภูมิต่างๆ	59

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
1.1 การแตกตัวของจานเบรกเนื่องจากความเค้นทางความร้อน	2
1.2 สรุปสมมุติฐานและกรอบแนวคิดการวิจัย	4
1.3 จานเบรกแบบปกติและจานเบรกแบบกลับ	4
1.4 การออกแบบชุดทดสอบ	5
2.1 บริเวณปากทางเข้าและบริเวณการไหลเติมท่อสำหรับการไหลภายในท่อ	10
2.2 การกระจายความเร็วสำหรับการไหลแบบราบเรียบและแบบปั่นป่วนเติมท่อ	11
2.3 การเปลี่ยนแปลงความเร็วย่อยในแนวแกนกับเวลาสำหรับการไหลแบบปั่นป่วน	12
2.4 เอลิเมนต์มิติเดียว	20
2.5 เอลิเมนต์สองมิติ	21
2.6 เอลิเมนต์สามมิติ	22
3.1 ขั้นตอนการดำเนินการ	26
3.2 การออกแบบชุดทดสอบการกระจายอุณหภูมิของจานเบรก	27
3.3 การออกแบบอุโมงค์ลม	28
3.4 โครงอุโมงค์ลม	28
3.5 การสร้างชุดอุโมงค์ทดสอบ	28
3.6 ชุดมอเตอร์	29
3.7 ชุดอินเวอร์เตอร์	29
3.8 การออกแบบชุดอุปกรณ์ทำความร้อน	30
3.9 อุปกรณ์ทำความร้อน	30
3.10 ชุดปรับเปลี่ยนกำลังไฟฟ้า	31
3.11 อุปกรณ์ปรับกระแสไฟฟ้า	31
3.12 ชุดแปลงถ่าน(Slipring)	32
3.13 ตัวตรวจจับอุณหภูมิ	32
3.14 ตำแหน่งตัวตรวจจับอุณหภูมิจานเบรกแบบตรง	33
3.15 ตำแหน่งตัวตรวจจับอุณหภูมิจานเบรกแบบกลับ	33
3.16 เครื่องวัดอุณหภูมิแบบอินฟราเรด	34
3.17 มัลติมิเตอร์	34
3.18 เครื่องวัดกำลังไฟฟ้า	35

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
3.19 เครื่องวัดรอบ	35
3.20 เครื่องวัดความเร็วลม	35
3.21 การขีดจานเบรก	36
3.22 การติดตั้งตัวตรวจจับอุณหภูมิ	36
3.23 การประกอบจานเบรกแบบตรง	37
3.24 การประกอบจานเบรกแบบกลับ	37
3.25 การประกอบจานเบรกกับเพลา	37
3.26 การติดตั้งอุโมงค์	38
3.27 การประกอบจานเบรกเข้ากับเพลาและอุโมงค์	38
3.28 การวัดความเร็วรอบของเพลา	38
3.29 การวัดความเร็วลม	39
3.30 จุดปรับกระแสไฟให้กับชุดอุปกรณ์ทำความร้อน	39
3.31 การวัดกระแสไฟระหว่างการปรับความร้อน	39
3.32 ตำแหน่งตรวจจับอุณหภูมิ	40
3.33 ผลอุณหภูมิแต่ละตำแหน่ง	40
3.34 ตำแหน่งตรวจจับอุณหภูมิด้วยอินฟาเรด	40
3.35 ตำแหน่งตรวจจับอุณหภูมิด้วยอินฟาเรดจานเบรกด้านนอก	41
3.36 ตำแหน่งตรวจจับอุณหภูมิด้วยอินฟาเรดจานเบรกด้านใน	41
3.37 ภาพสามมิติแบบจำลองจานเบรกแบบตรง	42
3.38 ภาพตัดแบบจำลองจานเบรกแบบตรง	42
3.39 ภาพสามมิติแบบจำลองจานเบรกแบบกลับ	43
3.40 ภาพตัดแบบจำลองจานเบรกแบบกลับ	43
4.1 ตำแหน่งอุณหภูมิบนจานเบรกแบบตรง	46
4.2 ตำแหน่งอุณหภูมิบนจานเบรกแบบกลับ	48
4.3 การเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจานเบรกทั้ง 2 แบบ	51
4.4 จานเบรกขนาด 12 องศาและการแบ่ง Mesh ในการจำลอง	52
4.5 การให้ความร้อนกับจานเบรก	52
4.6 การถ่ายเทความร้อนจานเบรก	53

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.7 ตำแหน่งอุณหภูมิของงานเบรกแบบกลับและงานเบรกแบบตรง	54
4.8 พฤติกรรมการถ่ายเทความร้อน 100°C ของงานเบรกแบบกลับและงานเบรกแบบตรง	55
4.9 พฤติกรรมการถ่ายเทความร้อน 200°C ของงานเบรกแบบกลับและงานเบรกแบบตรง	56
4.10 พฤติกรรมการถ่ายเทความร้อน 300°C ของงานเบรกแบบกลับและงานเบรกแบบตรง	57
5.1 การถ่ายเทความร้อนแบบการพาความร้อน	60



บทที่ 1

บทนำ

งานวิจัยบทนี้กล่าวถึงความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา วัตถุประสงค์การวิจัย ขอบเขตของการศึกษาประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

เนื่องจากปัจจุบันอุตสาหกรรมยานยนต์ได้มีการเติบโตและเข้ามามีบทบาทอย่างมากในประเทศไทย งานเบรกเป็นอีกผลิตภัณฑ์หนึ่งที่มีบทบาทในอุตสาหกรรมชิ้นส่วนยานยนต์ ซึ่งมีทั้งการนำเข้าและผลิตภายในประเทศ โดยมีการออกแบบเพื่อแข่งขันและพัฒนาเชิงประสิทธิภาพกันอย่างกว้างขวาง ทั้งการออกแบบที่มีลักษณะทางกายภาพที่แตกต่างออกไป เนื่องจากเป็นชิ้นส่วนที่เกี่ยวข้องกับความปลอดภัย และเพื่อให้เกิดความเชื่อมั่นทั้งด้านลักษณะทางกายภาพในการออกแบบ จึงจำเป็นต้องมีการค้นคว้าในด้านการตรวจสอบผลกระทบต่างๆของผลิตภัณฑ์ที่ได้ทำการออกแบบ และผลิตออกมา แต่เครื่องทดสอบนี้มีราคาสูงมาก ส่งผลให้เกิดความขาดแคลนด้านเครื่องมือทดสอบการเบรก

นอกจากนี้แล้ว ปัญหาที่เกิดขึ้นจากการใช้งานยังคงพบเห็นอยู่ทั่วไป เนื่องจากหลักการทำงานของระบบเบรกโดยทั่วไปเป็นการหน่วงรถหรือการทำให้ชะลอความเร็วตามที่ผู้ขับขี่ต้องการ ซึ่งมีหน้าที่เปลี่ยนรูปพลังงานจลน์ซึ่งหมายถึงความเร็วของล้อรถ เมื่อผ้าเบรกสัมผัสจานเบรกทำให้เกิดทอร์คส่งไปยังที่ล้อรถในทิศทางตรงข้ามกับการเคลื่อนที่ทำให้ความเร็วรถลดลง ซึ่งแสดงให้เห็นถึงการเกิดอุณหภูมิความร้อนที่จานเบรกในที่นี้คือการเพิ่มสูงขึ้นของอุณหภูมิของจานเบรกในขณะเบรคนั้นเองปัจจัยดังกล่าวทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนไปยังชิ้นส่วนต่างๆที่เกี่ยวข้องกับระบบเบรกเช่น การกระจายความร้อนที่ไม่สม่ำเสมอภายในจานเบรกซึ่งส่งผลต่อการเสียรูปของจานเบรกการสูญเสียแรงเสียดทานจนทำให้เกิดอาการสั่นไถลของผ้าเบรกการสึกหรอของอุปกรณ์ซึ่งส่งผลต่ออายุการใช้งานที่สั้นลงการแตกตัวของวัสดุเนื่องจากความเค้นทางความร้อนซึ่งขอขยายความว่าในการเบรกแต่ละครั้งจะเกิดความร้อนที่จานเบรกทำให้เกิดความแตกต่างของอุณหภูมิในตัวจานเบรกซึ่งส่วนที่จานเบรกสัมผัสกับผ้าเบรกจะเกิดอุณหภูมิสูงและส่วนที่ไม่สัมผัสผ้าเบรกจะอุณหภูมิต่ำกว่าทำให้เกิดผลต่างอุณหภูมิเกิดขึ้นในจานเบรก ทำให้เกิดเป็นความล้าทางความร้อนเมื่อถึงระยะเวลาหนึ่งขึ้นอยู่กับผลต่างอุณหภูมิและจำนวนการเบรกจะเกิดการแตกตัวของจานเบรกดังรูปที่ 1.1 และยังเป็นปัจจัยกระตุ้นทำให้เกิดการสั่นสะเทือนอีกด้วยดังนั้นงานเบรกจึงจำเป็นต้องมีคุณสมบัติในการสะสมและระบายความร้อนให้เพียงพอและเหมาะสมต่อทุกสภาวะการใช้งาน จากผลกระทบที่กล่าวมาข้างต้นนี้

ล้าวนเป็นสิ่งที่ไม่พึงปรารถนาให้เกิดขึ้นในระบบเบรก อย่างไรก็ตามปัญหาดังกล่าวเป็นสิ่งที่หลีกเลี่ยงไม่ได้สำหรับการใช้งานในชีวิตประจำวัน ดังนั้นการศึกษาพฤติกรรมการสะสมความร้อนของจานเบรกจึงเป็นสิ่งจำเป็นอย่างยิ่งที่จะนำไปสู่การแก้ไขปัญหาดังกล่าวและใช้เป็นแนวทางในการออกแบบจานเบรกให้เหมาะสมกับลักษณะของการใช้งานในกรณีต่างๆ



รูปที่ 1.1 การแตกร้าวของจานเบรกเนื่องจากความเค้นทางความร้อน(Bagnoli F et al., 2009)

จากปัญหาข้างต้นจึงทำให้เกิดการคิดค้นและออกแบบพัฒนาจานเบรกที่มีลักษณะทางกายภาพที่แตกต่างกันออกไป 2 แบบเพื่อนำมาศึกษาการกระจายตัวและการถ่ายเทความร้อนบนจานเบรกทั้ง 2 แบบนี้ซึ่งลักษณะที่ต่างกันทางกายภาพถือเป็นปัจจัยที่มีความสำคัญอย่างยิ่งที่ส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพการเบรก และเกี่ยวข้องกับความปลอดภัยโดยตรง แต่เนื่องจากเครื่องทดสอบมีราคาสูงมาก ฉะนั้นคณะผู้จัดทำจึงใช้การจำลองด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์แทน ซึ่งเป็นซอฟต์แวร์ที่ใช้ได้สะดวก ราคาถูก ซึ่งผลที่ได้จากการศึกษานี้จะเป็นข้อมูลที่จะนำไปเปรียบเทียบประสิทธิภาพการสะสมและถ่ายเทความร้อนของจานเบรกทั้งสองแบบเพื่อเป็นแนวทางให้ผู้ออกแบบสามารถนำไปใช้เป็นข้อมูลพื้นฐานในการออกแบบผลิตภัณฑ์ที่มีลักษณะทางกายภาพที่คล้ายกันได้

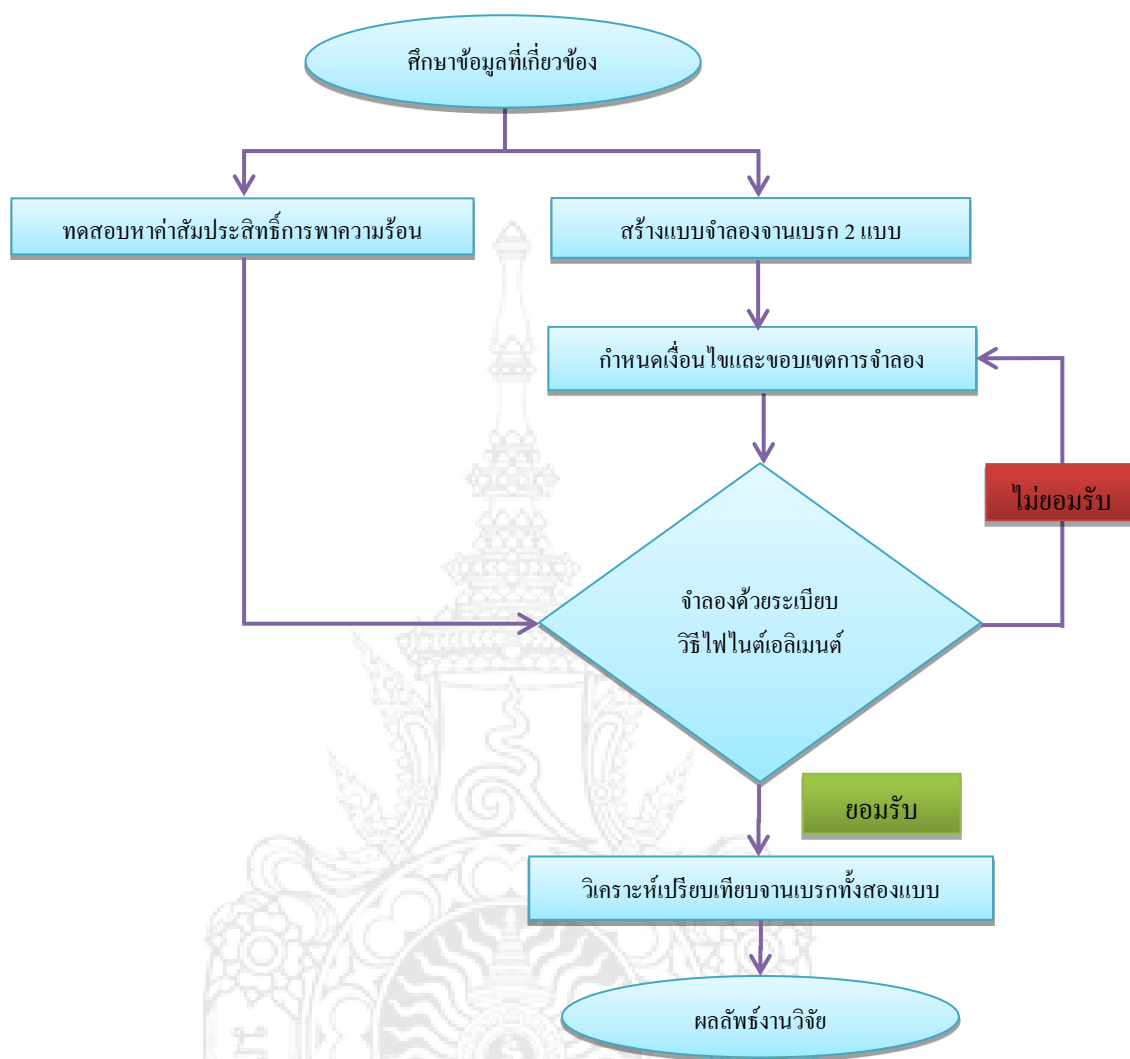
1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

- 1.2.1 ทดสอบค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจากจานเบรกแบบปกติและแบบกลับด้วยเครื่องทดสอบสัมประสิทธิ์การพาความร้อน
- 1.2.2 ศึกษาการจำลองและทดสอบอ้างอิงจากมาตรฐาน JASO C406
- 1.2.3 ศึกษาพฤติกรรมการสะสมความร้อนของจานเบรก ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์
- 1.2.4 ใช้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจากการทดสอบ

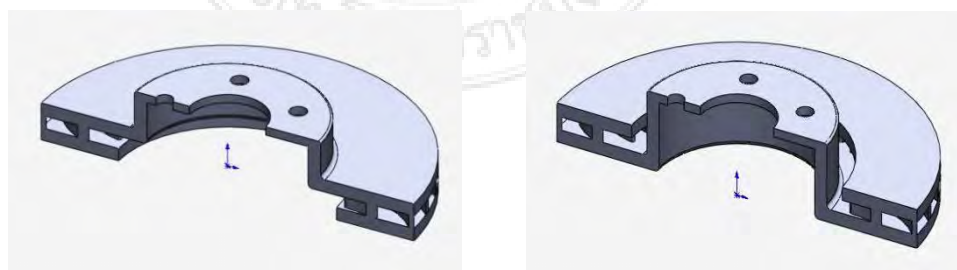
1.3 สมมติฐานและกรอบแนวคิดของการวิจัย

จากการสำรวจขั้นตอนและลักษณะการวิจัยนั้น พบว่าการทดสอบที่เกี่ยวข้องกับระบบเบรกสามารถทำได้ 2 วิธีคือ การทดลองบนชุดทดสอบ(Experimental Works) และการจำลองทางคณิตศาสตร์โดยใช้โปรแกรมสำเร็จรูปในการวิเคราะห์(Numerical Method) โดยการทดลองบนชุดทดสอบนั้นสามารถได้ผลลัพธ์จากการทดลองที่น่าเชื่อถือและสะท้อนถึงปัญหาความเป็นจริงได้ แต่เนื่องจากการทดลองบนชุดทดสอบนั้นมีความยุ่งยากและซับซ้อนในการควบคุมปัจจัยต่างๆ เพื่อรักษาสถานะการทดสอบให้คงที่ได้ ซึ่งเป็นสาเหตุให้การทดลองมีความผิดพลาด อีกทั้งมีต้นทุนในการดำเนินงานสูงและใช้เวลายาวนานสำหรับการทดสอบ ซึ่งเป็นสาเหตุหลักที่ไม่สามารถตอบสนองต่อความต้องการภาคอุตสาหกรรมได้

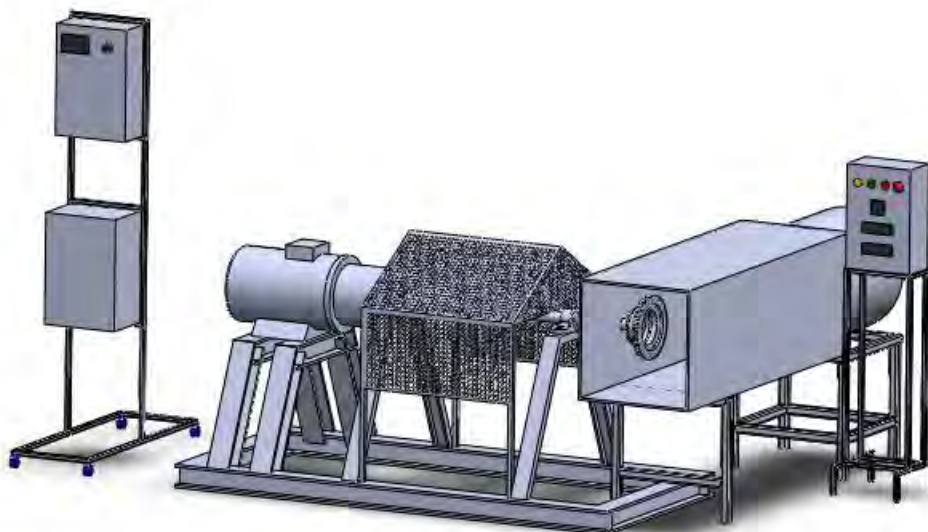
ด้วยสาเหตุดังกล่าว การจำลองทางคณิตศาสตร์โดยใช้โปรแกรมสำเร็จรูป จึงเป็นอีกทางเลือกสำหรับงานด้านวิจัยและพัฒนา เพราะสามารถตอบสนองความต้องการภาคอุตสาหกรรมโดยประหยัดเวลาและลดค่าใช้จ่ายในการทดสอบได้ อีกทั้งยังได้รับผลลัพธ์ที่มีความแม่นยำ เป็นที่น่าเชื่อถือได้ไม่ต่างจากผลลัพธ์ที่ได้จากการทดสอบ ดังนั้นโครงการวิจัยนี้จึงมีแนวความคิดที่จะนำวิธีการจำลองทางคณิตศาสตร์เข้ามาใช้ โดยเลือกระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์เป็นหลักประกอบกับข้อมูลทางวัสดุที่ใช้ซึ่งได้จากการทดลอง โดยเฉพาะสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของโลหะ ที่มีความอ่อนไหวและเปลี่ยนแปลงไปตามอุณหภูมิ ซึ่งค่าดังกล่าวจะถูกนำมาเป็นข้อมูลประกอบการจำลองในสถานะตามมาตรฐาน JASO C406, (2000) โดยสามารถสรุปสมมติฐานและกรอบแนวคิดการวิจัย



รูปที่ 1.2 สรุปสมมุติฐานและกรอบแนวคิดการวิจัย



รูปที่ 1.3 งานเบรกแบบปกติและงานเบรกแบบกลับ



รูปที่ 1.4 การออกแบบชุดทดสอบ

จากกรอบแนวคิดดังกล่าวจะนำไปสู่การศึกษาวิจัยทางด้านอุณหภูมิที่เกิดขึ้นภายหลังจากการเบรกในสภาวะต่างๆ บนพื้นฐานการเปรียบเทียบของลักษณะทางกายภาพของงานเบรกที่แตกต่างกัน 2 แบบ คืองานเบรกแบบปกติและงานเบรกแบบกลับ ดังรูปที่ 1.3 และทดสอบด้วยเครื่องทดสอบที่ออกแบบไว้ดังรูปที่ 1.4 เพื่อศึกษาผลกระทบต่อการสะสมความร้อนของงานเบรก และเป็นที่มาทำให้ความสามารถในการชะลอหรือหยุดยานพาหนะลดลง นำไปสู่ความไม่ปลอดภัยในการใช้ยานพาหนะ จากองค์ความรู้ดังกล่าวที่ได้จากงานวิจัยจะถูกนำไปใช้เป็นข้อมูลสำหรับพัฒนาการผลิตงานเบรก เพื่อตอบสนองสภาวะการใช้งานและพฤติกรรมการขับขี่ในสภาวะรุนแรงให้เหมาะสมมากยิ่งขึ้นและเพิ่มความปลอดภัยในการขับขี่ อีกทั้งยังนำไปสู่การปรับปรุงงานเบรกในภาคอุตสาหกรรมภายในประเทศ ทั้งจากโรงงานผู้ผลิตรถยนต์(OEM) และผู้ผลิตชิ้นส่วนยานยนต์(After market) .ให้สามารถผลิตงานเบรกที่ตอบสนองการใช้งาน และนำไปใช้แทนที่งานเบรกที่มีใช้อยู่ในปัจจุบันโดยไม่ต้องดัดแปลงอุปกรณ์และชิ้นส่วนของระบบเบรกที่มีอยู่เดิม ซึ่งสะดวกต่อการใช้งานและปรับปรุง นอกจากนี้ยังเป็น การเพิ่มทางเลือกสำหรับการตัดสินใจสำหรับผู้บริโภค และเป็นการยกระดับมาตรฐานความปลอดภัย สำหรับการใช้ยานพาหนะ อันจะส่งผลดีต่อสังคมและอุตสาหกรรมของประเทศทั้งทางตรงและทางอ้อม

1.4 การทบทวนวรรณกรรม/สารสนเทศ (Information) ที่เกี่ยวข้อง

การศึกษาด้านผลกระทบอุณหภูมิและความร้อนของงานเบรกในประเทศไทยมีดังนี้

โดยทั่วไปการศึกษาพฤติกรรมด้านความร้อนนิยมใช้ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ (สายประสิทธิ์ เกิดนิยม, 2546) ในการวิเคราะห์ทางด้านอุณหภูมิของงานเบรกรถยนต์ที่ทำจากเหล็กหล่อ ภายใต้สภาวะการเบรกสูง โดยมีสองรูปแบบที่แตกต่างกันของการยึดติดของงานเบรกด้านนอกและด้านในกับคอกของงานเบรกที่มีครีป ผลจากการตรวจสอบทางด้านอุณหภูมิได้ชี้ให้เห็นว่ารูปแบบของงานเบรกรถยนต์เป็นตัวกำหนดทิศทางและพฤติกรรมทางด้านอุณหภูมิของงานเบรกรวมทั้งประสิทธิภาพโดยรวมของงานเบรกรถยนต์ และอุณหภูมิสูงสุดของงานเบรกทั้งสองนั้นประมาณ 380 องศาเซลเซียส

นอกจากนี้ ทศนพ กำเนิดทอง, สุรเชษฐ์ ชูติมา และคณะ, (2548) ได้วิเคราะห์การกระจายตัวของอุณหภูมิจานเบรกรถยนต์ โดยประยุกต์การวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์แบบพลวัต โดยพิจารณาผลกระทบทางกลและความร้อนควบคู่กัน ซึ่งในการวิเคราะห์จะให้การหมุนของงานเบรกและความร้อนเนื่องจากความเสียดทานเกิดขึ้นพร้อมกัน จากการศึกษาพบว่าอุณหภูมิในแต่ละตำแหน่งบนผิวของงานเบรกมีการเปลี่ยนแปลงตามเวลา มีลักษณะการกระจายตัวที่ไม่สม่ำเสมอและมีลักษณะแตกต่างกันสำหรับผิวทั้งสองด้านของงานเบรก ความแตกต่างของอุณหภูมิดังกล่าวจะมีค่าสูงขึ้นเมื่อช่วงเวลาในการเบรกลานขึ้น เนื่องจากการสะสมปริมาณความร้อนจากความเสียดทาน นอกจากนี้ลักษณะการสัมผัสที่ไม่สม่ำเสมอของผ้าเบรกและงานเบรกจะส่งผลทำให้เกิดการเสียดทานของวัสดุเนื่องจากการกระจายความร้อนที่ไม่เท่ากันและเป็นปัจจัยที่จะกระตุ้นให้เกิดการสั่นสะเทือนในขณะที่ทำการเบรก

สัมประสิทธิ์การพาความร้อนก็เป็นอีกประเด็นที่น่าสนใจและถูกศึกษาโดย สายประสิทธิ์ เกิดนิยม, (2549) เพื่อความถูกต้องในการนำไปวิเคราะห์ทางด้านอุณหภูมิสำหรับงานด้านระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ของงานเบรก โดยการสร้างไดนามิเตอร์ของงานเบรกและทำการทดสอบในอุโมงค์ลม ประกอบกับใช้ตัวทำความร้อนแบบไฟฟ้าบนหน้าสัมผัสของงานเบรกรถยนต์ ซึ่งผลจากการทดสอบแสดงให้เห็นว่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของงานเบรกจะมีค่ามากกว่างานเบรกด้านใน เนื่องจากช่องทางการถ่ายเทความร้อนโดยการนำของงานเบรกด้านในที่น้อยกว่าด้านนอก อีกทั้งค่านี้ขึ้นอยู่กับความเร็วรถยนต์หรือความเร็วลมสัมพันธ์กับความเร็วของรถยนต์

นอกจากนี้ บุญธรรม วงศ์ไชย, (2551) ได้ศึกษาความเค้นที่เกิดขึ้นในงานเบรกด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ โดยในการออกแบบนั้นจะมีการเจาะรูในรูปแบบต่างๆ เพื่อป้องกันการเปื่อยตัวของงานเบรกเนื่องจากการขยายตัวจากความร้อน แต่การเจาะรูจะมีผลต่อความเค้นที่เกิดขึ้นบนงานเบรก จากกรณีศึกษาความเค้นที่เกิดขึ้นในงานเบรกของจักรยานยนต์ที่มีการเจาะรูเพื่อระบายความร้อนในรูปแบบวนเป็นกันหอย โดยศึกษาถึงจำนวนของขดกันหอยและจำนวนวงว่าจะมีผลกระทบต่อ

ความเค้นสูงสุดที่เกิดขึ้นในงานเบรกอย่างไรบ้าง ได้ทำการวิเคราะห์การทำงานของงานเบรกที่หมุนด้วยความเร็วรอบ 1.5, 8.842 และ 10 rps มีรูปแบบการเจาะรูทั้งหมด 27 รูปแบบ ทำการทดลองโดยมีกรณี งานเบรกหมุนอย่างอิสระ และงานเบรกถูกจับยึดด้วยผ้าเบรก ผลของความเค้นสูงสุดที่ได้มีลักษณะที่มีค่าไม่แน่นอนไม่ขึ้นอยู่กับจำนวนชดก้นหอยและจำนวนวงในการเจาะรูงานเบรก

การศึกษาด้านผลกระทบอุณหภูมิและความร้อนของงานเบรกในต่างประเทศมีดังนี้

ในต่างประเทศพบว่ามีการศึกษาทั่วโลกความเสียหายและภาวะกลศาสตร์ความร้อนของงานเบรก พบว่า (Dufrenoy P et al., 2002) โดยการวิเคราะห์แบบชั่วขณะ สำหรับปัญหาการสัมผัสเปลี่ยนรูปทางความร้อนของดิสก์เบรก ด้วยความร้อนที่ผลิตจากความเสียดทาน โดยใช้ไฟไนต์เอลิเมนต์ ในการวิเคราะห์ปรากฏการณ์การเปลี่ยนรูปทางความร้อนที่เกิดขึ้นในดิสก์เบรก ซึ่งรวมการนำความร้อนกับสมการการเปลี่ยนรูปสำหรับการแก้ปัญหาลักษณะสัมผัส การคำนวณเชิงตัวเลขพบว่าการกระจายตัวของความดันและอุณหภูมิบนพื้นผิวความเสียดทานระหว่างงานเบรกและผ้าเบรก จะขึ้นอยู่กับคุณสมบัติของวัสดุ โดยวัสดุที่มีพฤติกรรมการทนต่อเปลี่ยนรูปทางความร้อนดีที่สุดจะเป็นคาร์บอน

อีกทั้ง การศึกษาการประมาณแรงเบรกที่ควบคุมการทำงานผ่านระบบไฟฟ้าโดยพิจารณาในเชิงความร้อน (Saric S et al., 2009) ซึ่งเป็นการทำงานรูปแบบใหม่โดยการใช้อุณหภูมิของผ้าเบรกเป็นตัวควบคุมการทำงาน และสามารถใช้อุณหภูมิปรับค่าลักษณะเฉพาะของพารามิเตอร์ในการคำนวณแรงสัมผัสจากการเบรก ซึ่งทำให้การติดตั้งเซนเซอร์อุณหภูมิสองตัวมีความเพียงพอในการควบคุมการเบรกสั่งการด้วยไฟฟ้า จึงสามารถช่วยลดจำนวนการใช้เซนเซอร์แรงสัมผัสเบรกได้ ซึ่งการทดลองนี้เป็นคำแนะนำสำหรับการวิจัยในอนาคต

นอกจากนี้ยังพบ การศึกษาอุณหภูมิหน้าสัมผัสระหว่างผ้าเบรกและงานเบรกในขณะการเบรก (Qi H S และ Day A.J., 2007) กล่าวไว้ว่าการรักษาระดับอุณหภูมิหน้าสัมผัสมีความสำคัญสำหรับประสิทธิภาพในการเบรกสมัยใหม่ อีกทั้งยังช่วยในเรื่องความปลอดภัย การตรวจวัด การทำนายการกระจายตัวและขนาดของอุณหภูมิหน้าสัมผัสมีความยุ่งยาก ซึ่งในงานวิจัยใช้หลักการวัดจากเทอร์โมคัปเปิลด้วยการเจาะผ่านผ้าเบรกโดยจุดต่อที่ต้องการวัดอุณหภูมิที่หน้าสัมผัส เพื่อศึกษาการกระจายตัวของอุณหภูมิในหน้าสัมผัสซึ่งมีพารามิเตอร์ที่ต่างๆ เช่น จำนวนครั้งในการเบรก, ความเร็วลื่นไหล, ภาวะการเบรกและชนิดของวัสดุต่างๆ จากนั้นพบว่าตัวแปรที่สำคัญที่สุดคือจำนวนครั้งในการเบรก ส่วนพื้นที่สัมผัสแท้จริงระหว่างผ้าเบรกกับงานเบรก เป็นการกระจายพลังงานจนนำไปยังความเสียดทานซึ่งมีผลต่ออุณหภูมิหน้าสัมผัส สำหรับการศึกษาผลกระทบพื้นที่สัมผัสจริงบนอุณหภูมิบนหน้าสัมผัสเฉพาะ และสัมพันธ์กับความเสียดทาน ถูกนำมาวิเคราะห์โดยใช้ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ ซึ่งพบว่าอุณหภูมิสูงสุดที่หน้าสัมผัสไม่ได้เพิ่มขึ้นแบบเชิงเส้นเมื่ออัตราส่วนพื้นที่สัมผัสลดลง

ในขณะที่การศึกษาอุณหภูมิพื้นผิวงานเบรกและค่าสภาพเปล่งรังสีโดยเครื่องวัดอุณหภูมิสองสี(Thevenet J et al., 2010) โดยการพัฒนาเครื่องวัดอุณหภูมิเทคนิคการถ่ายภาพสองสีที่สามารถวัดค่างานเบรกในช่วงอุณหภูมิ 200 ถึง 800 องศาเซลเซียส โดยมีความไวตอบสนอง 8 μ s ต่อรอบ ซึ่งจะต้องปรับเทียบค่าอุณหภูมิต่อวัสดุสีดำ และผลจากการวัดค่าอุณหภูมิมีความเที่ยงตรงสูง เมื่อนำมาใช้วัดในการทดสอบการเบรกบนเครื่องทดสอบพบว่าค่าเปล่งรังสีจะแปรผันกับค่าคุณภาพของผิวงานเบรก

1.5 ขอบเขตของการวิจัย

1. ใช้งานเบรกในการจำลอง 2 แบบ คือ งานเบรกแบบตรงและงานเบรกแบบกลับ
2. ทหาการกระจายของอุณหภูมิในงานเบรกด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์
3. สภาวะการจำลองอ้างอิงจากมาตรฐาน JASO C406 : 2000
4. ใช้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจากการทดสอบเป็นข้อมูลในการจำลองระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

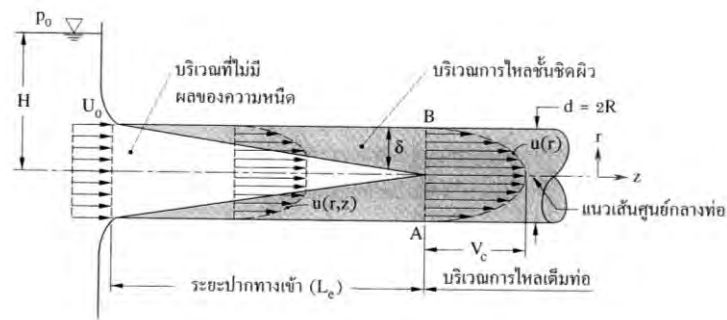
1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. ทราบความสามารถการถ่ายเทความร้อนของงานเบรกแบบตรงและงานเบรกแบบกลับ
2. ทราบการกระจายอุณหภูมิของงานเบรก
3. ทราบสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของงานเบรก
4. สามารถนำความรู้ที่ได้จากการจำลองไปพัฒนาและปรับปรุงงานเบรกได้

บทที่ 2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1 ลักษณะทั่วไปสำหรับการไหลในท่อ(มนตรี พิรุณเกษตร, 2545)

การไหลภายในท่อจากจุดหนึ่งไปยังอีกจุดหนึ่งได้นั้นจะต้องมีความดันแตกต่างกันระหว่างจุดทั้งสองของไหลจึงสามารถไหลผ่านท่อไปได้ ในรูปที่ 2.1 เป็นการไหลเข้าท่อด้วยความเร็วคงตัว U_0 ผลของความหนืดบริเวณใกล้กับผนังท่อจะเกิดความต้านทานต่อการไหล ทำให้เกิดชั้นขีดผิวในบริเวณใกล้กับผนังท่อนั้นภายใต้ข้อสมมุติฐานว่าไม่มีการลื่นไถลที่ผนังท่อ ณ ตำแหน่งใดตำแหน่งหนึ่งตามความยาวท่อในบริเวณใกล้ๆทางเข้าท่อนั้นพบว่าความเร็วเปลี่ยนแปลงกับระยะทางที่วัดได้ในแนวตั้งฉากกับผนังท่อ และเกิดความเค้นเฉือนกระทำต่อของไหลในทิศตรงกันข้ามกับการไหล และบริเวณที่ยังพบว่าโปรไฟล์ความเร็วเปลี่ยนแปลงในทิศทางการไหลอีกด้วย บริเวณดังกล่าวเรียกว่า บริเวณปากทางเข้า (Entrance region) เมื่อของไหลไหลผ่านท่อในช่วงต่อไป ชั้นขีดผิวจะพัฒนาจนความหนาชั้นขีดผิว (δ) เพิ่มขึ้นจนกระทั่งถึงแนวเส้นศูนย์กลางท่อ (หน้าตัด AB) สำหรับบริเวณที่อยู่ภายนอกบริเวณการไหลชั้นขีดผิวจะเป็นบริเวณที่ไม่มีผลของความหนืด (Inviscid core) ในบริเวณปากทางเข้านั้นการกระจายความเร็วจะเปลี่ยนแปลงกับระยะตามพิกัด r และระยะในทิศการไหล $z = (u = u(r, z))$ เมื่อของไหลไหลผ่านบริเวณปากทางเข้าความเร็วจะไม่ขึ้นกับระยะทางในทิศการไหล แต่ความเร็วจะขึ้นกับพิกัด r เท่านั้น การไหลบริเวณนี้เรียกว่า บริเวณการไหลเต็มท่อ (Fully developed region) และพบว่าการกระจายความเร็วที่หน้าตัดของท่อที่ตำแหน่งใดๆตามความยาวท่อนั้นจะเป็นฟังก์ชันของระยะตามพิกัด r เท่านั้น $u = u(r)$ ทำให้โปรไฟล์ความเร็วไม่เปลี่ยนแปลงตามทิศทางการไหลในบริเวณการไหลเต็มท่อนี้



รูปที่ 2.1 บริเวณปากทางเข้าและบริเวณการไหลเต็มท่อสำหรับการไหลภายในท่อ

2.1.1 การไหลแบบราบเรียบและการไหลแบบปั่นป่วน

แบบได้แก่ การ 2 การไหลภายในท่อสามารถจำแนกตามระดับความเร็วของการไหลเป็น ไหลแบบราบเรียบ (Laminar flow) และการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent flow) การไหลแบบราบเรียบจะพบว่าอนุภาคของไหลในชั้นของไหลหนึ่งๆ (Layer) จะยังคงอยู่ในชั้นของไหลนั้นตลอดการไหล เมื่อเกิดการไหลของชั้นของไหลหนึ่งบนอีกชั้นของไหลหนึ่งนั้นจะไม่เกิดการหมุนวน (Swirl) ตรงกันข้ามการไหลแบบปั่นป่วนซึ่งการไหลจะมีอัตราการไหลที่สูง มีการไหลวน หมุนตัว และเวียนวนไปมาตลอดหน้าตัดท่อขณะที่ของไหลไหลผ่าน

2.1.2 เลขเรย์โนลด์ส์กำหนดแบบการไหล

โดยทั่วไปแล้วของไหลที่ไหลอยู่ได้ต่อเนื่องนั้น เนื่องจากมีแรงเฉื่อยกระทำในทิศการไหล และในขณะเดียวกันจะมีแรงเนื่องจากความหนืดกระทำในทิศตรงข้ามกับทิศการไหล ของไหลดังกล่าวจะไหลเร็วหรือช้าขึ้นอยู่กับอัตราส่วนระหว่างแรงเฉื่อยต่อแรงเนื่องจากความหนืด ถ้าอัตราส่วนระหว่างแรงเฉื่อยต่อแรงเนื่องจากความหนืดมีค่าสูงของไหลจะไหลเร็วมาก ถ้าอัตราส่วนดังกล่าวมีค่าต่ำของไหลจะไหลช้าลง อัตราส่วนระหว่างแรงเฉื่อยต่อแรงเนื่องจากความหนืด ก็คือ เลขเรย์โนลด์ส์ เลขเรย์โนลด์ส์นี้ใช้เป็นเลขแบบกำหนดแบบการไหลสำหรับการไหลแบบในท่อ จะเขียนความสัมพันธ์และสมการของเลขเรย์โนลด์ส์ได้ดังนี้

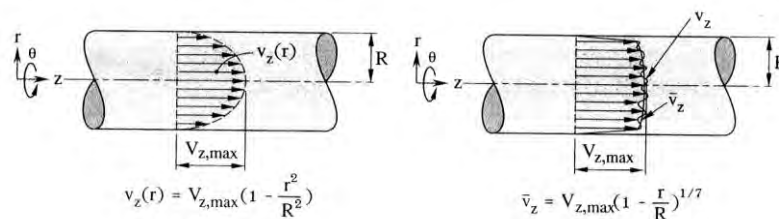
$$\text{Re} = \frac{\rho V^2 D^2}{\mu V L} \quad (2.1)$$

ดังนั้น
$$\text{Re} = \frac{\rho VD}{\mu} = \frac{VD}{\nu} \quad (2.2)$$

โดยที่ V คือ ความเร็วเฉลี่ยของการไหล มีหน่วยเป็น (m/s)
 D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ มีหน่วยเป็น (m)
 μ คือ ความหนืดสัมบูรณ์ของของไหล มีหน่วยเป็น ($\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$)
 ν คือ ความหนืดจลน์ของของไหล มีหน่วยเป็น (m^2/s)

สำหรับการไหลภายในท่อกลมแนวตรง การไหลจะเป็นการไหลแบบราบเรียบก็ต่อเมื่อ $\text{Re} < 2100$ และการไหลแบบปั่นป่วนจะเกิดขึ้นเมื่อ $\text{Re} > 4000$ สำหรับบริเวณการเปลี่ยนแปลง (Transition region) การไหลอาจเป็นได้ทั้งแบบราบเรียบหรือแบบปั่นป่วน สำหรับการใช้งานนั้นจะกำหนดให้บริเวณการเปลี่ยนแปลงเกิดขึ้นเมื่อ $\text{Re} = 2100$ สำหรับการไหลภายในท่อ

2.1.3 การกระจายความเร็วสำหรับการไหลเต็มท่อ



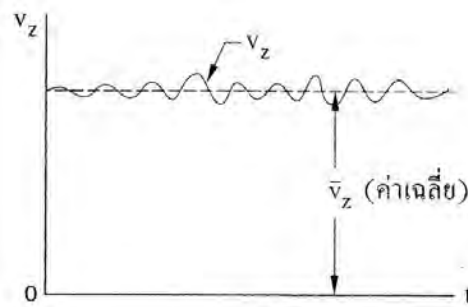
(ก) การไหลแบบราบเรียบ

(ข) การไหลแบบปั่นป่วน

รูปที่ 2.2 การกระจายความเร็วสำหรับการไหลแบบราบเรียบและแบบปั่นป่วนเต็มท่อ

พิจารณาองค์ประกอบของความเร็วใน 3 มิติพิกัด $r-\theta-z$ สำหรับการไหลในท่อในสถานะไม่คงตัว ดังนั้นความเร็วย่อยในแต่ละทิศทางจะกำหนดเป็น $V_r = V_r(r, \theta, z, t)$, $V_\theta = V_\theta(r, \theta, z, t)$ และ $V_z = V_z(r, \theta, z, t)$ สำหรับการไหลแบบราบเรียบเต็มท่อนั้นพบว่าความเร็วขณะใดขณะหนึ่งของของไหลขึ้นอยู่กับทิศทางตามแนวแกนท่อ (V_z) เท่านั้น โดยที่ $V_\theta = V_r = 0$ และพบว่า V_z นี้เป็นฟังก์ชันของพิกัด r เท่านั้น นั่นคือ $V_z = V_z(r)$ และการกระจายความเร็วอยู่ในรูปพาราโบลา ดังรูปที่ 2.2 (ก) การไหลแบบราบเรียบจะกระจายความเร็วที่แตกต่างกัน สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนพบว่าความเร็วย่อย (V_r, V_θ, V_z) ทุกตัวไม่เป็นศูนย์ และความเร็วยังขึ้นกับเวลาด้วย การพิจารณาความเร็วย่อยแต่ละตัวจะอาศัยข้อมูลจากผลการทดลอง ในรูปที่ 2.2 (ข)

กนแสดงความเร็วย่อยในแ(\$V_z\$) ความเร็วขณะใดขณะหนึ่ง \$V_z\$ จะมีการแกว่งไปมารอบค่าความเร็วเฉลี่ยในแนวแกน (\$\bar{V}_z\$) ดังแสดงในรูปที่ 2.3 ผลการแกว่งไปมานี้ทำให้อนุภาคของไหลซึ่งเคลื่อนที่ช้าที่ตำแหน่งใดตำแหน่งหนึ่งบนหน้าตัดท่อหนึ่งๆจะแลกเปลี่ยนตำแหน่งกับอนุภาคของไหลที่เคลื่อนที่เร็วกว่าซึ่งเคลื่อนที่มาจากตำแหน่งอื่นจุดนี้จะแตกต่างจากการไหลแบบราบเรียบที่อนุภาคของไหลจะยังคงอยู่ในชั้นของไหลเดิมตลอดเวลาและในตาราง 2.1 สรุปการเปรียบเทียบระหว่างการไหลแบบราบเรียบกับการไหลแบบปั่นป่วน



รูปที่ 2.3 การเปลี่ยนแปลงความเร็วย่อยในแนวแกนกับเวลาสำหรับการไหลแบบปั่นป่วน

ตารางที่ 2.1 การเปรียบเทียบระหว่างการไหลแบบราบเรียบและแบบปั่นป่วนสำหรับการไหลเต็มท่อ

รายละเอียด	การไหลแบบราบเรียบ	การไหลแบบปั่นป่วน
ความเร็ว	$V_z = V_z(r)$ เท่านั้นโดยที่ $V_r = V_\theta = 0$	V_r, V_θ, V_z ไม่เป็นศูนย์และ $V_r = V_r(r, \theta, z, t)$ $V_\theta = V_\theta(r, \theta, z, t)$ $V_z = V_z(r, \theta, z, t)$
การกระจายความเร็ว	รูปพาราโบลา โดยหาผลเฉลี่ยจากสมการการเคลื่อนที่ในรูปของ $\frac{V_z}{V_{z,\max}} = 1 - \left(\frac{r}{R}\right)^2$	พิจารณาโปรไฟล์ความเร็วจากข้อมูลการทดลอง $\frac{\bar{V}_z}{V_{z,\max}} = \left(1 - \frac{r}{R}\right)^{1/7}$
ความเร็วเฉลี่ย	$\frac{\bar{V}_z}{V_{z,\max}} = \frac{1}{2}$	$\frac{\bar{V}_z}{V_{z,\max}} = \frac{4}{5}$
เลขเรย์โนลด์ส์	$Re \leq 2100$	$5 \times 10^5 \leq Re \leq 10^7$

2.2 การถ่ายเทความร้อน(นักสิทธิ์ คูวัฒนาชัย, 2533)

การถ่ายเทความร้อนในจานเบรกมี 3 รูปแบบ คือ การนำความร้อน (Conduction heat transfer) การพาความร้อน (Convection heat transfer) และการแผ่รังสี (Radiation heat transfer)

2.2.1 การนำความร้อน

การนำความร้อนเป็นการถ่ายเทความร้อนโดยการเคลื่อนที่ของโมเลกุลผ่านของแข็งหรือผ่านของไหลอยู่กับที่อันเป็นผลมาจากอุณหภูมิที่แตกต่างกัน การนำความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ต่อหน่วยเวลาในสภาวะคงตัวคำนวณได้จากกฎฟูเรียร์ (Fourier's law)

$$\dot{q} = -k \frac{\partial T}{\partial n} \quad (2.3)$$

โดย k = สภาพการนำความร้อน (Thermal conductivity)

$$\frac{\partial T}{\partial n} = \text{ผลต่างของอุณหภูมิเทียบกับความยาว (Gradian temperature)}$$

2.2.2 การพาความร้อน

กระบวนการถ่ายโอนความร้อนแบบการพาความร้อนเป็นปรากฏการณ์การเคลื่อนที่ของพลังงานจากแหล่งอุณหภูมิสูงไปยังอุณหภูมิต่ำกว่า โดยที่โมเลกุลตัวกลางมีการเคลื่อนที่ไปด้วย ตัวอย่างเช่น การเคลื่อนที่ของลมที่ผ่านหน้าขดลวดความร้อน ลมดังกล่าวก็จะมีอุณหภูมิสูงตามไปด้วย นอกจากนี้การถ่ายโอนความร้อนแบบพายังมีบทบาทสำคัญต่อกระบวนการผลิตอาหารหลายชนิด ไม่ว่าจะโดยตรง หรือ ในด้านการใช้ลมหรือน้ำเป็นสารตัวกลางในกระบวนการ การพาความร้อนสามารถจำแนกได้ออกเป็น 2 แบบดังนี้

1) การพาความร้อนแบบบังคับ (Force convection)

อุปกรณ์ช่วย ตัวอย่างเช่น โบลเวอร์ พัดลม การพาความร้อนแบบบังคับนี้จะมีประสิทธิภาพมากกว่าแบบธรรมชาติเกิดขึ้นเมื่อมีแรงภายนอกมาบังคับให้ของไหลเคลื่อนที่พร้อมๆกับทำหน้าที่ถ่ายโอนความร้อน มักจะอาศัย

2) การพาความร้อนแบบธรรมชาติ (Natural convection)

กลไกการเกิดการถ่ายโอนความร้อนมักเกิดเนื่องจากความแตกต่างของความหนาแน่นในระบบ ตัวอย่างเช่น การถ่ายโอนความร้อนของอาหารภายในกระป๋องที่ผ่านการทำเย็นหลังจากการฆ่าเชื้อ ภายในกระป๋องจะมีการเคลื่อนที่ความร้อนเนื่องจากความหนาแน่น การถ่ายโอน

ในลักษณะนี้จะเกิดขึ้นค่อนข้างช้า ไม่ว่าจะเป็นการถ่ายโอนความร้อนแบบพาในลักษณะใดก็ตามแต่มีสมการที่ใช้ในการคำนวณอัตราการถ่ายโอนความร้อนเหมือนกันคือ

$$q = hA\Delta T \quad (2.4)$$

ในสมการที่ 2.4 เรียกว่า กฎการเย็นตัวของนิวตัน "Newton's cooling law"

เมื่อ q = ปริมาณความร้อนที่เกิดการถ่ายโอนเนื่องจากการพา (W)
 h = สัมประสิทธิ์การพาความร้อน ($W/m^2 K$)
 A = พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน (m^2)
 ΔT = ผลต่างของอุณหภูมิ ($^{\circ}C$ หรือ K)

ในการหาความต้านทานของการไหลของความร้อนแสดงได้ดังสมการที่ 2.4

$$R = \frac{1}{hA} \quad (2.5)$$

บ่อยครั้งที่การพาความร้อนจะสร้างความต้านทานให้กับการถ่ายโอนความร้อนเมื่อเกิดการไหลของความร้อนในลักษณะลามินาร์ โดยที่เกิดขึ้นของของไหลร้อนเสมือนว่าเป็นชั้นที่ผิวหน้า ทำหน้าที่เป็นฉนวนในการถ่ายโอนความร้อน ซึ่งการจะขจัดทำได้ยาก จนกว่าจะเกิดการเปลี่ยนแปลงลักษณะการไหลเป็นแบบเทอร์บิวเลนต์

โดยทั่วไปพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน (h) ในสมการที่ 2.4 ของการพาความร้อนแบบบังคับ จะมีค่าสูงกว่าการพาแบบธรรมชาติ ค่าสัมประสิทธิ์ของการพาความร้อน (h) ขึ้นอยู่กับ

- ลักษณะการไหล (ลามินาร์ หรือ เทอร์บิวเลนต์)
- ลักษณะของสภาวะการไหล

มีการศึกษาทดลองเพื่อหาค่า h ภายใต้สภาวะที่แตกต่างกันไปโดยอาศัยการวิเคราะห์มิติ (Dimension analysis) หาความสัมพันธ์ทางตัวเลขต่างๆ ที่คาดว่าจะเกี่ยวข้องกับสถานการณ์ในการทดลอง และตรวจสอบอัตราการถ่ายโอนความร้อนย้อนกลับเพื่อหาความคลาดเคลื่อนของค่า h ที่ได้

Reynolds Number

$$Re = \frac{Dv\rho}{\mu} = \frac{Dv}{\nu} = \frac{4\dot{m}}{\mu\pi D} \quad (2.6)$$

Prandtl Number

$$\text{Pr} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (2.7)$$

Nusselt Number

$$\text{Nu} = \frac{hD}{k} \quad (2.8)$$

Grashof Number

$$\text{Gr} = \frac{D^3 \cdot L^2 \cdot \beta \cdot \Delta T}{\mu^2} \quad (2.9)$$

Stanton Number

$$\text{St} = \frac{\text{Nu}}{\text{Re} \cdot \text{Pr}} \quad (2.10)$$

Rayleigh Number

$$\text{Ra} = (\text{Gr})(\text{Pr}) \quad (2.11)$$

3) สัมประสิทธิ์การพาความร้อนแบบบังคับ

ค่าสัมประสิทธิ์ของการพาความร้อนแบบบังคับนั้นมีสมการที่ได้จากการทดลองหลายสมการ ซึ่งก็ขึ้นอยู่กับสภาวะการไหลของตัวกลาง โดยหาค่า h ได้จากความสัมพันธ์ต่อไปนี้

$$\text{Nu} = f(\text{Re}, \text{Pr}) \quad (2.12)$$

ในสมการที่ 2.12 หมายความว่าค่า Nusselt Number เป็นฟังก์ชันของ Reynolds Number และ Prandtl Number ในโอกาสต่อไปนี้จะนำเสนอสมการที่ใช้ในการหาค่า h ตามสภาวะต่างๆต่อไปนี้

- สัมประสิทธิ์การพาความร้อนแบบบังคับของของไหลในท่อของไหลที่ไหลแบบลามินาร์ (Re < 2100) ภายในท่อตามแนวนอน สมการที่ใช้คือ

ในกรณี $\left(\text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot \frac{D}{L}\right) < 100$ จะได้ว่า

$$\text{Nu} = \frac{hD}{k} = 3.66 + \frac{0.085 \left(\text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot \frac{D}{L}\right)}{1 + 0.045 \left(\text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot \frac{D}{L}\right)^{0.66}} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (2.13)$$

ในกรณี $\left(\text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot \frac{D}{L}\right) > 100$ จะได้ว่า

$$\text{Nu} = \frac{hD}{k} = 1.86 \left(\text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot \frac{D}{L}\right) \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (2.14)$$

คุณสมบัติทางกายภาพต่างๆ ให้ใช้ค่าเฉลี่ยของอุณหภูมิขาเข้ากับขาออก ยกเว้น μ_w ให้ใช้อุณหภูมิของผนังท่อ ของไหลที่ไหลแบบเทอร์บิวเลนต์ (Re > 2100) ภายในท่อตามแนวนอน Sieder และTate ได้เสนอสมการดังนี้

$$\text{Nu} = \frac{hD}{k} 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (2.15)$$

นอกจากสมการที่ 2.15 แล้ว Dittus และ Boelter ยังได้สร้างสมการที่ใช้หาค่า h โดยไม่คิดอิทธิพลของค่าความหนืดของไหล ดังสมการที่ 2.16

$$\text{Nu} = \frac{hD}{k} = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{\frac{1}{3}} \quad (2.16)$$

ค่า n มีค่า 0.4 ในกรณีเพิ่มอุณหภูมิของไหล และ 0.3 ในกรณีลดอุณหภูมิของไหล ตามลำดับ โดยสมการของ Dittus และ Boelter นี้ ต้องมี Reynold Numbers มากกว่า 10,000 ขึ้นไป และสมบัติทางกายภาพต้องคิดจากค่าเฉลี่ยของอุณหภูมิขาเข้าและขาออก ยังมีสมการที่คิดค้นโดย Colburn คือ

$$St = 0.023 Re^{-0.2} Pr^{\frac{2}{3}} \quad (2.17)$$

สามารถเขียนได้ใหม่เป็น

$$Nu = \frac{hD}{k} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (2.18)$$

- สัมประสิทธิ์การพาความร้อนแบบบังคับของของไหลภายในพื้นที่วงแหวนในการหาค่า h ของสภาวะนี้จำเป็นต้องใช้ D_H (Hydraulic radius) ตามแต่รูปทรงทางเรขาคณิตของท่อ ซึ่งก็คืออัตราส่วนระหว่างพื้นที่ตั้งฉากการไหลต่อเส้นรอบรูปที่เปียกของการไหล สมการที่ใช้ในการหาค่าสัมประสิทธิ์การพาของชั้นของไหลที่ติดกับผนังด้านในของท่อชั้นนอก (h_o) คือ

$$Nu = \frac{h_o D_H}{k} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (2.19)$$

ส่วนค่าสัมประสิทธิ์การพาของชั้นของไหลที่ติดกับผนังท่อชั้นใน (h_i) คือ

$$Nu = \frac{h_i D_H}{k} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \left(\frac{D_o}{D_i} \right)^{0.45} \quad (2.20)$$

- สัมประสิทธิ์การพาความร้อนแบบบังคับของไหลที่ไหลตั้งฉากกับวัตถุทรงกระบอกในกรณีของไหลเป็นแก๊ส สมการที่ใช้ทั่วไปอยู่ในรูป

$$Nu = b Re^n \quad (2.21)$$

สำหรับ b และ n เป็นค่าคงตัวที่ขึ้นกับ Reynolds No.

ตารางที่ 2.2 ค่า b และ n จาก Reynolds No.

Re	b	n
1 - 4	0.891	0.330
4 - 40	0.821	0.385
40 - 4,000	0.615	0.466
4,000 - 40,000	0.714	0.618
40,000 - 250,000	0.0329	0.805

ส่วนในกรณีที่ของไหลเป็นของเหลวต้องดัดแปลงที่ 18 เสียก่อน จะได้

$$Nu = b Re^n \quad (2.22)$$

ค่า b และ n เป็นค่าคงตัวที่ขึ้นกับ Reynolds No. ซึ่งใช้ค่าจากตารางที่ 2.2 ได้เหมือนเดิม

- สัมประสิทธิ์การพาความร้อนแบบบังคับของไหลผ่านวัตถุทรงกลมสมการที่ใช้คือ

$$Nu = \frac{hD}{k} = 0.2 + 0.60 Re^{0.5} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (2.23)$$

โดยที่ค่า Reynolds Number มีค่าอยู่ระหว่าง 1 แต่ไม่เกิน 70,000 และค่า Prandtl Number มีค่าระหว่าง 0.6 แต่ไม่เกิน 400 โดยใช้สมบัติทางกายภาพจากอุณหภูมิเฉลี่ยระหว่างผนังกับตัวกลาง

4) สัมประสิทธิ์การพาความร้อนแบบธรรมชาติ

ในการหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนแบบธรรมชาติ รูปแบบทั่วไปของสมการคือ

$$Nu = a(Ra)^m \quad (2.24)$$

โดย Rayleigh No. คือ ผลคูณของ Grashof Number กับ Prandtl Number ส่วน a และ m เป็นค่าคงตัวใดๆ กรณีของไหลไหลผ่านพื้นผิวที่วางในแนวตั้ง และค่า D คือ vertical dimension มีค่าไม่เกิน 1 m หาค่า a และ m ไปแทนในสมการที่ 2.24 ได้จากตารางที่ 2.4

ตารางที่ 2.3 ค่า a และ m จาก Rayleigh Number สำหรับของไหลไหลผ่านพื้นผิวที่วางในแนวตั้ง

$Ra = Gr \times Pr$	a	m
$< 10^4$	1.36	0.2
$10^4 - 10^9$	0.59	0.25
$> 10^9$	0.13	0.3

ส่วนกรณีที่ของไหลไหลผ่านผิวทรงกระบอกแนวตั้ง สามารถหาค่า a และ m ได้จาก ตารางที่ 2.4

ตารางที่ 2.4 ค่า a และ m จาก Rayleigh No. สำหรับของไหลไหลผ่านผิวทรงกระบอกแนวตั้ง

$Ra = Gr \times Pr$	a	m
$10^{-5} - 10^{-3}$	0.17	1/25
$10^{-3} - 1$	1.09	0.1
$1 - 10^4$	1.09	0.2
$10^4 - 10^9$	0.53	0.25
$> 10^9$	0.13	0.33

และในกรณีของไหลไหลผ่านผิวหน้าแผ่นเรียบในแนวนอน หาค่า a และ m ได้จาก ตารางที่ 2.5

ตารางที่ 2.5 ค่า a และ m จาก Rayleigh No. สำหรับของไหลไหลผ่านผิวหน้าแผ่นเรียบในแนวนอน

$Ra = Gr \times Pr$	a	m
$10^5 - 2 \times 10^7$ (Flow upward)	0.71	1/25
$2 \times 10^7 - 3 \times 10^{10}$ (Flow upward)	1.09	0.1
$3 \times 10^5 - 3 \times 10^{10}$ (Flow downward)	1.09	0.2

2.3 หลักการทั่วไปสำหรับวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ (เดซ พุทธเจริญทอง, 2541)

ก่อนที่จะศึกษาในรายละเอียดของวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์เราจำเป็นต้องเข้าใจหลักการเบื้องต้นต่างๆ ไปเกี่ยวกับชนิดต่างๆ ของเอลิเมนต์ วิธีการแบ่งเอลิเมนต์ การกำหนดตำแหน่งต่างๆ ของเอลิเมนต์ ลักษณะของฟังก์ชันการกระจัด และการจำลองแบบของวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์รวมทั้งจะต้องมีพื้น

ความรู้ทางด้านกลศาสตร์ของแข็ง ความสัมพันธ์ของความเค้น-ความเครียดและการกระจัด รวมทั้งควรทราบหลักการของงานและพลังงาน เพื่อใช้ประกอบในการสมการไฟไนต์เอลิเมนต์ และควรทราบการประยุกต์ใช้เครื่องคอมพิวเตอร์เพื่อใช้ในการคำนวณ ส่วนหลักการประยุกต์ใช้วิธีไฟไนต์เอลิเมนต์กับปัญหาที่ซับซ้อนอย่างพิศวานนั้น สามารถจะศึกษาได้จากตำราไฟไนต์เอลิเมนต์ขั้นสูงทั่วไป

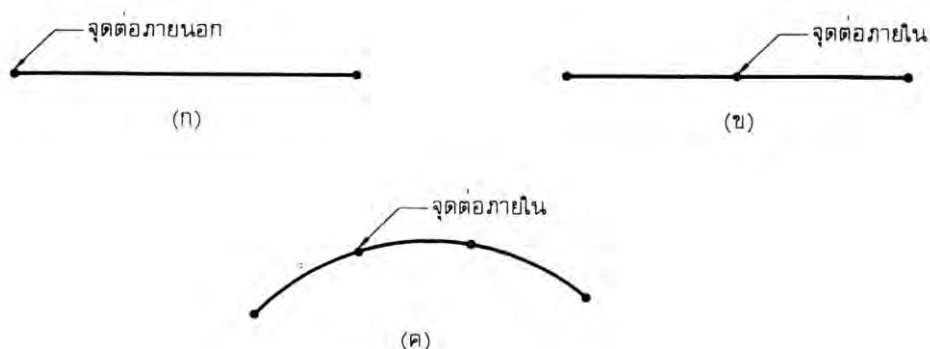
2.3.1 ชนิดของเอลิเมนต์

การวิเคราะห์โครงสร้างหรือชิ้นส่วนเครื่องจักรกลด้วยวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์จำเป็นต้องแบ่งโครงสร้างหรือชิ้นส่วนออกเป็นส่วนเล็กๆ และเลือกใช้ชนิดของเอลิเมนต์ให้เหมาะสมกับรูปร่างลักษณะของงานและการกระทำของโหลด ชนิดของเอลิเมนต์อาจจะแบ่งได้ 3 ประเภทตามมิติคือ เอลิเมนต์สำหรับปัญหามิติเดียว สองมิติ และสามมิติ

1) เอลิเมนต์มิติเดียว

เอลิเมนต์มิติเดียวเป็นเอลิเมนต์ที่นิยมนำไปใช้ในการวิเคราะห์ปัญหามิติเดียว เช่น ชิ้นส่วนที่มีแรงกระทำในแนวแกน ชิ้นส่วนที่รับแรงบิด การโค้งงอของคาน การนำความร้อนในทิศทางเดียว เป็นต้น

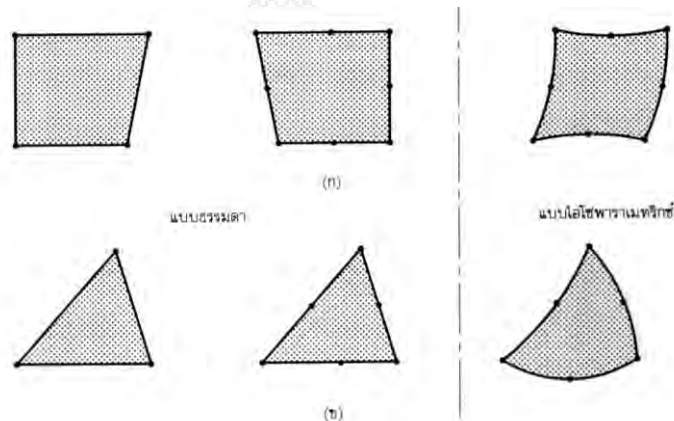
รูป 2.4 (ก)คือ เอลิเมนต์มิติเดียวที่ประกอบด้วยจุดต่อที่ปลายทั้งสองด้านของแต่ละเอลิเมนต์ ซึ่งเรียกว่า จุดต่อภายนอก ส่วนรูป 2.4 (ข) เป็นเอลิเมนต์มิติเดียวที่อยู่ในจุดต่อประกอบด้วยจุดต่อภายนอก 2 จุด และจุดต่อภายใน 1 จุด รูปที่ 2.4 (ค) คือ เอลิเมนต์มิติเดียวที่เป็นเส้นโค้ง ประกอบด้วยสี่จุดต่อ คือ สองจุดต่อภายนอก และสองจุดต่อภายในซึ่งเหมาะสำหรับใช้วิเคราะห์ปัญหาของโครงสร้างหรือชิ้นงานที่มีการยึดตัวไม่เป็นเส้นตรง เช่น การยึดตัวของท่อโลหะ อันเนื่องมาจากมวลของท่อโลหะเอง เป็นต้น



รูปที่ 2.4 เอลิเมนต์มิติเดียว

2) เอลิเมนต์สองมิติ

เอลิเมนต์สองมิติมักใช้กับการวิเคราะห์ความเค้น-ความเครียดระนาบ โดยทั่วไปเอลิเมนต์สองมิติจะมีลักษณะเป็นรูปสามเหลี่ยม และสี่เหลี่ยมที่ประกอบด้วยด้านที่เป็นเส้นตรงหรือเส้นโค้ง เช่น รูปใน 2.5 (ก) เป็นเอลิเมนต์สี่เหลี่ยมที่ได้รับความนิยมมากกว่าเอลิเมนต์สามเหลี่ยม ทั้งนี้เพราะในกรณีที่ระดับชั้นความเครียดเท่ากันเอลิเมนต์สี่เหลี่ยมให้ผลเฉลยที่ถูกต้องแม่นยำกว่า ส่วนจะเลือกใช้เอลิเมนต์สี่เหลี่ยมด้านตรงหรือด้านโค้งขึ้นอยู่กับลักษณะรูปร่างของชิ้นงานจริง และโดยทั่วไปจะสมมุติให้ความหนาของเอลิเมนต์มีค่าคงตัว แต่อาจจะกำหนดให้ความหมายเป็นฟังก์ชันกับพิกัดก็ได้ ประกอบด้วยสี่จุดต่อและ 8 จุดต่อชนิดด้านตรงและด้านโค้งแบบไอโซพาราเมตริกซ์ ส่วนรูป 2.5 (ข) เป็นเอลิเมนต์สามเหลี่ยมประกอบด้วย 3 จุดต่อและ 6 จุดต่อด้านตรงและด้านโค้งแบบไอโซพาราเมตริกซ์



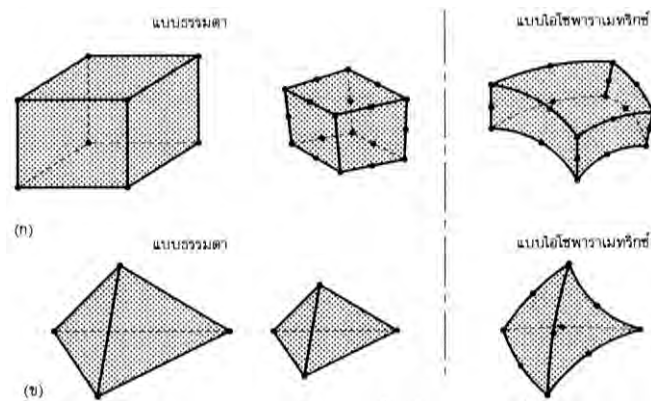
(ก) เอลิเมนต์สี่เหลี่ยม

(ข) เอลิเมนต์สามเหลี่ยม

รูปที่ 2.5 เอลิเมนต์สองมิติ

3) เอลิเมนต์สามมิติ

เอลิเมนต์สามมิติจะใช้กับการวิเคราะห์ปัญหาสามมิติทั่วไป ลักษณะของเอลิเมนต์จะเป็นสี่เหลี่ยมปริซึมและรูปกรวยสามเหลี่ยม เช่นในรูป 2.6 ตามลำดับ (ข) และ (ก)



(ก) ชนิดปริซึม หรือ ชนิด 6 หน้า (ข) ชนิดกรวยสามเหลี่ยม หรือชนิดทรงสี่เหลี่ยม

รูปที่ 2.6 เอลิเมนต์สามมิติ

จากรูป 2.6 (ก) เป็นเอลิเมนต์ทรง 6 หน้า(hexahedron) ชนิดด้านตรง(linear) 8 จุดต่อ,ชนิดเส้นตรงกำลังสอง (straight – line quadratic) 20 จุดต่อ และชนิดเส้นโค้งกำลังสอง (quadratic with curved faces) 20 จุดต่อ ส่วนรูป 2.6(ข) เป็นเอลิเมนต์สามมิติ ทรง 4 หน้า (tetrahedra) ชนิดด้านตรง 4 จุดต่อ ชนิดเส้นตรงกำลังสอง 10 จุดต่อ , และชนิดเส้นโค้งกำลังสอง 10 จุดต่อตามลำดับ

2.3.2 ทฤษฎีไฟไนต์เอลิเมนต์

วิธีการไฟไนต์เอลิเมนต์ (Finite element) เป็นการใช้ระเบียบวิธีทางตัวเลขเพื่อหาผลลัพธ์โดยประมาณของปัญหาที่กำหนดมาให้โดยแบ่งลักษณะของปัญหาออกเป็นส่วนย่อยๆ ที่เรียกว่าเอลิเมนต์ (Element) ซึ่งแต่ละเอลิเมนต์จะเชื่อมต่อกันที่จุดโนด (Node) ซึ่งเราจะจำลองารรวมประกอบปัญหากับทุกเอลิเมนต์แล้วนำแต่ละเอลิเมนต์มาซ้อนกันเป็นรูปร่างที่เราต้องการแก้ปัญหาขั้นตอนโดยทั่วไปของวิธีการทางไฟไนต์เอลิเมนต์จะประกอบด้วย 6 ขั้นตอนดังต่อไปนี้

ขั้นตอนที่ 1

การแบ่งขอบเขตรูปร่างลักษณะของปัญหาที่ต้องการที่จะหาผลลัพธ์นั้นออกเป็นเอลิเมนต์ย่อยๆ ขอบเขตดังกล่าวอาจเป็นขอบเขตของปัญหาชนิดต่างๆกัน เช่น ปัญหาการยืดหยุ่นในของแข็ง (Elasticity problem) ปัญหาทางด้านอุณหภูมิและความร้อน (Thermal problem) ปัญหาของการไหล (Fluid problem)

ขั้นตอนที่ 2

การเลือกฟังก์ชันประมาณภายในซึ่งมีความสำคัญต่อความถูกต้องของผลลัพธ์ของปัญหาที่เราทำการวิเคราะห์ ฟังก์ชันประมาณภายในจะมีหลายรูปแบบให้เราได้เลือกแต่ขึ้นอยู่กับปัญหาของ

เราจะตรงกับเงื่อนไขใด ปัญหาที่เราวิเคราะห์อาจจะเป็นปัญหา 1 มิติ หรือ 2 มิติรูปแบบฟังก์ชันประมาณภายในก็จะแตกต่างกันออกไปเราจะมาดูตัวอย่างว่าฟังก์ชันประมาณภายในหามาได้อย่างไร ยกตัวอย่าง เช่น เอลิเมนต์รูปสามเหลี่ยมมีสามโนดต่อหนึ่งเอลิเมนต์ เราจะเริ่มจากสมมุติลักษณะการกระจายตัวของผลเฉลยโดยประมาณ

ขั้นตอนที่ 3 การสร้างสมการของเอลิเมนต์ (Element equation)

ขั้นตอนนี้จะเป็นส่วนสำคัญของวิธีทางไฟไนต์เอลิเมนต์ซึ่งจะมีหลายวิธีในการหาสมการไฟไนต์เอลิเมนต์ ในแต่ละวิธีจะมีความยากง่ายแตกต่างกันขึ้นอยู่กับปัญหาที่เราวิเคราะห์ สุดท้ายจะมีรูปสมการที่คล้ายๆกัน

$$\begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & K_{13} \\ K_{21} & K_{22} & K_{23} \\ K_{31} & K_{32} & K_{33} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \phi_1 \\ \phi_2 \\ \phi_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{Bmatrix} \quad (2.25)$$

เราเรียกเมตริกซ์ K ว่า element stiffness matrix เมตริกซ์ ϕ เป็นตัวแปรที่เราไม่ทราบค่าและเป็นค่าที่เราต้องการหา เช่นถ้าเป็นปัญหาทางด้านการยืดหยุ่นของของแข็งค่า ϕ คือค่าการยืดตัวหดตัวของวัสดุ (displacement) ถ้าวิเคราะห์ทางด้านความร้อนค่า ϕ คืออุณหภูมิ (temperature) เมตริกซ์ F เป็นตัวแปรของโหลดที่กระทำต่อเอลิเมนต์ โดยทั่วไปการสร้างสมการไฟไนต์เอลิเมนต์ในขั้นตอนนี้สามารถกระทำได้ 3 วิธี

1. วิธีโดยตรง (Direct Formulation)
2. วิธีการแปรผัน (Variational Method)
3. วิธีการถ่วงน้ำหนักเศษตกค้าง (Method Of Weighted Residuals)

ขั้นตอนที่ 4

การนำสมการของแต่ละเอลิเมนต์ที่ได้มาประกอบกัน ก่อให้เกิดสมการพร้อมกัน (System of simultaneous equation) ในรูปแบบดังรูป

$$\Sigma (\text{Element - equation}) \rightarrow [K]_{\text{sys}} \{\phi\}_{\text{sys}} = \{F\}_{\text{sys}} \quad (2.26)$$

ขั้นตอนที่ 5

ทำการประยุกต์เงื่อนไขขอบเขต (Boundary conditions) ลงในสมการเพื่อหาตัวไม่ทราบค่าที่จุดต่อ $\{\phi\}$ ซึ่งอาจจะเป็นค่าการเคลื่อนตัวของวัสดุยืดหยุ่นหรือค่าของอุณหภูมิของวัสดุก็ได้ขึ้นอยู่กับขอบเขตปัญหาที่เราสนใจ

ขั้นตอนที่ 6

เมื่อคำนวณค่าต่างๆที่จุดต่อออกมาแล้วอาจจะเป็นปัญหาทางด้านโครงสร้างก็จะทราบค่าการเคลื่อนตัว (Displacement) ที่ตำแหน่งต่างๆเราก็สามารถนำค่าที่ได้ไปหาความเครียดในที่สุดก็สามารถหาค่าของความเค้นได้ แต่ถ้าเป็นปัญหาทางด้านอุณหภูมิเมื่อรู้อุณหภูมิที่จุดต่างๆก็สามารถคำนวณปริมาณการถ่ายเทความร้อนได้จากขั้นตอนการสร้างไฟไนต์เอลิเมนต์สังเกตได้ว่าการสร้างสมการจะมีระเบียบแบบแผนเป็นขั้นเป็นตอน โดยหัวใจการสร้างสมการอยู่ที่ขั้นตอนที่ 3 ซึ่งกระทำได้ 3 วิธี ดังนี้

1 การสร้างสมการไฟไนต์เอลิเมนต์วิธีโดยตรง

เป็นวิธีสร้างสมการไฟไนต์เอลิเมนต์ที่ง่ายแก่ความเข้าใจจึงเหมาะกับผู้เริ่มต้นสมการของเอลิเมนต์ดังกล่าวขึ้นตรงอยู่กับลักษณะของปัญหาที่เราแก้ เช่น ปัญหาทางด้านของแข็ง การถ่ายเทความร้อน การไหล เมื่อได้สมการของแต่ละเอลิเมนต์แล้วจึงนำสมการของทุกเอลิเมนต์มาประกอบรวมกันก่อให้เกิดสมการรวมใหญ่ จากนั้นจึงทำการกำหนดขอบเขตแล้วจึงแก้ระบบสมการใหญ่นั้นออกมาเพื่อผลลัพธ์ที่ต้องการ

2 เอลิเมนต์โดยวิธีการแปรผันการสร้างสมการไฟไนต์ (Variational formulation)

วิธีการแปรผันจะอาศัยการสร้างสมการไฟไนต์เอลิเมนต์จากการหาพลังงานซึ่งในช่วงแรกการสร้างสมการจะใช้วิธีนี้เพราะง่ายแก่การทำความเข้าใจ

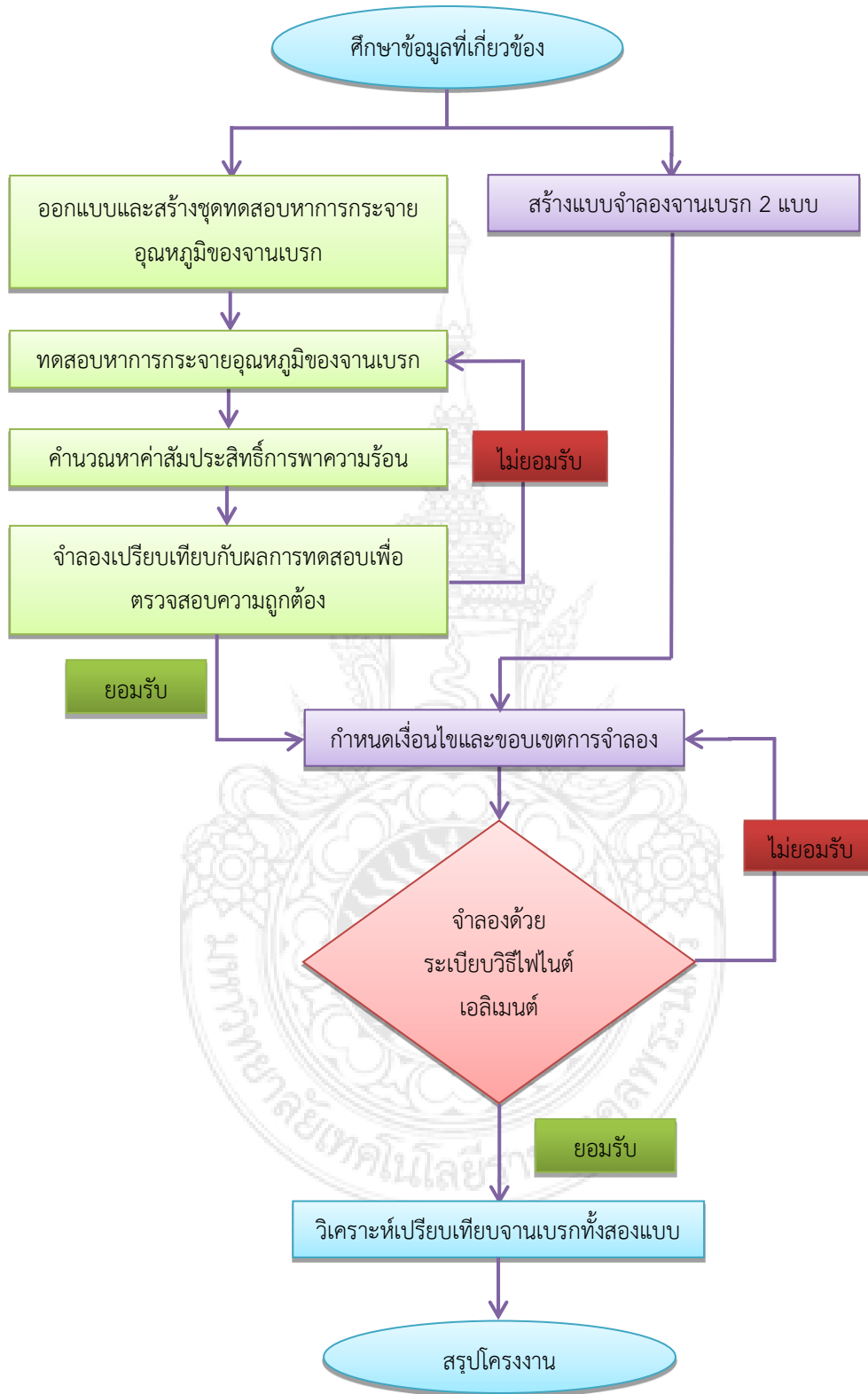
3 การสร้างสมการไฟไนต์เอลิเมนต์โดยวิธีการถ่วงน้ำหนักเศษตกค้าง

สมการไฟไนต์เอลิเมนต์สามารถสร้างขึ้นมาได้ง่ายหากเรารู้ฟังก์ชันแปรผันที่สอดคล้องกับปัญหาที่เราจะแก้แต่สำหรับบางปัญหาทั่วไป เราจะรู้เพียงสมการเชิงอนุพันธ์และไม่สามารถหาฟังก์ชันแปรผันที่สอดคล้องกันได้ การสร้างสมการไฟไนต์เอลิเมนต์โดยวิธีการถ่วงน้ำหนักเศษตกค้างไม่จำเป็นต้องรู้ฟังก์ชันแปรผันที่สอดคล้องกันเพียงแต่รู้สมการเชิงอนุพันธ์ก็สามารถสร้างสมการไฟไนต์เอลิเมนต์สามารถพิจารณาได้ทั้งปัญหาทางด้านโครงสร้าง การถ่ายเทความร้อนและการไหล กระบวนการสร้างสมการจะต้องทำในขั้นตอนที่ 1 และ 2 มาก่อนคือแบ่งขอบเขตของปัญหาออกเป็นเอลิเมนต์ย่อยและสมมุติฟังก์ชันการประมาณภายในที่เหมาะสมกับรูปร่างและความถูกต้องที่เราต้องการหลังจากนั้นจะทำการสร้างสมการไฟไนต์เอลิเมนต์ในขั้นแรกเราจะต้องทราบสมการเชิงอนุพันธ์ก่อนแล้วเราจะสมมุติค่าของผลเฉลยแม่นยำตรงก่อน

บทที่ 3 วิธีดำเนินการวิจัย

3.1 ขั้นตอนการดำเนินงาน

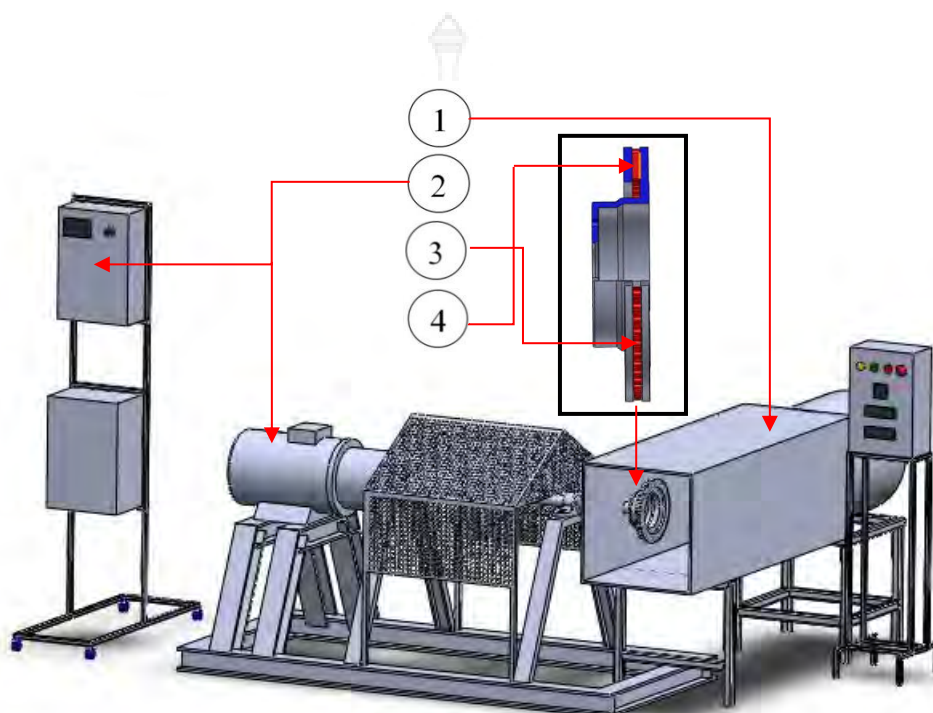
- 3.1.1 ศึกษางานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการวิเคราะห์ทางความร้อนของจานเบรก
- 3.1.2 ศึกษาข้อมูลเบื้องต้นและรายละเอียดต่างๆของจานเบรกทั้งสองแบบที่มีลักษณะทางกายภาพที่แตกต่างกันระหว่าง จานเบรกแบบตรง และจานเบรกแบบกลับ รวมถึงศึกษาทฤษฎีการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์
- 3.1.3 สร้างชุดทดสอบหาการกระจายอุณหภูมิของชุดจานเบรกทั้งสองแบบ คือ จานเบรกแบบตรง และจานเบรกแบบกลับ จากจานเบรกรถยนต์ ที่มีอยู่ในท้องตลาด และ สร้างชุดอุโมงค์ลมเพื่อจำลองสถานะการทดสอบให้เสมือนการขับขี่จริง และชุดจับจานเบรกเพื่อให้จานเบรกสามารถหมุนไปตามความเร็วรอบที่ต้องการ
- 3.1.4 ทำการทดสอบหาการกระจายอุณหภูมิของจานเบรกในแต่ละอุณหภูมิ แล้วหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจากการทดสอบนี้ใช้เป็นข้อมูลในการจำลองระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์
- 3.1.5 สร้างแบบจำลองของจานเบรกทั้งสองแบบคือ จานเบรกแบบตรง และจานเบรกแบบกลับด้วยโปรแกรม Solidworks
- 3.1.6 การจำลองด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์เพื่อหาพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนของจานเบรกทั้งสองแบบ ได้เลือกใช้โปรแกรม Abaqus
- 3.1.7 วิเคราะห์ผลที่ได้จากการจำลองด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ แล้วทำการสรุปผลและเปรียบเทียบความสามารถการถ่ายเทความร้อนของจานเบรกทั้งสองแบบ



รูปที่ 3.1 ขั้นตอนการดำเนินการ

3.2 สร้างชุดทดสอบหาการกระจายอุณหภูมิของจานเบรก

ในการทดสอบหาการกระจายอุณหภูมิของจานเบรก อุปกรณ์และชุดทดสอบต่างๆจำเป็นที่จะต้องสร้างขึ้นเพื่อทำการจำลองสภาวะการพาความร้อนของจานเบรกในขณะที่มีลมผ่าน โดยชุดทดสอบและอุปกรณ์ต่างๆนี้สามารถแบ่งออกได้เป็น 4 ชุดใหญ่ๆได้ดังต่อไปนี้



รูปที่ 3.2 การออกแบบชุดทดสอบการกระจายอุณหภูมิของจานเบรก

หมายเลข 1 ชุดอุโมงค์ลม

หมายเลข 2 ชุดอุปกรณ์ขับจานเบรก

หมายเลข 3 ชุดให้ความร้อนให้กับจานเบรก

หมายเลข 4 ชุดตรวจจับอุณหภูมิ

3.2.1 ชุดอุโมงค์ลม

จากการทดสอบจานเบรกเพื่อให้ได้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่ใกล้เคียงกับสภาวะการขับขี่จริงมากที่สุดจึงต้องมีการสร้างชุดอุโมงค์ลมเพื่อทำหน้าที่การพาความร้อนแบบบังคับ อย่างไรก็ตาม ในสภาวะการขับขี่จริงพบว่าความเร็วลมที่ไหลผ่านตัวจานเบรกจะแตกต่างกันไป ซึ่งแปรเปลี่ยนไปตามความเร็วของยานพาหนะ ดังนั้นการสร้างชุดทดสอบนี้จึงอ้างอิงความเร็วลมคงที่ 11m/s ตามมาตรฐาน JASO C406:2000



รูปที่ 3.3 การออกแบบอุโมงค์ลม



รูปที่ 3.4 โครงอุโมงค์ลม



รูปที่ 3.5 การสร้างชุดอุโมงค์ทดสอบ

3.2.2 ชุดอุปกรณ์ขับเคลื่อนเบรก

อุปกรณ์ชุดนี้จะมีหน้าที่ขับเคลื่อนเบรกให้หมุนไปเสมือนสภาวะขับเคลื่อนจริงที่สามารถปรับเปลี่ยนความเร็วได้ ซึ่งอุปกรณ์ชุดนี้ประกอบด้วย 2 ส่วนใหญ่ๆด้วยกันคือ มอเตอร์ และอุปกรณ์ปรับความเร็วรอบ (Inverter) ดังแสดงในรูปที่ 3.6 และ 3.7 ซึ่งทั้งสองส่วนนี้จะทำงานสัมพันธ์กันคือ มอเตอร์จะเป็นตัวขับเคลื่อนเบรกให้หมุนไปโดยจะส่งกำลังให้กับเฟลาซึ่งต่อกับจานเบรกส่วนชุดอุปกรณ์ปรับความเร็วรอบนั้นจะมีหน้าที่ปรับความเร็วรอบของมอเตอร์ให้มอเตอร์หมุนไปตามความเร็วที่ต้องการจะทดสอบซึ่งการทดสอบจะทดสอบที่ความเร็วรถยนต์จาก 90 ถึง 140 km/hr

อุปกรณ์ชุดขับเคลื่อนเบรกจะประกอบไปด้วย:

- มอเตอร์ 3 เฟส 20 hp แสดงรูปที่ 3.6
- ชุดอุปกรณ์ปรับความเร็ว 20 hp แสดงรูปที่ 3.7



รูปที่ 3.6 ชุดมอเตอร์

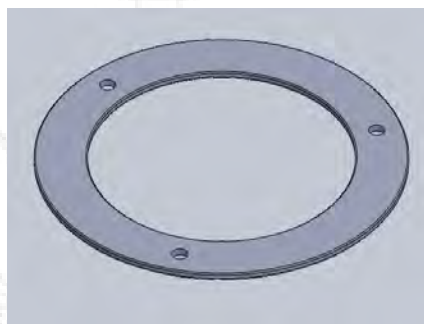


รูปที่ 3.7 ชุดอินเวอร์เตอร์

3.2.3 ชุดให้ความร้อนให้กับจานเบรก

อุปกรณ์ชุดนี้ทำหน้าที่ให้ความร้อนกับจานเบรก ในสภาวะทำงานปกติอุณหภูมิที่เกิดขึ้นกับจานเบรกตั้งแต่ 80 ถึง 300 °C ซึ่งอาจจะมากหรือน้อยกว่านี้ก็ได้ ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับปัจจัยต่างๆ

เช่น ความเร็วของรถก่อนจะทำการเบรก ระยะเวลาที่ใช้ในการเบรก อัตราการถ่ายเทความร้อนของจานเบรก เป็นต้น จากปัจจัยข้างต้นที่ทำให้ความร้อนที่เกิดขึ้นในจานเบรกเปลี่ยนแปลงอยู่ตลอดเวลา ดังนั้นอุณหภูมิที่ใช้ในการทดสอบจึงเป็นค่าประมาณหรือค่ากลางที่เป็นไปได้มากที่สุดคือที่ 100 ถึง 300 °C และจะใช้ชุดชุดอุปกรณ์ทำความร้อนเป็นตัวทำความร้อนให้กับจานเบรกแทนการเบรกด้วยผ้าเบรก ซึ่งความร้อนที่สร้างขึ้นมานี้จะถูกพาออกไปโดยการหมุนของจานเบรก การศึกษาการพาความร้อนที่จานเบรกจะศึกษาทั้งด้านในและด้านนอกของจานเบรกจะมีการติดตั้งชุดอุปกรณ์ทำความร้อน (Heater) ภายในตัวจานเบรกแทนที่ครีบริบายความร้อน ดังแสดงในรูปที่ 3.8 และ 3.9 ซึ่งขนาดของครีบริบายความร้อนที่ตัดออกไปและขนาดของตัวทำความร้อนที่นำเข้ามาแทนต้องมีขนาดเท่ากันหรือใกล้เคียงกัน ทั้งนี้เพื่อเป็นการรักษารูปร่างของจานเบรกให้เหมือนเดิมมากที่สุด



รูปที่ 3.8 การออกแบบชุดอุปกรณ์ทำความร้อน



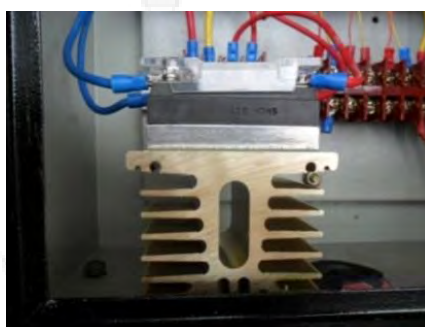
รูปที่ 3.9 อุปกรณ์ทำความร้อน

ชุดอุปกรณ์ทำความร้อนให้กับจานเบรกจะประกอบด้วยตัวทำความร้อน (Heater) และตัวปรับเปลี่ยนกำลังไฟเพื่อควบคุมความร้อน โดยอาศัยหลักการการให้กระแสไฟฟ้าผ่านขดลวดความร้อนที่อยู่ภายในตัวทำความร้อนทำให้ตัวทำความร้อนมีอุณหภูมิสูงขึ้น และเนื่องจากตัวทำความร้อนนี้จะต้องสัมผัสกับจานเบรกอยู่ตลอดเวลา ดังนั้นจานเบรกก็จะมีอุณหภูมิสูงขึ้นโดยอาศัย

การถ่ายเทความร้อน ซึ่งสามารถปรับปริมาณกระแสไฟฟ้าที่ป้อนเข้ากับตัวทำความร้อนในปริมาณต่างๆกัน ดังนั้นปริมาณความร้อนที่ป้อนเข้าสู่จานเบรกจึงสามารถควบคุมได้โดยการปรับเปลี่ยนกระแสไฟดังกล่าว

อุปกรณ์ในชุดอุปกรณ์ทำความร้อนจะประกอบไปด้วย

- แผ่นตัวทำความร้อนขนาด 1800W มีเส้นผ่านศูนย์กลางใน 19.7cm เส้นผ่านศูนย์กลางนอก 27.5 cm มีความหนาเท่ากับ 0.4 cm แสดงในรูปที่ 3.8 และ 3.9
- ชุดปรับเปลี่ยนกำลังไฟ 4000 W แสดงในรูปที่ 3.10 และ 3.11



รูปที่ 3.10 ชุดปรับเปลี่ยนกำลังไฟฟ้า



รูปที่ 3.11 อุปกรณ์ปรับกระแสไฟฟ้า

เนื่องจากอุปกรณ์ทำความร้อนจำเป็นต้องสัมผัสกับจานเบรกอยู่ตลอดเวลาจึงทำให้ตัวทำความร้อนนั้นหมุนไปพร้อมกับจานเบรกด้วยความเร็วรอบที่เท่ากัน ดังนั้นชุดแปลงถ่าน (Slipring) ดังแสดงในรูปที่ 3.12 มีหน้าที่เป็นชุดเชื่อมต่อสายไฟเข้ากับตัวอุปกรณ์ทำความร้อน และรับสัญญาณอุณหภูมิจากตัวตรวจจับอุณหภูมิมาแสดงผลที่ตู้ควบคุม



รูปที่ 3.12 ชุดแปรงถ่าน(Slipring)

3.2.4 ชุดเก็บข้อมูล

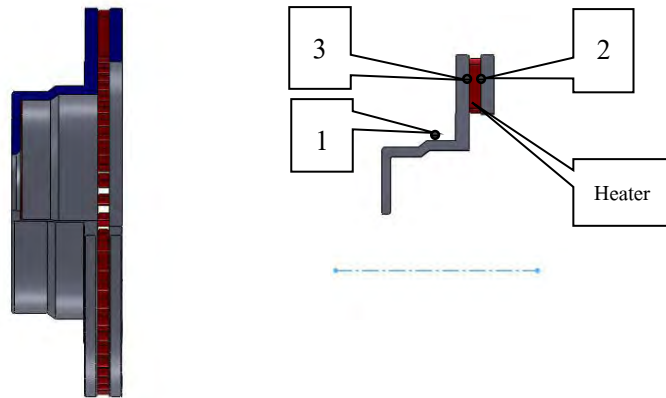
ในการทดสอบเพื่อเก็บข้อมูลทางด้านอุณหภูมิที่ได้มาจากการวัดความร้อนที่ผิวของจานเบรกด้านในที่ติดกับชุดอุปกรณ์ทำความร้อนโดยจะวัดอุณหภูมิทั้งหมด 3 จุด จุดแรกติดที่ส่วนคอของจานเบรกหรือที่ตำแหน่งที่ 1 ดังรูปที่ 3.14 และ 3.15 และอีกสองจุดติดระหว่างอุปกรณ์ทำความร้อนกับผิวจานเบรกด้านในที่ตำแหน่ง 2 และ 3 ดังแสดงในรูปที่ 3.14 และ 3.15 นอกจากนี้ที่ตำแหน่งตัวตรวจจับอุณหภูมิที่ติดเข้ากับจานเบรกจะถูกร้อยสายผ่านขนานกับเพลาลแล้วเชื่อมต่อกับชุดแปลงถ่านเพื่อรับสัญญาณจากตัวตรวจจับอุณหภูมิไปแสดงยังจอแสดงผลที่กล่องควบคุม

อุปกรณ์ชุดเก็บอุณหภูมิประกอบด้วย

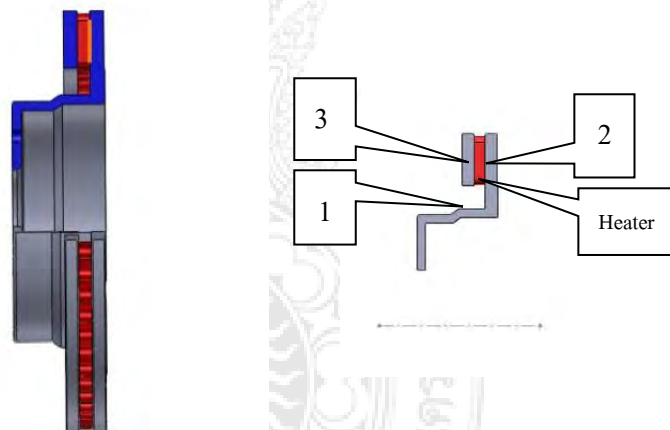
- ตัวตรวจจับอุณหภูมิ Type K ทั้งหมด 3 ตัว ดังรูปที่ 3.13



รูปที่ 3.13 ตัวตรวจจับอุณหภูมิ



รูปที่ 3.14 ตำแหน่งตัวตรวจจับอุณหภูมิงานเบรกแบบตรง



รูปที่ 3.15 ตำแหน่งตัวตรวจจับอุณหภูมิงานเบรกแบบกลับ

หมายเลข 1 ตำแหน่งตรวจจับที่คอกงานเบรก

หมายเลข 2 ตำแหน่งตรวจจับที่จุดทำความร้อน

หมายเลข 3 ตำแหน่งตรวจจับที่จุดทำความร้อน

3.3 ทดสอบหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของจานเบรกทั้งสองแบบ

ทำการทดสอบหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่ความเร็วรถ 90, 110 และ 140 km/hr หรือที่ความเร็วรอบของจานเบรกเท่ากับ 724, 885 และ 1,127 rpm ตามลำดับ โดยความเร็วลมในอุโมงค์อยู่ที่ 11 m/s และปรับค่ากระแสไฟฟ้าที่ป้อนเข้าตัวทำความร้อนที่ชุดควบคุมความร้อนให้ความร้อนเข้าระบบเพิ่มมากขึ้นตามลำดับของอุณหภูมิในการทดสอบ ซึ่งเครื่องทดสอบและขั้นตอนในการทดสอบมีดังต่อไปนี้

3.3.1 อุปกรณ์และเครื่องทดสอบ



รูปที่ 3.16 เครื่องวัดอุณหภูมิแบบอินฟราเรด



รูปที่ 3.17 มัลติมิเตอร์



รูปที่ 3.18 เครื่องวัดกำลังไฟฟ้า



รูปที่ 3.19 เครื่องวัดรอบ



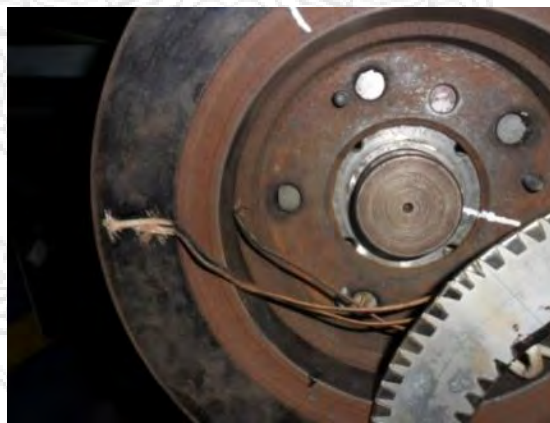
รูปที่ 3.20 เครื่องวัดความเร็วลม

3.3.2 ขั้นตอนและวิธีการทดสอบ

1) นำจานเบรกมาขัดด้วยกระดาษทรายขัดสนิมออกที่ผิวจานเบรกเพื่อให้การวัดอุณหภูมิด้วยเครื่องวัดอุณหภูมิแบบอินฟราเรดได้ค่าอย่างแม่นยำถูกต้อง ติดตัวตรวจจับอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆของจานเบรกแล้วนำจานเบรกมาประกบชุดอุปกรณ์ทำความร้อนทั้งสองข้าง แล้วยึดสลักให้แน่น



รูปที่ 3.21 การขัดจานเบรก



รูปที่ 3.22 การติดตั้งตัวตรวจจับอุณหภูมิ



รูปที่ 3.23 การประกอบจานเบรกแบบตรง



รูปที่ 3.24 การประกอบจานเบรกแบบกลับ

2) นำจานเบรกติดตั้งในอุโมงค์ลม โดยวางตำแหน่งของชุดทดสอบให้เหมาะสม โดยให้ทิศทางของกระแสลมไหลผ่านไปกับผิวของโรเตอร์ โดยจัดให้ตำแหน่งของจานเบรกอยู่กึ่งกลางหน้าตัดของส่วนที่ทำการทดสอบในอุโมงค์ลม



รูปที่ 3.25 การประกอบจานเบรกกับเฟลา



รูปที่ 3.26 การติดตั้งมอเตอร์



รูปที่ 3.27 การประกอบจานเบรกเข้ากับเพลาลูกเบี้ยวและมอเตอร์

3) ทำการทดสอบหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่ความเร็วรถ 90, 110 และ 140km/hr หรือที่ความเร็วรอบของจานเบรกเท่ากับ 724, 885 และ 1,127 rpm โดยความเร็วลมในมอเตอร์อยู่ที่ 11 m/s และปรับค่ากระแสไฟฟ้าที่ป้อนเข้าตัวทำความร้อนที่ชุดควบคุมความร้อนให้ความร้อนเข้าระบบเพิ่มมากขึ้นตามลำดับของอุณหภูมิในการทดสอบ



รูปที่ 3.28 การวัดความเร็วรอบของเพลาลูกเบี้ยว



รูปที่ 3.29 การวัดความเร็วลม

4) ปรับอุณหภูมิงานเบรกเพิ่มอีกระดับในแต่ละความเร็วรอบ โดยการปรับเปลี่ยนกระแสไฟให้กับชุดอุปกรณ์ทำความร้อนเพิ่มขึ้น เพื่อให้ได้อุณหภูมิที่ผิวด้านนอกงานเบรกดังนี้คือ 100, 200 และ 300 °C ตามลำดับ



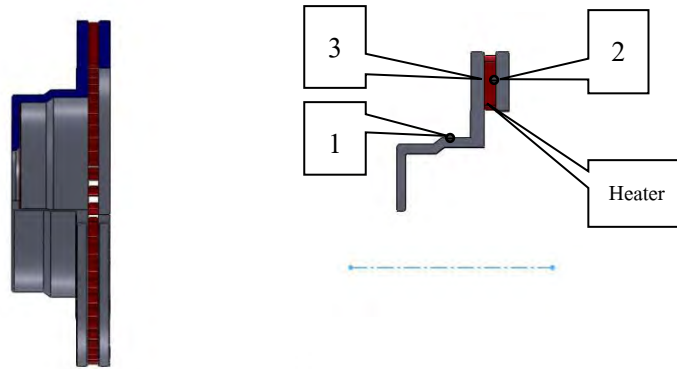
รูปที่ 3.30 จุดปรับกระแสไฟให้กับชุดอุปกรณ์ทำความร้อน

ในการทดสอบจะใช้กระแสไฟอยู่ตั้งแต่ 0 ถึง 10 A หรือคิดเป็นกำลังไฟฟ้าจาก 0 ถึง 2,200 W



รูปที่ 3.31 การวัดกระแสไฟระหว่างการปรับความร้อน

5) สัญญาณตรวจจับอุณหภูมิที่ผิวของจานเบรกขณะที่จานเบรกหมุนอยู่ถูกส่งผ่านโดยชุดแปลงถ่านไปยังจอแสดงผล เพื่อบันทึกผล

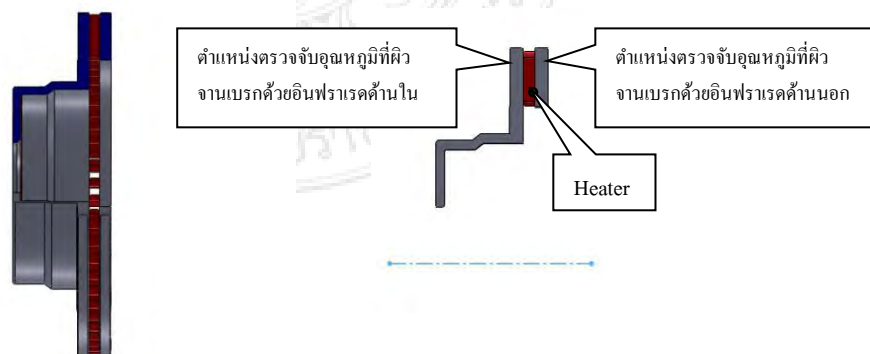


รูปที่ 3.32 ตำแหน่งตรวจจับอุณหภูมิ

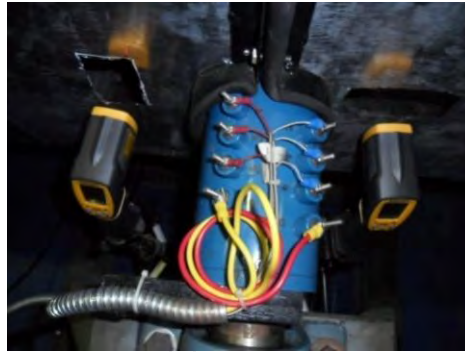


รูปที่ 3.33 ผลอุณหภูมิแต่ละตำแหน่ง

6) อุณหภูมิที่ผิวโรเตอร์ทั้งสองด้านของจานเบรกสามารถตรวจวัดได้จากเครื่องวัดอุณหภูมิแบบอินฟราเรด ณ ตำแหน่งผิวโรเตอร์ทั้งสองด้านของจานเบรกทั้งสองแบบแล้วบันทึกผล



รูปที่ 3.34 ตำแหน่งตรวจจับอุณหภูมิด้วยอินฟราเรด



รูปที่ 3.35 ตำแหน่งตรวจจับอุณหภูมิด้วยอินฟราเรดจันเบรกด้านนอก



รูปที่ 3.36 ตำแหน่งตรวจจับอุณหภูมิด้วยอินฟราเรดจันเบรกด้านใน

7) คำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจากผลการทดสอบ

จากสมการการนำความร้อน
$$Q_{cond} = \frac{-kA\Delta T}{L}$$

โดยที่
$$Q_{cond} = Q_{conv}$$

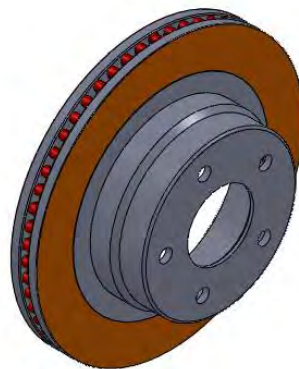
จากสมการการพาความร้อน
$$Q_{conv} = hA\Delta T$$

$$h = \frac{Q_{conv}}{A\Delta T}$$

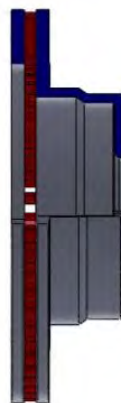
3.4 สร้างแบบจำลองจานเบรก 2 แบบ

ในการจำลองนี้จะจำลองกับจานเบรกที่มีลักษณะทางกายภาพที่แตกต่างกัน 2 แบบ คือ จานเบรกแบบตรง และจานเบรกแบบกลับ โดยแบบจำลองจานเบรกที่ได้จากการสร้างในโปรแกรม Solidwork จะสามารถนำไปจำลองในโปรแกรม Abaqus ได้ ซึ่งลักษณะแบบจำลองของจานเบรกได้คัดลอกแบบจากของจริง เพื่อสร้างลักษณะทางกายภาพให้ใกล้เคียงกับชิ้นงานจริงมากที่สุด ดังรูปที่ 3.37 และ 3.38

3.4.1 แบบจำลองจานเบรกแบบตรง

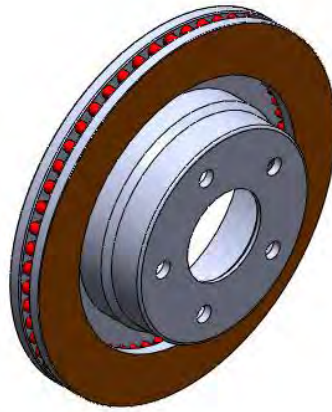


รูปที่ 3.37 ภาพสามมิติแบบจำลองจานเบรกแบบตรง



รูปที่ 3.38 ภาพตัดแบบจำลองจานเบรกแบบตรง

3.4.2 แบบจำลองงานเบรกแบบกลับ



รูปที่ 3.39 ภาพสามมิติแบบจำลองงานเบรกแบบกลับ



รูปที่ 3.40 ภาพตัดแบบจำลองงานเบรกแบบกลับ

3.5 จำลองด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

การใช้โปรแกรมสำเร็จรูปในการวิเคราะห์ปัญหาของงานเบรกด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ เป็นวิธีที่สะดวกและลดต้นทุนการทดสอบจึงเป็นที่นิยมและใช้กันอย่างแพร่หลาย แต่ในการวิเคราะห์ จะมีค่าถูกต้องแม่นยำ จำเป็นต้องทราบข้อมูลของปัญหาอย่างชัดเจนไม่ว่าจะเป็น แบบจำลอง คุณสมบัติของวัสดุของงานเบรก สภาพแวดล้อมของปัญหาและอื่นๆ โดยในการใช้โปรแกรมสำเร็จรูป มีลักษณะขั้นตอนดังนี้

3.5.1 กำหนดเงื่อนไขและขอบเขตการจำลอง

ในการจำลองด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์โดยใช้โปรแกรม Abaqus ต้องกำหนดเงื่อนไขและขอบเขตการจำลองให้เป็นไปตามสภาวะความเป็นจริง โดยส่วนที่สำคัญในการจำลองด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ได้แก่คุณสมบัติของวัสดุของงานเบรกประกอบด้วย ค่าการนำความร้อน , ค่าความร้อนจำเพาะและ ค่าความหนาแน่น ซึ่งเป็นค่ามาตรฐานของโลหะงานเบรกตามตารางที่ 3.1 ส่วนค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจะใช้ค่าที่ได้จากการทดสอบจริงในอุณหภูมิที่แตกต่างกัน

ตารางที่ 3.1 กำหนดเงื่อนไขและขอบเขตการจำลอง(สายประสิทธิ์ เกิดนิยม, 2546)

อุณหภูมิ °C	คุณสมบัติเชิงกลวัสดุเหล็กหล่อ			
	ค่าการนำความร้อน W/mm·C	ค่าความร้อนจำเพาะ J/kg·C	ความหนาแน่น kg/m ³	ค่าการพาความร้อน W/m ² ·K
100	0.0525	247	6,950	ค่าจากการทดสอบ
200	0.0515	427	6,950	ค่าจากการทดสอบ
300	0.0505	607	6,950	ค่าจากการทดสอบ

3.5.2 ขั้นตอนในการจำลองระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ด้วยโปรแกรม Abaqus

1. Part : เลือกหรือสร้างแบบจำลอง
2. Property : กำหนดคุณสมบัติของแบบจำลอง
3. Assembly : รวมโครงสร้างของแบบจำลองเป็นชิ้นเดียวกัน
4. Step : กำหนดรูปแบบในการวิเคราะห์
5. Interaction : กำหนดความสัมพันธ์
6. Load : กำหนดรูปแบบของภาระ
7. Mech : แบ่งและกำหนดรูปแบบของ Mech
8. Job : ช่วงของการประมวลผล
9. Visualization : แสดงผล

บทที่ 4

ผลการทดสอบและการวิเคราะห์ข้อมูล

บทนี้จะนำเสนอผลการศึกษา โดยแบ่งเป็นสองส่วน ได้แก่ผลการทดสอบหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนและผลการจำลองด้วยระเบียบไฟไนต์เอลิเมนต์

4.1 ผลการทดสอบหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน

ผลการทดสอบหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนแบ่งเป็นสองส่วน คือ ทดสอบกับจานเบรกแบบตรงและจานเบรกแบบกลับ โดยแต่ละส่วนมีเงื่อนไขในการทดสอบที่เหมือนกัน คือที่อุณหภูมิผิวจานเบรกเริ่มต้นในการถ่ายเทความร้อนตั้งแต่ 100, 200 และ 300 °C และจานเบรกสามารถหมุนเทียบกับความเร็วรถยนต์เป็น 90, 110 และ 140 km/hr มีลมผ่านความเร็วคงที่ 11m/s ซึ่งมีเงื่อนไขและรูปแบบการทดสอบดังตารางที่ 4.1

การแปลงความเร็วรถยนต์เป็นความเร็วรอบเพลา

กำหนดให้

n	=	ความเร็วรอบเพลา (rpm)
v	=	ความเร็วรถยนต์ (n/min)
A	=	เส้นรอบวงล้อ (m)
r	=	รัศมียางรถ = 0.3 (m)

- หาเส้นรอบวงล้อรถ

จากสมการ

$$\begin{aligned} A &= 2\pi r \\ &= 2\pi(0.3) \\ &= 1.89 \text{ m} \end{aligned}$$

- หาความเร็วรอบเพลา

จากสมการ

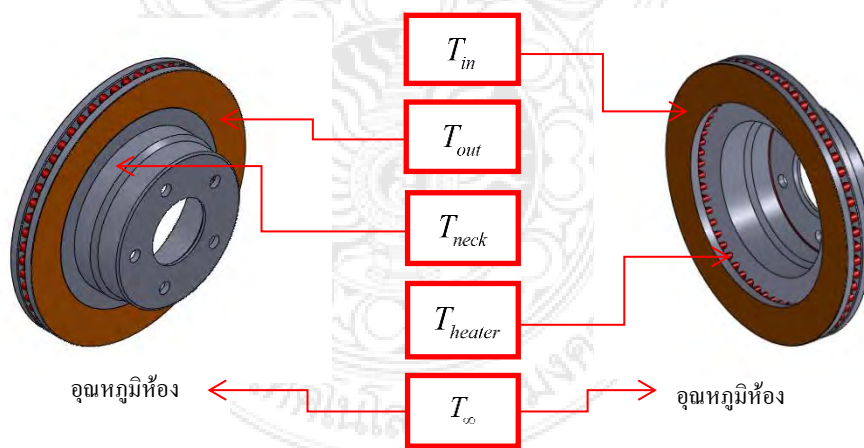
$$n = \frac{v}{A}$$

ตารางที่ 4.1 รูปแบบแสดงผลการทดสอบ

จานเบรก	อุณหภูมิ($^{\circ}\text{C}$)	ความเร็วรถยนต์(km/hr)	ความเร็วลม(m/s)
แบบตรง	100	90 , 110 , 140	11
	200		
	300		
แบบกลับ	100	90 , 110 , 140	11
	200		
	300		

4.1.1 จานเบรกแบบตรง

การทดสอบเพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของจานเบรกแบบตรงจะต้องทราบค่าอุณหภูมิในตำแหน่งต่างๆ ดังนี้ อุณหภูมิตัวทำความร้อน (T_{heater}), อุณหภูมิห้อง (T_{∞}), อุณหภูมิคอจานเบรก (T_{neck}), อุณหภูมิผิวจานเบรกด้านนอก (T_{out}), อุณหภูมิผิวจานเบรกด้านใน (T_{in}), อุณหภูมิเฉลี่ยของผิวจานเบรกด้านในและผิวจานเบรกด้านนอก (T_{ave}) ดังรูปที่ 4.1 เพื่อจะนำไปคำนวณหาปริมาณความร้อน (Q) แล้วจึงสามารถคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนได้



รูปที่ 4.1 ตำแหน่งอุณหภูมิต่างบนจานเบรกแบบตรง

ตารางที่ 4.2 อุณหภูมิผิวงานเบรกเริ่มต้นในการถ่ายเทความร้อน 100°C งานเบรกแบบตรง

ความเร็ว รถยนต์ (km/hr)	อุณหภูมิตำแหน่งต่างๆของงานเบรก(°C)						Q (Watt)
	T_{heater}	T_{∞}	T_{neck}	T_{out}	T_{in}	T_{ave}	
90	138.0	30.0	41.0	100.5	97.5	99.0	730.0
110	139.0	31.0	41.0	100.5	96.5	98.5	758.0
140	135.5	30.0	39.0	100.5	98.0	99.3	678.5
เฉลี่ย	137.5	30.3	40.3	100.5	97.3	99.0	722.2

ตารางที่ 4.3 อุณหภูมิผิวงานเบรกเริ่มต้นในการถ่ายเทความร้อน 200°C งานเบรกแบบตรง

ความเร็ว รถยนต์ (km/hr)	อุณหภูมิตำแหน่งต่างๆของงานเบรก(°C)						Q (Watt)
	T_{heater}	T_{∞}	T_{neck}	T_{out}	T_{in}	T_{ave}	
90	248.5	32.0	88.0	201.0	193.0	197.0	964.0
110	249.0	33.0	89.0	201.5	193.5	197.5	964.0
140	249.0	32.0	78.0	199.5	193.0	196.3	964.0
เฉลี่ย	248.8	32.3	85.0	200.6	193.3	197.2	946.0

ตารางที่ 4.4 อุณหภูมิผิวงานเบรกเริ่มต้นในการถ่ายเทความร้อน 300°C งานเบรกแบบตรง

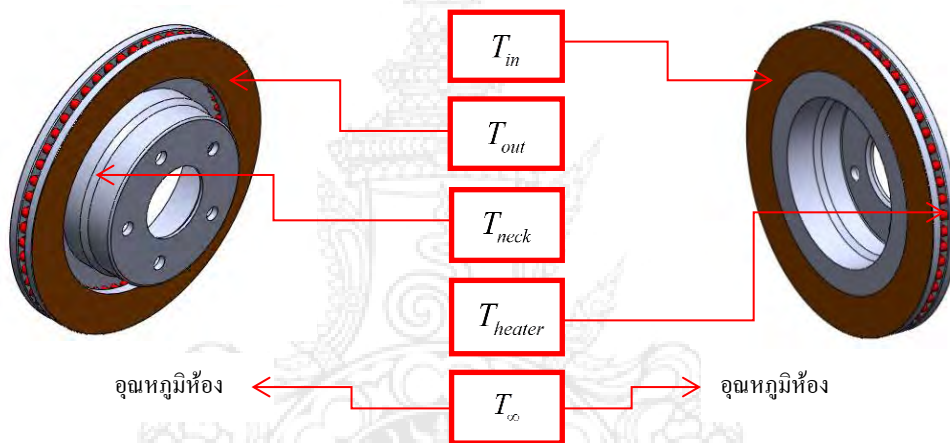
ความเร็ว รถยนต์ (km/hr)	อุณหภูมิตำแหน่งต่างๆของงานเบรก(°C)						Q (Watt)
	T_{heater}	T_{∞}	T_{neck}	T_{out}	T_{in}	T_{ave}	
90	357.0	31.0	144.0	302.0	300.0	301.0	1048.0
110	354.0	32.0	134.0	300.0	296.0	298.0	1,048.0
140	359.0	31.0	117.0	301.0	299.0	300.0	1,104.5
เฉลี่ย	356.6	31.3	131.6	301.0	298.3	299.7	1,066.6

จากตารางที่ 4.2, 4.3 และ 4.4 ที่อุณหภูมิผิวงานเบรกเริ่มต้นในการถ่ายเทความร้อน 100, 200 และ 300°C ที่ความเร็วรถยนต์รอบต่างๆพบว่าค่าของอุณหภูมิที่ตำแหน่งเดียวกันของงานเบรกจะมีค่าที่ใกล้เคียงกันมาก ซึ่งแสดงให้เห็นว่าที่ความเร็วรอบต่างๆของงานเบรกมีผลกระทบน้อย

มากต่อการถ่ายเทความร้อนของจานเบรก เพราะฉะนั้นข้อมูลที่ใช้หาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของจานเบรก จึงเลือกใช้ค่าอุณหภูมิเฉลี่ยในแต่ละตำแหน่งของทั้งสามความเร็วรถยนต์รวมกัน

4.1.2 จานเบรกแบบกลับ

การทดสอบเพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของจานเบรกแบบกลับจะต้องทราบค่าอุณหภูมิในตำแหน่งต่างๆ ดังนี้ อุณหภูมิตัวทำความร้อน (T_{heater}), อุณหภูมิห้อง (T_{∞}), อุณหภูมิคอจานเบรก (T_{neck}), อุณหภูมิผิวจานเบรกด้านนอก (T_{out}), อุณหภูมิผิวจานเบรกด้านใน (T_{in}), อุณหภูมิเฉลี่ยของผิวจานเบรกด้านในและผิวจานเบรกด้านนอก (T_{ave}) ดังรูปที่ 4.1 เพื่อจะนำไปคำนวณหาปริมาณความร้อน (Q) แล้วจึงสามารถคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนได้



รูปที่ 4.2 ตำแหน่งอุณหภูมิบนจานเบรกแบบกลับ

ตารางที่ 4.5 อุณหภูมิผิวจานเบรกเริ่มต้นในการถ่ายเทความร้อน 100°C จานเบรกแบบกลับ

ความเร็วรถยนต์ (km/hr)	อุณหภูมิตำแหน่งต่างๆของจานเบรก($^{\circ}\text{C}$)						Q (Watt)
	T_{heater}	T_{∞}	T_{neck}	T_{out}	T_{in}	T_{ave}	
90	140.5	27.0	41.0	100.5	100.5	100.5	749.0
110	142.0	25.0	40.0	104.5	100.5	102.5	739.5
140	138.0	30.0	42.0	99.5	101.0	100.3	706.5
เฉลี่ย	140.2	27.3	41.0	101.5	100.6	101.0	735.0

ตารางที่ 4.6 อุณหภูมิผิวงานเบรกเริ่มต้นในการถ่ายเทความร้อน 200°C งานเบรกแบบกลับ

ความเร็ว รถยนต์ (km/hr)	อุณหภูมิตำแหน่งต่างๆของงานเบรก(°C)						Q (Watt)
	T_{heater}	T_{∞}	T_{neck}	T_{out}	T_{in}	T_{ave}	
90	251.0	26.0	81.0	202.5	201.0	201.8	931.0
110	254.5	25.0	81.0	210.5	200.0	205.3	921.0
140	256.0	31.0	80.0	209.5	197.5	203.5	982.0
เฉลี่ย	254.0	27.3	80.6	207.5	199.5	203.5	944.6

ตารางที่ 4.7 อุณหภูมิผิวงานเบรกเริ่มต้นในการถ่ายเทความร้อน 300°C งานเบรกแบบกลับ

ความเร็ว รถยนต์ (km/hr)	อุณหภูมิตำแหน่งต่างๆของงานเบรก(°C)						Q (Watt)
	T_{heater}	T_{∞}	T_{neck}	T_{out}	T_{in}	T_{ave}	
90	353.0	26.0	126.0	300.5	298.0	299.3	1,006.0
110	357.0	25.0	118.0	305.0	301.0	303.0	1,011.0
140	358.0	30.0	115.0	300.5	299.0	299.8	1,090.5
เฉลี่ย	356.0	27.0	119.7	302.0	299.3	300.7	1,035.8

จากตารางที่ 4.5, 4.6 และ 4.7 ที่อุณหภูมิผิวงานเบรกเริ่มต้นในการถ่ายเทความร้อน 100, 200 และ 300 °C ที่ความเร็วรถยนต์รอบต่างๆ พบว่าค่าของอุณหภูมิที่ตำแหน่งเดียวกันของงานเบรกจะมีค่าที่ใกล้เคียงกันมาก ซึ่งแสดงให้เห็นว่าที่ความเร็วรอบต่างๆของงานเบรกมีผลกระทบต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนของงานเบรก เพราะฉะนั้นข้อมูลที่ใช้หาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของงานเบรก จึงเลือกใช้ค่าอุณหภูมิเฉลี่ยในแต่ละตำแหน่งของทั้งสามความเร็วรถยนต์

4.1.3 ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน

นำค่าปริมาณความร้อน(Q) ของระบบมาคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่ตำแหน่งต่างๆดังนี้ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนผิวงานเบรกด้านใน (h_m), สัมประสิทธิ์การพาความร้อนงานเบรกด้านนอก (h_{out}), ส่วนค่าเฉลี่ยสัมประสิทธิ์การพาความร้อนทั้งสองด้านของงานเบรก (h_{ave}) แต่เนื่องจากความเร็วรอบของงานเบรกเป็นความเร็วรถยนต์ที่ไม่มีผลกระทบต่อการถ่ายเท

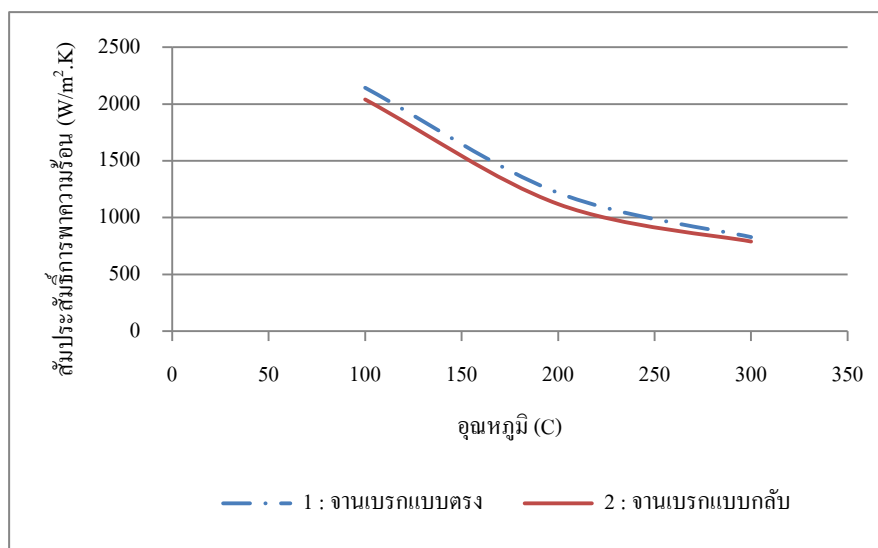
ความร้อน จึงเฉลี่ยค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนทั้งสามความเร็วรอบเป็นค่าเดียว ($h_{ave,total}$)
ดังตารางที่ 4.8, 4.9

ตารางที่ 4.8 ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของจานเบรกแบบตรง

อุณหภูมิ ผิวจาน เบรก เริ่มต้น	h (W/m ² .K)									$h_{ave,total}$
	90 km/hr			110 km/hr			140 km/hr			
	h_{in}	h_{out}	h_{ave}	h_{in}	h_{out}	h_{ave}	h_{in}	h_{out}	h_{ave}	
100	2,220	2,127	2,173	2,340	2,209	2,274	2,019	1,950	1,984	2,143
200	1,247	1,188	1,217	1,251	1,191	1,221	1,241	1,193	1,217	1,218
300	811	805	808	827	814	821	858	852	855	828

ตารางที่ 4.9 ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของจานเบรกแบบกลับ

อุณหภูมิ ผิวจาน เบรก เริ่มต้น	h (W/m ² .K)									$h_{ave,total}$
	90 km/hr			110 km/hr			140 km/hr			
	h_{in}	h_{out}	h_{ave}	h_{in}	h_{out}	h_{ave}	h_{in}	h_{out}	h_{ave}	
100	2,066	2,066	2,066	2,040	1,937	1,989	2,044	2,088	2,066	2,040
200	1,108	1,099	1,104	1,097	1,035	1,066	1,229	1,147	1,188	1,119
300	770	763	767	763	752	757	844	839	842	789

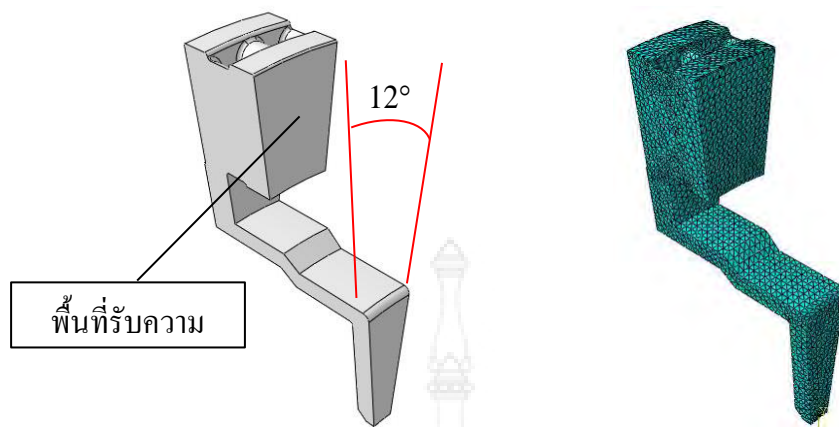


รูปที่ 4.3 การเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจานเบรกทั้ง 2 แบบ

จากรูปที่ 4.3 จะพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของจานเบรกทั้งสองแบบมีลักษณะพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนที่ใกล้เคียงกัน โดยที่ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของจานเบรกแบบตรงช่วงอุณหภูมิ 300 °C มีค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน 825 W/m².K ขณะเดียวกันที่จานเบรกแบบกลับมีค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน 789 W/m².K ซึ่งมีผลต่างของทั้งสองแบบมีค่าเท่ากับ 4.4% แต่โดยรวมแล้วจานเบรกทั้งสองแบบมีแนวโน้มค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนไปในทิศทางเดียวกันคือ ที่อุณหภูมิสูงค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจะต่ำ ในขณะที่อุณหภูมิต่ำค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจะเพิ่มขึ้นตามลำดับ

4.2 ผลการจำลองด้วยระเบียบไฟไนต์เอลิเมนต์

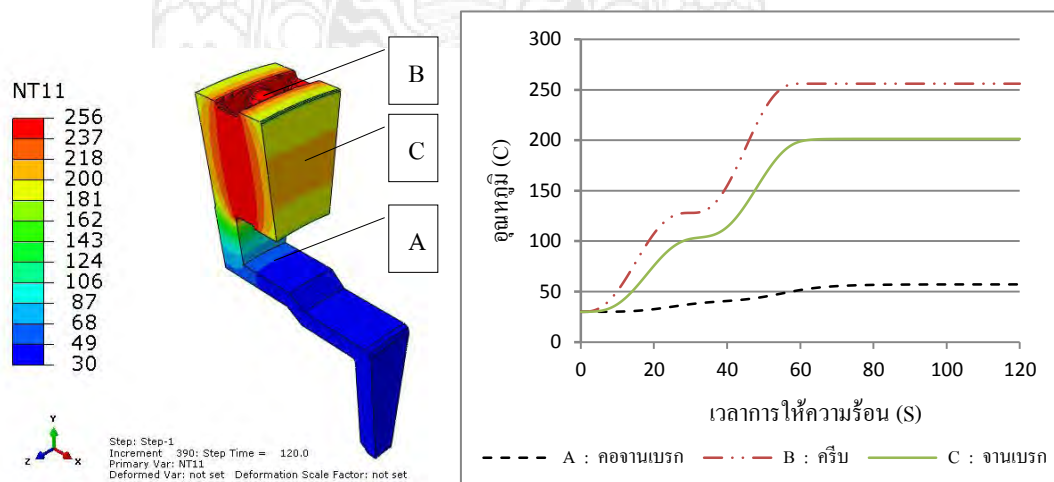
เพื่อทำการวิเคราะห์พฤติกรรมทางด้านอุณหภูมิของจานเบรกแบบตรงและจานเบรกแบบกลับ ขนาดและมิติของจานเบรกมีความซ้ำและคล้ายกัน โดยจานเบรกทั้งหมด 360 องศา มีโหนดทั้งหมด 728,469 โหนด และมี 346,890 เอลิเมนต์ ในขณะที่จานเบรก 12 องศา มีโหนดทั้งหมด 33,879 โหนด และมี 14,730 เอลิเมนต์ เพื่อลดขั้นตอนในการคำนวณ แบบจำลองจึงถูกสร้างเพียงแค่ส่วนเดียว ซึ่งมีขนาดเท่ากับ 12 องศา จากรูปเต็มของจานเบรก ดังรูปที่ 4.4 โดยการจำลองด้วยระเบียบไฟไนต์เอลิเมนต์ได้จัดลำดับการจำลองดังนี้ ตรวจสอบความน่าเชื่อถือของสภาวะการทดสอบแล้วจำลองหาพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อน ซึ่งจะเปรียบเทียบพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนของจานเบรก ระหว่างจานเบรกแบบตรงกับจานเบรกกลับ ที่อุณหภูมิเริ่มต้นการถ่ายเทความร้อน 100, 200 และ 300 °C โดยใช้เวลาการถ่ายเทความร้อน 120 วินาที



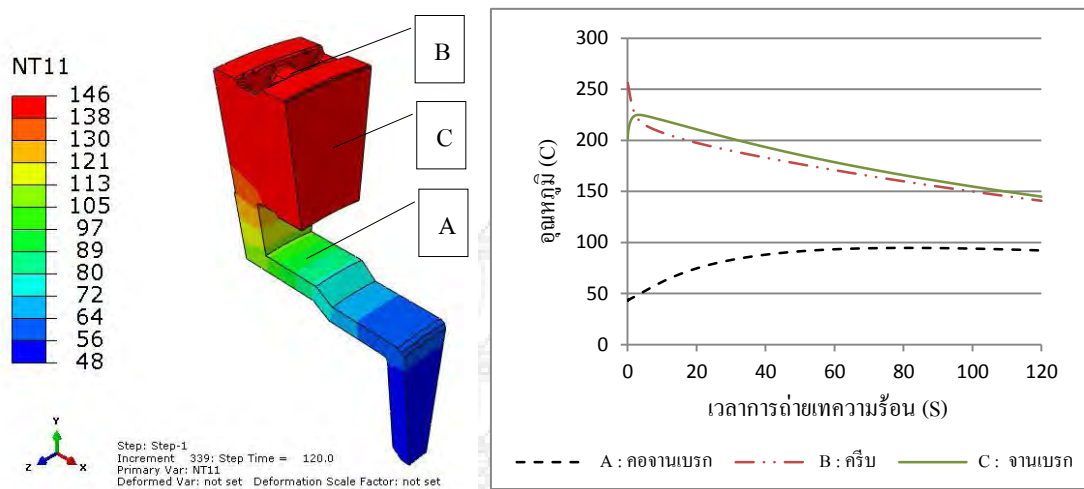
รูปที่ 4.4 งานเบรคขนาด 12 องศาและการแบ่ง Mesh ในการจำลอง

4.2.1 การตรวจสอบความน่าเชื่อถือของสภาวะการทดสอบ

การตรวจสอบโดยการให้ความร้อนกับงานเบรคในปริมาณที่เท่ากันในสภาวะการทดสอบและการจำลองโดยกำหนดค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน, ขอบเขตเงื่อนไขที่เหมือนกันดังรูปที่ 4.5 แล้วทำการตรวจสอบพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนหลังจากเวลาผ่านไป 120 วินาที ดังรูปที่ 4.6 แล้วเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนระหว่างการทดสอบและการจำลองซึ่งมีตัวแปรตั้งนี้ อุณหภูมิเริ่มต้น ($T_{Initial}$) และอุณหภูมิสุดท้าย (T_{Final}) ดังตารางที่ 4.10



รูปที่ 4.5 การให้ความร้อนกับงานเบรค



รูปที่ 4.6 การถ่ายเทความร้อนจานเบรก

ตารางที่ 4.10 การเปรียบเทียบผลการทดสอบและผลการจำลอง

รูปแบบ	ช่วงการให้ความร้อนกับจานเบรก			ช่วงการถ่ายเทความร้อนจานเบรก			
	เวลา S	อุณหภูมิผิวจานเบรก(°C)		เวลา S	อุณหภูมิผิวจานเบรก(°C)		การถ่ายเท ความร้อน(%)
		$T_{Initial}$	T_{Final}		$T_{Initial}$	T_{Final}	
ทดสอบ	NA	30.0	203.5	120	203.5	134.0	34.0
จำลอง	NA	30.0	201.5	120	201.5	146.0	27.5

จากการตรวจสอบความน่าเชื่อถือภายใต้เงื่อนไขและขอบเขตเดียวกันพบว่าพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนหลังจากเวลาผ่านไป 120 วินาทีในกรณีการทดสอบอุณหภูมิลดลงจาก 203.5°C เหลือ 134.0°C ซึ่งเทียบเท่าเป็นการถ่ายเทความร้อน 34.0 % ในขณะที่กรณีการจำลองอุณหภูมิลดลงจาก 201.5°C เหลือ 146.0°C ซึ่งเทียบเท่าเป็นการถ่ายเทความร้อน 27.5 % โดยมีความแตกต่างกันระหว่างการทดสอบและการจำลองเท่ากับ 7% ดังตารางที่ 4.10 ถือว่าเป็นค่าที่ยอมรับได้ซึ่งผลที่แตกต่างข้างต้นนี้อาจมีผลมาจากเงื่อนไขและขอบเขตในการจำลองหรือเครื่องมืออุปกรณ์ในการทดสอบไม่มีประสิทธิภาพเท่าที่ควร จึงทำให้เกิดผลต่างดังกล่าว

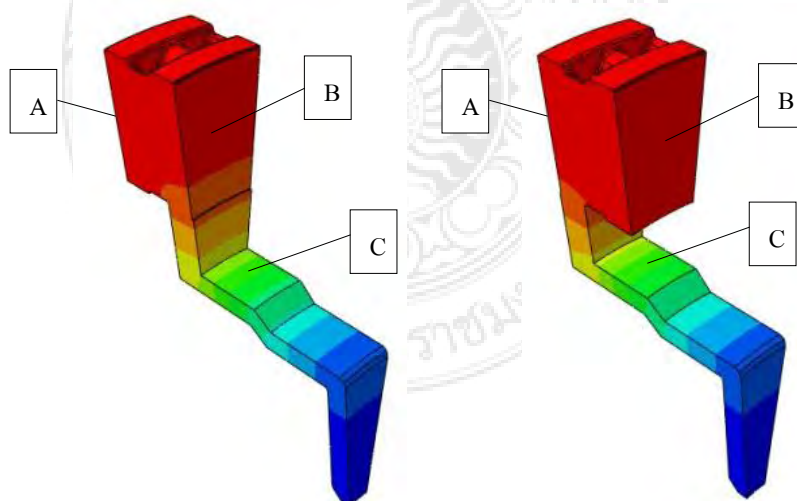
4.2.2 การจำลองพฤติกรรมถ่ายเทความร้อน

การจำลองหาพฤติกรรมถ่ายเทความร้อนของจานเบรกทั้ง 2 แบบ จะจำลองที่อุณหภูมิเริ่มต้นการถ่ายเทความร้อนทั้งหมดสามอุณหภูมิดังนี้ 100, 200 และ 300 °C โดยใช้เวลาการถ่ายเทความร้อนที่เท่ากันทั้งหมด 120 วินาที ดังตารางที่ 4.11

ตารางที่ 4.11 รูปแบบการจำลองด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

อุณหภูมิเริ่มต้น(°C)	จานเบรก	เวลาที่ใช้ถ่ายเทความร้อน(s)
100	แบบตรง	120
	แบบกลับ	
200	แบบตรง	120
	แบบกลับ	
300	แบบตรง	120
	แบบกลับ	

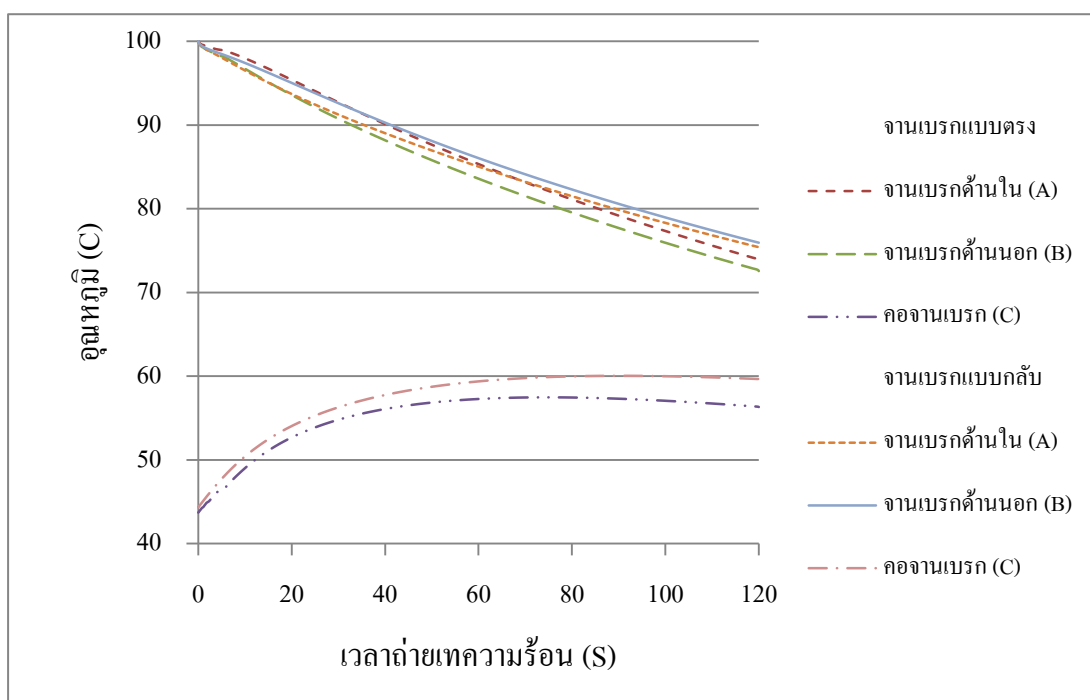
ตำแหน่งอุณหภูมิต่างๆบนจานเบรกที่จะศึกษาเปรียบเทียบพฤติกรรมถ่ายเทความร้อนระหว่างจานเบรกแบบตรงและจานเบรกแบบกลับมีทั้งหมดสามจุด คือผิวจานเบรกด้านใน (A), ผิวจานเบรกด้านนอก (B) และส่วนคอจานเบรก (C) ดังรูปที่ 4.7



รูปที่ 4.7 ตำแหน่งอุณหภูมิของจานเบรกแบบกลับและจานเบรกแบบตรง

1. การจำลองที่อุณหภูมิเริ่มต้นการถ่ายเทความร้อน 100 °C

การจำลองโดยการให้ความร้อน 100 °C บริเวณผิวงานเบรกทั้งสองด้านของจานเบรกทั้งสองแบบ จนอุณหภูมิคงที่ แล้วหยุดให้ความร้อน จึงทำการถ่ายเทความร้อน ใช้เวลา 120 วินาที ซึ่งค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในการจำลองใช้ค่าจากการทดสอบ



รูปที่ 4.8 พฤติกรรมการถ่ายเทความร้อน 100 °C ของจานเบรกแบบกลับและจานเบรกแบบตรง

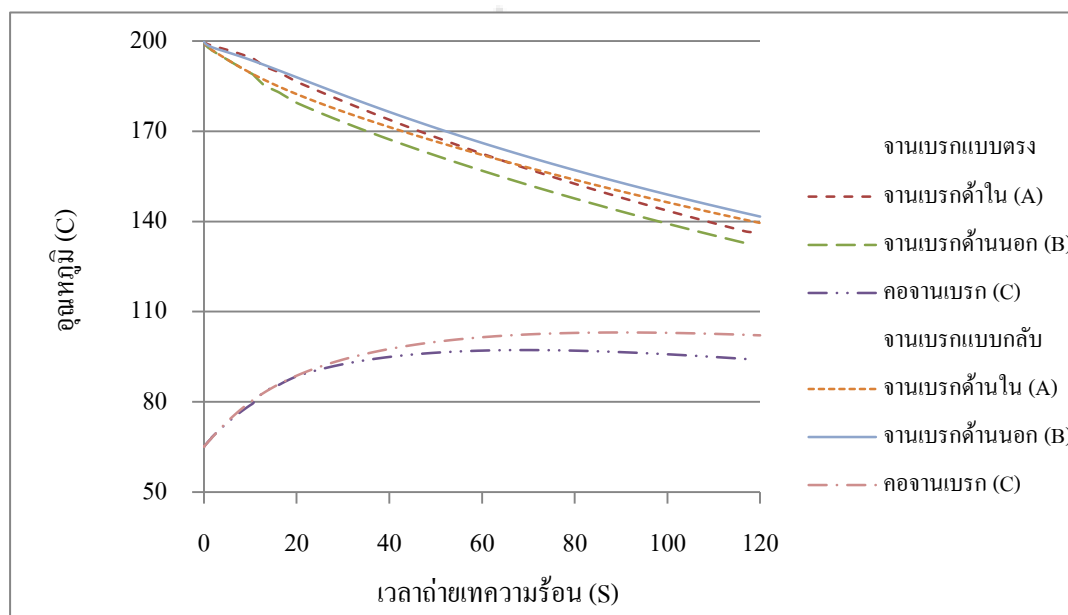
ตารางที่ 4.12 อุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆและเปอร์เซ็นต์การถ่ายเทความร้อนที่ 100 °C

จานเบรก	อุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆ(°C)				ปริมาณการถ่ายเทความร้อน (%)
	T_A	T_B	T_C	$T_{aver,A-B}$	
แบบตรง	73.7	72.2	56.3	73.0	27.1
แบบกลับ	75.0	76.0	60.8	75.5	24.5

จากรูปที่ 4.8 และตารางที่ 4.12 การจำลองด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์พบว่าจานเบรกแบบตรงมีการถ่ายเทความร้อนจากอุณหภูมิ 100 °C เหลือ 73.0 °C ซึ่งเทียบเท่าเป็นการถ่ายเทความร้อน 27.1 % ในขณะที่เดียวกันจานเบรกแบบกลับมีการถ่ายเทความร้อนจากอุณหภูมิ 100 °C เหลือ 75.5 °C ซึ่งเทียบเท่าเป็นการถ่ายเทความร้อน 24.5 % โดยมีความแตกต่างกันระหว่างจานเบรกแบบตรงและจานเบรกแบบกลับเท่ากับ 2.6 % ดังนั้นแสดงให้เห็นว่าจานเบรกแบบตรงมีความสามารถพาความร้อนดีกว่าจานเบรกแบบกลับ

2. ผลการจำลองที่อุณหภูมิเริ่มต้นการถ่ายเทความร้อน 200 °C

การจำลองโดยการให้ความร้อน 200 °C บริเวณผิวจานเบรกทั้งสองด้านของจานเบรกทั้งสองแบบ จนอุณหภูมิคงที่ แล้วหยุดให้ความร้อน จึงทำการถ่ายเทความร้อน ใช้เวลา 120 วินาที ซึ่งค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในการจำลองใช้ค่าจากการทดสอบ



รูปที่ 4.9 พฤติกรรมการถ่ายเทความร้อน 200 °C ของจานเบรกแบบกลับและจานเบรกแบบตรง

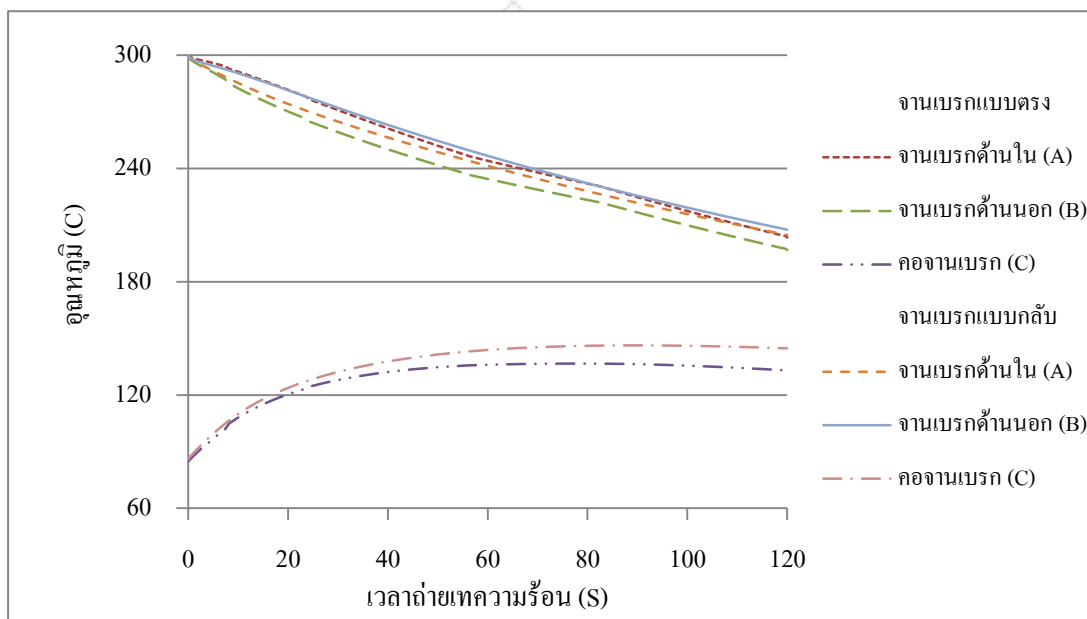
ตารางที่ 4.13 อุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆและเปอร์เซ็นต์การถ่ายเทความร้อนที่ 200 °C

จานเบรก	อุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆ(°C)				ปริมาณการถ่ายเทความร้อน (%)
	T_A	T_B	T_C	$T_{aver,A-B}$	
แบบตรง	136.5	132.5	97	134.5	33.0
แบบกลับ	140.0	141.5	102.2	141.0	29.6

จากรูปที่ 4.9 และตารางที่ 4.13 การจำลองด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์พบว่าจานเบรกแบบตรงมีการถ่ายเทความร้อนจากอุณหภูมิ 200 °C เหลือ 134.5 °C ซึ่งเทียบเท่าเป็นการถ่ายเทความร้อน 33.0 % ในขณะที่จานเบรกแบบกลับมีการถ่ายเทความร้อนจากอุณหภูมิ 200 °C เหลือ 141.0 °C ซึ่งเทียบเท่าเป็นการถ่ายเทความร้อน 29.6 % โดยมีความแตกต่างกันระหว่างจานเบรกแบบตรงและจานเบรกแบบกลับเท่ากับ 3.4 % ดังนั้นแสดงให้เห็นว่าจานเบรกแบบตรงมีความสามารถการพาความร้อนดีกว่าจานเบรกแบบกลับ

3. ผลการจำลองที่อุณหภูมิเริ่มต้นการถ่ายเทความร้อน 300 °C

การจำลองโดยให้ความร้อน 300 °C บริเวณผิวจานเบรกทั้งสองด้านของจานเบรกทั้งสองแบบ จนอุณหภูมิคงที่ แล้วหยุดให้ความร้อน จึงทำการถ่ายเทความร้อน ใช้เวลา 120 วินาที ซึ่งค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในการจำลองใช้ค่าจากการทดสอบ



รูปที่ 4.10 พฤติกรรมการถ่ายเทความร้อน 300°C ของจานเบรกแบบกลับและจานเบรกแบบตรง

ตารางที่ 4.14 อุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆและเปอร์เซ็นต์การถ่ายเทความร้อนที่ 300°C

จานเบรก	อุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆ(°C)				ปริมาณการถ่ายเทความร้อน (%)
	T_A	T_B	T_C	$T_{aver. A-B}$	
แบบตรง	198.9	192.7	131.8	195.8	34.7
แบบกลับ	204.7	207.2	144.7	205.9	31.4

จากรูปที่ 4.10 และตารางที่ 4.14 การจำลองด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์พบว่าจานเบรกแบบตรงมีการถ่ายเทความร้อนจากอุณหภูมิ 300 °C เหลือ 195.8 °C ซึ่งเทียบเท่าเป็นการถ่ายเทความร้อน 34.7 % ในขณะที่จานเบรกแบบกลับมีการถ่ายเทความร้อนจากอุณหภูมิ 300 °C เหลือ 205.9 °C ซึ่งเทียบเท่าเป็นการถ่ายเทความร้อน 31.4 % โดยมีความแตกต่างกันระหว่างจานเบรกแบบตรงและจานเบรกแบบกลับเท่ากับ 3.3 % ดังนั้นแสดงให้เห็นว่าจานเบรกแบบตรงมีความสามารถในการพาความร้อนดีกว่าจานเบรกแบบกลับ

4.2.3 การเปรียบเทียบผลต่างของอุณหภูมิ

การเปรียบเทียบผลต่างของอุณหภูมิจะพิจารณาจากสองด้านของจานเบรคทั้งสองแบบที่ได้ จากการจำลองมาเปรียบเทียบดังตารางที่ 4.15 หากมีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่ต่างกันมากก็จะส่งผลให้เกิดความเค้นเนื่องจากอุณหภูมิภายในจานเบรคได้

ตารางที่ 4.15 ผลต่างของอุณหภูมิ

อุณหภูมิ (°C)	อุณหภูมิจานเบรคแบบตรง (°C)			อุณหภูมิจานเบรคแบบกลับ (°C)		
	ด้านใน	ด้านนอก	ผลต่าง	ด้านใน	ด้านนอก	ผลต่าง
100	73.7	72.2	1.5	75.0	76.0	1.0
200	136.5	132.5	4.0	140.0	141.0	1.0
300	198.9	192.7	6.2	204.7	207.2	2.5
เฉลี่ย	136.4	132.5	3.9	139.9	141.4	1.5

จากตารางที่ 4.15 พบว่าจานเบรคแบบตรงมีผลต่างอุณหภูมিরะหว่างด้านในและด้านนอก เฉลี่ย 3.9 °C ในขณะที่จานเบรคแบบกลับมีผลต่างอุณหภูมিরะหว่างด้านในและด้านนอกเฉลี่ย 1.5 °C ซึ่งจะแสดงให้เห็นว่าจานเบรคแบบตรงมีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่สูงกว่าจานเบรคแบบกลับ ดังนั้นจึงมีโอกาสเกิดความเค้นเนื่องจากอุณหภูมิมากกว่า ซึ่งจะส่งผลต่อการเสีรฐประหว่งการใช้งำนได้

4.2.4 การเปรียบเทียบความสามารถการถ่ายเทความร้อน

ผลการถ่ายเทความร้อนจากการจำลองของจานเบรคทั้งสองแบบ ที่อุณหภูมิเริ่มต้นการถ่ายเทความร้อน 100, 200 และ 300 °C มาเปรียบเทียบความสามารถการถ่ายเทความร้อน เพื่อศึกษาความสามารถการถ่ายเทความร้อนในอุณหภูมิต่างๆดังตารางที่ 4.16

ตารางที่ 4.16 ความสามารถในการถ่ายเทความร้อนในอุณหภูมิต่างๆ

ความสามารถการถ่ายเทความร้อน (%)								
อุณหภูมิ 100 °C			อุณหภูมิ 200 °C			อุณหภูมิ 300 °C		
แบบตรง	แบบกลับ	เฉลี่ย	แบบตรง	แบบกลับ	เฉลี่ย	แบบตรง	แบบกลับ	เฉลี่ย
27.1	24.5	25.8	32.8	29.6	31.2	34.7	31.4	33.0

จากตารางที่ 4.16 พบว่าที่อุณหภูมิเริ่มต้นการถ่ายเทความร้อน 100, 200 และ 300 °C ความสามารถในการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยอยู่ที่ 25.8 %, 31.2 % และ 33 % ตามลำดับ ซึ่งแสดงให้เห็นว่าที่อุณหภูมิสูงขึ้น ความสามารถในการถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้น ในขณะที่อุณหภูมิต่ำ ความสามารถในการถ่ายเทความร้อนจะลดลง

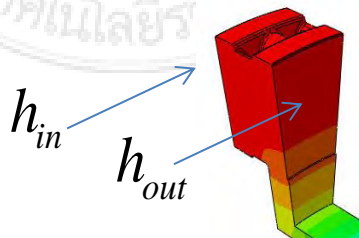


บทที่ 5 สรุปผลและข้อเสนอแนะ

บทนี้จะกล่าวถึงการสรุปผลศึกษา การทดสอบ การจำลอง ปัญหาอุปสรรค และข้อเสนอแนะซึ่งจะสะท้อนให้เห็นถึงระดับผลสำเร็จของการดำเนินงาน โดยผลสรุปของโครงการแบ่งออกเป็น 2 ส่วนหลักดังนี้

5.1 สรุปผลการทดลอง

จากการทดสอบหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของจานเบรกแบบตรงและจานเบรกแบบกลับ โดยอ้างอิงสภาวะการทดสอบตามมาตรฐาน JASO C406 : 2000 ซึ่งเป็นมาตรฐานที่กล่าวถึงขั้นตอนการทดสอบอุปกรณ์การเบรกของรถยนต์ ด้วยการใช้เครื่องทดสอบแบบไดนาโมมิเตอร์ เพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน โดยสามารถทำอุณหภูมิที่ผิวจานเบรกสูงสุดได้เพียง 200°C เนื่องจากมีข้อจำกัดด้านประสิทธิภาพของชุดทดสอบที่ไม่สามารถสร้างอุณหภูมิที่ผิวจานเบรกให้มากกว่า 200°C ณ ที่ความเร็วรอบของการทดสอบภายใต้สภาวะอุณหภูมิคงตัว นอกจากนี้พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของจานเบรกทั้งสองแบบมีลักษณะพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนไปในทิศทางเดียวกัน จะเห็นว่าจานเบรกแบบตรงที่อุณหภูมิ 100, 200 และ 300°C มีค่าเท่ากับ 2,143, 1,218 และ $828 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ ตามลำดับ และจานเบรกแบบกลับที่อุณหภูมิ 100, 200 และ 300°C มีค่าเท่ากับ 2,040, 1,119 และ $789 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ ตามลำดับ โดยเมื่อจานเบรกถูกใช้งานอยู่ในสภาวะอุณหภูมิสูงจะพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจะต่ำ ในทางตรงกันข้ามเมื่ออุณหภูมิจานเบรกลดต่ำลงค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจะเพิ่มขึ้น โดยจานเบรกแบบตรงมีค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนมากกว่าจานเบรกแบบกลับโดยเฉลี่ย 4.4 %



รูปที่ 5.1 การถ่ายเทความร้อนแบบการพาความร้อน

5.2 สรุปผลการจำลอง

จากการจำลองด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์พบว่าจานเบรกแบบตรงมีความสามารถในการถ่ายเทความร้อนมากกว่าจานเบรกแบบกลับ จากอุณหภูมิเริ่มต้น 100, 200 และ 300 °C ภายในระยะเวลา 120 วินาที มีค่าเท่ากับ 2.55, 3.15 และ 3.37 % ตามลำดับ ซึ่งจานเบรกแบบตรงมีความสามารถในการถ่ายเทความร้อนมากกว่าจานเบรกแบบกลับเฉลี่ย 3.02 % โดยจานเบรกทั้งสองแบบมีพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนที่ต่างกัน คือจานเบรกแบบตรงที่ผิวจานเบรกด้านในมีอุณหภูมิสูงกว่าผิวจานเบรกด้านนอก เนื่องจากผิวจานเบรกด้านนอกมีการถ่ายเทความร้อนทั้งการนำความร้อนสู่คอจานเบรกและการพาความร้อนสู่บรรยากาศ ในขณะที่ผิวจานเบรกด้านในมีการถ่ายเทความร้อนด้วยการพาความร้อนออกสู่บรรยากาศเพียงอย่างเดียวเท่านั้น จึงส่งผลให้มีผลต่างของอุณหภูมิระหว่างผิวด้านในและผิวด้านนอก เฉลี่ย 3.9 °C ส่วนจานเบรกแบบกลับที่ผิวด้านนอกของจานเบรกมีอุณหภูมิสูงกว่าผิวจานเบรกด้านใน เนื่องจากผิวจานเบรกด้านในมีการถ่ายเทความร้อนทั้งการนำความร้อนสู่คอจานเบรกและการพาความร้อนสู่บรรยากาศ ในขณะที่ผิวจานเบรกด้านนอกมีการถ่ายเทความร้อนด้วยการพาความร้อนเพียงอย่างเดียวเท่านั้น จึงส่งผลให้มีผลต่างของอุณหภูมิระหว่างผิวด้านในและผิวด้านนอก เฉลี่ย 1.5 °C ซึ่งผลดังกล่าวแสดงให้เห็นว่าจานเบรกแบบตรงมีความต่างอุณหภูมิที่มากกว่าจานเบรกแบบกลับ จากการกระจายของอุณหภูมิผลต่างดังกล่าวจานเบรกแบบตรงจึงมีโอกาสเกิดความเค้นเนื่องจากอุณหภูมิมากกว่าจานเบรกแบบกลับ จึงทำให้จานเบรกแบบตรงมีโอกาสเกิดการการเสียรูปและความเสี่ยงแตกหักเสียหายจนเกิดอันตรายระหว่างการใช้งานมากกว่าจานเบรกแบบกลับ

5.3 ปัญหาและอุปสรรค

5.3.1 อุปกรณ์ทำความร้อนที่ใช้ในการทดสอบมีข้อจำกัดในการสร้างอุณหภูมิ ณ ที่ความเร็วรอบของการทดสอบ

5.3.2 เนื่องจากมีความจำเป็นต้องวัดอุณหภูมิหลายจุดในเวลาเดียวกัน ความแม่นยำของเครื่องมือวัดจึงผลกระทบต่อความคลาดเคลื่อนของข้อมูลที่ได้จากการทดลองสูง

5.3.3 การจำลองด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ จำเป็นต้องใช้คอมพิวเตอร์ที่มีประสิทธิภาพสูงเพื่อลดระยะเวลาในการคำนวณแบบจำลอง

5.4 ข้อเสนอแนะ

5.4.1 ควรคำนึงถึงสภาพอากาศก่อนการทดสอบ เช่น กลางวัน กลางคืน และสภาพอากาศที่แตกต่างกัน ซึ่งส่งผลต่อความแม่นยำของค่าที่ได้จากการทดสอบ

5.4.2 ควรใช้อุปกรณ์ทำความร้อนที่สามารถสร้างอุณหภูมิสูงได้ ณ ที่ความเร็รรอบของการทดสอบ

5.4.3 ควรใช้เครื่องมือวัดที่มีหลักการทำงานแบบเดียวกัน เพื่อลดความคลาดเคลื่อนของข้อมูลจากการทดสอบ

5.4.4 เนื่องจากอุณหภูมิที่ตำแหน่งที่รัศมีเดียวกันของจานเบรก มีค่าเท่ากันในการจำลองด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์สามมิติ จึงเสนอแนะให้ทำการจำลองด้วยแบบจำลองสองมิติ เพื่อลดทรัพยากรทางคอมพิวเตอร์ให้สามารถทำการคำนวณได้



บรรณานุกรม

- นักสิทธิ์ คุ้มณาชัย, (2553). การถ่ายเทความร้อน. ฟิสิกส์เซ็นเตอร์, กรุงเทพมหานคร
- บุญธรรม วงศ์ไชย, (2551). การวิเคราะห์ความเค้นในเบรกแบบจานโดยใช้ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์, การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 22
- มนตรี พิรุณเกษตร, (2545). กลศาสตร์ของไหล พิมพ์ครั้งที่ .1. วิทยาพัฒน์, กรุงเทพมหานคร
- สายประสิทธิ์ เกิดนิยม, (2546). การวิเคราะห์ทางด้านอุณหภูมิจานเบรกรถยนต์ต่างๆ. วารสารวิชาการพระจอมเกล้าพระนครเหนือ ปีที่ 13 ฉบับที่ 1
- ทศนพ กำเนิดทอง ,สุรเชษฐ์ ชูติมา และอำนาจ สิริวัฒนผลกุล, (2548). การวิเคราะห์การกระจายตัวอุณหภูมิบนจานเบรก, การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 19
- สายประสิทธิ์ เกิดนิยม, (2549). การศึกษาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของจานเบรกรถยนต์. การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 20
- เดช พุทธเจริญทอง, (2541). การวิเคราะห์ด้วยวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์. พิมพ์ดี, กรุงเทพมหานคร
- Dufrénoy P., Bodovillé G., and Degallaix G., (2002). Damage mechanisms and thermomechanical loading of brake discs. European Structural Integrity Society 29. pp. 167–176.
- Qi H.S. and Day A.J., (2007). Investigation of disc/pad interface temperatures in friction braking. Wear 262 , pp. 505–513.
- Saric S., Bab-Hadiashar A. and Walt J., (2009). Estimating clamp force for brake-by-wire systems: Thermal considerations. Mechatronics 19, pp. 886–895.
- Thevenet J., Siroux M., and Desmet B., (2010). Measurements of brake disc surface temperature and emissivity by two-color pyrometry. Applied Thermal Engineering 30, pp. 753–759.

ภาคผนวก
คู่มือการใช้งานเครื่อง



วิธีการใช้งาน

1. เตรียมเครื่องทดสอบคุณสมบัติทางกลของผ้าเบรก
2. ติดตั้งกล่องครอบวัสดุกับเครื่องทดสอบ
3. ติดตั้งโหลดเซลเข้ากับแท่งกดวัสดุ
4. ติดตั้งหัวกดวัสดุเข้ากับแท่งกดวัสดุ
5. ติดตั้งฐานรองรับวัสดุ
6. ติดตั้งฉนวนเข้ากับแผ่นรองฉนวน
7. ติดตั้งแผ่นรองรับวัสดุและต่อสายสายไฟเข้ากับชุดกำเนิดความร้อน
8. ป้อนคำสั่งการกดด้วยโปรแกรมจากคอมพิวเตอร์
9. ตรวจสอบอุปกรณ์ต่างๆ ก่อนเริ่มทำการทดสอบ
10. ทำการทดสอบตามตารางการทดสอบ (4.1 และ4.2)
11. บันทึกค่าที่ได้จากการทดลอง
12. เมื่อทำการทดสอบเสร็จเรียบร้อยแล้ว ให้ปิดสวิตซ์ OFF ที่เครื่องทดสอบและชุดกำเนิดความร้อน
13. หลังจากการทดสอบควรทำความสะอาดที่แผ่นรองรับวัสดุทุกครั้ง

ข้อควรระวังในการใช้งาน

1. ก่อนการใช้งานเครื่องทดสอบควรตรวจสอบอุปกรณ์ ชิ้นส่วนต่างๆ ของเครื่องว่าอยู่ในสภาพพร้อมใช้งานหรือไม่
2. ก่อนการใช้งานควรปรับ (Stopper) ความสูงของเครื่องทดสอบให้ได้ระดับ
3. ในขณะที่เครื่องกำลังทำงานไม่ควรเปิดกล่องครอบวัสดุ เพราะอาจเกิดอันตรายได้
4. เมื่อทำการตัดผ้าเบรกควรมีผ้าปิดจมูกทุกครั้ง
5. ควรสวมถุงมือทนความร้อนขณะจับวัสดุ

การบำรุงรักษา

1. ทำความสะอาดและชโลมน้ำมันบางๆที่แผ่นรองรับวัสดุเพื่อป้องกันสนิม
2. ทำความสะอาดตัวเครื่องด้วยผ้าสะอาดทุกครั้งหลังใช้งานเสร็จเพื่อป้องกันฝุ่นละออง
3. ควรติดตั้งระบบไฟสำรองทุกครั้งก่อนใช้งาน

ประวัติผู้วิจัย



หัวหน้าโครงการ

1. ชื่อ-นามสกุล (ภาษาไทย) นายกุลยศ สุวันทโรจน์
(ภาษาอังกฤษ) Mr.Kullayot Suwantaraj
2. หมายเลขประจำตัวประชาชน 3 8101 00152 36 5
3. ตำแหน่งปัจจุบัน อาจารย์ระดับ 7
4. หน่วยงานและสถานที่ที่ติดต่อได้สะดวก พร้อมหมายเลขโทรศัพท์ โทรสาร และ e-mail
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร
1381 ถ10800 พิบูลสงคราม แขวงบางซื่อ เขตบางซื่อ กรุงเทพฯ.
โทรศัพท์: 02-9132424 ต่อ 138
โทรสาร: 02-9132424 ต่อ 138
E- mail : ellipse_b@hotmail.com

5. ประวัติการศึกษา

ระดับปริญญา	อักษรย่อปริญญา	วิชาเอก	สถานศึกษา	ปีที่สำเร็จ	ประเทศ
ปริญญาโท	วศม..	วิศวกรรมเครื่องกล	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ	2546	ไทย
ปริญญาตรี	วศบ..	วิศวกรรมเครื่องกล (เกียรตินิยมอันดับสอง)	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ	2541	ไทย

6. สาขาวิชาการที่มีความชำนาญพิเศษ (แตกต่างจากวุฒิการศึกษา) ระบุสาขาวิชาการ

การเผาไหม้ขี้เถ้าชุมชน

การอนุรักษ์พลังงานในโรงงานและอาคาร

การผลิตไบโอดีเซลชุมชน

สิ่งประดิษฐ์ทางการเกษตร

7. ประสบการณ์ที่เกี่ยวข้องกับการบริหารงานวิจัยทั้งภายในและภายนอกประเทศ โดยระบุสถานภาพในการทำการวิจัยว่าเป็นผู้อำนวยการแผนงานวิจัย หัวหน้าโครงการวิจัย หรือผู้ร่วมวิจัยในแต่ละข้อเสนอการวิจัย

7.1 ผู้อำนวยการแผนงานวิจัย : -

7.2 หัวหน้าโครงการวิจัย :

- การออกแบบงานเบรกเชิงการสะสมความร้อนเพื่อความปลอดภัย

7.3 งานวิจัยที่ทำเสร็จแล้ว :

ผลงานวิจัย	ปีที่พิมพ์	การเผยแพร่	แหล่งทุน	ตำแหน่ง
1. ตู้อบพลังงานแสงอาทิตย์แบบผสมผสาน	2549	การประชุมวิชาการ เครือข่ายวิศวกรรม เครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 2	ม. เทคโนโลยีราชมงคลพระนคร	ผู้วิจัย
2. เครื่องสับต้นข้าวโพด	2551	การประชุมวิชาการ มหาวิทยาลัยรังสิต	ม. เทคโนโลยีราชมงคลพระนคร	ผู้วิจัย
3. เครื่องอัดก้อนเชื้อเห็ด		รอกการเผยแพร่	สกว	ผู้ร่วมวิจัย
4. เครื่องทดสอบพฤติกรรมวัสดุความเสียดทาน	2555	วารสารวิชาการพระจอมเกล้าพระนครเหนือ ปีที่ 22 ฉบับที่ 2	ม. เทคโนโลยีราชมงคลพระนคร	ผู้ร่วมวิจัย
5. การศึกษาลักษณะทางกายภาพจานเบรกที่ส่งผลกระทบต่อความสามารถการเบรก	2556	วารสารวิชาการพระจอมเกล้าพระนครเหนือ ปีที่ 23 ฉบับที่ 2	ม. เทคโนโลยีราชมงคลพระนคร	หัวหน้าโครงการ
6. Study of heat transfer on front- and back-vented brake discs	2013	Songklanakarin J. Sci. Technol. 35(6)	ม. เทคโนโลยีราชมงคลพระนคร	ผู้ร่วมวิจัย

7.4 งานวิจัยที่กำลังทำ : -



ผู้ร่วมโครงการ

1. ชื่อ-นามสกุล (ภาษาไทย) นายศุภชัย หลีกคำ
(ภาษาอังกฤษ) Mr. Supachai Lakkam
2. หมายเลขบัตรประจำตัวประชาชน 3 1201 01788 03 1
3. ตำแหน่งปัจจุบัน อาจารย์ (พนักงานมหาวิทยาลัย)
4. หน่วยงานและสถานที่ที่ติดต่อได้สะดวก

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร
1381 ถ.พิบูลสงคราม แขวงบางซื่อ เขตบางซื่อ กรุงเทพฯ 10800
โทรศัพท์:02-9132424 ต่อ 138
โทรสาร:02-9132424 ต่อ 138
E-mail: bus_supachai@hotmail.com

5. ประวัติการศึกษา

ระดับปริญญา	อักษรย่อปริญญา	วิชาเอก	สถานศึกษา	ปีที่สำเร็จ	ประเทศ
ปริญญาโท	M.Sc.	Automotive Engineering	The SirindhornInternational Thai-German Graduate School of Engineering (TGGS) มหาวิทยาลัย เทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ	2552	ไทย
ปริญญาตรี	วศ.บ.	วิศวกรรมเครื่องกล (เกียรตินิยมอันดับสอง)	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร	2549	ไทย

6. สาขาวิชาการที่มีความชำนาญเป็นพิเศษ ระบุสาขาวิชาการ (ซึ่งอาจแตกต่างจากวุฒิการศึกษา)

- เทคนิคการจำลองด้วยคอมพิวเตอร์ (Computation and Simulation Techniques)
- เทคโนโลยีและการจัดการด้านพลังงาน (Energy Technology and Management)

7. ประสบการณ์ที่เกี่ยวข้องกับการบริหารงานวิจัยทั้งภายในและภายนอกประเทศ โดยระบุสถานภาพในการทำวิจัยว่าเป็นผู้อำนวยการงานวิจัย หัวหน้าโครงการวิจัยหรือผู้ร่วมวิจัยในแต่ละข้อเสนอการวิจัย

7.1 ผู้อำนวยการงานวิจัย : -

7.2 หัวหน้าโครงการวิจัย : -

- เครื่องทดสอบพฤติกรรมวัสดุความเสียดทาน

- การศึกษาปัจจัยการออกแบบท่อพักไอเสียเพื่อลดเสียงรบกวนและรักษาสมรรถนะของเครื่องยนต์

7.3 งานวิจัยที่ทำเสร็จแล้ว :

ผลงานวิจัย	ปีที่พิมพ์	การเผยแพร่	แหล่งทุน	ตำแหน่ง
1. ผลกระทบและประสิทธิภาพผ้าเบรกเชิงเสียงรบกวน และสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน	พ.ศ.2552	Industry Subcontracting Exhibition of Thailand 2009	บริษัท คอมแพ็ค อินเทอร์เน็ตชั้นนำ จำกัด (1994)	นักวิจัย
2. Investigation of Brake Noise Parameters Using Single Dynamometer	Apr.2009	The 5 th International Conference on Automotive Engineering ICAE-5	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ	นักวิจัย/ ผู้นำเสนอ
3. Econo Power Car	Jun.2010	The 2 nd RMUTP International Conference : Green Technology and Productivity	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร	ผู้ร่วมวิจัย/ผู้นำเสนอ
4. Analysis of Clutch Materials behaviour : Comparison between Coefficient of Friction Testing and Full Size Testing	Jun.2012	World Academe of Science, Engineering and Technology 66, 2012	EXEDY Friction Material Co. LTD	ผู้ช่วยวิจัย
5. Study and Trend of Development for Electric Railway and Related Industries in Thailand) Phase 2)		รอเผยแพร่	Industrial Technology Assistance Program	ผู้ร่วมวิจัย
6. โครงการศึกษาเครื่องยนต์แก๊สโซลีนและดีเซลขนาดเล็ก 1 สูบ เพื่อจัดทำร่างกฎกระทรวงเฉพาะด้านประสิทธิภาพพลังงาน ตาม พ.ร.บ. การส่งเสริมการอนุรักษ์พลังงาน พ.ศ.2550	พ.ศ.2555	RMUTP Research Journal, Vol.6, No.2,	กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน กระทรวงพลังงาน	ผู้ร่วมวิจัย
7. Design and Development of Bus structure for single and double deck		รอเผยแพร่	กรมขนส่งทางบก	ผู้ช่วยวิจัย
8. เครื่องทดสอบพฤติกรรมการสึกความเสียดทาน	พ.ศ.2555	วารสารวิชาการพระจอมเกล้าพระนครเหนือ ปีที่2ฉบับที่ 22	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร	หัวหน้าโครงการ

9.การทดสอบการอัดตัวของวัสดุผสมภายใต้สภาวะอุณหภูมิต่างๆ	พ.ศ.2556	KKU Research Journal Vol.18, No.2	มทร.พระนคร	ผู้ร่วมวิจัย
10. การศึกษาโครงสร้างกันแรงกระแทกของรถยนต์ที่ส่งผลต่อการดูดซับพลังงาน	พ.ศ.2556	วารสารวิจัย มข.	ม. เทคโนโลยีราชมงคลพระนคร	ผู้ร่วมวิจัย
11. การศึกษาลักษณะทางกายภาพงานเบรกที่ส่งผลกระทบต่อความสามารถการเบรก	พ.ศ.2556	วารสารวิชาการพระจอมเกล้าพระนครเหนือ	ม. เทคโนโลยีราชมงคลพระนคร	ผู้ร่วมวิจัย
12. Study of heat transfer on front- and back-vented brake discs	2013	Songklanakarin J. Sci. Technol. 35(6)	ม. เทคโนโลยีราชมงคลพระนคร	ผู้ร่วมวิจัย

7.4 งานวิจัยที่กำลังทำ : -

