



## รายงานการวิจัยฉบับสมบูรณ์

การศึกษาเชิงตัวเลขสามมิติของการไหลการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยน  
ความร้อนด้วยตัวสร้างการไหลหมุนวน  
3D Numerical Investigation on Flow structure and Heat transfer in heat  
exchanger with vortex generator

นางสาววิฑาดา เจษฎารัตนชัย

RCH  
๑๕๖๙๓  
๒๕๕๗

๑๒๗๐๐ ๗๘๒

เลขหมู่  
เลขทะเบียน 137834  
วันเดือนปี 16 ต.ค. 2558

ได้รับทุนสนับสนุนงานวิจัยจากงบประมาณเงินรายได้ ประจำปี 2557

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

ชื่อโครงการ การศึกษาเชิงตัวเลขสามมิติของการไหลการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน  
ด้วยตัวสร้างการไหลหมุนวน

แหล่งเงิน คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ประจำปี 2557 จำนวนเงินที่ได้รับการสนับสนุน 60,000 บาท

ระยะเวลาทำการวิจัย 1 ปี ตั้งแต่ 1 ต.ค. 56 ถึง 30 ก.ย. 57

หัวหน้าโครงการ

นางสาววิฑิตา เจษฎารัตนชัย หน่วยงานต้นสังกัด ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

### บทคัดย่อ

การศึกษาเชิงตัวเลข สำหรับตัวสร้างการไหลปั่นป่วนแบ่งออกเป็น 2 ชนิด ประกอบด้วย ปีกสร้าง  
การไหลปั่นป่วนและแผ่นบิดเดี่ยว อันดับแรก ทำการศึกษาเชิงตัวเลขสำหรับการไหลราบเรียบที่ปรับตัวเป็น  
คาบและการถ่ายเทความร้อน ในท่อกลมที่อุณหภูมิพื้นผิวคงที่ โดยมีการใส่แผ่นบิดเดี่ยวที่กึ่งกลางของท่อ  
ทำการศึกษาอิทธิพลของอัตราส่วนการบิด ( $y/W = 1, 2, 3, 4, 5$  และ  $6$ ) ในช่วงเลขเรย์โนลด์  $Re = 100 - 2000$  ผลการศึกษาแสดงในส่วนของพฤติกรรมการไหล, ลักษณะการถ่ายเทความร้อนและการเพิ่มการ  
ถ่ายเทความร้อน พบว่า ท่อกลมที่มีการเพิ่มแผ่นบิดจะทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมากกว่าท่อเปล่า โดยการ  
เพิ่มขึ้นของอัตราส่วนการบิด ส่งผลให้ค่าเลขนัสเซลและค่าตัวประกอบเสียดทานมีค่าลดลง นอกจากนี้ยัง  
พบว่า ค่าอัตราส่วนการบิดที่ลดลงสามารถช่วยให้ความรุนแรงของการหมุนวนตามแนวยาวมีค่าเพิ่มมากขึ้น  
ทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มมากขึ้นเช่นกัน แต่อย่างไรก็ตาม ค่าความรุนแรงของการหมุนวนที่เพิ่ม  
มากขึ้นทำให้ค่าความดันตกคร่อมมีค่าเพิ่มมากขึ้นด้วย ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนที่มากที่สุด  
มีค่าเท่ากับ 3.52 ที่อัตราส่วนการบิด  $y/W = 5$  สำหรับเลขเรย์โนลด์ที่มากที่สุดในการศึกษา เท่ากับ 2000

ส่วนที่สอง ศึกษาเชิงตัวเลข สำหรับการไหลและการถ่ายเทความร้อนในช่วงราบเรียบที่มีการ  
ปรับตัวเป็นคาบในท่อกลมของปีกสี่เหลี่ยมปลายปิดสร้างการไหลหมุนวน มุมปะทะการไหลเท่ากับ  $45^\circ$  มี  
การวางตัวแบบปลายวีชี้ทวนกระแสการไหล ติดตั้งแบบตรงกันทั้งสองด้านของแผ่นและสอดใส่ที่กึ่งกลาง  
ของท่อกลม พฤติกรรมการไหลและลักษณะการถ่ายเทความร้อนจะแสดงในช่วงเลขเรย์โนลด์  $Re = 100 - 2000$  การติดตั้งปีกสร้างการไหลหมุนวน เพื่อทำให้เกิดการหมุนวนตามแนวยาว โดยทำการศึกษาอิทธิพล  
ของอัตราส่วนการขวางการไหล ( $b/D, BR$ ) และอัตราส่วนระยะห่าง ( $P/D, PR$ ) สำหรับการถ่ายเทความร้อน, ความดันตกคร่อมและสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน จากผลการศึกษา พบว่า ปีกสร้างการ  
ไหลหมุนวนทำให้เกิดการหมุนวนตามแนวยาว ช่วยให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มมากขึ้น การเพิ่มขึ้น  
ของค่าอัตราส่วนการขวางการไหลและการลดลงของอัตราส่วนระยะห่าง ทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและ  
ค่าความดันตกคร่อมมีค่าเพิ่มมากขึ้น นอกจากนี้ยังพบว่า ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนมีค่า  
เท่ากับ 2.9 ที่  $BR = 0.15, PR = 1$ , และ  $Re = 2000$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

คำสำคัญ : การไหลเป็นคาบ, ท่อกลม, การไหลราบเรียบ, การถ่ายเทความร้อน, ความดันตกคร่อม, แผ่นปิด, ตัวสร้างการไหลหมุนวน, ปีก



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

**Research Title:** 3D Numerical Investigation on Flow structure and Heat transfer in heat exchanger with vortex generator

**Researcher:** Withada Jedsadaratanachai

**Faculty:** Engineering **Department:** Mechanical Engineering

### ABSTRACT

The numerical investigations of vortex generators are divided into two types; wingleet vortex generators and single twisted tape. Firstly, the numerical analysis of laminar fully developed periodic flow and heat transfer in a constant temperature-surfaced circular tube with single twisted tape inserted is presented. The twisted tape is introduced and inserted in the middle of the tested tube. The effects of twisted ratios ( $y/W = 1, 2, 3, 4, 5$  and  $6$ ) are presented for Reynolds number ( $Re$ ) values ranging from  $Re = 100$  to  $2000$ . The computational results are shown in the topology of flow, heat transfer and thermal improvement. It is found that the heat transfer in the circular tube with the twisted tape is more effective than that with no twisted tape inserted. The increase in the  $y/W$  ratio leads to decrease in the Nusselt number and friction factor. In addition, the numerical result shows that the reduction in the  $y/W$  ratio not only helps to create strong longitudinal vortex flows which enhance heat transfer, but also increase the pressure loss in the tested tube. The computed result reveals that the maximum value of the thermal enhancement factor, TEF is found to be  $3.52$  for using the twist tapes with  $y/W = 5$  at the highest Reynolds number regime.

Secondly, fully developed periodic laminar flow and heat transfer in an isothermal wall tube with  $45^\circ$  upstream rectangular wingleet vortex generators (RWVG) with closed end are investigated numerically. The fluid flow and heat transfer characteristics are proposed for Reynolds numbers based on the diameter of the tube,  $Re = 100$  to  $2000$ . The RWVGs with an attack angle of  $45^\circ$  are mounted with in-line arrangement on both sides of a plate and the closed tip pointing upstream is inserted in the middle of the tested tube to produce longitudinal vortex flows through the tested section. Effects of different blockage ratios ( $b/D$ , BR) and pitch spacing ratios ( $P/D$ , PR) on heat transfer, pressure loss, and the thermal enhancement factor (TEF) in the round tube are studied. The results show that the longitudinal vortex flows can induce impinging flows on a tube wall leading to an extreme increase in heat transfer rate over the round tube for all cases. Additionally, the rise in the BR and the reduction of PR result in the increase of both the

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

## กิตติกรรมประกาศ

ข้าพเจ้าขอขอบคุณ รศ.ดร. พงษ์เจต พรหมวงศ์ อาจารย์ประจำภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ที่ให้คำแนะนำสำหรับงานวิจัยทางด้านการวิเคราะห์เชิงตัวเลขเป็นอย่างดี ขอขอบคุณ ผศ.ดร.อำนาจ บุญลอย อาจารย์ประจำภาควิชาเทคโนโลยีวิศวกรรมเครื่องกล วิทยาลัยเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ สำหรับคำแนะนำทางการเทียบกับผลการทดลองและอุปกรณ์การทดลองจริง ขอขอบคุณ นักศึกษาปริญญาโทและปริญญาตรี ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง สำหรับการเก็บผลและวิเคราะห์ผลงานวิจัยนี้ ขอขอบคุณ คุณพิภพ ทอง นักร้อง เจ้าหน้าที่บริหารงานวิจัย สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ที่ให้คำแนะนำสำหรับงานวิจัยให้ลุล่วงไปได้ด้วยดี

การวิจัยครั้งนี้ได้รับทุนสนับสนุนการวิจัยจากสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ประจำปี พ.ศ. 2557

น.ส.วิภาดา เจษฎารัตนชัย



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

## สารบัญ

เรื่อง	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	III
กิตติกรรมประกาศ	V
สารบัญ	VI
สารบัญภาพ	VIII
สารบัญตาราง	X
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา	1
1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย	2
1.3 ขอบเขตของโครงการวิจัย	2
1.4 ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย	2
1.5 ประโยชน์ที่ได้จากการวิจัย	3
บทที่ 2 แนวคิด ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง/การทบทวนวรรณกรรม	4
2.1 แนวคิด ทฤษฎี	4
2.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	5
บทที่ 3 วิธีการดำเนินงาน	10
3.1 วิธีการดำเนินงาน	10
3.2 แผนการดำเนินงาน	10
3.3 ทฤษฎีที่ใช้ในการคำนวณ	11
3.3.1 กฎการอนุรักษ์สำหรับของไหลเคลื่อนที่	11
3.3.2 สมการควบคุมของการไหลและการถ่ายเทความร้อน	11
3.3.3 สมการนาเวียร์-สโตกส์ สำหรับของไหลแบบนิวโทเนียน	24
3.3.4 รูปแบบอนุรักษ์สำหรับสมการควบคุมของการไหล	27
3.3.5 รูปแบบเชิงอนุพันธ์และอินทิกรัล สำหรับสมการการเคลื่อนย้ายแบบปกติ	27
3.3.6 การไหลของของไหล	30
3.3.7 การถ่ายเทความร้อน	34
3.3.8 การสมดุลของพลังงาน	38
3.3.9 สหพันธ์การพาความร้อนสำหรับท่อกลม	41
3.3.10 สมรรถนะเชิงความร้อน	42
3.3.11 สมการควบคุมและสมมติฐาน	42
3.4 กรณีศึกษา	44

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

## สารบัญญภาพ (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.9 ค่าความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ $y/W$ ที่ค่า Re ต่าง ๆ	62
5.1 กรรทดสอบเทียบกับท่อเปล่า สำหรับ ก) ค่าเลขนัสเชิล และ ข) ค่าตัวประกอบเสียดทาน	64
5.2 ก) เส้นกระแสการไหลตามระนาบขวางการไหล และ ข) รายละเอียดของเส้นกระแสการไหลตามระนาบขวางการไหลแต่ละระนาบ สำหรับ RWVG ที่ PR = 1, BR = 0.15 และ Re = 1000	66
5.3 เส้นกระแสการไหลตามระนาบขวางการไหลของ RWVG สำหรับ ก) PR = 1.25, ข) PR = 1.5, ค) PR = 1.75 และ ง) PR = 2 ที่ BR = 0.15 และ Re = 1000	68
5.4 เส้นการไหลกระแทกระหว่างโมดูล สำหรับ ก) BR ต่าง ๆ ที่ PR = 1.5 และ Re = 1000 และ ข) PR ต่าง ๆ ที่ BR = 0.15 และ Re = 800	69
5.5 การกระจายคอนทิว Nu สำหรับ RWVG ที่ BR = 0.15, PR = 1 และ Re = 1000	70
5.6 การกระจายอุณหภูมิตามระนาบขวางการไหล สำหรับ RWVG ก) PR = 1, ข) PR = 1.25, ค) PR = 1.5, ง) PR = 1.75 และ จ) PR = 2 ที่ BR = 0.15 และ Re = 1000	72
5.7 การกระจาย Nu ที่ผิวของท่อ สำหรับ RWVG ก) PR = 1, ข) PR = 1.25, ค) PR = 1.5, ง) PR = 1.75 และ จ) PR = 2 ที่ BR = 0.15 และ Re = 1000	75
5.8 ความสัมพันธ์ระหว่าง $Nu/Nu_0$ และ Re	77
5.9 ความสัมพันธ์ระหว่าง $Nu/Nu_0$ และ BR	78
5.10 ความสัมพันธ์ระหว่าง $Nu/Nu_0$ และ PR	79
5.11 ความสัมพันธ์ระหว่าง $f/f_0$ และ Re	80
5.12 ความสัมพันธ์ระหว่าง $f/f_0$ และ BR	81
5.13 ความสัมพันธ์ระหว่าง $f/f_0$ และ PR	82
5.14 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Re	83
5.15 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ BR	84
5.16 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ PR	85

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

## สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
2.1 ผลจากการศึกษาการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมเบื้องต้นของแผ่นบิต	9
3.1 แผนงานวิจัย	10
3.2 ค่า $Nu_D$ และ $f$ สำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อพื้นที่หน้าตัดต่าง ๆ กัน	41
3.3 กรณีศึกษา สำหรับแผ่นบิตเดี่ยวในท่อกลม	45
3.4 กรณีศึกษา สำหรับ ปีกสี่เหลี่ยมปลายปิดแบบปลายวีทวนกระแสการไหลในท่อกลม	45
4.1 การทดสอบแบบจำลองของท่อเปล่าเทียบกับสมการสหสัมพันธ์	47



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

## บทที่ 1

### บทนำ

#### 1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

พลังงานเป็นปัจจัยพื้นฐานที่สำคัญ ในการตอบสนองความต้องการขั้นพื้นฐานของประชาชนและเป็นปัจจัยพื้นฐานการผลิต ในภาคธุรกิจและอุตสาหกรรม ดังนั้น จึงต้องมีการจัดหาพลังงานให้มีปริมาณที่เพียงพอมีราคาที่เหมาะสมและมีคุณภาพที่ดี สอดคล้องกับความต้องการของผู้ใช้ เพื่อให้สามารถตอบสนองความต้องการขั้นพื้นฐานของประชาชนและสามารถตอบสนอง ความต้องการใช้ในกิจกรรมการผลิตต่าง ๆ ได้อย่างเพียงพอ

นอกจากการจัดการด้านพลังงานที่เหมาะสมเพื่อให้มีปริมาณเพียงพอแล้ว การศึกษาวิจัยเทคนิคการใช้พลังงานให้ได้ประโยชน์หรือเกิดประสิทธิภาพมากที่สุดก็เป็นอีกวิธีหนึ่งที่จะสามารถช่วยให้สถานการณ์พลังงานของประเทศไทยมีแนวโน้มเป็นไปในทางที่ดีมากยิ่งขึ้น

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นเครื่องจักรที่ใช้กันมากในโรงงานอุตสาหกรรม ดังนั้นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจึงเป็นตัวแปรสำคัญในการจัดการด้านพลังงานความร้อนเพื่อให้เกิดประสิทธิภาพสูงสุด เทคนิคในการพัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถทำได้หลายวิธี โดยสามารถแยกออกเป็น 2 แนวทาง

- แนวทางที่ 1 เป็นการพัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยต้องอาศัยพลังงานจากภายนอกเข้ามาช่วยในการเร่งหรือเพิ่มอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อน เร็ยวิธีนี้ว่า “Active technique” วิธีนี้เป็นวิธีที่สามารถเป็นผลในการพัฒนาค่อนข้างชัดเจน แต่มีข้อเสียตรงที่เราต้องนำแหล่งพลังงานจากภายนอกเข้ามาเพิ่มเติม ดังนั้น จึงต้องมีการคำนวณถึงจุดคุ้มทุนและต้นทุนของพลังงานจากแหล่งภายนอกด้วย ตัวอย่างของเทคนิคนี้ เช่น การนำกระแสสั่นสะเทือนและการเขย่าเข้ามาช่วยในการเพิ่มถ่ายเทความร้อน
- แนวทางที่ 2 เป็นเทคนิคในการพัฒนาโดยไม่อาศัยพลังงานจากแหล่งภายนอกเข้ามาเกี่ยวข้อง เรียกเทคนิคในการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนแบบนี้ว่า “Passive technique” สำหรับเทคนิคนี้อาจจะต้องคำนึงถึงความเหมาะสมในอุปกรณ์ที่นำเข้ามาเพิ่มเติม ตัวอย่างเช่น การเพิ่มครีปในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน ต้องคำนึงถึงรูปร่างของครีปและการซ่อมบำรุงเมื่อเกิดตะกรันในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน

ในงานวิจัยนี้จะเน้นการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยวิธี Passive technique โดยใช้การติดตั้ง Vortex generator เข้ามาช่วยในการถ่ายเทความร้อนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน แต่อย่างไรก็ตาม การศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยการทดลองจริงยังมีข้อจำกัดในหลายประการ เช่น การดูพฤติกรรมการไหลที่เกิดขึ้น ซึ่งมีความเกี่ยวข้องกับลักษณะการถ่ายเทความร้อน, การเปลี่ยนแปลงทางด้านอุณหภูมि, ข้อจำกัดของอุปกรณ์และระยะเวลาในการศึกษาวิจัยรวมถึงต้นทุนในการศึกษาวิจัย ด้วยเหตุผลดังที่ได้กล่าวมาข้างต้น จึงมีการนำวิธีการวิเคราะห์ด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์หรือแบบจำลองเชิงตัวเลขเข้ามาใช้ในการศึกษาวิจัย โดยสามารถอธิบายถึงพฤติกรรมการไหล, ความดันตกคร่อมและลักษณะการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นได้ในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้ง Vortex generator

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

- 4) สรุป เขียนเรียบเรียงข้อมูลที่เป็นประโยชน์จากการศึกษาวิจัย เพื่อให้ได้บทความวิจัยที่มีคุณภาพพร้อมตีพิมพ์ในระดับนานาชาติ และทำรายงานฉบับสมบูรณ์ของโครงการวิจัย

### 1.5 ประโยชน์ที่ได้จากการวิจัย

ผลที่ได้จากการศึกษาในงานวิจัยนี้

- 1) องค์ความรู้ใหม่เกี่ยวกับการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนภายในท่อด้วยการติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวนรูปแบบต่าง ๆ กลไกการไหลภายในท่อของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน
- 2) ทำให้เกิดเทคโนโลยีใหม่และหลักการเพิ่มศักยภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนภายในท่อ
- 3) เป็นประโยชน์ต่อการพัฒนาและออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในอุตสาหกรรม
- 4) เป็นประโยชน์ต่อการศึกษาค้นคว้าวิจัยแก่ผู้ที่สนใจ นักศึกษาและบัณฑิตศึกษา เป็นต้น
- 5) นำไปสู่การประหยัดพลังงาน ลดขนาดและการใช้วัสดุในการสร้างอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

## บทที่ 2

### แนวคิดทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ในบทนี้กล่าวถึงการแนวคิดทฤษฎีในการศึกษาตัวสร้างการไหลหมุนวนทั้งแบบแผ่นปิดและแบบปีกสร้างการไหลปั่นป่วน โดยเน้นการศึกษาด้วยแบบจำลองเชิงตัวเลขหรือแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ พร้อมทั้งนำเสนองานวิจัยที่เกี่ยวข้องที่ได้ตีพิมพ์เผยแพร่มาก่อนหน้านี้

#### 2.1 แนวคิดทฤษฎี

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วย passive technique ซึ่งเป็นวิธีการที่ไม่ต้องอาศัยแรงจากภายนอกเข้ามาช่วยในการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน เป็นวิธีที่นิยมใช้กันเป็นอย่างมาก สำหรับ การพัฒนาการถ่ายเทความร้อนและสมรรถนะเชิงความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดต่าง ๆ การใช้ตัวสร้างการไหลหมุนวนชนิดต่าง ๆ เช่น ปีก, แผ่นกั้น, ครีบ, แผ่นปิด จะส่งผลให้พฤติกรรมการไหลเปลี่ยนแปลงจากเดิม โดยแต่ละชนิดของตัวสร้างการไหลหมุนวนจะให้พฤติกรรมการไหลและลักษณะการถ่ายเทความร้อนที่แตกต่างกัน เช่น แผ่นกั้นตัวที่ปลายวีชีตามกระแสการไหล จะช่วยสร้างเส้นกระแสการไหลแบบกระแทกที่บริเวณผนังท่อ ส่งผลให้ชั้นขีดผิวที่บริเวณมีลักษณะบางลง ทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มมากขึ้น จากผลงานวิจัยที่ได้ศึกษาในเบื้องต้น พบว่า การเปลี่ยนแปลงของตัวแปรต่าง ๆ สำหรับ ตัวสร้างการไหลหมุนวนจะส่งผลต่อพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนและการไหลเป็นอย่างมาก แผ่นกั้นตัวที่มีการวางตัวแบบปลายวีชีตามกระแสการไหลและปลายวีชีทวนกระแสการไหล ทำให้พฤติกรรมการไหลที่เกิดขึ้นมีลักษณะต่างกันอย่างชัดเจน จุดที่เกิดการกระแทกของกระแสการไหลก็เป็นตำแหน่งบริเวณผิวท่อที่ต่างกัน ดังนั้น การศึกษาตัวแปรต่าง ๆ ของตัวสร้างการไหลหมุนวน เช่น ความสูง, มุมปะทะการไหล, ลักษณะพื้นฐาน, ระยะห่าง, การจัดวาง, การติดตั้ง นั้นมีความสำคัญ เพื่อนำไปใช้ในการพัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

จะเห็นได้ว่าตัวแปรของตัวสร้างการไหลหมุนวน รวมทั้งชนิดของการไหลหมุนวน มีความหลากหลายค่อนข้างมาก ดังนั้น การศึกษาด้วยวิธีการทดลองจากอุปกรณ์จริงหรือชุดทดลองจริงจำเป็นต้องใช้การลงทุนและระยะเวลาในการศึกษาวิจัยค่อนข้างมาก ดังนั้น จึงมีการศึกษาด้วยแบบจำลองเชิงตัวเลขที่สามารถช่วยลดระยะเวลาในการศึกษารวมทั้งการลงทุนในการศึกษา แต่อย่างไรก็ตามการศึกษาเชิงตัวเลขยังจำเป็นต้องคำนึงถึงความถูกต้องของแบบจำลอง เพื่อความแม่นยำในการทำนายอีกด้วย นอกจากนี้สามารถประหยัดเวลาและเงินในการลงทุนแล้ว การศึกษาด้วยแบบจำลองเชิงตัวเลขยังสามารถทำให้เข้าใจถึงพฤติกรรมการไหลและลักษณะการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นกับระบบได้อีกด้วย ซึ่งความรู้ในส่วนนี้เป็นส่วนที่สำคัญในการนำไปพัฒนารูปแบบการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

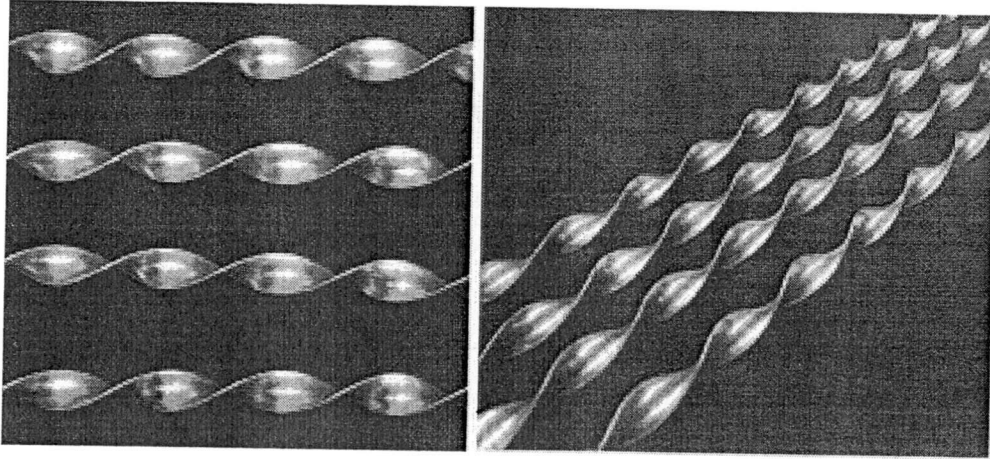
## 2.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

การศึกษาถึงอิทธิพลของการไหลที่เกิดจากการติดตั้ง Vortex generators ได้รับการนำเสนอเป็นอย่างมาก โดยเฉพาะอย่างยิ่ง Vortex generators จำพวก ครีบบางหรือแผ่นกั้น โดยที่ครีบบางได้ถูกนำมาใช้กับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมากมาย ซึ่งมีการนำเสนอโดย Hashimoto *et al.* [1] และ Akyildiz [2] Burner *et al.* [3] ได้แสดงอิทธิพลของแผ่นกั้นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อและเปลือก โดยใช้แบบจำลองเชิงตัวเลข 2 มิติ Kim and Anand [4] ศึกษาพฤติกรรมของการไหลแบบเป็นคาบและการถ่ายเทความร้อนในช่วงการไหลปั่นป่วนที่เกิดขึ้นในท่อขนาน โดยที่ผิวของท่อขนานกับแหล่งให้ความร้อน พวกเขาพบว่าจะส่งผลโดยตรงทั้งการเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมที่เกิดขึ้น Dutta and Dutta [5] ทำการศึกษาทั้งในส่วนของการทดลองและการใช้แบบจำลองเชิงตัวเลขถึงอิทธิพลของแผ่นกั้นแบบเอียงต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมในช่วงการไหลปั่นป่วนในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีการให้ความร้อนแบบฟลักซ์ความร้อนคงที่ ที่ผนังท่อด้านบน และได้สรุปให้เห็นว่าขนาดของแผ่นกั้นส่งผลโดยตรงต่ออัตราการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน นอกจากนี้ยังพบว่า แผ่นกั้นที่มีการเจาะรูจะทำให้เกิดกระแสการไหลแบบกระแทกส่งผลให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มมากขึ้น ในขณะที่ค่าความดันตกคร่อมลดลงเล็กน้อย Chen *et al.*[6] พัฒนาแบบจำลองเชิงตัวเลขสามมิติ เพื่อศึกษาพฤติกรรมของการไหลและการถ่ายเทความร้อนในท่อทรงกระบอกที่มีการติดตั้งแผ่นกั้น พบว่าลักษณะการติดตั้งและระยะในการติดตั้งส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อน โดยแผ่นกั้นที่ติดตั้งทำให้ระดับความเร็วของการหมุนวนลดลง นอกจากนี้ยังได้เสนอว่า การติดตั้งความหนาและรูปร่างของแผ่นกั้นและ Vortex generators ล้วนส่งผลต่อพฤติกรรมที่เกิดขึ้นในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน Li and Braun [7] ทำการเปรียบเทียบระหว่างรูปร่างของแผ่นกั้นที่ส่งผลต่อท่อแลกเปลี่ยนความร้อน และได้แนะนำว่าการติดตั้งแผ่นกั้นจะส่งผลรบกวนชั้นขีตผิว ซึ่งส่งผลต่อการถ่ายเทมวลและความร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



รูปที่ 2.2 ลักษณะของแผ่นบิด

การศึกษาเชิงตัวเลขสำหรับการไหลราบเรียบที่มีการปรับตัวเต็มที่ด้วยการไหลแบบเป็นคาบแบบสามมิติในท่อขนานที่มีแผ่นกั้น โดยมีการให้ความร้อนที่ผนังด้านบนและด้านล่างแบบฟลักซ์ความร้อนคงที่ได้ถูกนำเสนอโดย Lopez *et al.*[8] และ Guo and Anand [9] ศึกษาแบบจำลองการถ่ายเทความร้อนสามมิติในท่อที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นที่ทางเข้า นอกจากนี้ได้มีการเปรียบเทียบระหว่างแผ่นกั้นที่มีการเจาะรูหรือแผ่นกั้นพรุนกับแผ่นกั้นที่ไม่มีการเจาะรูสำหรับช่วงการไหลปั่นป่วนในท่อขนาน [10] และช่วงการไหลราบเรียบ [11,12]

Ko and Anand [13] ศึกษาการไหลปั่นป่วนกับชุดทดลองจริงในท่อที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นพรุน โดยมีการเปรียบเทียบว่าแผ่นกั้นพรุนจะให้สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าแผ่นกั้นเต็ม Tsay *et al.* [14] ศึกษาการใช้แผ่นกั้นในการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อ สำหรับช่วงการไหลราบเรียบที่มีการติดตั้งเฉพาะที่ผนังด้านล่างของท่อ มีการศึกษาด้วยแบบจำลองเชิงตัวเลข

Sripattanapipat and Promvongse [15] ศึกษาการไหลแบบเป็นคาบในช่วงการไหลราบเรียบและพฤติกรรมเชิงความร้อนในท่อขนานที่มีการติดตั้งแผ่นกั้น diamond-shape แบบวางเอียงโดยมีมุมปะทะการไหลที่แตกต่างกัน นอกจากนี้ Promvongse *et al.* [16] ยังได้ทำการศึกษาแผ่นกั้นมุมปะทะการไหล  $45^\circ$  ในท่อจัดรัศมีการติดตั้งที่ผนังด้านล่าง พบว่าแผ่นกั้นส่งผลให้เกิดการหมุนวนและการกระแทกของกระแสการไหลที่ผนังบริเวณผนังที่ติดกับปลายของแผ่นกั้น

นอกจาก Vortex generators จำพวกกรวย แผ่นกั้น และพื้นผิวขรุขระแล้ว ยังมีการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยแผ่นบิด ซึ่งเป็นที่รู้จักกันวงการอุตสาหกรรมในเรื่องของการสร้างพฤติกรรมการไหลแบบหมุนควงตลอดช่วงที่มีการติดตั้งแผ่นบิด โดยรูปแบบของแผ่นบิดและการศึกษา ได้มีการนำเสนอมากมายดังรูปที่ 1 – 3 แต่อย่างไรก็ตาม การศึกษาส่วนใหญ่เน้นลักษณะการศึกษาด้วยชุดทดลองจริง จึงยากที่จะอธิบายในส่วนของพฤติกรรมการไหลที่เกิดขึ้นในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนจริงได้ มีเพียงสมมติฐานที่อธิบายการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นเท่านั้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

ดังนั้นการนำระเบียบวิธีเชิงตัวเลขเข้ามาใช้ในการอธิบายพฤติกรรมการไหลที่เปลี่ยนแปลงในท่อ แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งตัวสร้างการไหลปั่นป่วนแบบต่าง ๆ ย่อมเป็นประโยชน์ต่อการพัฒนารูปแบบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และยังเป็นประโยชน์ในการอนุรักษ์พลังงานให้กับผู้ประกอบการอุตสาหกรรมต่าง ๆ และประเทศได้อีกด้วย

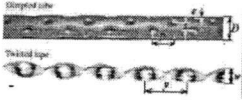

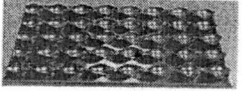


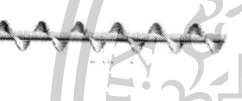






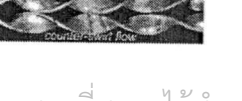


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

ตารางที่ 2.1 ผลจากการศึกษาการถ่ายเทความร้อนความดันตกคร่อมเบื้องต้นของแผ่นบิด

รูปแบบแผ่นบิด	ของไหลทดสอบ	เลขเรย์โนลด์ส์	$Nu/Nu_0$	$f/f_0$	$\eta$
	Water	12000-44000	1.66-3.03	5.00-6.31	-
	Air	3000- 18000	4.50-6.50	68.0-80.0	1.00-2.00
	Air	2700-9000	-	1.45-5.70	0.94-1.40
	Water	2950-11800	2.49-1.96	8.70-6.50	1.05-1.25
	Water	5500-20500	2.00-3.00	1.20-1.30	1.10-1.40
	Water	1000-10000	1.95-4.89	3.91-4.89	-
	Water	1000-40000	2.00-4.70	1.28-2.40	0.99-1.80
	Water	3000-11000	3.17-1.79	26.7-10.3	1.18-1.02
	Water	3000-27000	2.50-1.30	35.3-10.8	1.22-0.85
	Water	4000-20000	1.80-1.95	6.00-6.50	1.00-1.07
	Water	2000-12000	1.92-1.49	5.20-2.50	1.20-1.09
	Water	3700-21000	2.07-1.22	26.6-11.2	1.1-0.92
	Water	3700-21000	2.85-1.46	36.3-13.9	1.4-1.01

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

### บทที่ 3 วิธีการดำเนินการ

#### 3.1 วิธีการดำเนินการ

- 1) การค้นคว้ารวบรวมข้อมูลที่เป็นประโยชน์ต่องานวิจัยเพิ่มเติม ศึกษารายละเอียดจุดเด่นจุดด้อยของงานที่ได้ทำไว้ เพื่อเป็นแนวทางในการออกแบบที่ดีและเป็นแนวทางในการเพิ่มเติมให้มีความสมบูรณ์ของงานวิจัยมากขึ้น
- 2) แผนงานประกอบด้วย การทดสอบโปรแกรมที่ใช้ในการวิเคราะห์เชิงตัวเลขกับกรณีศึกษาจริง ว่ามีความสอดคล้องเหมาะสมหรือไม่ รวมทั้งความถูกต้องของโปรแกรมด้วย และเขียนรายงานความคืบหน้าของโครงการวิจัย
- 3) ทำการวิเคราะห์ทางทฤษฎีด้วยวิธีเชิงตัวเลข พร้อมทั้งตรวจสอบและเปรียบเทียบกับงานวิจัยอ้างอิง เพื่อเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนสูงสุด และวิเคราะห์ว่ามีความสอดคล้องและเป็นไปตามจุดมุ่งหมายของงานวิจัย
- 4) สรุป เขียนเรียบเรียงข้อมูลที่เป็นประโยชน์จากการศึกษาวิจัย เพื่อให้ได้บทความวิจัยที่มีคุณภาพพร้อมตีพิมพ์ในระดับนานาชาติ และทำรายงานฉบับสมบูรณ์ของโครงการวิจัย

#### 3.2 แผนการดำเนินงาน

แผนการดำเนินงานสำหรับงานวิจัย แสดงดังตารางที่ 3.1

ตารางที่ 3.1 แผนงานวิจัย

วัตถุประสงค์	แผนงานวิจัย	ระยะเวลา						ระยะเวลา				หมายเหตุ		
		เดือนที่		เดือนที่		เดือนที่		เดือนที่		เดือนที่				
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10		11	12
1. หาข้อมูลที่สำคัญ ต่องานวิจัย	ศึกษาผลงานตีพิมพ์ ทฤษฎีที่ เกี่ยวข้องอย่างละเอียด	↔												
2. ออกแบบและ คำนวณ	ทำการการออกแบบตัวสร้าง การไหลหมุนวนภายในท่อ แลกเปลี่ยนความร้อน	↔												
3. ทำการวิเคราะห์ ทางทฤษฎีด้วยวิธีเชิง ตัวเลขและตรวจสอบ	ทำการวิเคราะห์ทางทฤษฎี ด้วยวิธีเชิงตัวเลข พร้อมทั้ง ตรวจสอบและเปรียบเทียบกับ งานวิจัยอ้างอิง	↔	↔											
4. เขียนบทความวิจัย	เขียนบทความวิชาการเพื่อ นำเสนอข้อมูลที่มีประโยชน์ จากการวิเคราะห์ทางทฤษฎี			↔										

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

วัตถุประสงค์	แผนงานวิจัย	ระยะเวลา						ระยะเวลา						หมายเหตุ
		เดือนที่		เดือนที่		เดือนที่		เดือนที่		เดือนที่		เดือนที่		
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
	และสิ่งตีพิมพ์													
5. ทำการวิเคราะห์ผลเพิ่มเติมและพัฒนา	พัฒนาตัวสร้างการไหลหมุนวนโดยทำการเปรียบเทียบกับงานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์แล้ว													
6. รายงานความคืบหน้าของโครงการงาน	เขียนรายงานความคืบหน้าของโครงการงานวิจัย													
7. ประมวลข้อมูล	ประมวลข้อมูลที่ได้ทำการศึกษาทั้งหมด และวิเคราะห์ความสัมพันธ์ของตัวแปรต่าง ๆ เพิ่มเติม													
8. สรุปผล	สรุปผลและองค์ความรู้ที่ได้จากการศึกษาทั้งทางทฤษฎีและผลจากการศึกษา													
9. เขียนบทความวิจัย	เขียนบทความวิชาการที่สมบูรณ์และสิ่งตีพิมพ์													
10. ทำรายงาน	ทำรายงานฉบับสมบูรณ์ของโครงการงานวิจัย													

### 3.3 ทฤษฎีที่ใช้ในการคำนวณ

#### 3.3.1 กฎการอนุรักษ์สำหรับของไหลเคลื่อนที่

ในบทนี้กล่าวถึงสมการพื้นฐานทางคณิตศาสตร์สำหรับการไหลและการถ่ายเทความร้อน ที่ประกอบด้วย กฎการอนุรักษ์มวล โมเมนตัม และพลังงาน ซึ่งได้นำไปสู่สมการควบคุมของการไหล เนื้อหาหลักที่ครอบคลุมในบทนี้ประกอบด้วย

- ระบบสมการ PDEs (partial differential equations) ซึ่งควบคุมการไหลในพิกัดคาร์ทีเซียน ( $x, y, z$ )
- แนวคิดเกี่ยวกับความหนืดในรูปของ newtonian ซึ่งนำไปสู่สมการนาเวียร์-สโตกส์ (Navier – Stokes equations)
- รูปแบบเชิงอนุพันธ์และอินทิกรัลสำหรับสมการการเคลื่อนย้ายแบบปกติ

#### 3.3.2 สมการควบคุมของการไหลและการถ่ายเทความร้อน

สมการควบคุมของการไหลแทนถึงสมการทางคณิตศาสตร์ที่อธิบายกฎการอนุรักษ์ทางฟิสิกส์ ดังนี้

- มวลของไหลไม่สูญหายไปไหน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

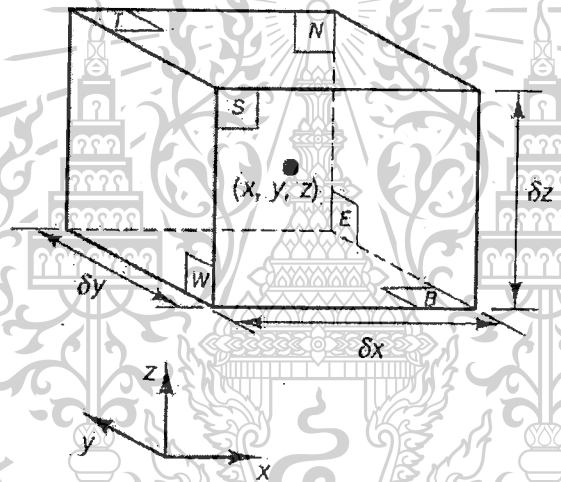
This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

- อัตราการเปลี่ยนแปลงโมเมนตัมเท่ากับผลรวมของแรงที่กระทำต่ออนุภาคของไหล (กฎข้อที่สองของนิวตัน)
- อัตราการเปลี่ยนแปลงพลังงานเท่ากับผลรวมของอัตราการเพิ่มขึ้นของความร้อนกับอัตราของงานที่กระทำในอนุภาคของไหล (กฎข้อหนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์)

ของไหลจะถูกพิจารณาว่ามีความต่อเนื่องสำหรับการวิเคราะห์การไหลของของไหลที่ระดับมหภาค คือ พิจารณาที่ขนาดระดับ  $1 \mu\text{m}$  ขึ้นไป โครงสร้างและการเคลื่อนที่ระดับโมเลกุล สามารถไม่นำมาพิจารณาได้ โดยสนใจที่จะอธิบายพฤติกรรมของไหลในเทอมของคุณสมบัติในระดับมหภาค เช่น ความเร็ว ความดัน ความหนาแน่น อุณหภูมิ รวมทั้งอัตราการเปลี่ยนแปลงของคุณสมบัติเหล่านี้ เป็นต้น สิ่งนี้อาจจะคิดเป็นค่าเฉลี่ยของกลุ่มโมเลกุลจำนวนมาก ดังนั้นจุดใดๆ ในของไหลนั้นจะมีคุณสมบัติของของไหลในระดับมหภาค ไม่ขึ้นกับอิทธิพลจากอนุภาคในระดับโมเลกุล

เมื่อพิจารณาชิ้นส่วนของไหลขนาดเล็กที่มีความยาวด้านเท่ากับ  $\delta x$ ,  $\delta y$  และ  $\delta z$  ดังรูปที่ 3.1



รูปที่ 3.1 ชิ้นส่วนของของไหลสำหรับกฎการอนุรักษ์

ผิวหน้าทั้งหกด้านจะถูกแทนด้วย  $N, S, E, W, T, B$  ซึ่งแทนถึงทิศทางในแนว เหนือ ใต้ ตะวันออก ตะวันตก บน และล่าง ตามลำดับ ศูนย์กลางของชิ้นส่วนอยู่ที่ตำแหน่ง  $(x, y, z)$  เมื่อพิจารณาการเปลี่ยนแปลงอย่างเป็นระบบของ มวล โมเมนตัม และพลังงานของชิ้นส่วนของไหล จะสามารถสร้างสมการการไหลของของไหลได้

คุณสมบัติของของไหลทั้งหมดจะเป็นฟังก์ชันของตำแหน่งและเวลา ดังนั้นจำเป็นต้องเขียน  $\rho(x, y, z, t)$ ,  $p(x, y, z, t)$ ,  $T(x, y, z, t)$  และ  $u(x, y, z, t)$  สำหรับความหนาแน่น, ความดัน, อุณหภูมิและเวกเตอร์ความเร็ว ตามลำดับ เพื่อหลีกเลี่ยงความซับซ้อนในการเขียนค่าสัญลักษณ์แสดงคุณสมบัติดังกล่าว โดยจะไม่ระบุตำแหน่งและเวลา เช่น ความดันที่ศูนย์กลาง  $(x, y, z)$  ของชิ้นส่วนของไหลที่เวลา  $t$  จะถูกแทนโดย  $p$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

หรือการเปลี่ยนแปลงในทิศทาง  $x$  ของความดันที่ศูนย์กลาง  $(x, y, z)$  ที่เวลา  $t$  หนึ่งๆ จะถูกแทนโดย  $\partial p / \partial x$  หลักการนี้จะถูกนำไปใช้ในสำหรับคุณสมบัติของไหลทั้งหมด

ชั้นส่วนของไหลที่พิจารณานั้นมีขนาดเล็กมาก จนกระทั่งคุณสมบัติของไหลที่ผิวหน้าสามารถอธิบายได้อย่างแม่นยำด้วยสองพจน์แรกของสมการ Taylor ดังนั้น สำหรับตัวอย่างความดันที่ผิวหน้า  $W$  และ  $E$  ซึ่งทั้งคู่มีระยะห่างจากศูนย์กลางของชั้นส่วนของไหลเท่ากับ  $\frac{1}{2} \cdot \delta x$  สามารถเขียนได้ดังนี้-

$$p - \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{1}{2} \cdot \delta x \quad \text{และ} \quad p + \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{1}{2} \cdot \delta x$$

### การอนุรักษ์มวลในปัญหา 3 มิติ

ขั้นตอนแรกของการหาสมการอนุรักษ์มวลคือการพิจารณาถึงสมมูลมวลของชั้นส่วนของไหลดังนี้

อัตราการเพิ่มขึ้นของมวล = อัตราการไหลสุทธิของมวล  
ในชั้นส่วนของไหล ที่เข้าไปในชั้นส่วนของไหล

อัตราการเพิ่มขึ้นของมวลในชั้นส่วนย่อยของของไหลคือ

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \delta x \delta y \delta z) = \frac{\partial \rho}{\partial t} \delta x \delta y \delta z \quad (3.1)$$

อัตราการไหลเชิงมวลผ่านพื้นผิวและชั้นส่วนย่อย ซึ่งนิยามโดยผลคูณของความหนาแน่น พื้นผิว และความเร็วในทิศทางตั้งฉากกับพื้นผิวนั้น จากรูปที่ 3.2 จะพบว่าการไหลสุทธิของมวลเข้าสู่ชั้นส่วนย่อยผ่านพื้นผิวสามารถเขียนได้ ดังนี้

$$\begin{aligned} & \left( \rho u - \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \right) \delta y \delta z - \left( \rho u + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \right) \delta y \delta z \\ & + \left( \rho v - \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} \frac{1}{2} \delta y \right) \delta x \delta z - \left( \rho v + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} \frac{1}{2} \delta y \right) \delta x \delta z \\ & + \left( \rho w - \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \frac{1}{2} \delta z \right) \delta x \delta y - \left( \rho w + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \frac{1}{2} \delta z \right) \delta x \delta y \end{aligned} \quad (3.2)$$

โดยการไหลเข้าสู่ชั้นส่วนที่ทำให้มวลของชั้นส่วนย่อยเพิ่มขึ้นถูกกำหนดให้เป็นบวก และมีค่าเป็นลบเมื่อมีการไหลออกจากชั้นส่วนย่อย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

- อัตราการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติอนุภาคของไหล ในเทอมชิ้นส่วนย่อยของไหล

ในกฎของการอนุรักษ์โมเมนตัมและพลังงานนั้น จะมีการกล่าวถึงการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติของอนุภาคของไหล คุณสมบัติแต่ละอย่างของอนุภาคจะเป็นฟังก์ชันของตำแหน่ง  $(x, y, z)$  ของอนุภาคและเวลา  $(t)$  ในการศึกษาที่กำหนดให้ค่าคุณสมบัติใดๆ ต่อหน่วยมวล ด้วยสัญลักษณ์  $\phi$  โดยการเปลี่ยนแปลงของ  $\phi$  เทียบกับเวลาของอนุภาคของไหล  $D\phi/Dt$  คือ

$$\frac{D\phi}{Dt} = \frac{\partial\phi}{\partial t} + \frac{\partial\phi}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial\phi}{\partial y} \frac{dy}{dt} + \frac{\partial\phi}{\partial z} \frac{dz}{dt}$$

และโดยที่  $dx/dt = u$ ,  $dy/dt = v$  และ  $dz/dt = w$  หากแทนค่าดังกล่าวไปในสมการข้างบน จะได้ว่า

$$\frac{D\phi}{Dt} = \frac{\partial\phi}{\partial t} + u \frac{\partial\phi}{\partial x} + v \frac{\partial\phi}{\partial y} + w \frac{\partial\phi}{\partial z} = \frac{\partial\phi}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \text{grad}\phi \quad (3.7)$$

$D\phi/Dt$  เป็นนิยามของอัตราการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติ  $\phi$  ต่อหน่วยมวล ในกรณีของสมการอนุรักษ์มวล ซึ่งสนใจที่จะพัฒนาสมการสำหรับอัตราการเปลี่ยนแปลงต่อหน่วยปริมาตร อัตราการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติ  $\phi$  สามารถถูกแปลงให้เป็นคุณสมบัติเชิงปริมาตรได้โดยการคูณความหนาแน่น  $\rho$  เข้าไปกับเทอม  $D\phi/Dt$  ดังนั้น

$$\rho \frac{D\phi}{Dt} = \rho \left( \frac{\partial\phi}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \text{grad}\phi \right) \quad (3.8)$$

รูปแบบนี้ สามารถนำไปใช้ประโยชน์ในการอธิบายความเปลี่ยนแปลงของคุณสมบัติของของไหล ในปริมาตรเล็กๆ ที่หยุดนิ่งหนึ่งๆ เป็นการนิยามความสัมพันธ์ระหว่าง: 1) อนุพันธ์ของคุณสมบัติ  $\phi$  ของอนุภาคของไหล กับ 2) อัตราเปลี่ยนแปลงของ  $\phi$  ในชิ้นส่วน หรือปริมาตรย่อยๆ ของของไหลนั้น

ต่อไปนี้หากมาพิจารณากฎการอนุรักษ์ของมวล ค่าของมวลต่อหน่วยปริมาตร (ในที่นี้คือ ความหนาแน่น  $\rho$ ) คือพารามิเตอร์ที่กำลังศึกษา เมื่อพิจารณาผลรวมของ: 1) อัตราการเปลี่ยนแปลงของความหนาแน่นในปริมาตรเล็กๆ และ 2) ผลของการเปลี่ยนแปลงอันเนื่องมาจากการพาในสมการอนุรักษ์มวล (3.4) ก็คือ

$$\frac{\partial\rho}{\partial t} + \text{div}(\rho\mathbf{u})$$

ดังนั้นรูปทั่วไปของ เทอมทั้งสองเทอมนี้ สำหรับคุณสมบัติใดๆ ของของไหล  $\phi$  สามารถเขียนได้ดังนี้

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho\phi\mathbf{u}) \quad (3.9)$$

สมการที่ (3.9) เทอมแรก คืออัตราการเปลี่ยนแปลงของคุณสมบัติ  $\phi$  ต่อหน่วยปริมาตรบวกกับเทอมที่สอง คือการไหลสุทธิของ  $\phi$  ต่อปริมาตรที่ออกจากชิ้นส่วนย่อยของไหล ซึ่งสามารถนำมาเขียนใหม่เพื่อให้ได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

ภาพความสัมพันธ์ ระหว่างผลรวมของทั้งสองเทอมนี้กับอัตราการเปลี่ยนแปลงของ  $\phi$  ในอนุภาคของไหล ดังนี้

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho\phi\mathbf{u}) = \rho \left[ \frac{\partial\phi}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \text{grad}\phi \right] + \phi \left[ \frac{\partial\rho}{\partial t} + \text{div}(\rho\mathbf{u}) \right] = \rho \frac{D\phi}{Dt} \quad (3.10)$$

เทอม  $\phi[(\partial\rho/\partial t) + \text{div}(\rho\mathbf{u})]$  เท่ากับศูนย์เนื่องจากสมการอนุรักษ์มวล (3.4) จากความสัมพันธ์ดังแสดงใน (3.10) จะได้ว่า

อัตราการเพิ่มของ  $\phi$  สำหรับ  
ชั้นส่วนย่อยของไหล + อัตราการไหลสุทธิของ  $\phi$  ที่  
ออกจากชั้นส่วนย่อยของไหล = อัตราการเพิ่มของ  $\phi$   
สำหรับอนุภาคของไหล

การเปลี่ยนแปลงของโมเมนตัมของอนุภาคของไหลทั้ง 3 ทิศทาง อ้างอิงแกนในพิกัดฉาก รวมถึงการเปลี่ยนแปลงของพลังงานซึ่งเป็นปริมาณสเกลาร์นั้น สามารถแทนพารามิเตอร์  $\phi$  และอัตราการเปลี่ยนแปลงของ  $\phi$  ต่อหน่วยปริมาตร ตามที่นิยามไว้ใน (3.8) และ (3.10) สามารถแสดงได้ดังในตารางข้างล่างนี้

x-momentum	$u$	$\rho \frac{Du}{Dt}$	$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho uu)$
y-momentum	$v$	$\rho \frac{Dv}{Dt}$	$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v\mathbf{u})$
z-momentum	$w$	$\rho \frac{Dw}{Dt}$	$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w\mathbf{u})$
Energy	$E$	$\rho \frac{DE}{Dt}$	$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \text{div}(\rho E\mathbf{u})$

รูปแบบที่ให้ไว้ในตารางข้างบนนี้จะถูกนำไปใช้ในการสร้างสมการอนุรักษ์โมเมนตัมและพลังงานดังที่จะแสดงรายละเอียดในหัวข้อถัดจากนี้

**สมการโมเมนตัมแบบ 3 มิติ**

กฎข้อที่สองของนิวตันกล่าวไว้ว่า “อัตราการเปลี่ยนแปลงโมเมนตัมของอนุภาคของไหลเท่ากับผลรวมของแรง ที่กระทำต่ออนุภาค”

อัตราการเพิ่มโมเมนตัม  
ของอนุภาคของไหล = ผลรวมแรงที่กระทำ  
ต่ออนุภาคของไหล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

อัตราการเพิ่มโมเมนตัมต่อหน่วยปริมาตรของอนุภาคของไหลในทิศ  $x$ ,  $y$  และ  $z$  กำหนดได้โดย

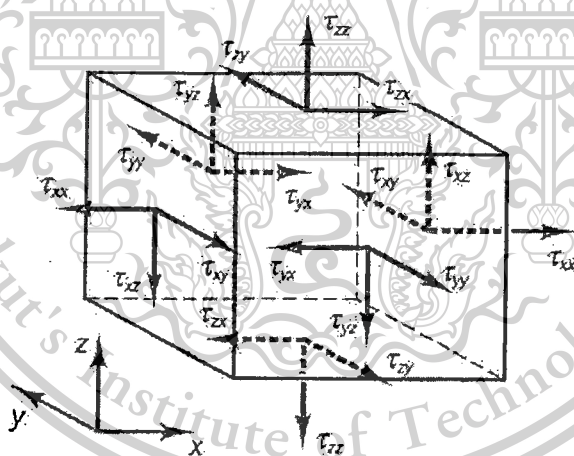
$$\rho \frac{Du}{Dt} \quad \rho \frac{Dv}{Dt} \quad \rho \frac{Dw}{Dt} \quad (3.11)$$

โดยที่สามารถแบ่งประเภทของแรงที่กระทำต่ออนุภาคของไหลเป็นสองแบบ คือ

- แรงกระทำที่ผิว (surface forces) ได้แก่ แรงเนื่องจากความดัน แรงเนื่องจากความหนืด แรงโน้มถ่วง
- แรงกระทำในปริมาตร (body forces) ของชิ้นส่วนย่อยของของไหล ได้แก่ แรงหมุนหนีศูนย์กลาง แรงแม่เหล็กไฟฟ้า coriolis force

โดยทั่วไปเทอมของแรงกระทำที่ผิวจะถูกจัดกลุ่มแยกออกต่างหาก และเทอมของแรงกระทำภายในปริมาตรจะถูกพิจารณาเป็นเทอมของการเพิ่มและลดโมเมนตัมแยกออกมาอีกเทอมหนึ่ง

ความเค้นที่กระทำต่อชิ้นส่วนย่อยของของไหล สามารถนิยามได้ด้วยเทอมของความดัน และเทอมความเค้นย่อยเนื่องจากความหนืด  $\mu$  ดังแสดงในรูปที่ 3.3 ความดันซึ่งมองว่าเป็นความเค้นตั้งฉาก ถูกแทนด้วย  $p$  ส่วนความเค้นเฉือนเนื่องจากความหนืดแทนโดย  $\tau$  สัญลักษณ์  $\tau_{ij}$  ถูกประยุกต์ใช้เพื่อชี้ให้เห็นถึงทิศทางของความเค้นเนื่องจากความหนืด ตัวห้อย  $i$  และ  $j$  ใน  $\tau_{ij}$  ชี้ให้เห็นถึงความเค้นย่อย ที่กระทำในทิศทาง  $j$  บนพื้นที่ที่มีเวกเตอร์หนึ่งหน่วยในทิศทาง  $i$  นั้นเอง



รูปที่ 3.3 องค์ประกอบของความเค้นบนผิวหน้าทั้งสามทิศทางของชิ้นส่วนของไหล

เริ่มแรกพิจารณาแรงกระทำในทิศทาง  $x$  เนื่องจากความดันและความเค้นย่อย  $\tau_{xy}$ ,  $\tau_{yz}$  และ  $\tau_{xx}$  ดังในรูปที่ 3.4 ขนาดของแรงที่กระทำบนพื้นผิวเกิดจากผลคูณของความเค้นและพื้นที่ และที่มีทิศทางเดียวกับแกนอ้างอิงโดยมีเครื่องหมายบวก และมีค่าเป็นเครื่องหมายลบเมื่อทิศทางตรงข้าม แรงสุทธิในทิศทาง  $x$  คือผลรวมของแรงย่อยที่กระทำบนชิ้นส่วนย่อยของไหล ในทิศทางดังกล่าว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite 137834 when use.

ที่ผิว บวกกับอัตราการสร้างหรือสูญสลายของโมเมนตัมในทิศทาง  $x$  เนื่องจากแรงภายในชั้นส่วนของของไหลนั้นตามแนวแกน  $x$

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial(-p + \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + S_{Mx} \quad (3.14ก)$$

ในทำนองเดียวกันโมเมนตัมในทิศทาง  $y$  จะเขียนได้ว่า

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial(-p + \tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + S_{My} \quad (3.14ข)$$

และโมเมนตัมในทิศทาง  $z$  คือ

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial(-p + \tau_{zz})}{\partial z} + S_{Mz} \quad (3.14ค)$$

ความดันมีลักษณะเป็นความเค้นอัดตั้งฉาก (compressive normal stress) ซึ่งโดยทั่วไปมีเครื่องหมายเป็นลบ ในกรณีที่ความเค้นตั้งฉากเนื่องจากความหนืดมีลักษณะเป็นความเค้นดึง (tensile normal stress) จะมีเครื่องหมายบวก

เทอมของการสร้างหรือสูญสลายของโมเมนตัม  $S_{Mx} = 0$ ,  $S_{My} = 0$  และ  $S_{Mz}$  (3.14 ก-ค) คือแรงกระทำภายในของแต่ละทิศทาง ตัวอย่างเช่นแรงกระทำภายในเนื่องจากแรงโน้มถ่วงจะถูกกำหนดให้มีค่า

$$S_{Mx} = 0, S_{My} = 0 \text{ และ } S_{Mz} = -\rho g$$

#### - สมการพลังงานในระบบ 3 มิติ

สมการพลังงานถูกหาได้จากกฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์ ที่กล่าวไว้ว่าอัตราการเปลี่ยนแปลงของพลังงานของอนุภาคของไหล เท่ากับอัตราการเพิ่มความดันแก่นอนุภาคบวกกับอัตราการทำงานของอนุภาคการไหล

อัตราการเพิ่มขึ้นของพลังงานของอนุภาคของไหลต่อหน่วยปริมาตร คือ

$$\rho \frac{DE}{Dt} \quad (3.15)$$

#### - งานที่กระทำโดยแรงบนพื้นผิว

อัตราการเกิดงานบนพื้นผิวของชั้นส่วนของไหล จะเท่ากับผลคูณของแรงและความเร็วในทิศทางของแรง สำหรับแรงตามที่แสดงใน (3.12ก - 3.12ค) เฉพาะที่กระทำในทิศทาง  $x$  จะเกิดงานเท่ากับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

$$\begin{aligned} & \left[ \left( pu - \frac{\partial(pu)}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \right) - \left( \tau_{xx}u - \frac{\partial(\tau_{xx}u)}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \right) \right. \\ & \quad \left. - \left( pu + \frac{\partial(pu)}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \right) + \left( \tau_{xx}u + \frac{\partial(\tau_{xx}u)}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \right) \right] \delta y \delta z \\ & \quad + \left[ - \left( \tau_{yx}u - \frac{\partial(\tau_{yx}u)}{\partial y} \frac{1}{2} \delta y \right) + \left( \tau_{yx}u + \frac{\partial(\tau_{yx}u)}{\partial y} \frac{1}{2} \delta y \right) \right] \delta x \delta z \\ & \quad + \left[ - \left( \tau_{zx}u - \frac{\partial(\tau_{zx}u)}{\partial z} \frac{1}{2} \delta z \right) + \left( \tau_{zx}u + \frac{\partial(\tau_{zx}u)}{\partial z} \frac{1}{2} \delta z \right) \right] \delta x \delta y \end{aligned}$$

ดังนั้นเมื่อลดรูปแล้ว อัตราการเกิดงานสุทธิบนพื้นผิวเหล่านี้ ในทิศทาง  $x$  คือ

$$\left[ \frac{\partial(u(-p + \tau_{xx}))}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} \right] \delta x \delta y \delta z \quad (3.16ก)$$

ส่วนประกอบย่อยของแรงเนื่องจากความเค้นพื้นผิวในทิศทาง  $y$  และ  $z$  ก็จะทำงานบนอนุภาคดังกล่าวเช่นกัน ในกระบวนการคิดแบบข้างต้นอัตราการเกิดงานบนอนุภาคของไหลเนื่องจากการทำงานโดยแรงเหล่านี้สามารถเขียนได้ ดังนี้

$$\left[ \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v(-p + \tau_{yy}))}{\partial y} + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} \right] \delta x \delta y \delta z \quad (3.16ข)$$

และ

$$\left[ \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w(-p + \tau_{zz}))}{\partial z} \right] \delta x \delta y \delta z \quad (3.16ค)$$

อัตราการเกิดงานทั้งหมดต่อหน่วยปริมาตรของของไหลโดยแรงบนพื้นผิวทั้งหมด คือผลรวมของ (3.16 ก - ค) ทหารด้วยปริมาตร  $\delta x \delta y \delta z$  เทอมของ  $p$  สามารถถูกจัดรวบรวมและเขียนในรูปแบบของไดเวอร์เจนซ์ ดังนี้

$$\frac{\partial(up)}{\partial x} + \frac{\partial(vp)}{\partial y} + \frac{\partial(wp)}{\partial z} = -\text{div}(pu)$$

ดังนั้นอัตราการเกิดงานรวมทั้งหมดบนชิ้นส่วนของของไหลโดยความเค้นบนพื้นผิว มีหน่วยเป็นปริมาณของพลังงานต่อหน่วยเวลาต่อหน่วยปริมาตร

$$\begin{aligned} & [-\text{div}(pu)] + \left[ \frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} \right. \\ & \quad \left. + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{zz})}{\partial z} \right] \end{aligned} \quad (3.17)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

ทิศทาง  $y$  ด้วยความเร็ว  $v$  และสมการโมเมนตัมในทิศทาง  $z$  ด้วยความเร็ว  $w$  และรวมผลลัพท์เข้าด้วยกัน ก่อนทำการหารด้วย 2 สิ่งนี้ทำให้ได้สมการอนุรักษ์สำหรับพลังงานจลน์ดังข้างล่างนี้

$$\rho \frac{D}{Dt} \left[ \frac{1}{2} (u^2 + v^2 + w^2) \right] = -\mathbf{u} \cdot \text{grad } p + u \left( \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \right) + v \left( \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} \right) + w \left( \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} \right) + \mathbf{u} \cdot \mathbf{S}_M \quad (3.23)$$

ทำการลบ (3.23) จาก (3.22) และนิยาม source term ขึ้นใหม่เป็น  $S_i = S_E - \mathbf{u} \cdot \mathbf{S}_M$  จึงทำให้ได้สมการพลังงานภายในดังนี้

$$\rho \frac{Di}{Dt} = -p \text{ div } \mathbf{u} + \text{div}(k \text{ grad } T) + \tau_{xx} \frac{\partial u}{\partial x} + \tau_{yx} \frac{\partial u}{\partial y} + \tau_{zx} \frac{\partial u}{\partial z} + \tau_{xy} \frac{\partial v}{\partial x} + \tau_{yy} \frac{\partial v}{\partial y} + \tau_{zy} \frac{\partial v}{\partial z} + \tau_{xz} \frac{\partial w}{\partial x} + \tau_{yz} \frac{\partial w}{\partial y} + \tau_{zz} \frac{\partial w}{\partial z} + S_i \quad (3.24)$$

ในการไหลแบบอัดตัวไม่ได้ มี  $i = cT$ , ซึ่ง  $c$  คือค่าความร้อนจำเพาะและ  $\text{div } \mathbf{u} = 0$  ซึ่งทำให้ จัดเรียงสมการ (3.24) ไปในรูปของอุณหภูมิได้คือ

$$\rho c \frac{DT}{Dt} = \text{div}(k \text{ grad } T) + \tau_{xx} \frac{\partial u}{\partial x} + \tau_{yx} \frac{\partial u}{\partial y} + \tau_{zx} \frac{\partial u}{\partial z} + \tau_{xy} \frac{\partial v}{\partial x} + \tau_{yy} \frac{\partial v}{\partial y} + \tau_{zy} \frac{\partial v}{\partial z} + \tau_{xz} \frac{\partial w}{\partial x} + \tau_{yz} \frac{\partial w}{\partial y} + \tau_{zz} \frac{\partial w}{\partial z} + S_i \quad (3.25)$$

สำหรับสมการไหลที่อัดตัวได้ (3.22) ถูกจัดรูปเป็นสมการสำหรับค่าเอนทาลปีและเนื่องจากค่าเอนทาลปีจำเพาะ  $h$  และค่าเอนทาลปีจำเพาะสัมบูรณ์  $h_0$  ของของไหลกำหนดได้โดย

$$h = i + p/\rho \text{ and } h_0 = h + \frac{1}{2}(u^2 + v^2 + w^2)$$

รวมสองนิยามนี้กับนิยามของพลังงานจำเพาะ  $E$  เข้าด้วยกัน จะได้

$$h_0 = i + p/\rho + \frac{1}{2}(u^2 + v^2 + w^2) = E + p/\rho \quad (3.26)$$

แทนค่า (3.26) ไปในสมการ (3.22) และจัดเรียบเรียงบางอย่างทำให้ได้สมการพลังงานรวม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

$$\frac{\partial(\rho h_o)}{\partial t} + \text{div}(\rho h_o \mathbf{u}) = \text{div}(k \text{ grad } T) + \frac{\partial p}{\partial t} + \left[ \frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{zz})}{\partial z} \right] + S_h \quad (3.27)$$

สมการ (3.24), (3.25) และ (3.27) ไม่ใช่สมการการอนุรักษ์พลังงานที่เพิ่มเติมเข้ามาใหม่ หากแต่เป็นอีกรูปแบบหนึ่งของสมการพลังงาน (3.22)

### 3.3.3 สมการนาเวียร์-สโตกส์ สำหรับของไหลแบบนิวโทเนียน

สมการควบคุมประกอบด้วยตัวที่ไม่รู้ค่าคือ ความเค้นเนื่องจากความหนืดในแนวแกนย่อย  $\tau_{ij}$  ในการไหลของของไหลนั้น ค่าความเค้นหนืดสามารถถูกอธิบายได้โดยอัตราการเสียรูปปร่างที่ตำแหน่งใดๆ (หรืออัตราความเครียด) ในการไหล 3 มิติอัตราการเสียรูปปร่างที่ตำแหน่งใดๆ ประกอบด้วยอัตราการเสียรูปปร่างเชิงเส้นและอัตราเสียรูปปร่างเชิงปริมาตร ก๊าซทุกชนิดโดยส่วนมากมีคุณสมบัติเป็นแบบ isotropic ในขณะที่ของเหลวบางชนิดที่ประกอบด้วยโมเลกุลของโพลีเมอร์ ในจำนวนที่มากพออย่างมีนัยสำคัญอาจจะประพฤติตัวเป็น anisotropic หรือคุณสมบัติของความเค้นหนืดแบบขึ้นอยู่กับทิศทาง ซึ่งเป็นผลของการจัดเรียงตัวของโซ่โมเลกุลของโพลีเมอร์ ของไหลดังกล่าวอยู่นอกเหนือจากขอบเขตของงานวิจัยนี้และจะทำการศึกษาต่อไปโดยสมมติว่าการไหลเป็น isotropic

อัตราการเสียรูปปร่างเชิงเส้นของชิ้นส่วนของไหลมี 9 องค์ประกอบใน 3 มิติ ในจำนวนนั้น มี 6 องค์ประกอบที่เป็นอิสระในของไหลแบบ isotropic ซึ่งถูกเขียนโดยสัญลักษณ์  $s_{ij}$  ระบบการอ้างอิงในตัวห้อยต่อท้ายสัญลักษณ์ ชี้ให้เห็นองค์ประกอบซึ่งเป็นระบบเดียวกับระบบอ้างอิงของความเค้น (ดูในหัวข้อ 3.2.3) มีองค์ประกอบของการเสียรูปปร่างเชิงเส้นแบบตั้งฉากอยู่ 3 ตัว

$$s_{xx} = \frac{\partial u}{\partial x} \quad s_{yy} = \frac{\partial v}{\partial y} \quad s_{zz} = \frac{\partial w}{\partial z} \quad (3.28ก)$$

มีองค์ประกอบของการเสียรูปปร่างเชิงเส้นแบบเฉือนทั้ง 6 ด้านของชิ้นส่วนของไหลคือ

$$s_{xy} = s_{yx} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \quad \text{และ} \quad s_{xz} = s_{zx} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \\ s_{yz} = s_{zy} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \quad (3.28ข)$$

การเสียรูปปร่างเชิงปริมาตรถูกให้โดย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = \text{div } u \quad (3.28\text{ค})$$

ในของไหลแบบ newtonian ความเค้นเนื่องจากความหนืดเป็นสัดส่วนโดยตรงกับอัตราของการเสียรูปร่างของของไหล ตามกฎที่ว่าด้วยความหนืดของนิวตันในปริภูมิ 3 มิติสำหรับของไหลที่อัดตัวได้นั้น การไหลจะมีความหนืดเชื่อมโยงอย่างแปรผันตามค่าพารามิเตอร์ 2 ตัว คือ 1) ค่าสัมประสิทธิ์ความหนืดที่หนึ่ง (dynamic viscosity),  $\mu$  ซึ่งจะเชื่อมโยงกับการเสียรูปเชิงเส้นของของไหล และ 2) ค่าสัมประสิทธิ์ความหนืดที่สอง,  $\lambda$  ที่จะเชื่อมโยงกับการเสียรูปเชิงปริมาตร ดังนั้นจะมีองค์ประกอบย่อยของความเค้นอยู่ทั้งหมด 9 ตัว โดยมี 6 ตัวในนั้นไม่ขึ้นแก่กันหรือเรียกว่ามีระดับอิสระ (degree of freedom) เท่ากับ 6

$$\begin{aligned} \tau_{xx} &= 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \lambda \text{div } u, & \tau_{yy} &= 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} + \lambda \text{div } u, & \tau_{zz} &= 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} + \lambda \text{div } u, & \tau_{xy} &= \tau_{yx} = \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right), \\ \tau_{xz} &= \tau_{zx} = \mu \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right), \\ \tau_{yz} &= \tau_{zy} = \mu \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \end{aligned} \quad (3.29)$$

ภาพของความเค้นในส่วนที่สองนั้นไม่ชัดเจนนัก เนื่องจากผลของมันในทางปฏิบัติมีไม่มากนักสำหรับก๊าซ การประมาณค่าที่ดีคือ  $\lambda = -\frac{2}{3}\mu$  (Schlichting (1979)) และเนื่องจากสมมติว่าของเหลวเป็นแบบที่อัดตัวไม่ได้ ซึ่งจากสมการอนุรักษ์มวลคือ  $\text{div } u = 0$  ดังนั้นความเค้นหนืดจะเป็น 2 เท่าของอัตราการเสียรูปเชิงเส้น

แทนค่าความเค้นเฉือนข้างบน (3.29) ไปใน (3.14ก - ค) ทำให้ได้สมการซึ่งเรียกตามชื่อ Navier-Stokes ซึ่งเป็นนักวิทยาศาสตร์ในศตวรรษที่ 19 ที่ได้นิยามดังนี้

$$\begin{aligned} \rho \frac{Du}{Dt} &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \\ &+ \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + S_{Mx} \end{aligned} \quad (3.30\text{ก})$$

$$\begin{aligned} \rho \frac{Dv}{Dt} &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right] \\ &+ \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + S_{My} \end{aligned} \quad (3.30\text{ข})$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

$$\Phi = \mu \left\{ 2 \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right\} + \lambda (\text{div} \mathbf{u})^2 \quad (3.34)$$

การสลายตัวนี้เป็นค่าบวกเสมอเนื่องจากประกอบด้วยเทอมยกกำลังสอง และแทนถึงการก่อกำเนิดของพลังงานภายในอันเป็นผลมาจากการเสียรูปทรงของชิ้นส่วนของไหล อีกนัยหนึ่งคือเป็นตัวเลขของพลังงานจลน์จากการเคลื่อนที่ของอนุภาคของไหล และเปลี่ยนไปเป็นพลังงานภายในหรือความร้อน นั่นเอง

### 3.3.4 รูปแบบอนุรักษ์สำหรับสมการควบคุมของการไหล

สมการอนุรักษ์มวล โมเมนตัม และพลังงาน ในรูปแบบของไดเวอร์เจนท์ เป็นสมการแบบ 3 มิติ ที่ขึ้นกับเวลาของของไหล newtonian ที่อัดตัวได้ แสดงโดย

$$\text{มวล} \quad \frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (3.4)$$

$$\text{โมเมนตัม } x \quad \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u \mathbf{u}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad } u) + S_{Mx} \quad (3.35ก)$$

$$\text{โมเมนตัม } y \quad \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v \mathbf{u}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \text{div}(\mu \text{grad } v) + S_{My} \quad (3.35ข)$$

$$\text{โมเมนตัม } z \quad \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w \mathbf{u}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \text{div}(\mu \text{grad } w) + S_{Mz} \quad (3.35ค)$$

$$\text{พลังงาน} \quad \frac{\partial(\rho i)}{\partial t} + \text{div}(\rho i \mathbf{u}) = -p \text{div} \mathbf{u} + \text{div}(k \text{grad } T) + \Phi + S_i \quad (3.36)$$

$$\text{สมการสถานะ} \quad p = p(\rho, T) \text{ and } i = i(\rho, T) \quad (3.37)$$

$$p = \rho RT \text{ and } i = C_p T \quad (3.38)$$

เทอมการก่อกำเนิดของโมเมนตัม  $S_M$  และฟังก์ชันการสลายตัว  $\Phi$  แสดงใน (3.31) และ (3.34) ตามลำดับ เป็นที่น่าสนใจที่ว่าสมมุติฐานสมดุลทางเทอร์โมไดนามิกส์ ทำให้ได้สมการการไหล (PDEs) 5 สมการ และสมการพีชคณิต 2 สมการรวมเป็น 7 สมการ ต่อมาใช้แนวคิดของของไหล newtonian ซึ่งอธิบายความเค้นหนืดในเทอมของความแตกต่างขององค์ประกอบความเร็วต่อหน่วยความยาว เป็นผลให้เกิดตัวไม่รู้ค่า 7 ตัว จำนวนที่เท่ากันของสมการและตัวที่ไม่รู้ค่าของระบบนี้ สามารถถูกแก้ปัญหาได้ ด้วยเงื่อนไขที่ขอบและค่าเริ่มต้น (boundary and initial condition)

### 3.3.5 รูปแบบเชิงอนุพันธ์และอินทิกรัลสำหรับสมการการเคลื่อนย้ายแบบปกติ

จากตารางที่ 3.1 จะพบว่า มีโครงสร้างสมการหลายสมการที่มีความคล้ายคลึงกัน ถ้าพิจารณา  $\phi$  เป็นตัวแปรแสดงคุณสมบัติใดๆ ของของไหลแล้ว รูปแบบของสมการอนุรักษ์ที่ถูกสร้างขึ้นนั้นก็จะมีโครงสร้าง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

คล้ายกับสมการข้างต้นเช่นกัน ทั้งนี้รวมทั้งสมการสำหรับปริมาณ สเกลาร์ เช่น อุณหภูมิและความเข้มข้นของสสาร สามารถเขียนในรูปแบบดังนี้

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho\phi\mathbf{u}) = \text{div}(\Gamma \text{grad } \phi) + S_\phi \quad (3.39)$$

หรืออธิบายได้ คือ

อัตราการเพิ่ม $\phi$ ของชิ้นส่วนของไหล	+ การไหลสุทธิของ $\phi$ ที่ออกจากชิ้นส่วนของไหล	=	อัตราการเพิ่มขึ้นของ $\phi$ เนื่องจากการแพร่	+ อัตราการเพิ่มขึ้นของ $\phi$ เนื่องจากการก่อกำเนิด
--	---	---	--	---

สมการ (3.39) ถูกเรียกว่าสมการการเคลื่อนย้ายของคุณสมบัติ  $\phi$  ซึ่งพบว่ามันสามารถอธิบายการเคลื่อนย้ายของปริมาณทางฟิสิกส์ที่แตกต่างกันได้ คือเทอมที่แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงและเทอมของการพาอยู่ด้านซ้ายมือของสมการ ส่วนเทอมของการแพร่ ( $\Gamma$  คือ การแพร่ทางความร้อน) และเทอมของการก่อกำเนิด อยู่ขวามือตามลำดับ โดยได้ซ่อนเทอมซึ่งไม่เหมือนกันไว้ในเทอมของการก่อกำเนิด นั่นเอง

สมการ (3.39) ถูกใช้เป็นตัวเริ่มต้นสำหรับขั้นตอนการคำนวณในวิธีปริมาตรสี่เหลี่ยม โดยกำหนด  $\phi$  เท่ากับ 1,  $u$ ,  $v$ ,  $w$  และ  $i$  (หรือ  $T$  หรือ  $h$ ) และเลือกค่าที่เหมาะสมสำหรับสัมประสิทธิ์การแพร่  $\Gamma$  และเทอมการก่อกำเนิด ได้รูปแบบพิเศษของตารางที่ 3.1 ในสมการ partial differential equations ทั้ง 5 ชุด ซึ่งประกอบด้วยสมการอนุรักษ์มวล โมเมนตัมและพลังงาน ทั้งนี้ขั้นตอนหลักของวิธีปริมาตรสี่เหลี่ยมคือการอินทิเกรตสมการ (3.39) เหนือปริมาตรควบคุม (CV) 3 มิติซึ่งทำได้

$$\int_{cv} \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} dV + \int_{cv} \text{div}(\rho\phi\mathbf{u}) dV = \int_{cv} \text{div}(\Gamma \text{grad } \phi) dV + \int_{cv} S_\phi dV \quad (3.40)$$

การอินทิเกรตเชิงปริมาตรในเทอมที่สองด้านซ้ายมือ คือ เทอมการพา และในเทอมแรกทางขวามือคือเทอมของการแพร่ ถูกเขียนใหม่เป็นการอินทิเกรตเชิงพื้นผิวของปริมาตรควบคุมโดยใช้ทฤษฎี Gauss' divergence สำหรับเวกเตอร์  $\mathbf{a}$  ใดๆ ทฤษฎีนี้กล่าวว่า

$$\int_{cv} \text{div}(\mathbf{a}) dV = \int_A \mathbf{n} \cdot \mathbf{a} dA \quad (3.41)$$

ความหมายทางคณิตศาสตร์ของ  $\mathbf{n} \cdot \mathbf{a}$  คือ องค์ประกอบย่อยของเวกเตอร์  $\mathbf{a}$  ในทิศทางของเวกเตอร์  $\mathbf{n}$  ตั้งฉากต่อพื้นผิวของชิ้นส่วน  $dA$  ฉะนั้นการอินทิเกรตของ divergence ของเวกเตอร์  $\mathbf{a}$  เหนือปริมาตร จะเท่ากับ องค์ประกอบย่อยของเวกเตอร์  $\mathbf{a}$  ในทิศทางตั้งฉากกับพื้นผิวตลอดทั้งขอบเขตของปริมาตรรวม (integrated) ซึ่งก็คืออาณาบริเวณของพื้นผิว  $A$  ทั้งหมด การประยุกต์ทฤษฎี Gauss' divergence (สมการที่ 3.41) จะทำให้สามารถเขียนได้ ดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

$$\frac{\partial}{\partial t} \left( \int_{cv} \rho \phi dV \right) + \int_A n \cdot (\rho \phi u) dA = \int_A n \cdot (\Gamma \text{grad } \phi) dA + \int_{cv} S_\phi dV \quad (3.42)$$

ลำดับขั้นของการอินทิเกรตและการอนุพันธ์ ได้ถูกเปลี่ยนแปลงในเทอมแรกของทางซ้ายมือของสมการ (3.42) เพื่อแสดงให้เห็นความหมายทางคณิตศาสตร์ เทอมนี้มีนัยถึงอัตราการเปลี่ยนแปลงทั้งหมดของคุณสมบัติ  $\phi$  ในปริมาตรควบคุม ผลคูณ  $n \cdot (\rho \phi u)$  หมายถึง ฟลักซ์ขององค์ประกอบของคุณสมบัติ  $\phi$  เนื่องจากการไหลของของไหลในทิศทางของเวกเตอร์ตั้งฉาก  $n$  ซึ่งก็คือออกจากพื้นผิวของชิ้นส่วนของไหล ดังนั้น เทอมที่สองด้านซ้ายมือของสมการ (3.42) หรือเทอมการพา เป็นอัตราการลดลงสุทธิของคุณสมบัติของไหล  $\phi$  ของชิ้นส่วนของไหลเนื่องจากการพา

ฟลักซ์การแพร่เป็นบวกในทิศทางของการเปลี่ยนแปลงต่อหน่วยความยาวของคุณสมบัติของไหล  $\phi$  ที่มีค่าลบ เช่น ตลอดแนวทิศทาง  $-\text{grad } \phi$  สำหรับตัวอย่างนี้ ความร้อนถูกนำหรือแพร่ไปในทิศทางของการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิต่อหน่วยความยาว(หรือเรียกว่า เกรเดียน) ที่เป็นลบ ดังนั้นผลคูณของ  $n \cdot (-\Gamma \text{grad } \phi)$  คือองค์ประกอบของฟลักซ์การแพร่ในทิศทางของเวกเตอร์ตั้งฉากที่ทิศพุ่งออกไปจากพื้นผิวของชิ้นส่วนของไหล ในทำนองเดียวกันกับผลคูณ  $n \cdot (\Gamma \text{grad } \phi)$  ซึ่งเท่ากับ  $-n \cdot (-\Gamma \text{grad } \phi)$  ซึ่งก็คือ ฟลักซ์การแพร่ที่มีค่าบวก มีทิศตรงกันข้ามกับเวกเตอร์ตั้งฉากหรือเข้าไปในชิ้นส่วนย่อยนั่นเอง เทอมแรกทางขวามือของ (3.42) คือเทอมการแพร่ ดังนั้นจะสอดคล้องกับฟลักซ์ที่ไหลเข้าไปในชิ้นส่วนและแทนอัตราการเพิ่มสุทธิของคุณสมบัติ  $\phi$  ของชิ้นส่วนของไหลเนื่องจากการแพร่เทอมสุดท้ายทางขวามือของสมการนี้ได้ให้อัตราการเพิ่มของคุณสมบัติ  $\phi$  ที่เพิ่มขึ้นเนื่องจากผลของการก่อกำเนิด ภายในชิ้นส่วนไหล

ในทำนองเดียวกัน ความสัมพันธ์ (3.42) ของของไหลในปริมาตรควบคุมสามารถอธิบายได้ดังนี้

อัตราการเพิ่ม $\phi$	+	อัตราการลดลงสุทธิของ $\phi$ เนื่องจากการพาที่คร่อมผ่านขอบเขต	=	อัตราการเพิ่มขึ้นของ $\phi$ เนื่องจากการแพร่	+	อัตราการสร้างสุทธิของ $\phi$
----------------------	---	--	---	--	---	------------------------------

การอธิบายนี้ยืนยันได้ว่าการอินทิเกรตของสมการ partial differential ยังคงสภาพของการอนุรักษ์ปริมาณทางฟิสิกส์ของของไหล ถึงแม้ว่าในระดับปริมาตรควบคุมที่มีขนาดจำกัด (macroscopic)

ในปัญหาสภาวะคงตัว (steady state) อัตราของเทอมที่การเปลี่ยนแปลงของ (3.42) เท่ากับศูนย์ สิ่งนี้นำไปสู่รูปแบบอินทิเกรตของสมการการเคลื่อนที่แบบสภาวะคงตัว

$$\int_A n \cdot (\rho \phi u) dA = \int_A n \cdot (\Gamma \text{grad } \phi) dA + \int_{cv} S_\phi dV \quad (3.43)$$

ในปัญหาที่เกี่ยวข้องกับเวลา จำเป็นต้องอินทิเกรตเทียบเวลา  $t$  ในช่วงเวลาน้อยๆ  $\Delta t$  จาก  $t$  จนกระทั่งถึง  $t + \Delta t$  ทำให้ได้รูปแบบอินทิเกรตทั่วไปของสมการการเคลื่อนที่ คือ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

$$\left(\frac{x_{fd,h}}{D}\right)_{lam} \approx 0.05 Re_D \quad (3.46)$$

- ความเร็วเฉลี่ย (mean velocity)

ข้อแตกต่างของการไหลภายในและการไหลภายนอกก็คือ ไม่สามารถใช้ความเร็วของกระแสอิสระ  $u_\infty$  ของของไหลได้ เนื่องจากความเร็วภายในท่อจะแปรเปลี่ยนทั่วทั้งพื้นที่หน้าตัดของท่อ ดังนั้นจึงใช้ความเร็วเฉลี่ย  $u_m$  (mean velocity) แทน โดยนิยามว่าความเร็วเฉลี่ยนี้คือ ความเร็วที่เมื่อคูณด้วยพื้นที่หน้าตัดของท่อและความหนาแน่นของของไหลแล้วจะเท่ากับอัตราการไหลของมวล ซึ่งได้

$$\dot{m} = \rho u_m A_c \quad (3.47)$$

ถ้าเป็นการไหลสถานะคงที่ ที่อัดตัวไม่ได้แล้ว ภายในท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่ ค่า  $\dot{m}$  และ  $u_m$  ย่อมมีค่าคงที่ตลอดความยาวท่อ

สำหรับท่อกลม ( $A_c = \pi D^2 / 4$ ) ค่าของเลขเรย์โนลด์ลดลงเป็น

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} \quad (3.48)$$

เพราะว่า ค่า  $\dot{m}$  อาจหาได้จากการอินทิเกรตของฟลักซ์มวล ( $\rho u$ ) ทั่วทั้งพื้นที่หน้าตัด

$$\dot{m} = \int_{A_c} \rho u(r, x) dA_c \quad (3.49)$$

ดังนั้นสำหรับท่อกลม กรณีของไหลอัดตัวไม่ได้ แล้วจะได้

$$u_m = \frac{\int_{A_c} \rho u(r, x) dA_c}{\rho A_c} = \frac{2\pi\rho}{\rho\pi r_o^2} \int_0^{r_o} u(r, x) r dr = \frac{2}{r_o^2} \int_0^{r_o} u(r, x) r dr \quad (3.50)$$

ซึ่งจะหาค่า  $u_m$  ได้ทันที เมื่อรู้รูปร่างของความเร็ว (velocity profile),  $u(r)$  ที่ตำแหน่งนั้น

- รูปร่างของความเร็วของของไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว

รูปทรงของความเร็วสามารถหาได้ สำหรับการไหลแบบราบเรียบของของไหลที่คุณสมบัติคงที่ อัดตัวไม่ได้ ในช่วงที่ปรับตัวเต็มที่แล้วของท่อกลม (สำหรับปั่นป่วน ส่วนใหญ่ต้องอาศัยผลจากการทดลองเป็นหลัก) โดยทั่วไปจะเป็นฟังก์ชันของรัศมี

สิ่งสำคัญสำหรับเงื่อนไขข้างต้นก็คือ ค่าความเร็วในแนวรัศมีและการเปลี่ยนแปลงของความเร็วตามแนวแกนทุกๆ แห่งมีค่าเป็นศูนย์

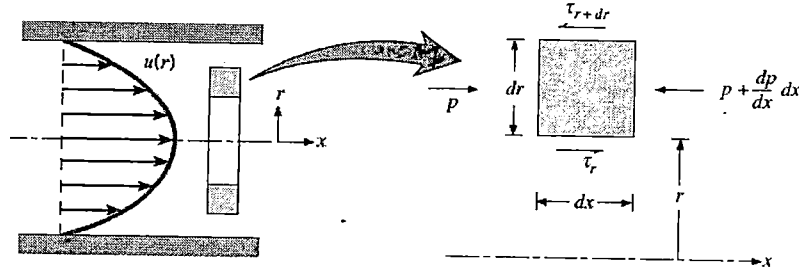
$$v=0 \text{ และ } \left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)=0$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

ดังนั้น ความเร็วตามแนวแกนจะมีค่าขึ้นอยู่กับ  $r$  เท่านั้น  $[u(x,r)=u(r)]$   
 ความเร็วตามแนวแกนหาได้ จากการแก้สมการที่เหมาะสมของสมการโมเมนตัม ตามแนว  $x$  หรือ  
 อาจหาโดยคิดสมดุลของการอนุรักษ์โมเมนตัมก็ได้ตามรูปที่ 3.7



รูปที่ 3.7 สมดุลแรงบนอิลิเมนต์  $dx$  สำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ก่อตัวเต็มที่ในท่อกลม

สำหรับอิลิเมนต์ดิฟเฟอเรนเชียลรูปวงแหวนของรูปที่ 3.7 สามารถเขียนสมดุลของแรงได้ดังนี้

$$\tau_r(2\pi r dx) - \left\{ \tau_r(2\pi r dx) + \frac{d}{dr} [\tau_r(2\pi r dx)] dr \right\} + p(2\pi r dr) - \left\{ p(2\pi r dr) + \frac{d}{dx} [p(2\pi r dr)] dx \right\} = 0$$

ซึ่งลดรูปเป็น  $-\frac{d}{dr}(r\tau_r) = r \frac{dp}{dx}$  (3.51)

จากกฎความหนืดของนิวตัน ทราบว่า  $\tau_r = \mu \frac{du}{dr}$

ดังนั้น (3.51) จะเป็น  $\frac{\mu}{r} \frac{d}{dr} \left( r \frac{du}{dr} \right) = \frac{dp}{dx}$  (3.52)

เพราะว่า  $\frac{dp}{dx}$  นั้นไม่ขึ้นกับ  $r$  ดังนั้น สามารถอินทิเกรต (3.52) ได้

$$r \frac{du}{dr} = \frac{1}{\mu} \left( \frac{dp}{dx} \right) \frac{r^2}{2} + C_1$$

และ  $u(r) = \frac{1}{\mu} \left( \frac{dp}{dx} \right) \frac{r^2}{4} + C_1 \ln r + C_2$

จากเงื่อนไขที่ขอบได้ว่า  $u(r_0) = 0$  และ  $\frac{du}{dr}|_{r=0} = 0$  จะได้

$$u(r) = -\frac{1}{4\mu} \left( \frac{dp}{dx} \right) r_0^2 \left[ 1 - \left( \frac{r}{r_0} \right)^2 \right] \quad (3.53)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

ดังนั้น รูปทรงของความเร็วสำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ปรับตัวเต็มที่แล้วจะเป็นพาราโบลาและจะสังเกตว่าการเปลี่ยนแปลงความดัน ( $\frac{dp}{dx}$ ) ต้องเป็นลบเสมอ ผลลัพธ์ที่กล่าวมานี้อาจใช้หาความเร็วเฉลี่ยได้ ( $u_m$ ) โดยแทนสมการ (3.53) ใน (3.50) แล้วทำการอินทิเกรตจะได้

$$u_m = -\frac{r_o^2}{8\mu} \frac{dp}{dx} \quad (3.54)$$

แทนสมการ (4.54) ใน (3.53) จะได้รูปร่างของความเร็วเป็น

$$\frac{u(r)}{u_m} = 2 \left[ 1 - \left( \frac{r}{r_o} \right)^2 \right] \quad (3.55)$$

เพราะว่า  $u_m$  สามารถหาได้จากการรู้อัตราการไหลของมวล ดังนั้นสมการ (3.54) สามารถหาความชันของความดันได้ ( $\frac{dp}{dx}$ )

#### - การเปลี่ยนแปลงความดันและตัวประกอบเสียดทานในการไหลแบบปรับตัวเต็มที่แล้ว

วิศวกรส่วนใหญ่ให้ความสนใจเกี่ยวกับความดันตกคร่อมในการไหลของของไหลภายในท่อ เนื่องจากตัวพารามิเตอร์นี้เกี่ยวข้องกับการหาขนาดกำลังงานของปั๊มหรือพัดลมโดยตรง ในการหาความดันตกคร่อม จะใช้ ตัวประกอบเสียดทานของ Moody (หรือ Darcy) ซึ่งเป็นพารามิเตอร์ไร้มิติ โดยนิยามว่า

$$f \equiv \frac{-(dp/dx)D}{\rho u_m^2 / 2} \quad (3.56)$$

ค่านี้ต่างกับสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน  $C_f$  ซึ่งบางครั้งเรียกว่า “ตัวประกอบเสียดทานเพนนิ่ง” ซึ่งนิยามว่า

$$C_f \equiv \frac{\tau_s}{\rho u_m^2 / 2} \quad (3.57)$$

เพราะว่าแรงเฉือนบนผิวของของไหลเท่ากับ (ทิศทางตรงกันข้าม) แรงบนผิวของของไหล ดังนั้นความเค้นเฉือนบนผิวกำหนดเป็น  $\tau_s = -\mu \left( \frac{du}{dr} \right)_{r=r_o}$  จากสมการ (3.53) ได้

$$C_f = \frac{f}{4} \quad (3.58)$$

แทนสมการ (3.45) และ (3.54) ลงใน (3.56) สำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว ได้

$$f = \frac{64}{Re_D} \quad (3.59)$$

นอกจากนี้ รู้ว่า ความดันตกคร่อม ( $\Delta p$ ) ระหว่างระยะ  $x_1$  ถึง  $x_2$  เป็น

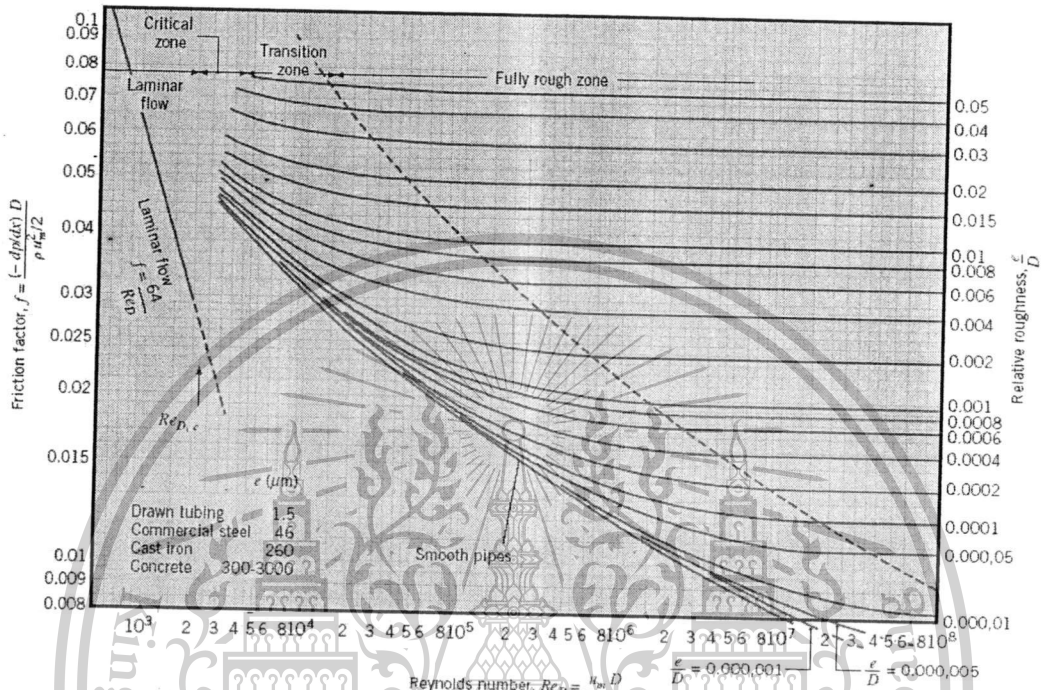
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

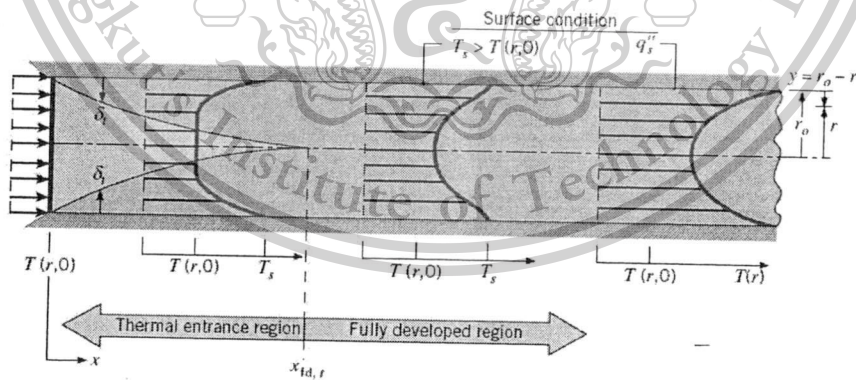
$$\Delta p = - \int_{p_1}^{p_2} dp = f \frac{\rho u_m^2}{2D} \int_{x_1}^{x_2} dx = f \frac{\rho u_m^2}{2D} (x_2 - x_1) \quad (3.60)$$

สำหรับการไหลแบบราบเรียบซึ่งค่า  $f$  หาได้จากรูปที่ 3.8 หรือจากสมการ (3.59)



รูปที่ 3.8 ตัวประกอบเสียดทานสำหรับการไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อกลม

### 3.3.7 การถ่ายเทความร้อน



รูปที่ 3.9 การก่อตัวของบาวนด์รีเลเยอร์ทางความร้อนในท่อกลม

มาพิจารณาอิทธิพลของความร้อนข้างล่างของไหลเข้าไปในท่อตามรูปที่ 3.9 ที่อุณหภูมิสม่ำเสมอ  $T(r,0)$  ซึ่งมีค่าแตกต่างจากอุณหภูมิที่ผิวแล้ว การพาความร้อนจะเกิดขึ้นและบาวนด์รีเลเยอร์ของความ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

ร้อนจะเริ่มก่อตัวขึ้น อย่างไรก็ตามถ้าสถานะที่ผิวของท่อคงที่โดยอาจเป็นอุณหภูมิผิวสม่ำเสมอ (  $T_s =$  คงที่ ) หรือฟลักซ์ความร้อนที่ผิวสม่ำเสมอ (  $q_s' =$  คงที่ ) สถานะที่ปรับตัวคงที่แล้วของความร้อน (thermally fully developed condition ) ก็เกิดขึ้น ในที่สุดรูปร่างของอุณหภูมิที่ปรับตัวเต็มที่แล้วจะแตกต่างกันตามเงื่อนไข ไม่ว่าจะกรณีอุณหภูมิผิวคงที่หรือฟลักซ์ความร้อนคงที่

สำหรับการไหลแบบราบเรียบระยะความยาวของทางเข้าสำหรับปรับตัว จะเป็น

$$\left(\frac{x_{fd,t}}{D}\right)_{lam} \approx 0.05 Re_D Pr \quad (3.61)$$

โดยการเปรียบเทียบบริเวณทางเข้า (entrance region) ของอุณหภูมิตามสมการ (3.61) กับสมการของความเร็ว (3.46) จะพบว่าต่างกันที่ค่า  $Pr$  เท่านั้น จึงพอสรุปได้ว่า ถ้า  $Pr > 1$  แล้ว ไฮโดรไดนามิคบาวนด์ดาเรย์เลเยอร์ ขยายเร็วกว่า บาวนด์ดาเรย์เลเยอร์ของความร้อนมาก ( $x_{fd} > x_{fd,t}$ ) และจะกลับกันถ้า  $Pr < 1$  สำหรับค่า  $Pr$  สูงๆเช่น น้ำมัน ( $Pr \geq 100$ )  $x_{fd}$  จะน้อยกว่า  $x_{fd,t}$  มากมายและอาจสมมุติได้ว่ารูปทรงของความเร็วที่ปรับตัวเต็มที่แล้วมีตลอดช่วงบริเวณทางเข้าของความร้อน ในทางกลับกันของไหลที่มีค่า  $Pr$  ต่ำมากๆเช่น โลหะเหลว ( $Pr \leq 0.05$ ) รูปร่างอุณหภูมิมักเป็นแบบอัดตัวเต็มที่แล้วได้เร็วมากในขณะที่รูปร่างของความเร็วยังอยู่ในช่วงกำลังก่อตัวอยู่ ส่วนในการไหลแบบปั่นป่วนเงื่อนไขทั้งสองเกือบจะเป็นอิสระไม่ขึ้นกับ  $Pr$  และโดยการประมาณครั้งก่อนได้ว่า  $x_{fd,t}/D = 10$

#### อุณหภูมิเฉลี่ย

ในเรื่องอุณหภูมินี้ จำเป็นต้องใช้อุณหภูมิเฉลี่ย ( $T_m$ ) ในลักษณะที่เหมือนกัน  $u_m$  โดยให้ความหมาย

$$T_m = \frac{\int_{A_c} \rho u c_p T dA_c}{m c_p} \quad (3.62)$$

สำหรับท่อกลม และเป็นการไหลที่อัดตัวไม่ได้ จะได้ว่า

$$T_m = \frac{2}{u_m r_o^2} \int_0^{r_o} u T r dr \quad (3.63)$$

ค่าของ  $T_m$  จะเปลี่ยนแปลงตามแนว  $x$  ถ้ามีความร้อนเข้าหรือออกจากของไหล ซึ่งต่างจาก  $u_m$  ที่มีค่าคงที่สำหรับท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่

ฟลักซ์ความร้อน ( $q_s'$ ) ระหว่างของไหลกับผิวท่อที่จุดใดๆ หาได้จากกฎเย็นตัวของนิวตัน

$$q_s' = h(T_s - T_m) \quad (3.64)$$

ซึ่ง  $h$  เป็นสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่ตำแหน่งใดๆ อย่างไรก็ตามมีความแตกต่างกันระหว่าง  $T_m$  และ  $T_\infty$  เนื่องจาก  $T_\infty$  คงที่ในทิศทางของการไหล ส่วน  $T_m$  ต้องเปลี่ยนแปลงตามทิศทางนั้นคือ  $dT_m/dx$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

จะไม่เป็นศูนย์ถ้ามีการถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้น ค่าของ  $T_m$  เพิ่มขึ้นตามระยะ  $x$  ถ้าการถ่ายเทความร้อนเป็นไปจากผิวสู่ของไหล ( $T_s > T_m$ ) และ  $T_m$  จะลดลงกับระยะ  $x$  ถ้า  $T_s < T_m$

- สถานะการปรับตัวเต็มที่แล้ว (fully developed conditions)

เนื่องจากการพาความร้อนเกิดขึ้นจริงระหว่างผิวและของไหลคืออุณหภูมิของไหลต้องยังคงเปลี่ยนแปลงตามระยะ  $x$  สิ่งที่ยากู้คือเกิดภาวะ thermal fully developed หรือยัง สถานการณ์นี้จะแตกต่างไปจากกรณีการไหลของของไหลที่ซึ่ง  $(\partial u / \partial x) = 0$  ในช่วงบริเวณปรับตัวเต็มที่แล้ว ในทางกลับกันถ้ามีการพาความร้อนแล้ว  $(dT_m / dx)$  เช่นเดียวกับ  $(\partial T / \partial x)$  ที่รัศมี  $r$  ใดๆจะไม่เป็นศูนย์ ผลที่ตามมารูปร่างของอุณหภูมิ  $T(r)$  จะเปลี่ยนแปลงอย่างต่อเนื่องกับ  $x$  ซึ่งเปรียบเสมือนว่า สถานะการปรับตัวเต็มที่แล้วของอุณหภูมิไม่เคยเกิดขึ้นเลย ปรากฏการณ์นี้จะต้องจัดใหม่ให้อยู่ในรูปไร้มิติของอุณหภูมิเพื่อให้ได้เงื่อนไขนี้

จากสำหรับการนำแบบทรานเซียนท์และสมการอนุพันธ์พลังงาน ได้ความแตกต่างอุณหภูมิไร้มิติในรูป  $(T_s - T) / (T_s - T_m)$  ซึ่งเป็นเงื่อนไขที่มีอยู่จริงซึ่งอัตราส่วนนี้จะเป็นอิสระกับ  $x$  นั่นคือถึงแม้ว่า  $T(r)$  ยังคงเปลี่ยนแปลงอย่างต่อเนื่องกับ  $x$  แต่รูปร่างสัมพัทธ์ของ profile นี้จะไม่เปลี่ยนแปลงเลย และการไหลแบบนี้เรียกว่า “การไหลปรับตัวเต็มที่แล้วทางความร้อน” (thermally fully developed) และจะได้ว่า

$$\frac{\partial \left[ \frac{T_s(x) - T(r, x)}{T_s(x) - T_m(x)} \right]}{\partial x} \Big|_{fd, r} = 0 \quad (3.65)$$

โดยที่  $T_s$  เป็นอุณหภูมิผิวท่อ  $T$  เป็นอุณหภูมิของไหลที่ตำแหน่งใดๆ  
 $T_m$  เป็นอุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลทั่วพื้นที่หน้าตัดของท่อ

เงื่อนไขที่กำหนดให้สำหรับสมการ (3.65) ซึ่งจะเกิดขึ้นในท่ออาจจะเป็นกรณี  $q_s''$  คงที่หรือ  $T_s$  คงที่ก็ได้ เงื่อนไขที่ผิวแบบนี้เกิดขึ้นมากในทางวิศวกรรม เช่น ผนังท่อที่ซึ่งได้รับความร้อนจากไฟฟ้าหรือ ผิวภายนอกที่ได้รับจากการแผ่รังสีอย่างสม่ำเสมอจะเป็นกรณีของ  $q_s''$  คงที่ ส่วนกรณี  $T_s$  คงที่ จะเกิดขึ้นถ้ามีการเปลี่ยนสถานะ (เนื่องจากการเดือดหรือการควบแน่น) เกิดขึ้นที่ผิวภายนอก

สังเกตว่าเป็นไปไม่ได้ที่จะเกิดเงื่อนไขทั้งสองอย่างนี้พร้อมกัน (เกิดกรณี  $T_s$  และ  $q_s''$  คงที่พร้อมกัน) ถ้า  $q_s''$  คงที่  $T_s$  ต้องแปรเปลี่ยนกับระยะ  $x$

รูปแบบที่สำคัญจำนวนมากของการไหลที่ปรับตัวแล้วทางความร้อน (thermally developed flow) มักอ้างถึงสมการ (3.65) เพราะว่าอัตราส่วนอุณหภูมินี้เป็นอิสระกับ  $x$  ค่าอนุพันธ์ของอัตราส่วนนี้เทียบกับ  $r$  ต้องไม่ขึ้นกับ  $x$  การหาค่าอนุพันธ์นี้ที่ผิวท่อ (สังเกตว่า  $T_s$  และ  $T_m$  คงที่) จะได้

$$\frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{T_s - T}{T_s - T_m} \right) \Big|_{r=r_0} = \frac{-\partial T / \partial r}{T_s - T_m} \Big|_{r=r_0} \neq f(x)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

แทน  $\partial T / \partial r$  จากกฎของฟูเรียร์ ซึ่ง จากรูป 4.3 อยู่ในรูป

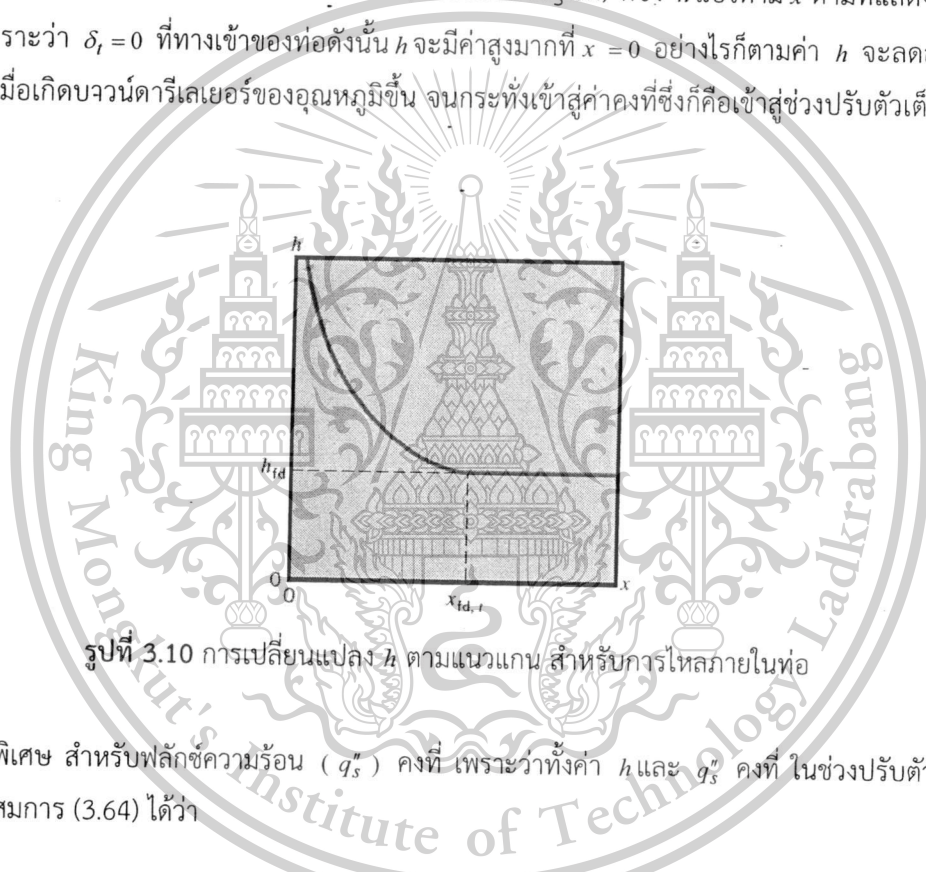
$$q_s'' = -k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} = k \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=r_0}$$

และสำหรับ  $q_s''$  จากกฎการเย็นตัวของนิวตัน จะได้

$$\frac{h}{k} \neq f(x) \quad (3.66)$$

ดังนั้นการไหลแบบปรับตัวเต็มที่แล้วของอุณหภูมิของของไหล โดยมีคุณสมบัติต่างๆคงที่ ค่า  $h$  ที่ตำแหน่งใดๆจะคงที่ไม่ขึ้นกับระยะ  $x$

สมการ (3.66) ใช้ไม่ได้กับช่วงระยะทางเข้า (entrance region) ที่ซึ่ง  $h$  แปรตาม  $x$  ตามที่แสดงในรูปที่ 3.10 เพราะว่า  $\delta_f = 0$  ที่ทางเข้าของท่อ ดังนั้น  $h$  จะมีค่าสูงมากที่  $x = 0$  อย่างไรก็ตามค่า  $h$  จะลดลงอย่างรวดเร็วเมื่อเกิดขอบนาร์เรลเยอร์ของอุณหภูมิขึ้น จนกระทั่งเข้าสู่ค่าคงที่ซึ่งก็คือเข้าสู่ช่วงปรับตัวเต็มที่แล้วนั่นเอง



รูปที่ 3.10 การเปลี่ยนแปลง  $h$  ตามแนวแกน สำหรับการไหลภายในท่อ

กรณีพิเศษ สำหรับฟลักซ์ความร้อน ( $q_s''$ ) คงที่ เพราะว่าทั้งค่า  $h$  และ  $q_s''$  คงที่ ในช่วงปรับตัวเต็มที่แล้ว จากสมการ (3.64) ได้ว่า

$$\frac{dT_s}{dx} \Big|_{fd,t} = \frac{dT_m}{dx} \Big|_{fd,t} \quad q_s'' = \text{constant} \quad (3.67)$$

ถ้ากระจาย (3.65) และหาคำตอบสำหรับ  $\partial T / \partial x$  จะได้

$$\frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{fd,t} = \frac{dT_s}{dx} \Big|_{fd,t} - \frac{(T_s - T)}{(T_s - T_m)} \frac{dT_s}{dx} \Big|_{fd,t} + \frac{(T_s - T)}{(T_s - T_m)} \frac{dT_m}{dx} \Big|_{fd,t} \quad (3.68)$$

แทนค่าจากสมการ (3.67) ได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

ถ้าของไหลเป็นแก๊สสมบูรณ์ ( $pv = RT_m$ , และ  $c_p = c_v + R$ ) จะได้

$$dq_{conv} = \dot{m}dc_p T_m \quad (3.72)$$

สมการนี้ใช้ได้สำหรับของเหลวที่อัดตัวไม่ได้เช่นกัน ในกรณีนี้  $c_p = c_v$  และเพราะว่า  $v$  น้อยมากๆ  $d(pv)$  โดยทั่วไปจะน้อยกว่า  $d(c_v T_m)$  มากจนตัดทิ้งได้

รูปพิเศษของสมการ (3.64) เกี่ยวข้องกับเงื่อนไขสำหรับท่อทั้งหมด โดยการอินทิเกรตจากทางเข้าถึงทางออกของท่อ จะได้

$$dq_{conv} = \dot{m}c_p (T_{m,o} + T_{m,i}) \quad (3.73)$$

โดยที่  $q_{conv}$  เป็นอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อทั้งหมด

สมการ (3.72) อาจเปลี่ยนไปอยู่ในรูปที่สะดวกได้โดยใช้สมการอัตราการพาความร้อนต่อปริมาตรควบคุมคือ  $dq_{conv} = q_s'' P dx$  ซึ่ง  $P$  เป็นเส้นรอบรูป ( $P = \pi D$ ) สำหรับท่อกลม โดยการแทนค่าจากสมการ (3.64) ได้ว่า

$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{q_s'' P}{\dot{m}c_p} = \frac{P}{\dot{m}c_p} h(T_s - T_m) \quad (3.74)$$

คำตอบของ (3.74) สำหรับค่า  $T_m(x)$  ขึ้นอยู่กับเงื่อนไขความเร็วมวลที่ผิว คืออาจจะเป็นกรณี ฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ หรืออุณหภูมิที่ผิวคงที่ก็ได้

#### กรณีฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ (constance surface heat flux)

กรณีนี้จะพบว่าจะง่ายที่จะหาค่า  $q_{conv}$  ทั้งหมด เพราะว่า  $q_s''$  ไม่ขึ้นกับ  $x$  ดังนั้น

$$dq_{conv} = q_s'' (PL) \quad (3.75)$$

สมการนี้อาจจะใช้กับสมการ (3.73) เพื่อหาการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ ( $T_{m,o} + T_{m,i}$ ) สำหรับ  $q_s''$  คงที่ จากสมการ (3.74) จะได้

$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{q_s'' P}{\dot{m}c_p} = f(x) \quad (3.76)$$

อินทิเกรตจาก  $x=0$  ถึง  $x$  ใดๆก็ได้

$$T_m(x) = T_{m,i} + \frac{q_s'' P}{\dot{m}c_p} x \quad q_s'' = \text{Constant} \quad (3.77)$$

จาก (3.77) ได้ว่า  $T_m$  แปรเปลี่ยนเชิงเส้นกับระยะ  $x$  ตามท่อ

$$\frac{\Delta T_o}{\Delta T_i} = \frac{T_s - T_{m,o}}{T_s - T_{m,i}} = \exp\left(-\frac{PL}{\dot{m}c_p} \bar{h}\right) \quad (T_s = \text{constant}) \quad (3.78\text{ข})$$

ถ้าอินทิเกรตจากทางเข้าถึงตำแหน่ง  $x$  ใด จะได้

$$\frac{T_s - T_m(x)}{T_s - T_{m,i}} = \exp\left(-\frac{Px}{\dot{m}c_p} \bar{h}\right) \quad (3.79)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆก็ตาม โดยที่ค่า  $\bar{h}$  ในสมการนี้เป็นค่าเฉลี่ยของ  $h$  จากทางเข้าของท่อถึง  $x$  สมการนี้ชี้ให้เห็นว่าความแตกต่าง

ของอุณหภูมิ ( $T_s - T_m$ ) ลดลงเป็นเอกซ์โพเนนเชียลกับระยะทางตามแนวแกนของท่อ

การหาสมการสำหรับ  $q_{conv}$  ทั้งหมดนั้นยุ่งยากมาก กับธรรมชาติของเอกซ์โพเนนเชียล โดยใช้สมการ (3.73)

$$q_{conv} = \dot{m}c_p [(T_s - T_{m,i}) - (T_s - T_{m,o})] = \dot{m}c_p (T_i + T_o)$$

และแทนค่า  $\dot{m}c_p$  จากสมการ (3.78ก) จะได้

$$q_{conv} = \bar{h}A_s \Delta T_{l,m} \quad (T_s = \text{constant}) \quad (3.80)$$



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

ซึ่งค่า  $A_s$  เป็นพื้นที่ผิวท่อทั้งหมด ( $A_s = PL$ ) และ  $\Delta T_{l,m}$  เป็นค่าความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิทึม (LTDM)

$$\Delta T_{l,m} = \frac{\Delta T_o - \Delta T_i}{\ln(\Delta T_o / \Delta T_i)} \tag{3.81}$$

สมการ (3.80) เป็นรูปหนึ่งของกฎการเย็นตัวของนิวตันสำหรับท่อทั้งหมดและ  $\Delta T_{l,m}$  เป็นค่าเฉลี่ยของความแตกต่างอุณหภูมิที่เหมาะสมทั่วทั้งความยาวท่อ ธรรมชาติลอการิทึมของความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยนี้เนื่องจากธรรมชาติของการลดลงแบบเอกซ์โพเนนเชียล [แตกต่างจากความแตกต่างเฉลี่ยเลขคณิต (arithmetic mean temperature difference, AMTD) ซึ่งมีรูป  $\Delta T_{am} = (\Delta T_i + \Delta T_o) / 2$ ]

### 3.3.9 สหพันธ์การพาความร้อนสำหรับท่อกลม

สำหรับการไหลแบบราบเรียบ สหพันธ์ที่ใช้ในท่อกลมเมื่อนำมาใช้กรณีนี้อาจให้ความแม่นยำน้อย โดยเฉพาะอย่างยิ่งกับพื้นที่หน้าตัดที่มีมุมหลายมุม สำหรับกรณีเช่นนั้น ค่า  $Nu_D$  สอดคล้องกับเงื่อนไขปรับตัวเต็มที่แล้วหาได้จากตารางที่ 3.2

ตารางที่ 3.2 ค่า  $Nu_D$  และ  $f$  สำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อพื้นที่หน้าตัดต่าง ๆ กัน Incropera et al. (1996)

Cross Section	$\frac{b}{a}$	$Nu_D = \frac{hD_k}{k}$		$f Re_{D_h}$
		(Uniform $q_s'$ )	(Uniform $T_s$ )	
	—	4.36	3.66	64
	1.0	3.61	2.98	57
	1.43	3.73	3.08	59
	2.0	4.12	3.39	62
	3.0	4.79	3.96	69
	4.0	5.33	4.44	73
	8.0	6.49	5.60	82
	$\infty$	8.23	7.54	96
	$\infty$	5.39	4.86	96
	—	3.11	2.49	53

Used with permission from W. M. Kays and M. E. Crawford, *Convection Heat and Mass Transfer*, 3rd ed. McGraw-Hill, New York, 1993.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (3.85)$$

เมื่อ  $\Gamma$  คือการแพร่ทางความร้อน กำหนดโดย

$$\Gamma = \frac{\mu}{Pr} \quad (3.86)$$

สมการควบคุมทั้งหมดจะถูก discretize โดยแบบแผนวิธีผลต่างครอตราติค (Quadratic upstream interpolation for convective kinetics differencing scheme, QUICK) แล้วทำการคำนวณหาผลเฉลยตามระเบียบวิธีปริมาตรสืบเนื่อง [9] โดยแผนผังวิธีแบบ SIMPLE (Semi-implicit method for pressure-linked equations) ในการลู่อู่เข้าหาคำตอบจะพิจารณาที่ความแตกต่างของค่าการแปรเปลี่ยนน้อยกว่า  $10^{-5}$  ของทุกตัวแปร

ในงานวิจัยนี้มีตัวแปรที่ให้ความสนใจอยู่ 4 ตัวแปร คือ ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ ค่าตัวประกอบเสียดทาน ค่านัสเซลนัมเบอร์และสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนความร้อน ซึ่งค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์นิยามโดย

$$Re = \rho u D_h / \mu \quad (3.87)$$

ตัวประกอบเสียดทาน,  $f$  คำนวณได้จากความดันตกคร่อม,  $\Delta p$  ตลอดช่วงความยาว periodic ของท่อทรงกระบอก,  $L$

$$f = \frac{(\Delta p / L) D_h}{(1/2) \rho u^2} \quad (3.88)$$

การถ่ายเทความร้อนคำนวณจากค่านัสเซลนัมเบอร์เฉพาะที่ซึ่งสามารถเขียนได้เป็น

$$Nu_x = \frac{h_x D_h}{k} \quad (3.89)$$

ค่านัสเซลนัมเบอร์เฉลี่ยสามารถคำนวณได้จาก

$$Nu = \frac{1}{A} \int Nu_x \, dA \quad (3.90)$$

สมรรถนะการถ่ายเทความร้อน thermal enhancement factor, (TEF)

$$TEF = \frac{h}{h_0} \bigg|_{pp} = \frac{Nu}{Nu_0} \bigg|_{pp} = (Nu/Nu_0) / (f/f_0)^{1/3} \quad (3.91)$$

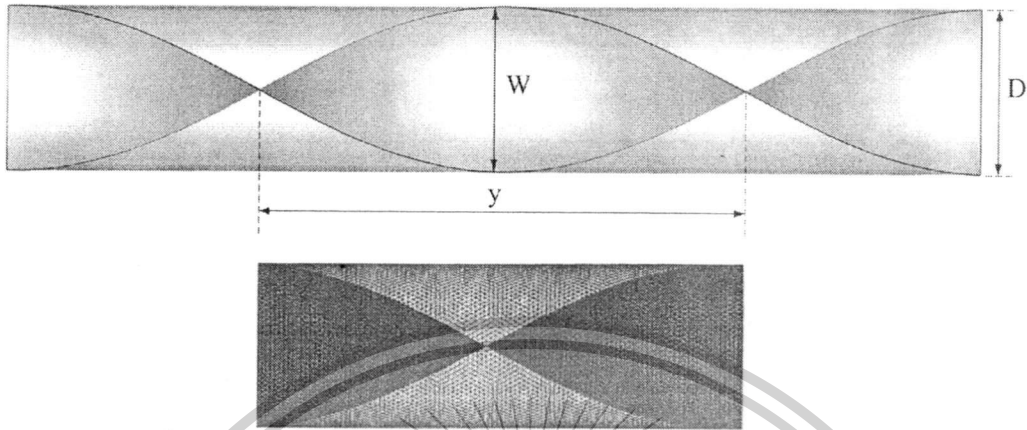
เมื่อ  $Nu_0$  และ  $f_0$  คือ นัสเซลนัมเบอร์และตัวประกอบเสียดทานของท่อผิวเรียบตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

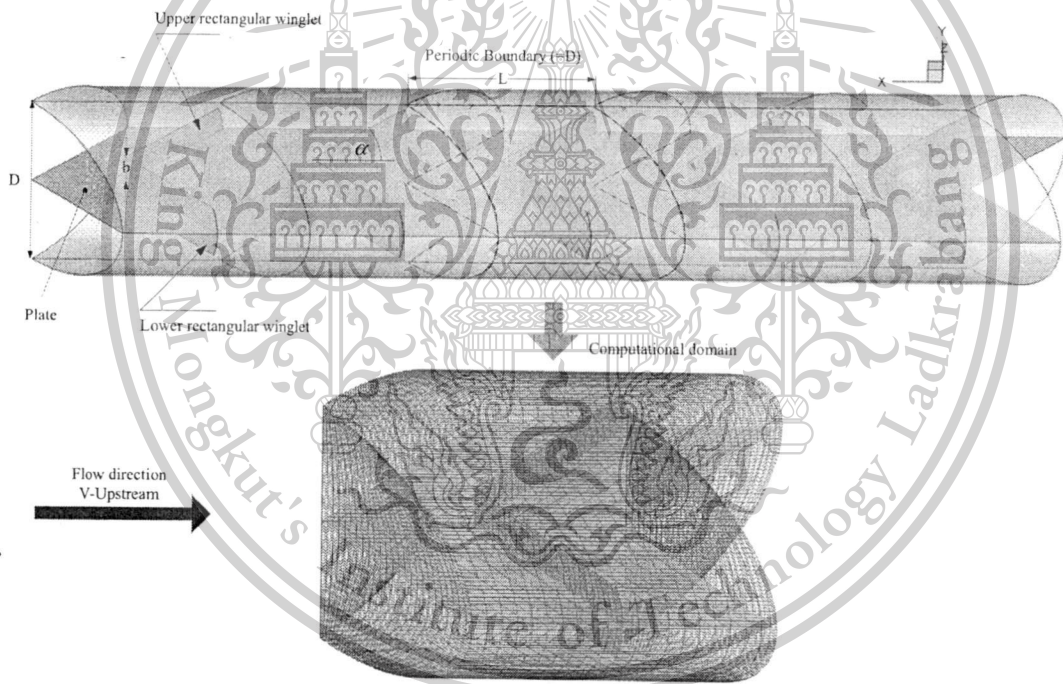
This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

รายละเอียดของตัวแปรที่ใช้ในการศึกษาแสดงดังรูปที่ 3.1ก และรายละเอียดของแผนกั้นตัวแบบแยกตัวแสดงดังรูปที่ 3.1ข



รูปที่ 3.12 แบบจำลองท่อกลมสอดใส่ใบบิดเดี่ยวและโดเมนที่ใช้ในการศึกษา



รูปที่ 3.13 แบบจำลองท่อกลมสอดใส่ปีกสี่เหลี่ยมปลายปิดแบบปลายวีชีทวนกระแสการไหลและโดเมนที่ใช้ในการศึกษา

### 3.5 กรณีศึกษา

กรณีที่ทำการศึกษา สำหรับแผ่นบิดเดี่ยวและปีกสี่เหลี่ยมปลายปิด แสดงดังตารางที่ 3.3 และ 3.4 ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

ตารางที่ 3.3 กรณีศึกษา สำหรับ แผ่นปิดเดี่ยวในท่อกลม

TR (y/W)	Re
1 - 6	100 - 2000

ตารางที่ 3.4 กรณีศึกษา สำหรับ ปีกสี่เหลี่ยมปลายปิดแบบปลายวีชีทวนกระแสการไหลในท่อกลม

$\alpha$	BR (b/D)	PR (P/D)	Re	
45°	0.05 - 0.20	1 - 2	100 - 2000	V-Upstream



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

Re	Exact solution		Present prediction		Error (%)	
	Nu	f	Nu	f	Nu	f
400	3.66	0.16	3.649	0.1612	0.30055	-0.75000
500	3.66	0.128	3.651	0.1279	0.24590	0.07812
600	3.66	0.1067	3.662	0.1065	-0.05464	0.18744
800	3.66	0.08	3.662	0.081	-0.05464	-1.25000
1000	3.66	0.064	3.656	0.0642	0.10929	-0.31250
1200	3.66	0.0533	3.658	0.0529	0.05464	0.75047
1600	3.66	0.04	3.666	0.0401	-0.16393	-0.25000
2000	3.66	0.032	3.667	0.03211	-0.19126	-0.34375

#### 4.2 อิทธิพลของเลขเรย์โนลด์

อิทธิพลของเลขเรย์โนลด์สำหรับพฤติกรรมการไหลและลักษณะการถ่ายเทความร้อนแสดงดังรูปที่ 4.1 และ 4.2

##### 4.2.1 พฤติกรรมการไหล

รูปที่ 4.1 แสดงเส้นกระแสการไหลตามระนาบขวางการไหล สำหรับ กรณี Re = 200, 1000 และ 2000 ที่  $y/W = 3$  จากรูป พบว่า เส้นกระแสการไหลในทุกกรณีแสดงรูปแบบที่คล้ายกัน คือมีแกนการหมุนวนหลัก 1 แกน หรือมีการหมุนวนของกระแสการไหลไปตามผิวของใบพัดเดี่ยว ที่ Re = 2000 ให้ระดับของการหมุนวนมากที่สุดส่วนที่ Re = 200 ให้ระดับของการหมุนวนน้อยที่สุด ดังนั้นสามารถสรุปได้ว่า เมื่อค่าเลขเรย์โนลด์เพิ่มมากขึ้น ส่งผลให้ระดับความรุนแรงของการหมุนวนมีค่าเพิ่มมากขึ้นด้วย

##### 4.2.2 การถ่ายเทความร้อน

การถ่ายเทความร้อนสามารถพิจารณาในรูปของการกระจายตัวของอุณหภูมิตามระนาบขวางการไหล ซึ่งแสดงดังรูปที่ 4.1ก, ข และ ค สำหรับ Re = 200, 1000 และ 2000 ตามลำดับ ที่ค่าอัตราส่วนการบิดเดียวกันที่  $y/W = 3$  และสามารถพิจารณาจากพฤติกรรมการกระจายตัวของค่าเลขนัสเซลที่บริเวณผิวท่อ ซึ่งแสดงดังรูปที่ 4.2ก, ข และ ค สำหรับ Re = 200, 1000 และ 2000 ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

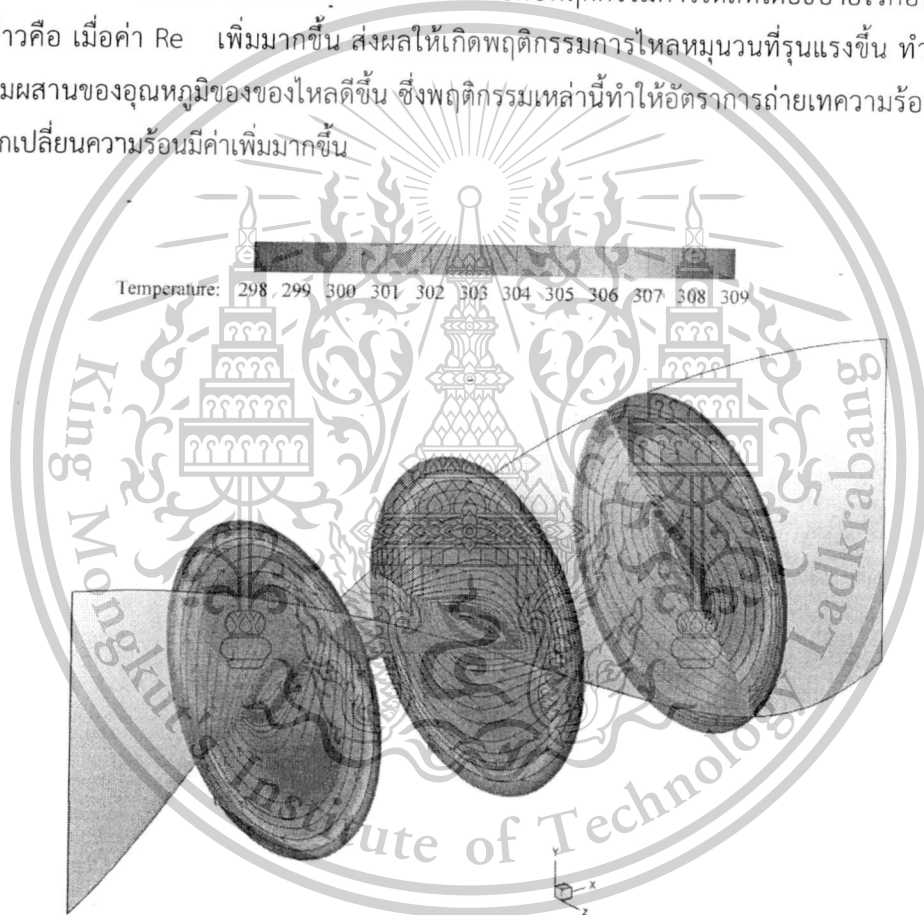
This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

จากรูป พบว่าที่  $Re = 2000$  ให้ค่าการกระจายตัวของอุณหภูมิได้ดีที่สุด โดยจะมีการผสมระหว่าง อุณหภูมิบริเวณใกล้กับผิวท่อและบริเวณกึ่งกลางท่อได้ดีกว่าที่เลขเรย์โนลด์อื่น ๆ ส่วนที่  $Re = 200$  จะเห็นได้ว่าเป็นกรณีที่ทำให้การผสมผสานของอุณหภูมิของของไหลได้ไม่ดีมากนัก สังเกตได้จากแถบ คอนทราสต์แดงที่บริเวณใกล้กับผิวท่อจะมีความหนาแน่นมากกว่ากรณีอื่น ๆ ดังนั้น จึงสามารถสรุปได้ว่า เมื่อเพิ่มค่าเลขเรย์โนลด์ พฤติกรรมในการผสมผสานของของไหลจะมีค่าเพิ่มมากขึ้นด้วย

นอกจากนี้เมื่อทำการพิจารณาการกระจายตัวของเลขนัสเซลที่บริเวณผิวท่อแลกเปลี่ยนความร้อน ยังสามารถพบว่าที่  $Re = 2000$  ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมากที่สุด ในขณะที่  $Re = 200$  ให้ค่าการ ถ่ายเทความร้อนได้น้อยที่สุด

การถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นจะมีความสัมพันธ์กับพฤติกรรมการไหลที่ได้อธิบายไว้ก่อนหน้านี้ กล่าวคือ เมื่อค่า  $Re$  เพิ่มมากขึ้น ส่งผลให้เกิดพฤติกรรมการไหลหมุนวนที่รุนแรงขึ้น ทำให้การผสมผสานของอุณหภูมิของของไหลดีขึ้น ซึ่งพฤติกรรมเหล่านี้ทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนในท่อ แลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าเพิ่มมากขึ้น

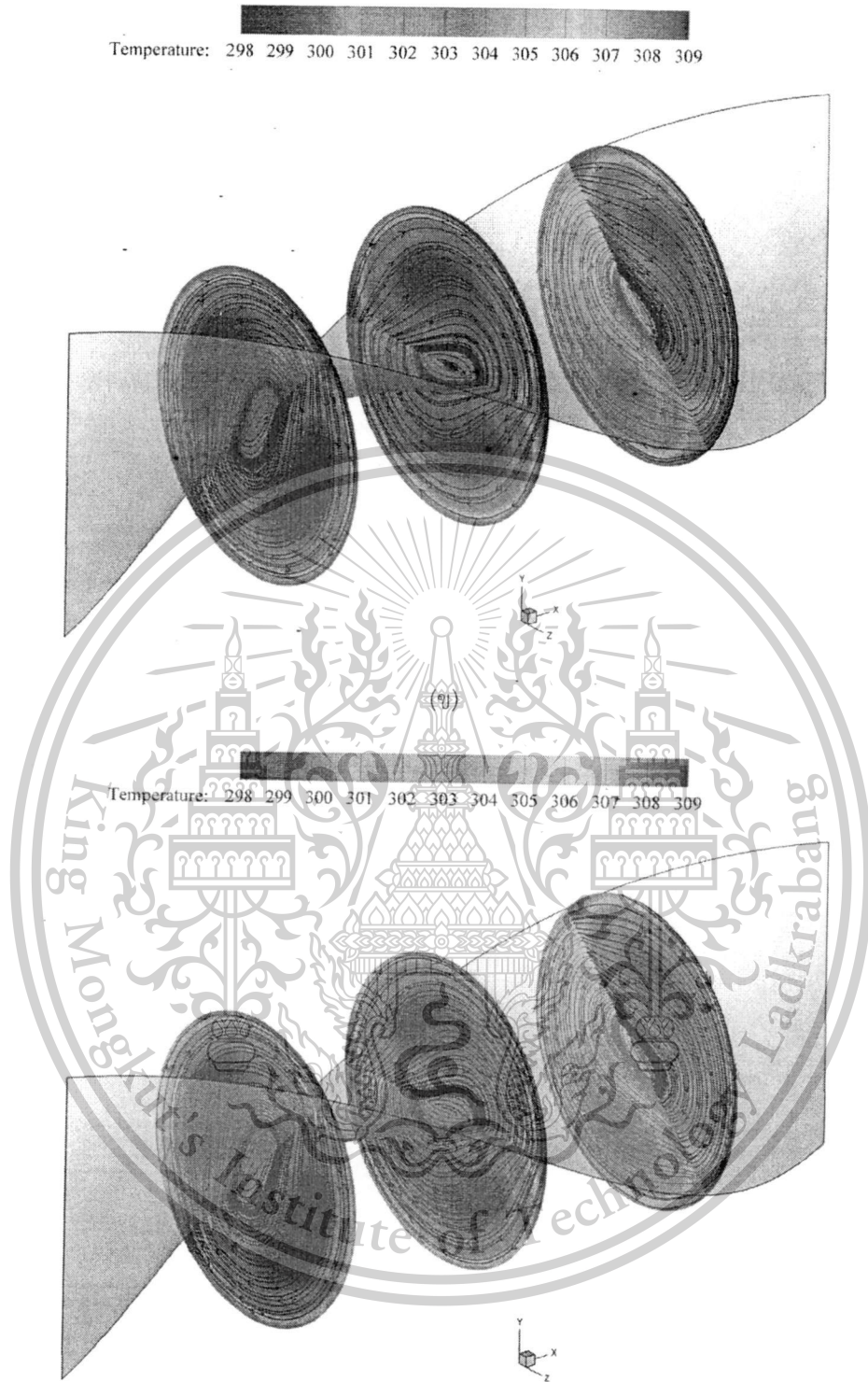


(ก)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



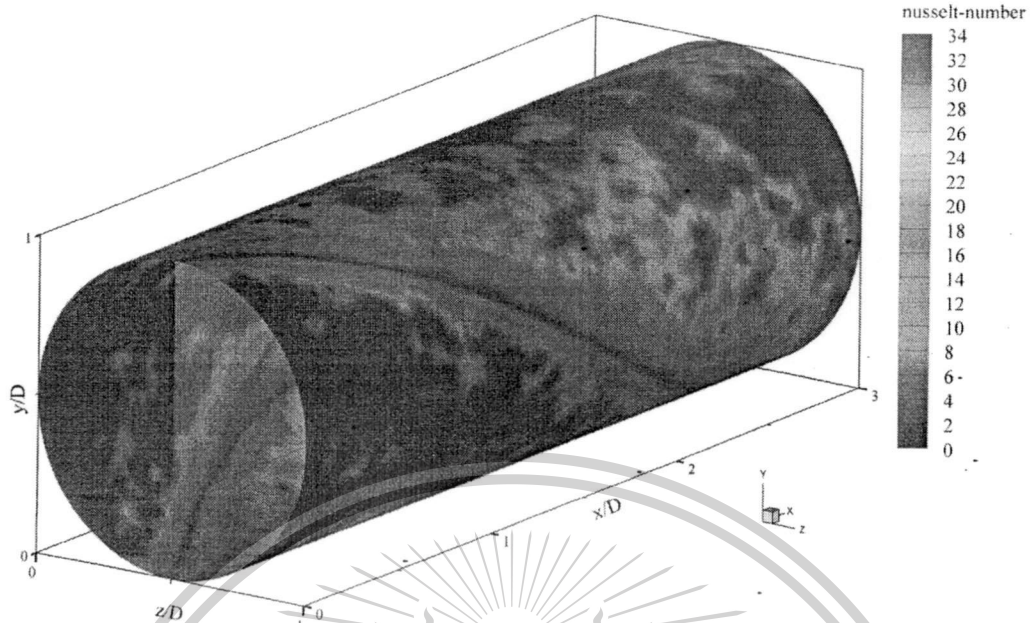
(ค)

รูปที่ 4.1 เส้นกระแสการไหลและการกระจายอุณหภูมิตามแนวขวาง สำหรับ ก)  $Re = 200$ , ข)  $Re = 1000$  และ ค)  $Re = 2000$  ของไบบิตเดี่ยวในท่อกลมที่ค่า  $y/W = 3$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



รูปที่ 4.2 การกระจายตัวของเลขนัสเซล สำหรับ ก)  $Re = 200$ , ข)  $Re = 1000$  และ ค)  $Re = 2000$  ของใบปิดเดี่ยวในท่อกลมที่ค่า  $y/W = 3$

#### 4.3 อิทธิพลของอัตราส่วนการบิด

ในงานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษ้อัตราส่วนการบิดแตกต่างกัน 6 ค่า โดยทำการศึกษา  $y/W = 1, 2, 3, 4, 5$  และ  $6$  ที่  $Re = 100 - 2000$  ผลที่ได้จากการศึกษอิทธิพลของอัตราส่วนการบิดนี้ แสดงในรูปของพฤติกรรมการไหลและลักษณะการถ่ายเทความร้อน

##### 4.3.1 พฤติกรรมการไหล

พฤติกรรมการไหลยังคงแสดงในรูปของเส้นกระแสการไหลตามระนาบขวางการไหลที่ตำแหน่งต่าง ๆ ซึ่งแสดงดังรูปที่ 4.3 ก-ฉ ที่ค่า  $Re = 1200$  จากรูปพบว่า โครงสร้างการไหลหลักที่อัตราส่วนการบิดต่างกัน ยังคงให้โครงสร้างที่เหมือนกัน นอกจากนี้ยังพบว่า เมื่อค่าอัตราส่วนการบิดมีค่าเพิ่มมากขึ้น ค่าความรุนแรงของเส้นการหมุนวนมีแนวโน้มลดลง ที่  $y/W = 1$  จะให้ระดับของความรุนแรงของเส้นกระแสการไหลมากที่สุด ในขณะที่  $y/W = 6$  จะให้ระดับความรุนแรงของเส้นกระแสการไหลน้อยที่สุด

##### 4.3.2 การถ่ายเทความร้อน

การถ่ายเทความร้อนแสดงในรูปของการกระจายตัวของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหล ซึ่งแสดงดังรูปที่ 4.4 ก-ฉ เนื่องจากการเพิ่มแผ่นปิดเดี่ยวจะให้ค่าการผสมผสานของอุณหภูมิของของไหลได้เพิ่มมากขึ้น ย่อมส่งผลให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มมากขึ้น ส่วนระดับความรุนแรงของการไหล

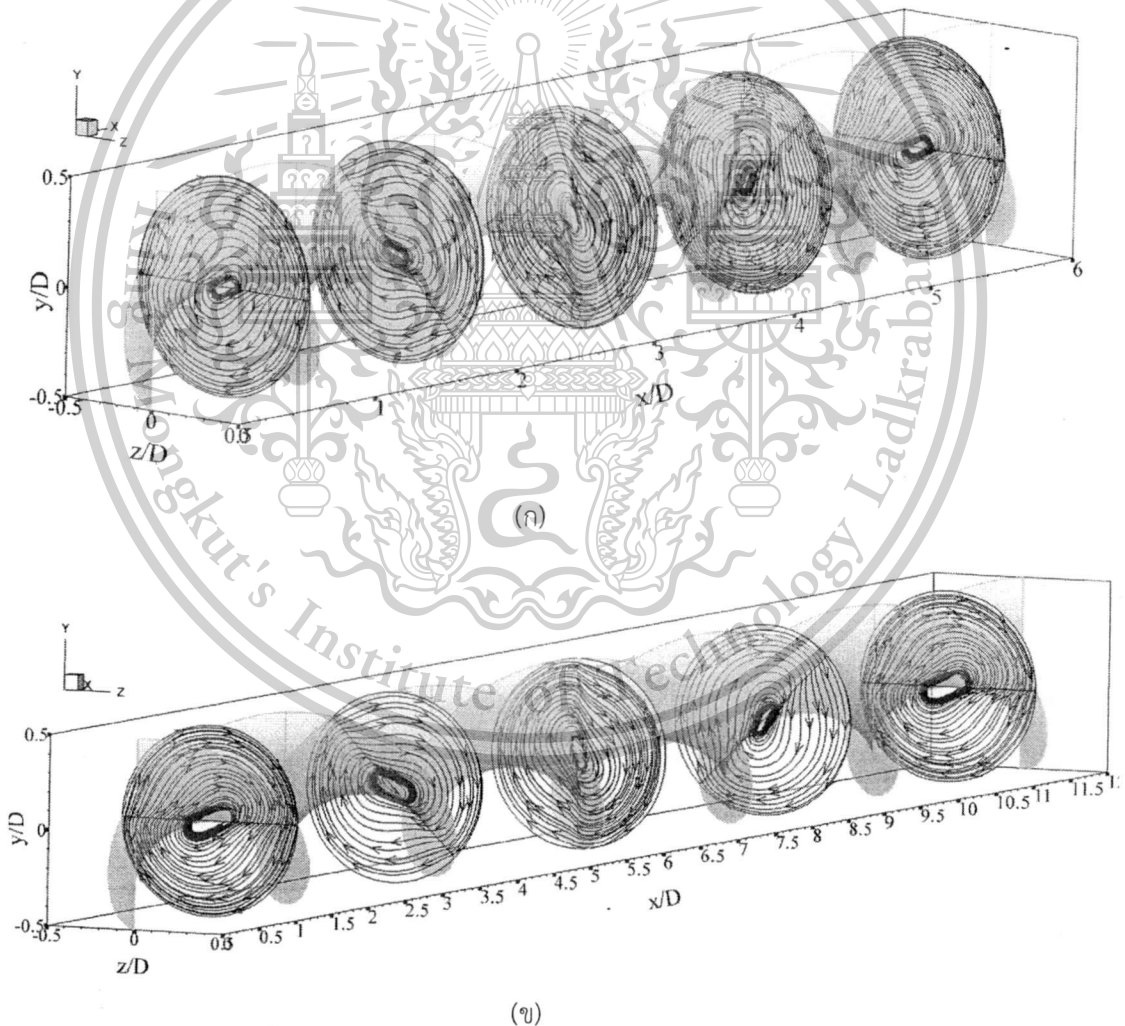
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

ยังมีค่ามาก ค่าการถ่ายเทความร้อนย่อมมากขึ้นด้วยเช่นกัน จากผลการศึกษาในส่วนของพฤติกรรม การถ่ายเทความร้อนซึ่งแสดงไว้ก่อนหน้านี้ พบว่า ยิ่งค่าอัตราส่วนการบิดน้อยลง ย่อมส่งผลให้ค่า ความรุนแรงของการไหลมีค่าเพิ่มมากขึ้น ดังนั้น ค่าการถ่ายเทความร้อนก็จะมีค่ามากขึ้นเช่นกัน ใน ทำนองเดียวกัน เมื่อค่าอัตราส่วนการบิดมีค่าน้อยลง ค่าความรุนแรงในการไหลจะมีค่าน้อยลง ย่อม ส่งผลให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมีค่าน้อยลงเช่นกัน โดยสามารถเปรียบเทียบจากการกระจายตัวของ อุณหภูมิที่ระนาบขวางการไหล สำหรับอัตราส่วนการบิดต่าง ๆ แสดงดังรูปที่ 4.5

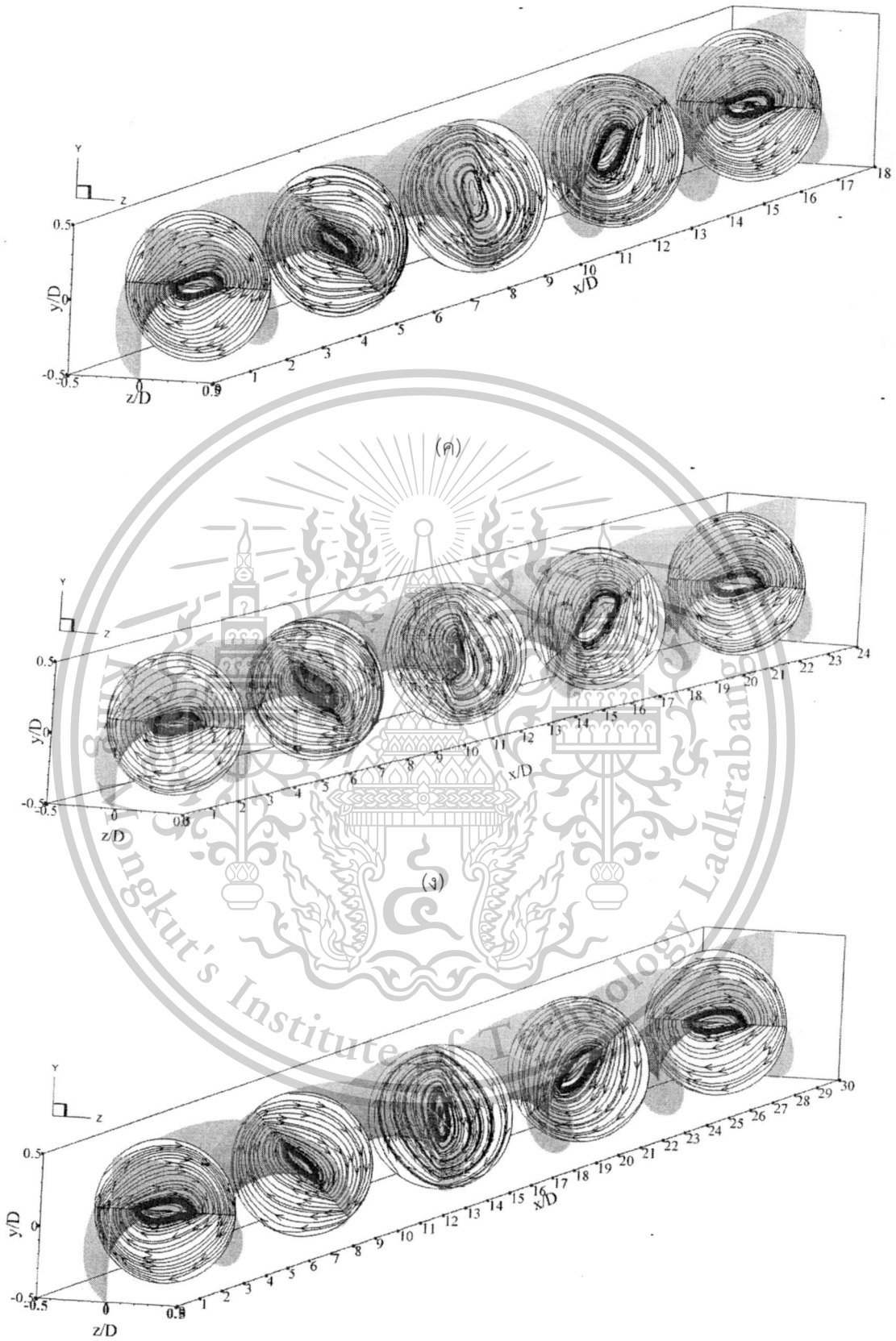
รูปที่ 4.6 ก-ข แสดงค่าการกระจายตัวของเลขนัสเซลที่บริเวณผิวของท่อที่ค่าอัตราส่วนการบิด ต่าง ๆ จะเห็นได้ว่า จากพฤติกรรมกรการไหลของแผ่นบิดเดี่ยวที่เหมือนกัน ย่อมส่งผลให้พฤติกรรมของ การถ่ายเทความร้อนในท่อมี่ลักษณะคล้ายกัน เนื่องจากพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนต่อหนึ่งโดเมนไม่ เท่ากัน ดังนั้น ค่าการถ่ายเทความร้อนจะสามารถอธิบายได้ชัดเจนจากค่าการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยใน รูปของกราฟความสัมพันธ์เลขนัสเซล ซึ่งจะแสดงในหัวข้อถัดไป



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

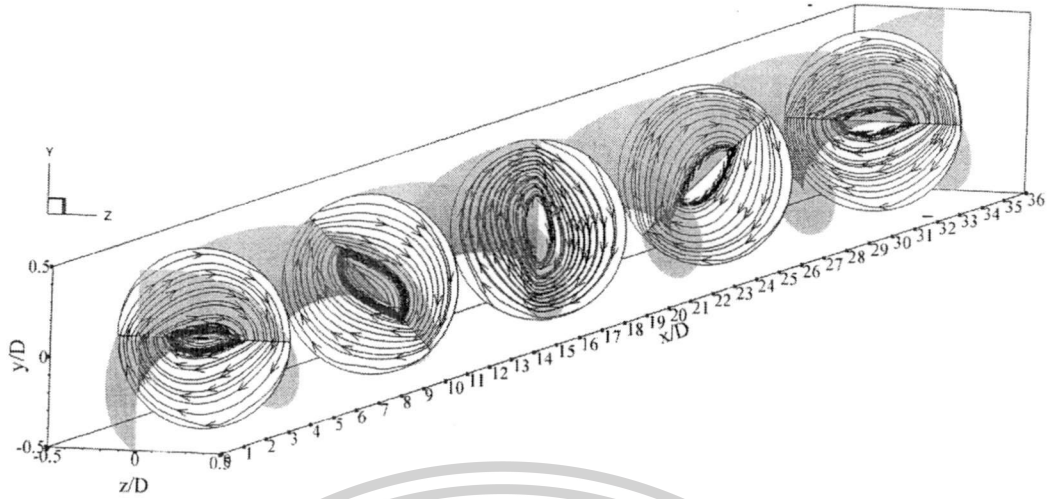


(จ)

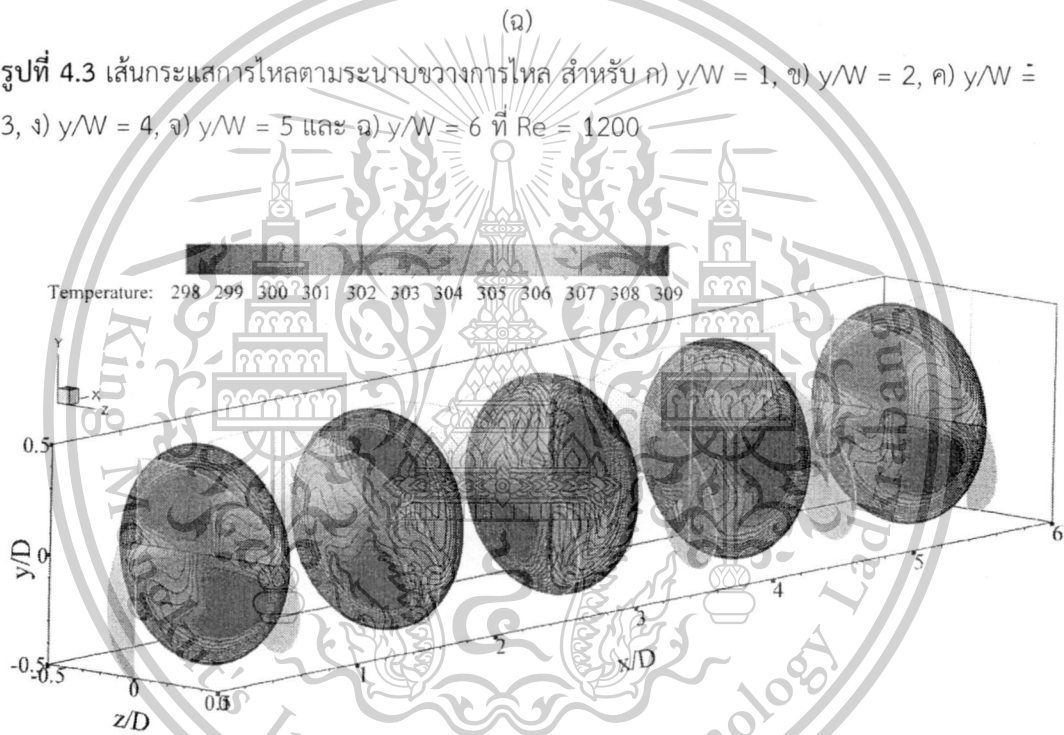
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



รูปที่ 4.3 เส้นกระแสการไหลตามระนาบขวางการไหล สำหรับ ก)  $y/W = 1$ , ข)  $y/W = 2$ , ค)  $y/W = 3$ , ง)  $y/W = 4$ , จ)  $y/W = 5$  และ ฉ)  $y/W = 6$  ที่  $Re = 1200$

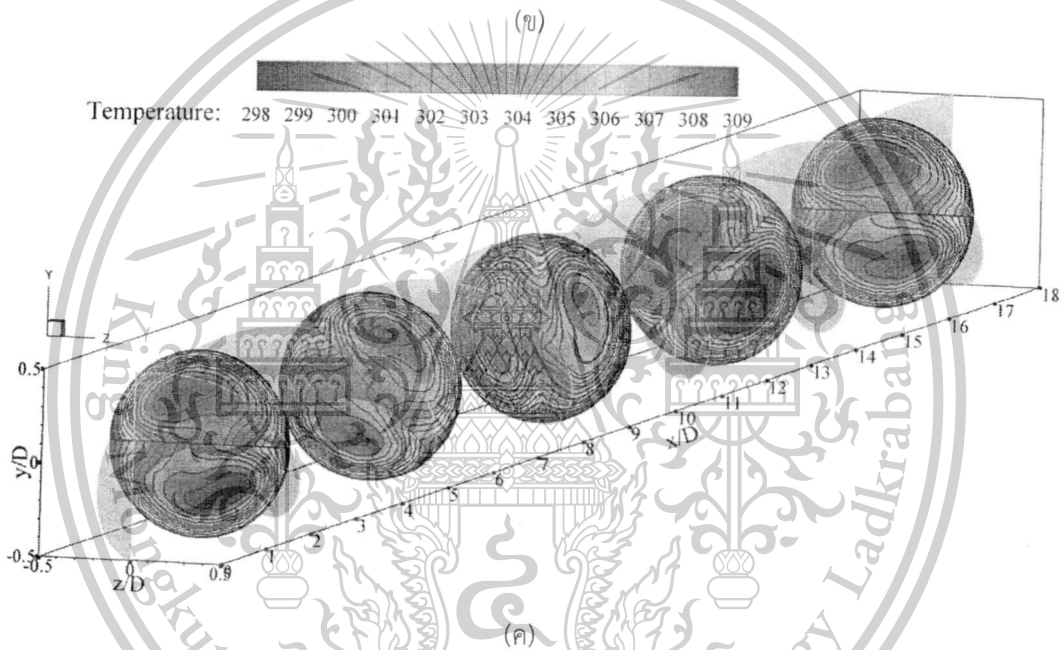
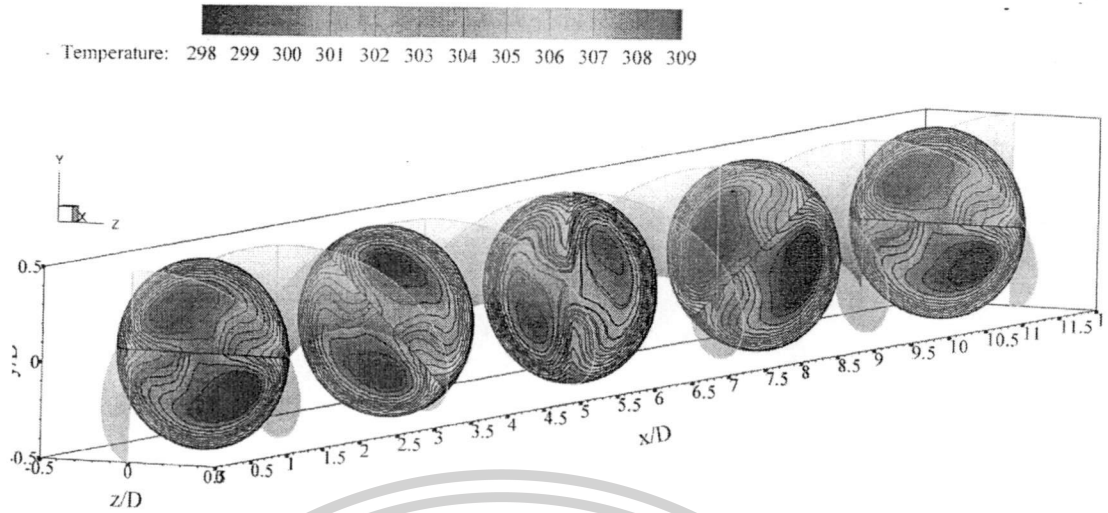


Institute of Technology Ladkrabang

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

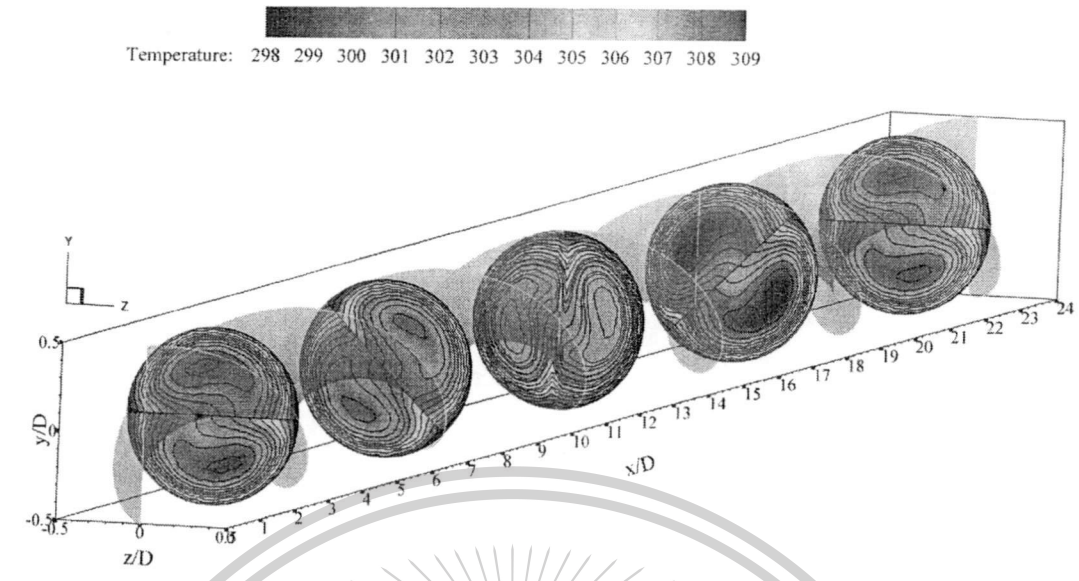
Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

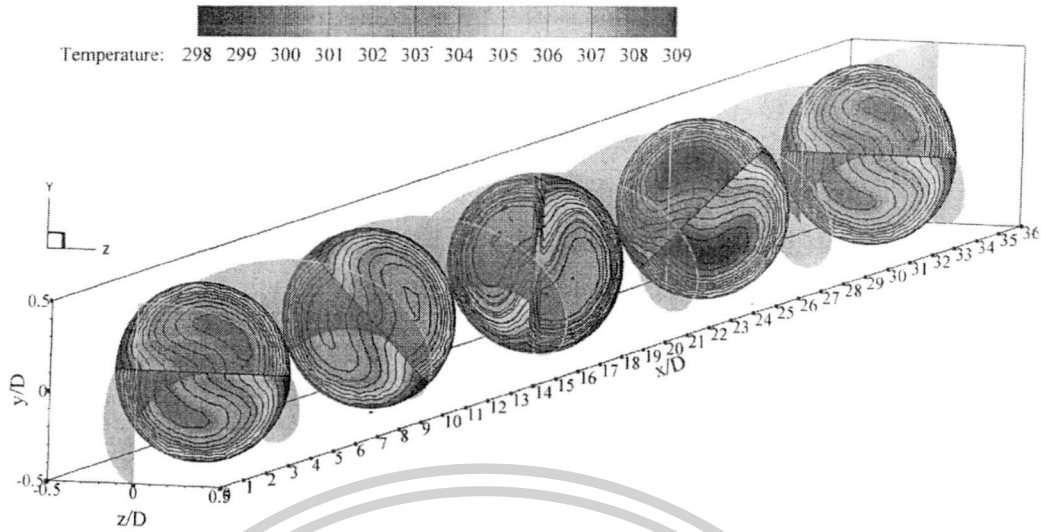
Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

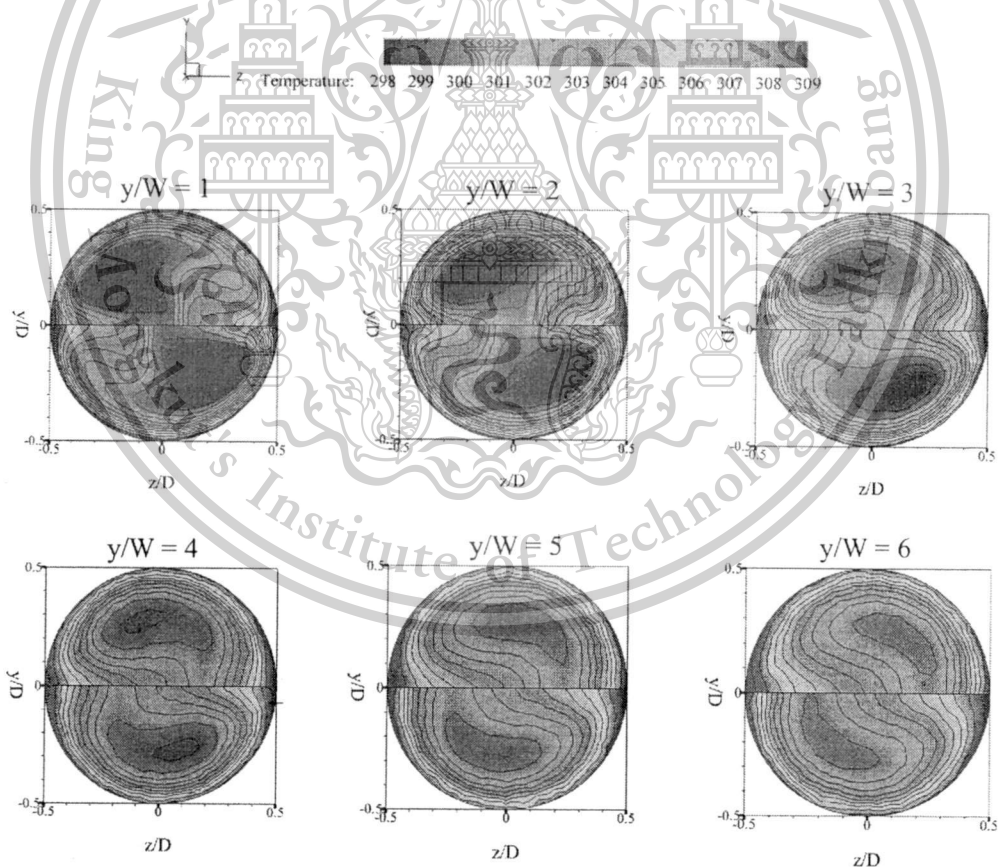
This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



(ฉ)

รูปที่ 4.4 การกระจายตัวของอุณหภูมิตามระนาบขวางการไหล สำหรับ ก)  $y/W = 1$ , ข)  $y/W = 2$ , ค)  $y/W = 3$ , ง)  $y/W = 4$ , จ)  $y/W = 5$  และ ฉ)  $y/W = 6$  ที่  $Re = 1200$

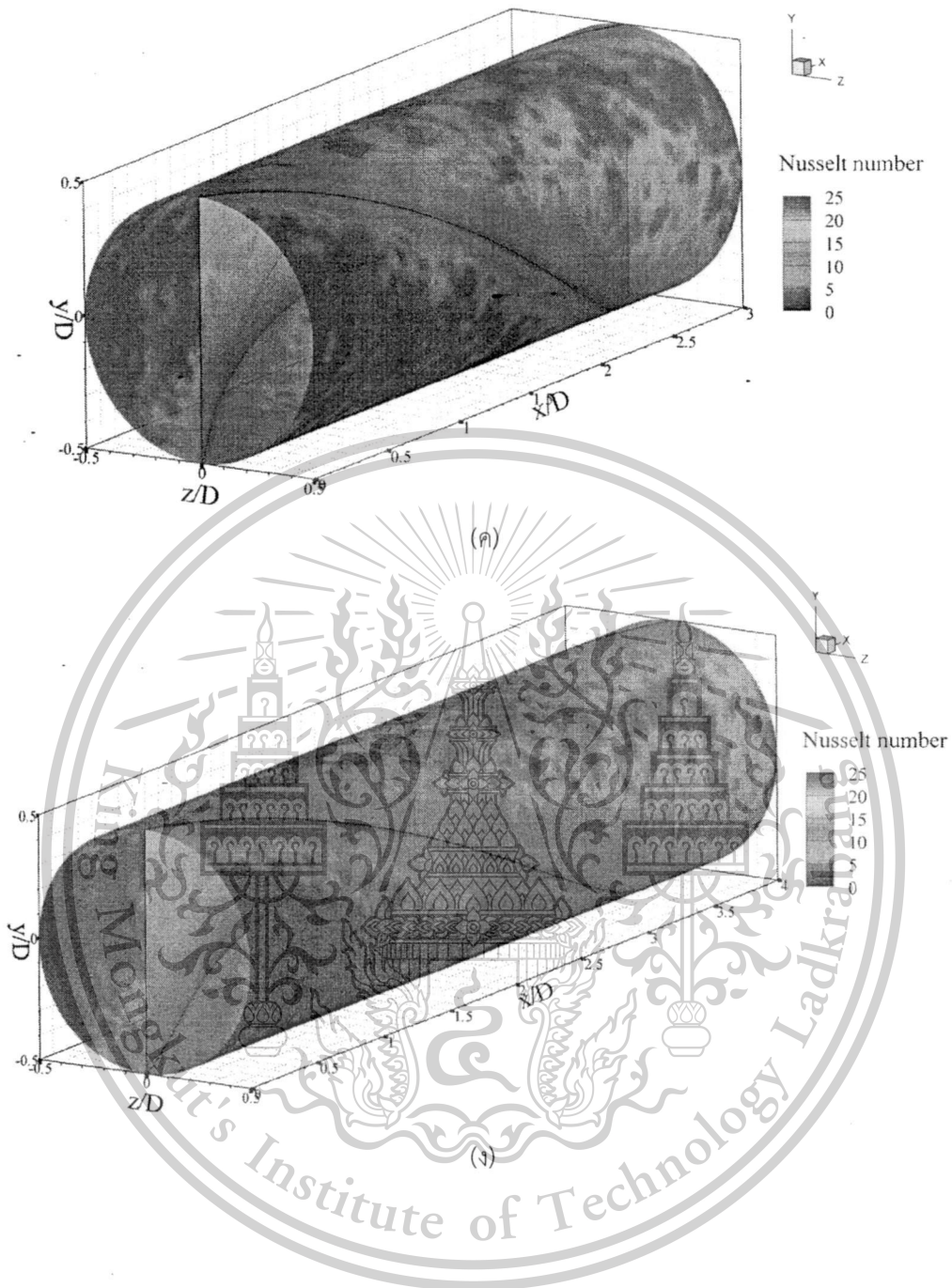


รูปที่ 4.5 การกระจายตัวของอุณหภูมิตามระนาบขวางการไหลที่กึ่งกลางโดเมน สำหรับ  $Re = 1200$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

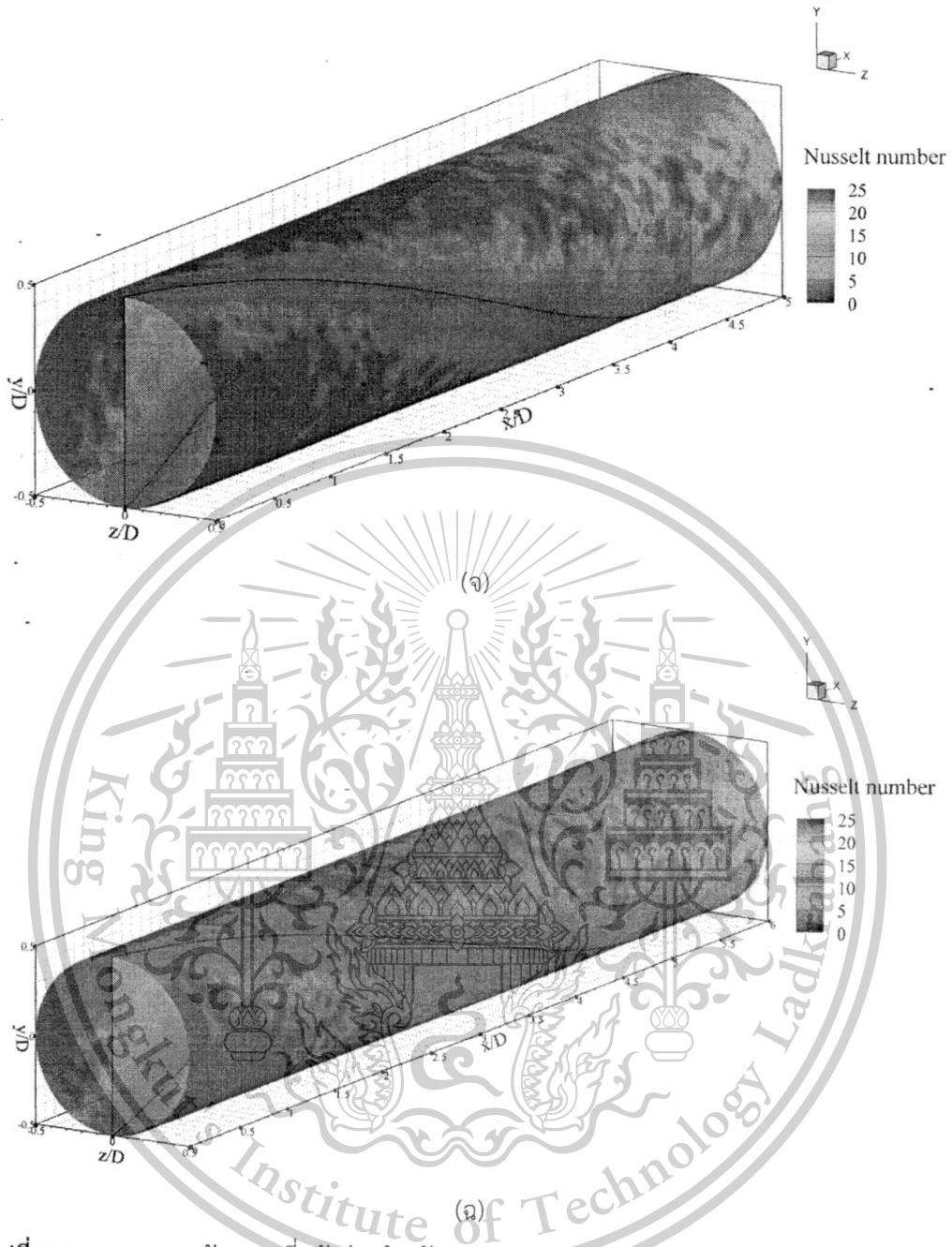
Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



รูปที่ 4.6 การกระจายตัว  $Nu_x$  ที่ผนังท่อ สำหรับ ก)  $y/W = 1$ , ข)  $y/W = 2$ , ค)  $y/W = 3$ , ง)  $y/W = 4$ , จ)  $y/W = 5$  และ ฉ)  $y/W = 6$  ที่  $Re = 1200$

#### 4.4 การประเมินค่าสมรรถนะ

การประเมินค่าสมรรถนะ แสดงในรูปของความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซล ( $Nu/Nu_0$ ), อัตราส่วนตัวประกอบเสียดทาน ( $f/f_0$ ) และค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (TEF) ดังรูปที่ 4.7, 4.8 และ 4.9 ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

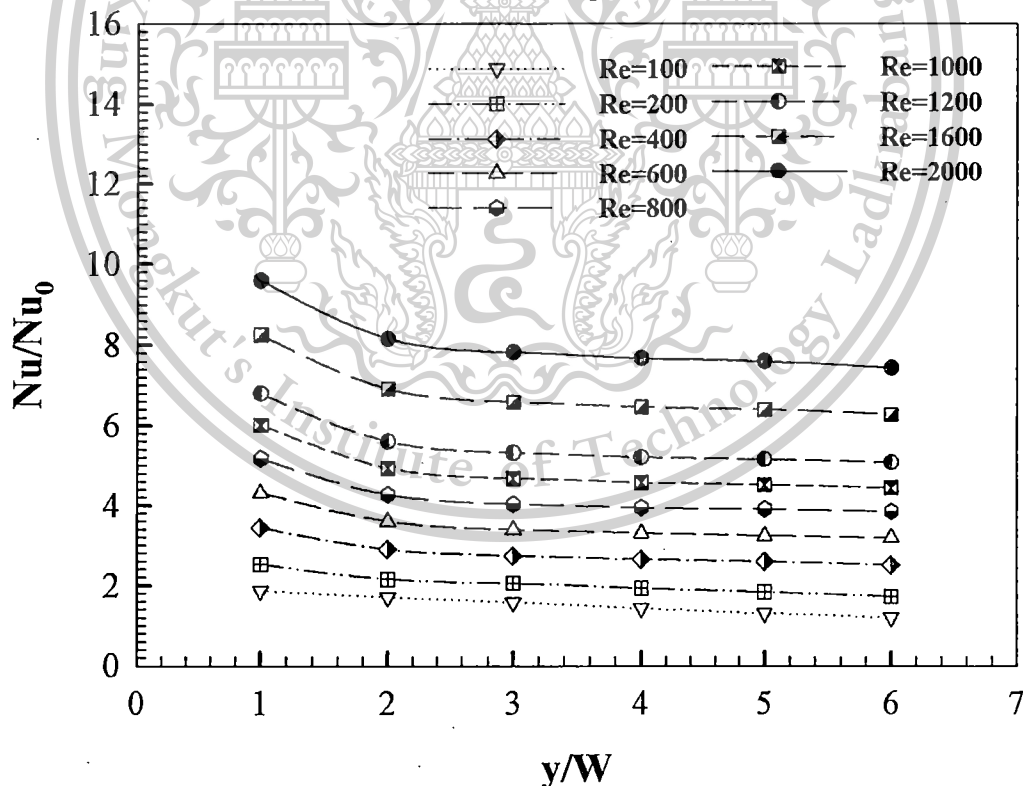
This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

จากรูป พบว่า เมื่ออัตราส่วนการบิดมีค่าเพิ่มมากขึ้น ค่า  $Nu/Nu_0$  และ  $f/f_0$  มีแนวโน้มลดลง ทุกค่า  $Re$  ส่วนค่า  $TEF$  จะมีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้น เมื่อพิจารณาที่ค่าการถ่ายเทความร้อน จะเห็นได้ว่าที่  $y/W = 2$  ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าลดลงอย่างเห็นได้ชัดและมีแนวโน้มลดลงเพียงเล็กน้อยในช่วง  $y/W = 2 - 6$  ค่า  $Nu/Nu_0$  ที่มากที่สุดมีค่าเท่ากับ 10 ที่  $y/W = 1$  และ  $Re = 2000$

พิจารณาค่า  $f/f_0$  พบว่า ในช่วง  $y/W = 1 - 2$  ค่า  $f/f_0$  มีแนวโน้มลดลงอย่างมาก และมีแนวโน้มลดลงเพียงเล็กน้อยที่  $y/W = 2 - 6$  ค่าตัวประกอบเสียดทานมีค่ามากที่สุดที่  $y/W = 1$  และ  $Re = 2000$  โดยมีค่าเท่ากับ 44 เท่า เมื่อเทียบกับท่อเปล่า ดังนั้นจะเห็นได้ว่าที่  $y/W = 1$  ถึงแม้ว่าจะให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุดเมื่อเทียบกับกรณีอื่น แต่ก็ให้ค่าความดันตกคร่อมมีค่ามากเช่นกัน

ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ซึ่งได้จากการพิจารณาระหว่างอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของค่าการถ่ายเทความร้อนและอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของค่าตัวประกอบเสียดทาน เทียบกับท่อเปล่า ผิวเรียบและคิดที่ค่ากำลังขับเดียวกัน จะเห็นได้ว่าที่  $y/W = 1$  จะให้ค่า  $TEF$  น้อยที่สุด เนื่องจากอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานที่สูงมากกว่ากรณีอื่น ๆ อย่างเห็นได้ชัด ขณะที่  $y/W = 2 - 6$  จะให้ค่า  $TEF$  ไม่แตกต่างกันมากนัก เมื่อพิจารณาที่  $Re$  เดียวกัน ค่า  $TEF$  ที่สูงที่สุดมีค่าเท่ากับ 3.51 ที่  $Re = 2000$  และ  $t/W = 5$



รูปที่ 4.7 ค่าความสัมพันธ์ระหว่าง  $Nu/Nu_0$  และ  $y/W$  ที่ค่า  $Re$  ต่าง ๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

## บทที่ 5

### ผลการวิจัยปีกสี่เหลี่ยมปลายปิดในท่อกลม

บทความที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ สำหรับ ปีกสี่เหลี่ยมปลายปิดในท่อกลม แสดงในเอกสารแนบหมายเลข 2

จากการศึกษาพฤติกรรมการไหล, ลักษณะการถ่ายเทความร้อนและค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสำหรับแผ่นปิดเดี่ยวซึ่งแสดงดังบทที่ 4 พบว่า การใช้แผ่นปิดในท่อกลมให้ค่าการถ่ายเทความร้อนไม่สูงมากนัก เมื่อเทียบกับตัวสร้างการไหลชนิดอื่น ๆ ตามที่ได้ศึกษามาก่อนหน้านี้ ดังนั้นในบทนี้จึงได้นำเสนอการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน สำหรับปีกสี่เหลี่ยมสร้างการไหลหมุนวน (Rectangular winglet vortex generators, RWVG) โดยพัฒนาให้มีการติดตั้งแบบสอดใส่ที่กึ่งกลางของท่อ เพื่อความสะดวกในการติดตั้งและการปรับปรุงระบบ แต่อย่างไรก็ตามจากบทความและงานวิจัยที่ได้ศึกษามาก่อนหน้านี้ การติดตั้งปีกสี่เหลี่ยมปลายปิดหรือแผ่นกั้นตัวนี้จะให้ค่าความดันตกคร่อมเกิดขึ้นสูง เพื่อลดค่าความดันตกคร่อมที่จะเกิดขึ้นกับระบบ จึงเลือกการติดตั้งแบบปลายวีชีทวนกระแสน้ำ

#### 5.1 การทดสอบเทียบท่อเปล่าและการทดสอบกริดอิสระ

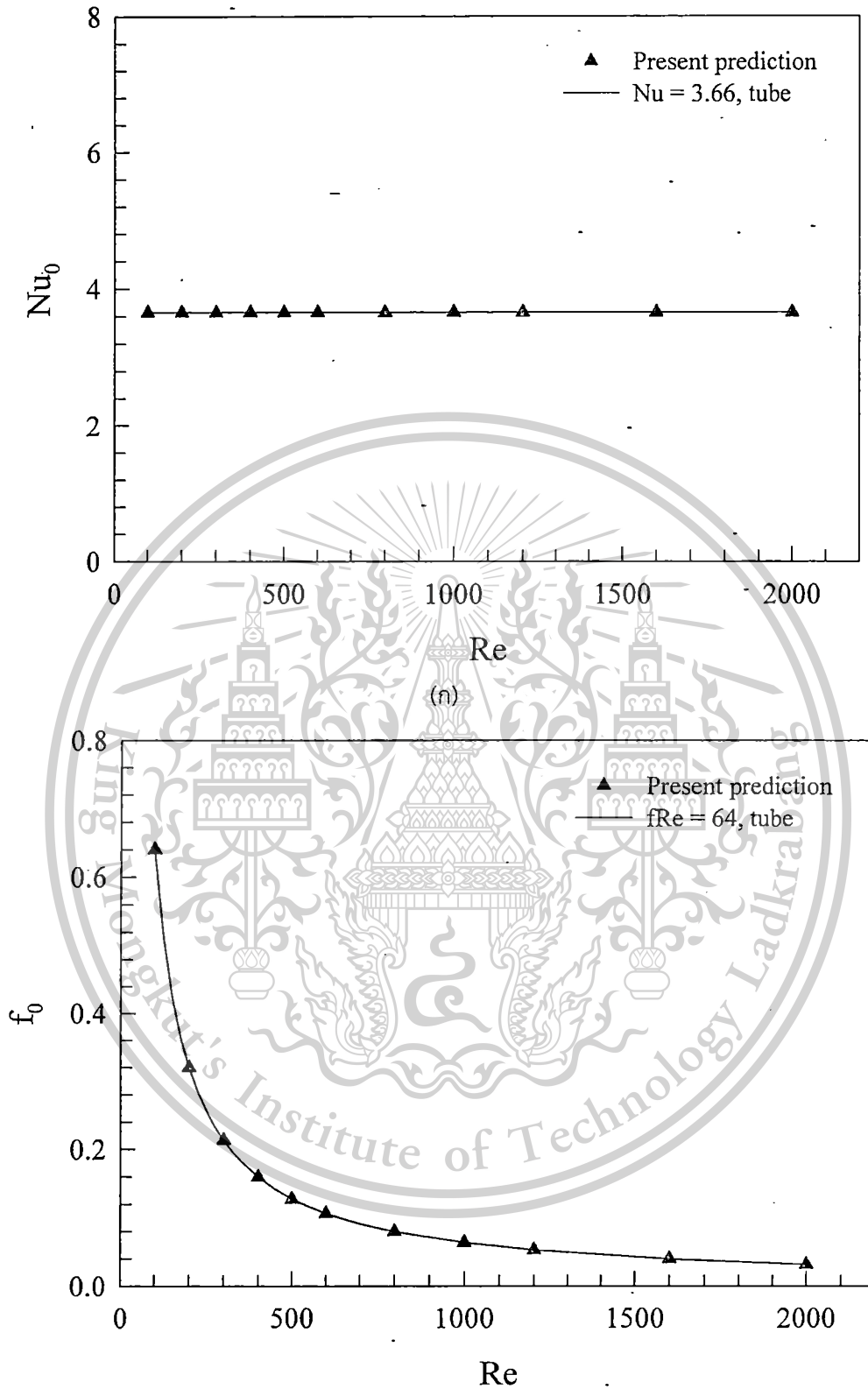
เพื่อความถูกต้องของแบบจำลอง จึงได้ทำการทดสอบแบบจำลองเทียบกับสมการสหสัมพันธ์ของท่อเปล่า ทั้งค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อม จากผลการศึกษา พบว่า ค่าการถ่ายเทความร้อนแสดงในรูปของเลขนัสเซล  $Nu$  และค่าตัวประกอบเสียดทานแสดงในรูปของ  $f$  มีความแตกต่างกันน้อยกว่า  $\pm 0.28\%$  ดังนั้น แบบจำลองที่ได้พัฒนาไว้จึงสามารถนำไปศึกษาพฤติกรรมการไหลและการถ่ายเทความร้อนต่อไปได้ ผลที่ได้จากการศึกษาแสดงในรูปที่ 5.1ก) และ ข) สำหรับเลขนัสเซลและตัวประกอบเสียดทาน ตามลำดับ

การทดสอบกริดอิสระ ทำได้โดยเปรียบเทียบค่าเลขนัสเซลและค่าตัวประกอบเสียดทานที่ได้จากแบบจำลองที่มีจำนวนกริดแตกต่างกัน 4 จำนวน ประกอบด้วย 49000, 98000, 196000 และ 392000 จากผลการศึกษา พบว่า เมื่อเพิ่มจำนวนกริดจาก 98000 เป็น 196000 ค่าเลขนัสเซลค่าตัวประกอบเสียดทานมีความแตกต่าง น้อยกว่า 0.25% ดังนั้น แบบจำลองที่ใช้นี้ จึงเลือกกริดจำนวน 98000 ในการสร้างแบบจำลอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



(ข)

รูปที่ 5.1 การทดสอบเทียบกับท่อเปล่า สำหรับ ก) ค่าเลขนัสเซล และ ข) ค่าตัวประกอบเสียดทาน

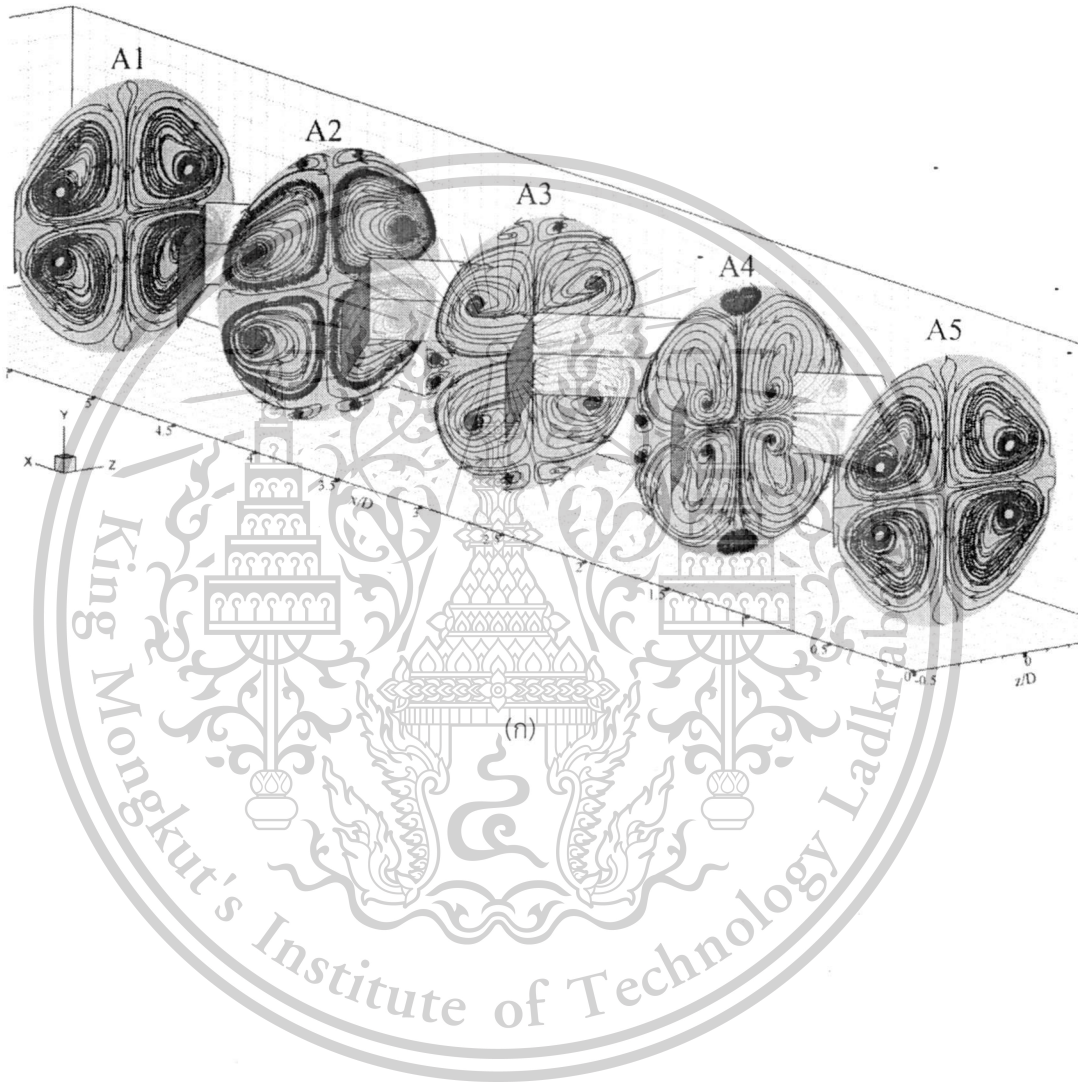
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

## 5.2 พฤติกรรมการไหล

พฤติกรรมการไหล สำหรับ RWVG ในท่อกลม แสดงในรูปของเส้นกระแสการไหลตามระนาบขวางการไหลที่ตำแหน่งต่าง ๆ ของโมดูลที่ใช้ในการศึกษาและเส้นการไหลตามแนวยาว ดังรูปที่ 5.2 – 5.5

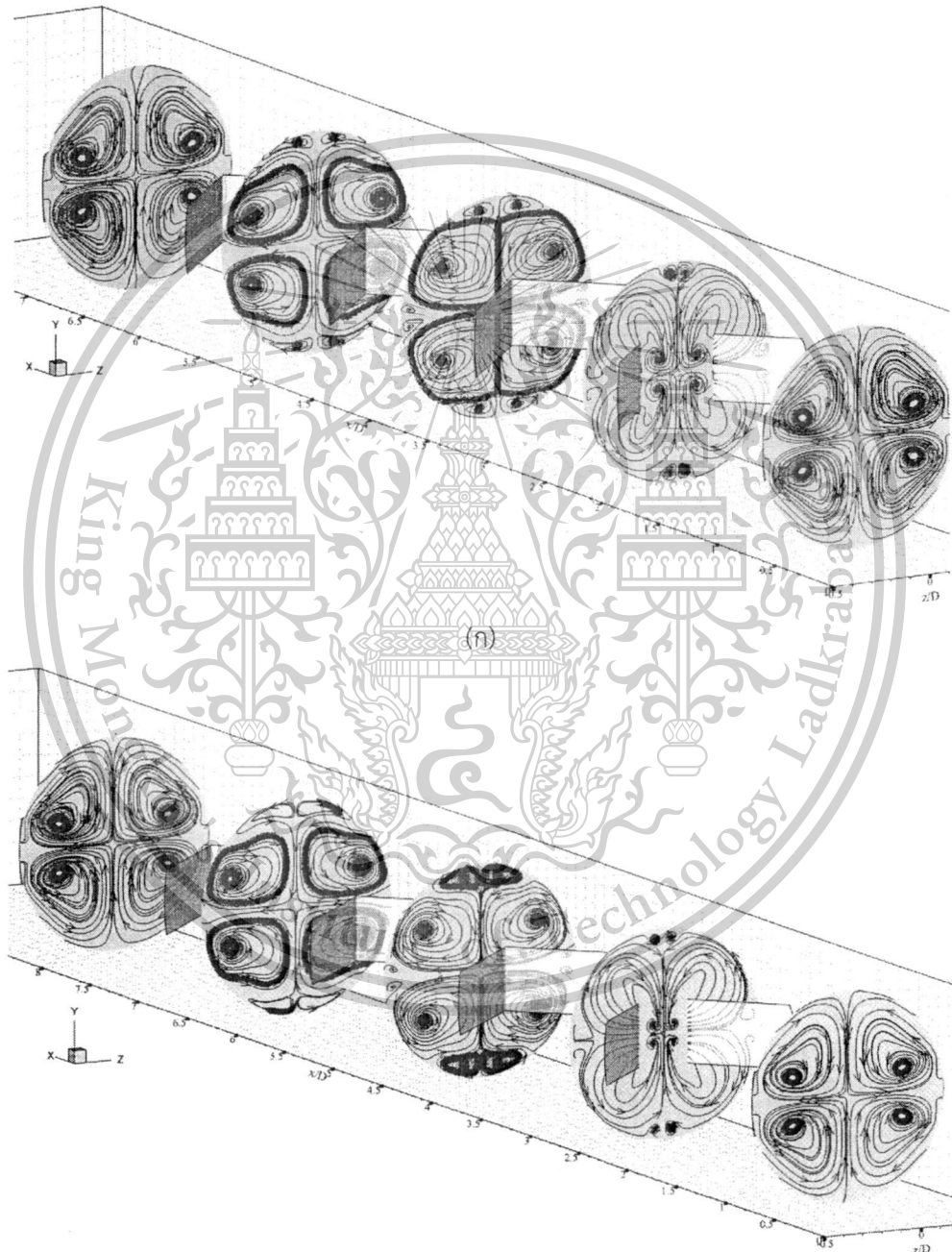


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

ส่วนที่ BR = 0.2 เส้นการไหลก่อนการกระแทกมีความรุนแรงมากที่สุดและมีระยะสั้นที่สุด เมื่อพิจารณาที่ค่า PR ต่าง ๆ พบว่า เมื่อค่า PR มีค่าเพิ่มมากขึ้นเส้นกระแสการไหลก่อนการกระแทกมีระยะยาวขึ้น จากรูปจะเห็นได้ว่าที่ PR = 1 เส้นกระแสการไหลก่อนการกระแทกจะมีระยะสั้นที่สุด และมีความรุนแรงของการเกิดกระแสการไหลมากที่สุด ส่วนที่ค่า PR = 2 เส้นกระแสการไหลมีระยะยาวที่สุดและมีความรุนแรงในการกระแทกน้อยที่สุด

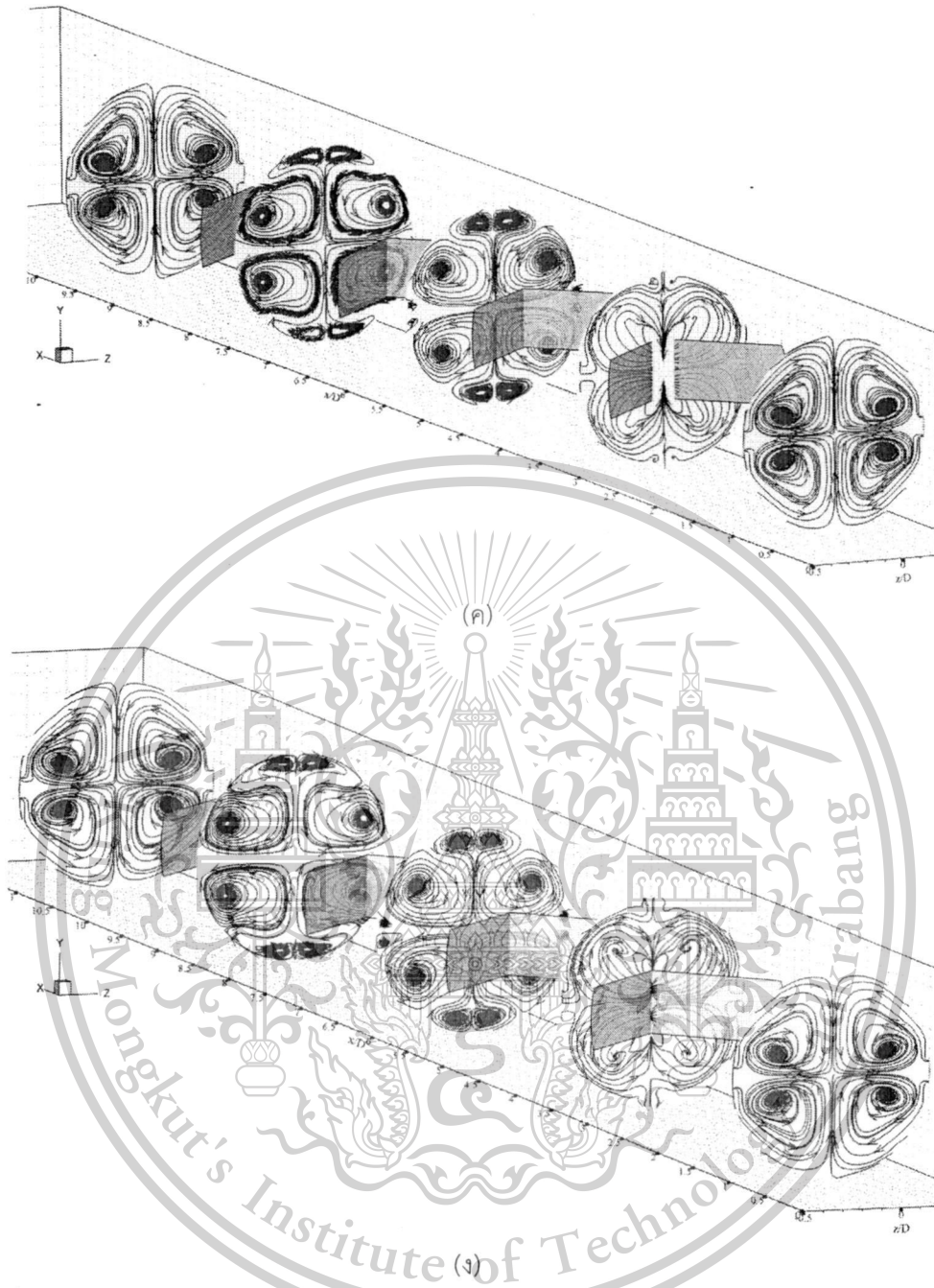


(ข)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

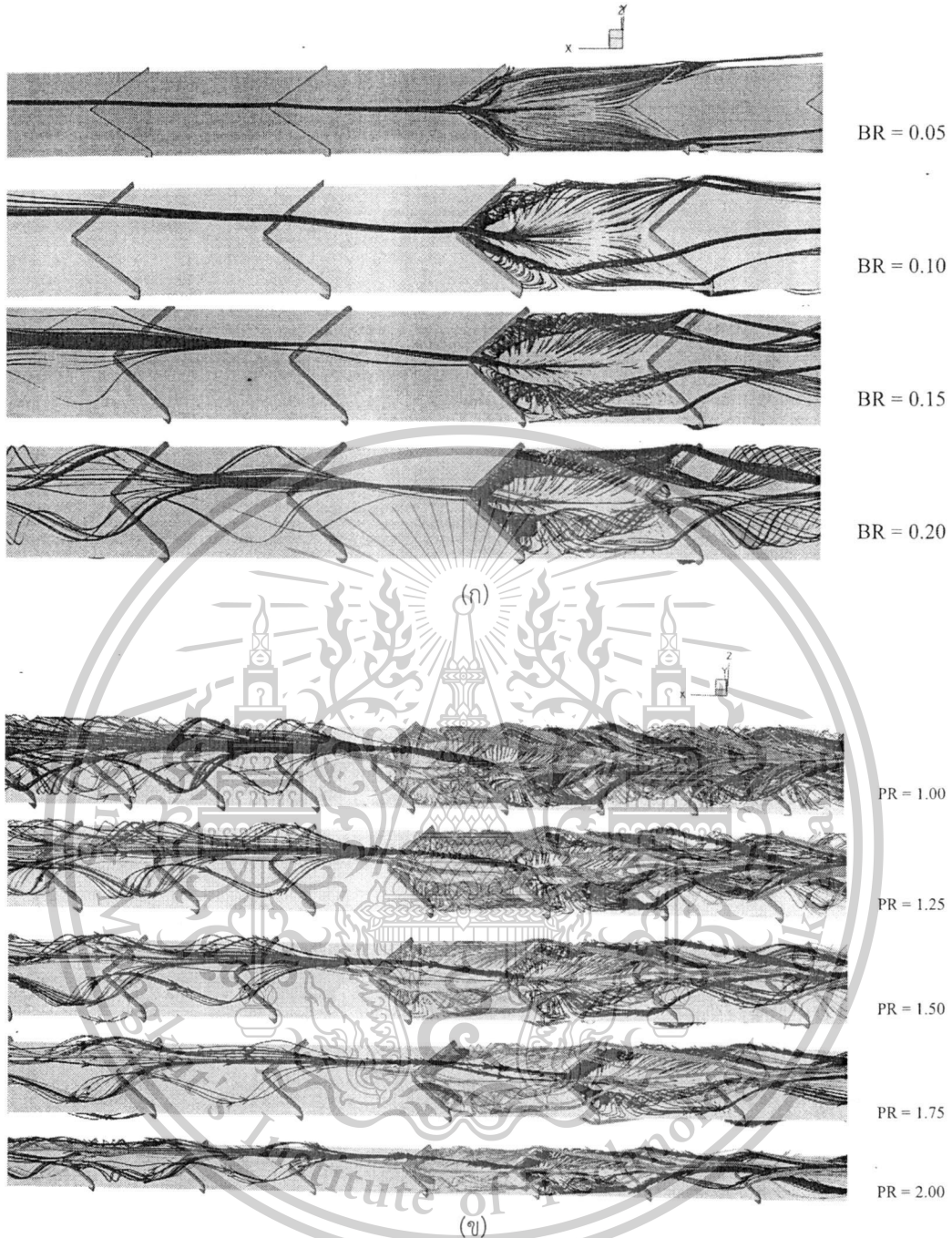


รูปที่ 5.3 เส้นกระแสการไหลตามระนาบขวางการไหลของ RWVG สำหรับ ก)  $PR = 1.25$ , ข)  $PR = 1.5$ , ค)  $PR = 1.75$  และ ง)  $PR = 2$  ที่  $BR = 0.15$  และ  $Re = 1000$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

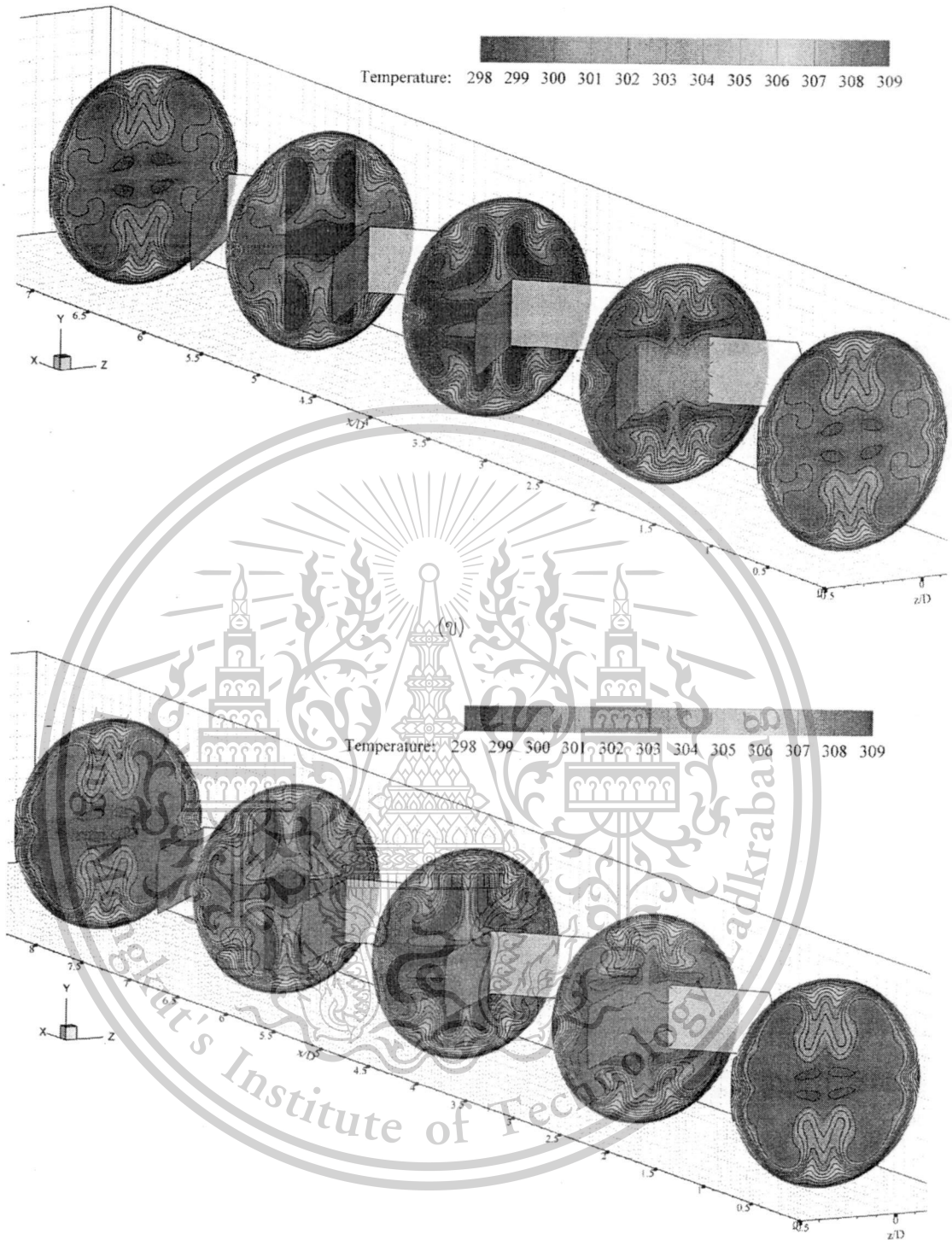


รูปที่ 5.4 เส้นการไหลกระแทกระหว่างโมดูล สำหรับ ก) BR ต่าง ๆ ที่  $PR = 1.5$  และ  $Re = 1000$   
และ ข) PR ต่าง-ๆ ที่  $BR = 0.15$  และ  $Re = 800$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

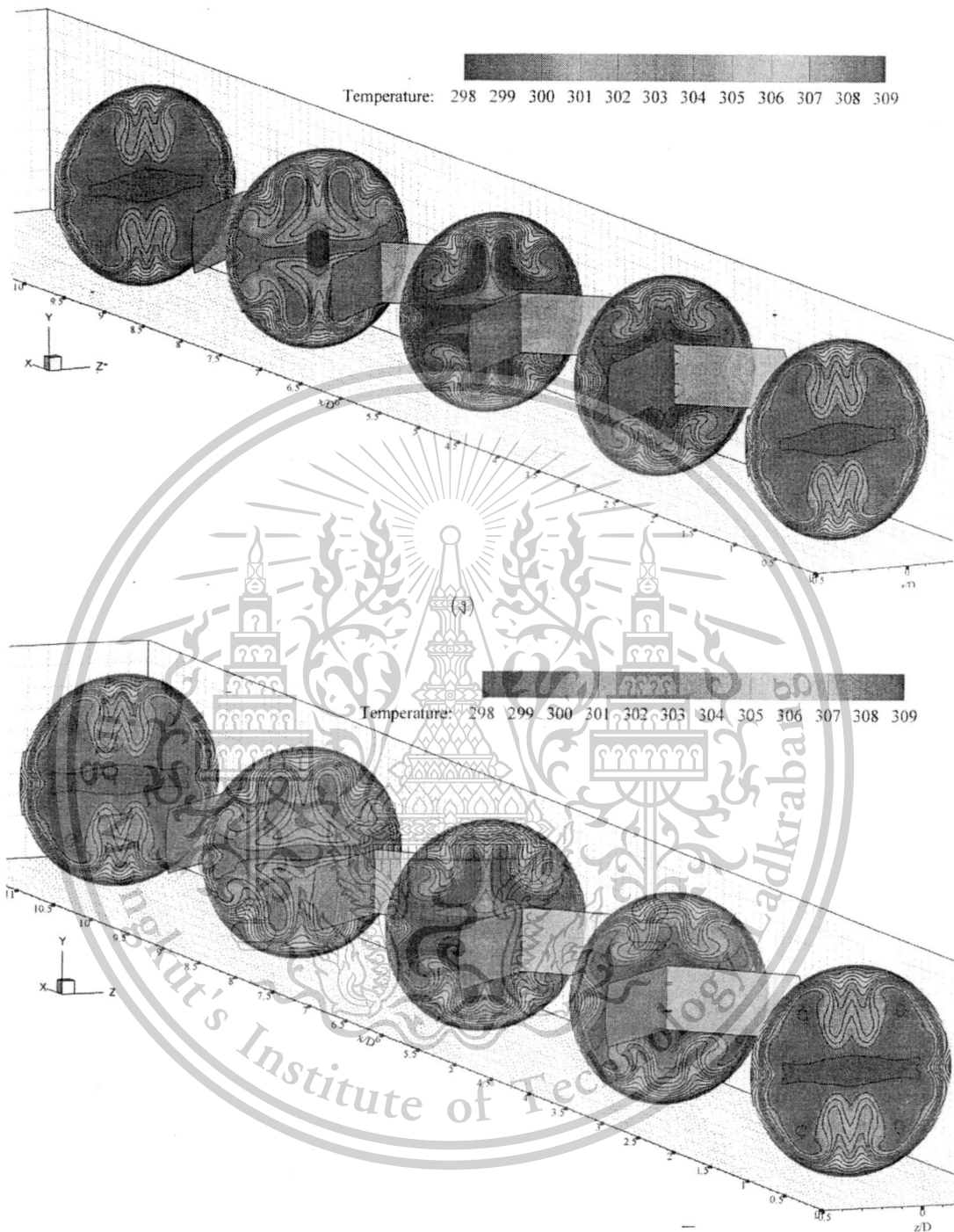
Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



(ค)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.  
Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



(จ)

รูปที่ 5.6 การกระจายอุณหภูมิตามระนาบขวางการไหล สำหรับ RWVG ก)  $PR = 1$ , ข)  $PR = 1.25$ ,  
ค)  $PR = 1.5$ , ง)  $PR = 1.75$  และ จ)  $PR = 2$  ที่  $BR = 0.15$  และ  $Re = 1000$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

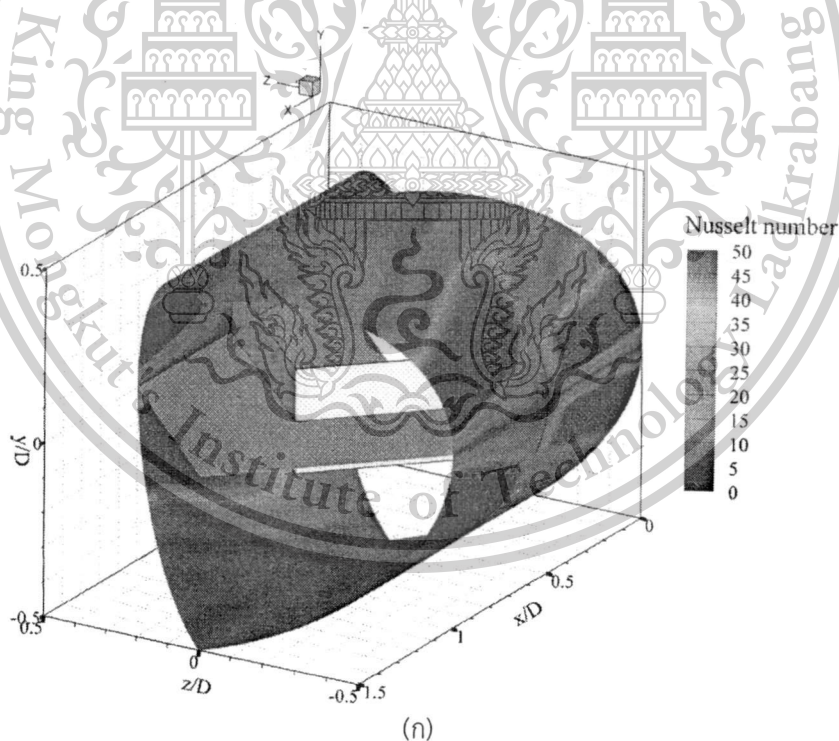
This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

### 5.3 พฤติกรรมการถ่ายเทความร้อน

พฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนแสดงในรูปของการกระจายตัวของอุณหภูมิตามระนาบขวางการไหลและการกระจายตัวของเลขนัสเซลที่ผิวท่อ ซึ่งแสดงดังรูปที่ 5.7 และ 5.8 ตามลำดับ จากรูปจะเห็นได้ว่าการติดตั้ง RWVG ในท่อกลม ส่งผลให้เกิดการหมุนวนของกระแสการไหล ซึ่งการหมุนวนที่เกิดขึ้นนี้จะทำให้เกิดการผสมผสานของของไหลในท่อได้เป็นอย่างดี จะเห็นได้จากการกระจายของอุณหภูมิตามระนาบขวางการไหล ซึ่งแสดงการผสมผสานของอุณหภูมิระหว่างกึ่งกลางท่อและบริเวณใกล้กับผิวท่อได้เป็นอย่างดี รวมทั้งชั้นคอนทอร์สแตงบริเวณใกล้กับผิวท่อมักมีลักษณะบางลง หรือชั้นขีดผิวมีความบางลง ในส่วนนี้จะส่งผลให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มมากขึ้น เมื่อความรุนแรงของการไหลมีค่าเพิ่มมากขึ้น การผสมผสานของอุณหภูมิของของไหลก็จะมีแนวโน้มดีขึ้นด้วย

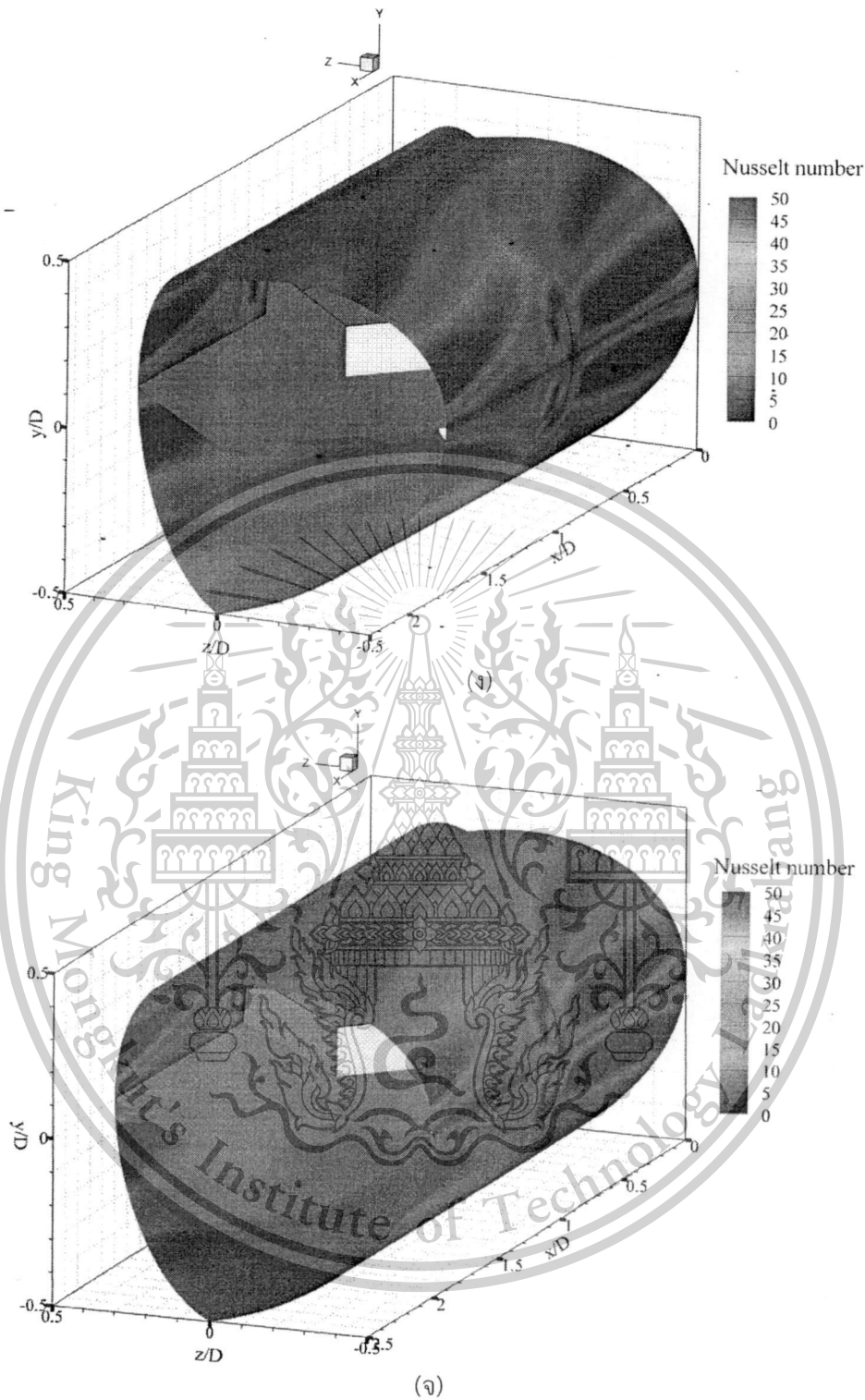
เมื่อพิจารณาการกระจายของเลขนัสเซลที่บริเวณผิวท่อ จะเห็นได้ว่าพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนเป็นไปในทิศทางเดียวกัน (ตำแหน่งเดียวกัน คือ บริเวณที่เกิดการกระแทกของเส้นกระแสการไหลตามแนวยาว) จะเห็นได้ว่าที่ค่า  $PR = 1$  จะให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมากที่สุด ส่วนที่ค่า  $PR = 2$  จะให้ค่าการถ่ายเทความร้อนน้อยที่สุด



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



รูปที่ 5.7 การกระจาย Nu ที่ผิวของท่อ สำหรับ RWVG ก) PR = 1, ข) PR = 1.25, ค) PR = 1.5, ง) PR = 1.75 และ จ) PR = 2 ที่ BR = 0.15 และ Re = 1000

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

#### 5.4 การประเมินค่าสมรรถนะ

การประเมินค่าสมรรถนะแสดงในรูปของความสัมพันธ์ของค่า  $Nu/Nu_0$ ,  $f/f_0$  และ TEF ที่มี ความสัมพันธ์กับตัวแปรที่ศึกษา ซึ่งประกอบด้วย Re, BR และ PR ดังรูปที่ 5.8 – 5.16

พบว่า เมื่อค่า Re เพิ่มมากขึ้น ค่าการถ่ายเทความร้อนจะมีค่าเพิ่มมากขึ้นด้วย สำหรับทุกค่า BR และ PR ที่ Re = 100 จะให้ค่าการถ่ายเทความร้อนน้อยที่สุด ส่วนที่ค่า Re = 2000 จะให้ค่าการ ถ่ายเทความร้อนมากที่สุด

พิจารณาอิทธิพลของค่า BR พบว่า เมื่อค่า BR มีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้น ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจะมีค่าเพิ่มมากขึ้น สำหรับช่วงที่ทำการศึกษา ค่า BR = 0.20 จะให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมากที่สุด ส่วนที่ BR = 0.05 จะให้ค่าการถ่ายเทความร้อนน้อยที่สุด เป็นที่น่าสังเกตว่าที่ค่า BR = 0.15 – 0.20 สำหรับ PR = 1 ค่าการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนมีแนวโน้มเพียงเล็กน้อย จนเกือบจะเป็น ค่าคงที่ ซึ่งต่างจากช่วง BR = 0.10 – 0.15 จะเห็นการเพิ่มขึ้นของอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ ค่อนข้างชัดเจน ในทุกค่า PR

เมื่อค่า PR เพิ่มมากขึ้น ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าแนวโน้มลดลง ค่า PR = 1 จะให้ค่าการ ถ่ายเทความร้อนมากที่สุด ส่วนที่ PR = 2 จะให้ค่าการถ่ายเทความร้อนน้อยที่สุด สังเกตได้ว่าอิทธิพล ของการเปลี่ยนแปลงของค่า PR จะน้อยกว่าการเปลี่ยนแปลงของค่า BR อย่างชัดเจน

สำหรับช่วงที่ทำการศึกษา (Re = 100 – 2000, BR = 0.05 – 0.20 และ PR = 1 – 2) จะให้ค่า  $Nu/Nu_0$  เท่ากับ 1 – 11 เท่า

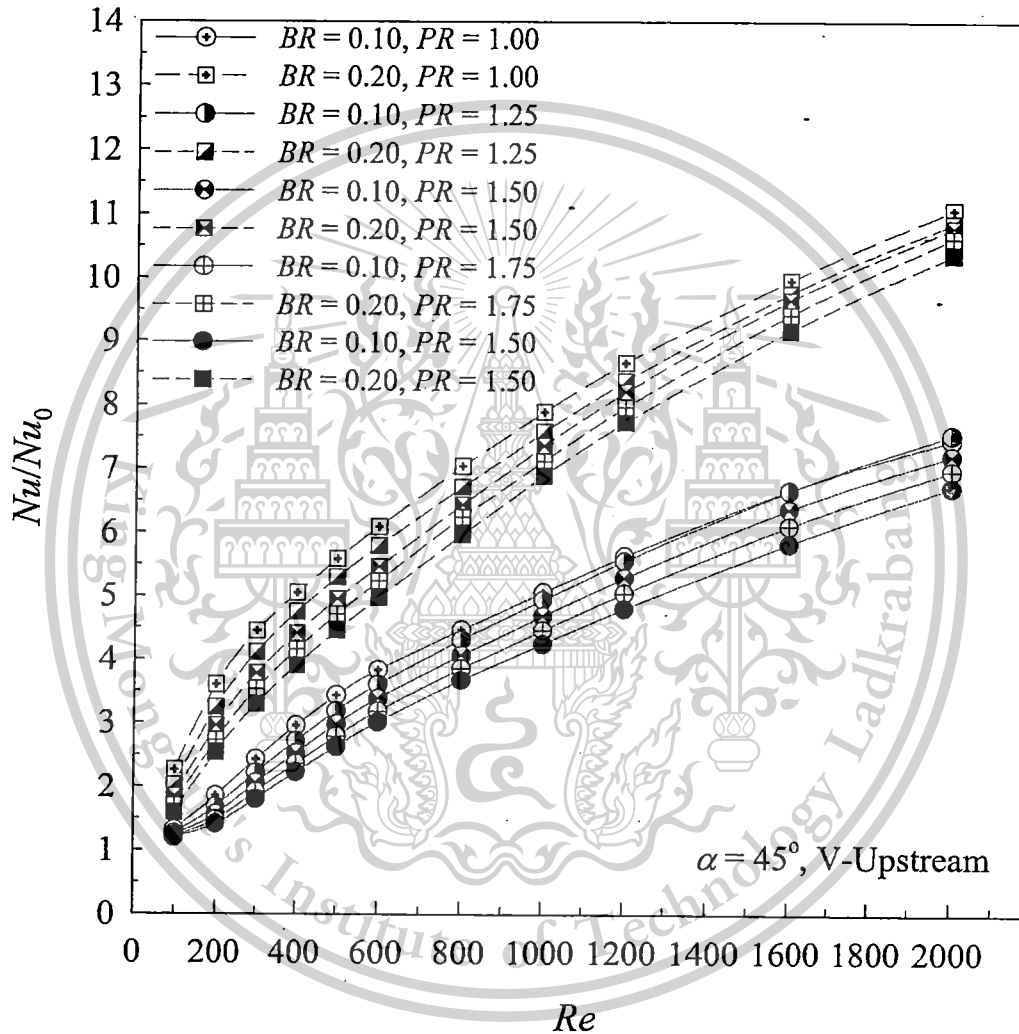
ค่า  $f/f_0$  มีค่าเพิ่มมากขึ้น เมื่อค่า Re และค่า BR มีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้น แต่ค่า  $f/f_0$  มีแนวโน้ม ลดลงเมื่อค่า PR มีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้น สำหรับช่วงที่ทำการศึกษา พบว่า จะให้ค่าตัวประกอบเสียด ทานเท่ากับ 1 – 105 เท่า เมื่อเทียบกับท่อเปล่าผิวเรียบที่ไม่ได้มีการติดตั้ง RWVG

ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนจะมีค่าสูงในช่วง BR = 0.10 – 0.15 ที่ PR = 1 – 1.25 สำหรับค่า Re ที่สูงที่สุดในการศึกษา เท่ากับ 2000 พบว่า ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ที่มากที่สุดมีค่าเท่ากับ 2.9 ที่ BR = 0.15, PR = 1 และ Re = 2000 สำหรับช่วงที่ทำการศึกษาจะพบ ค่าความแปรเปลี่ยนของค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนเท่ากับ 0.9 – 2.9

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

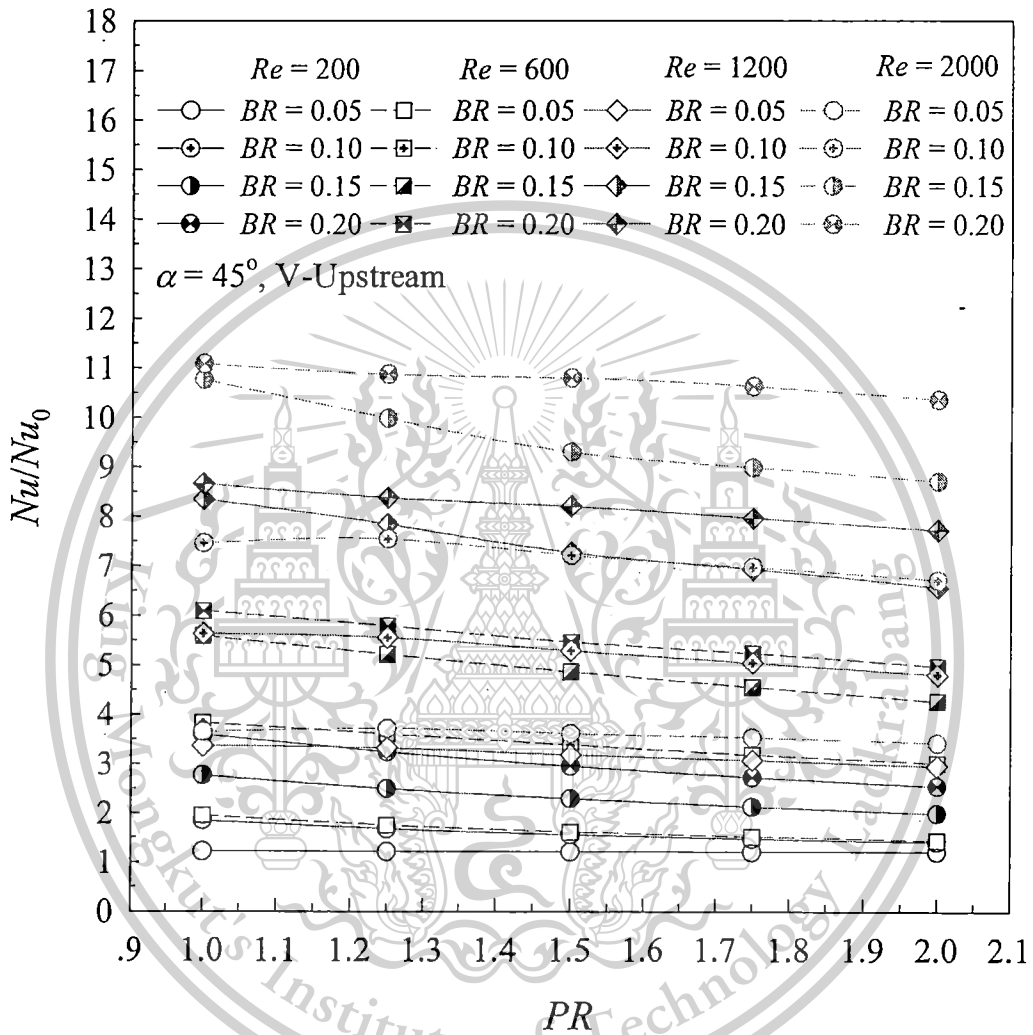


รูปที่ 5.8 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $Nu/Nu_0$  และ  $Re$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

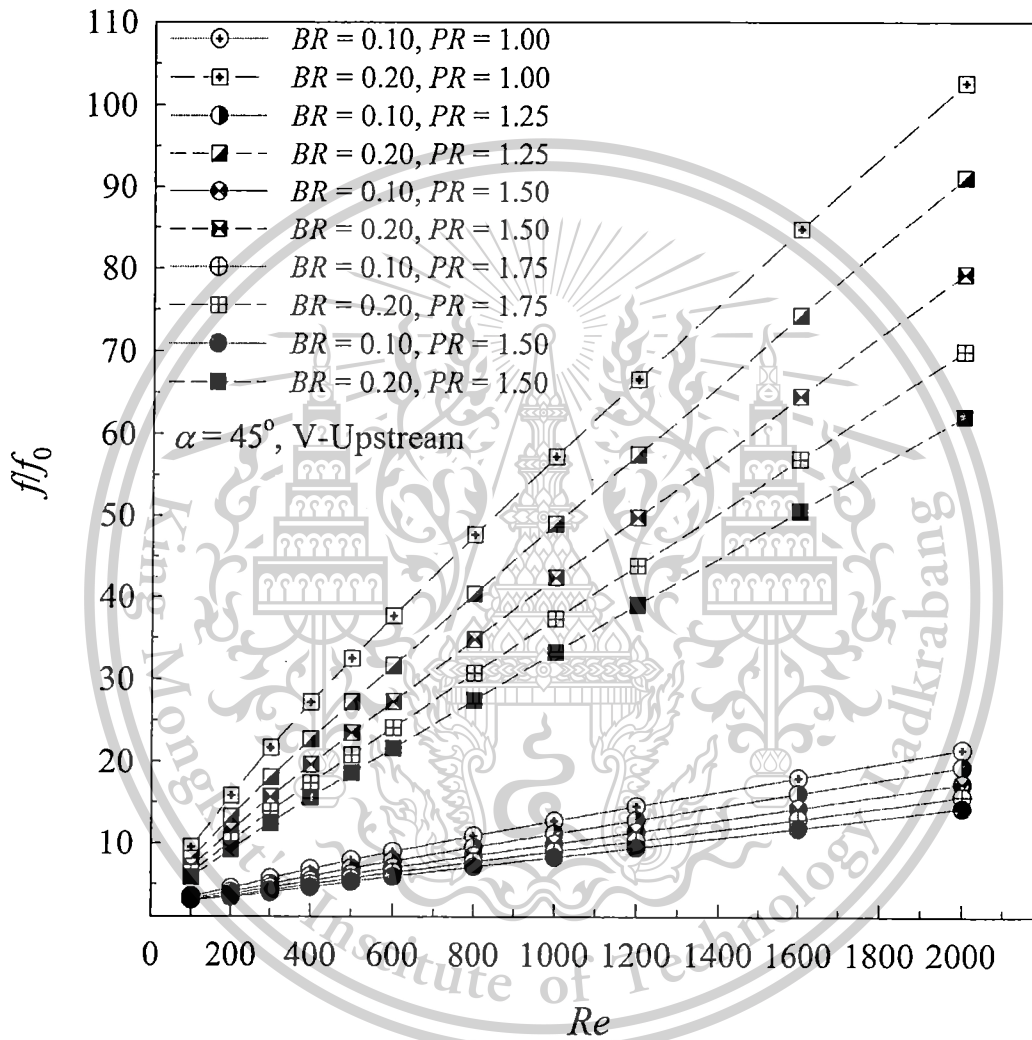


รูปที่ 5.10 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $Nu/Nu_0$  และ  $PR$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

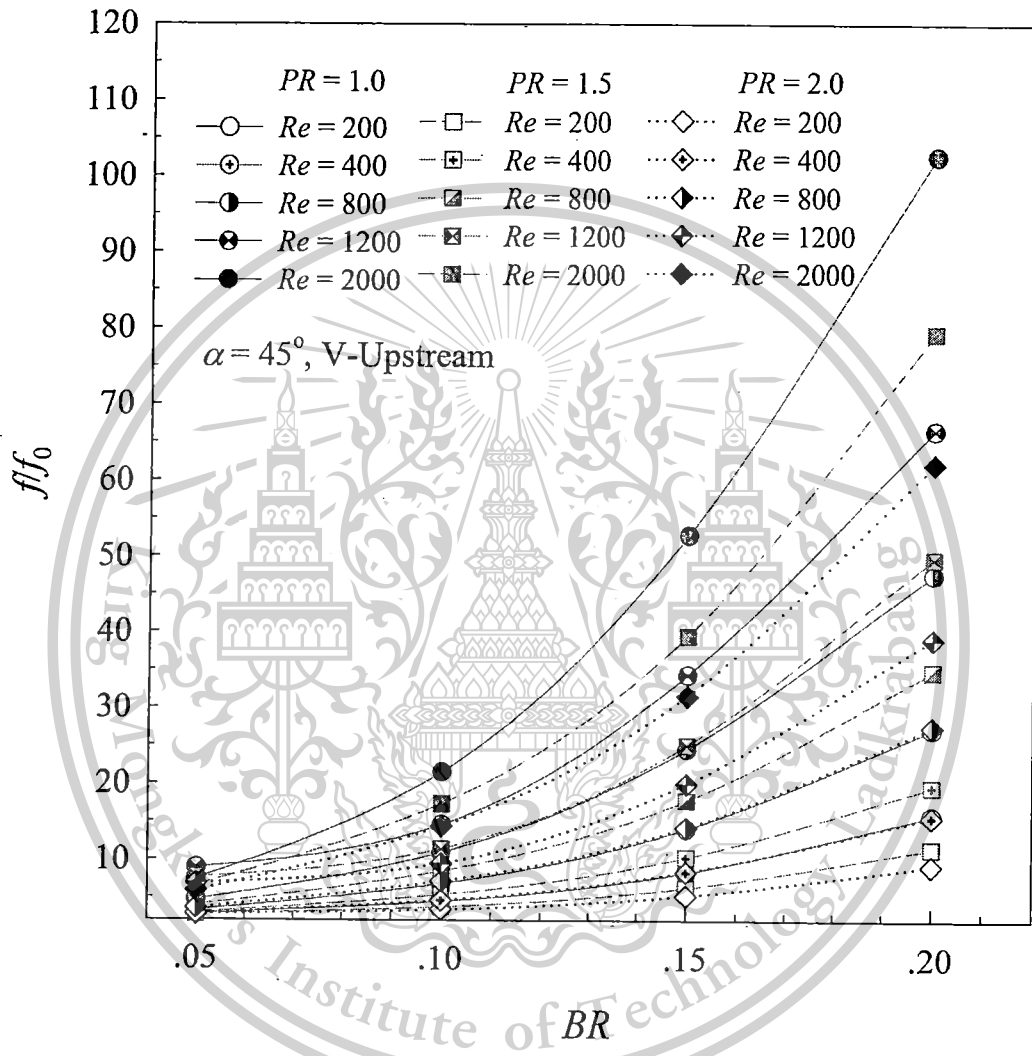


รูปที่ 5.11 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $f/f_0$  และ  $Re$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

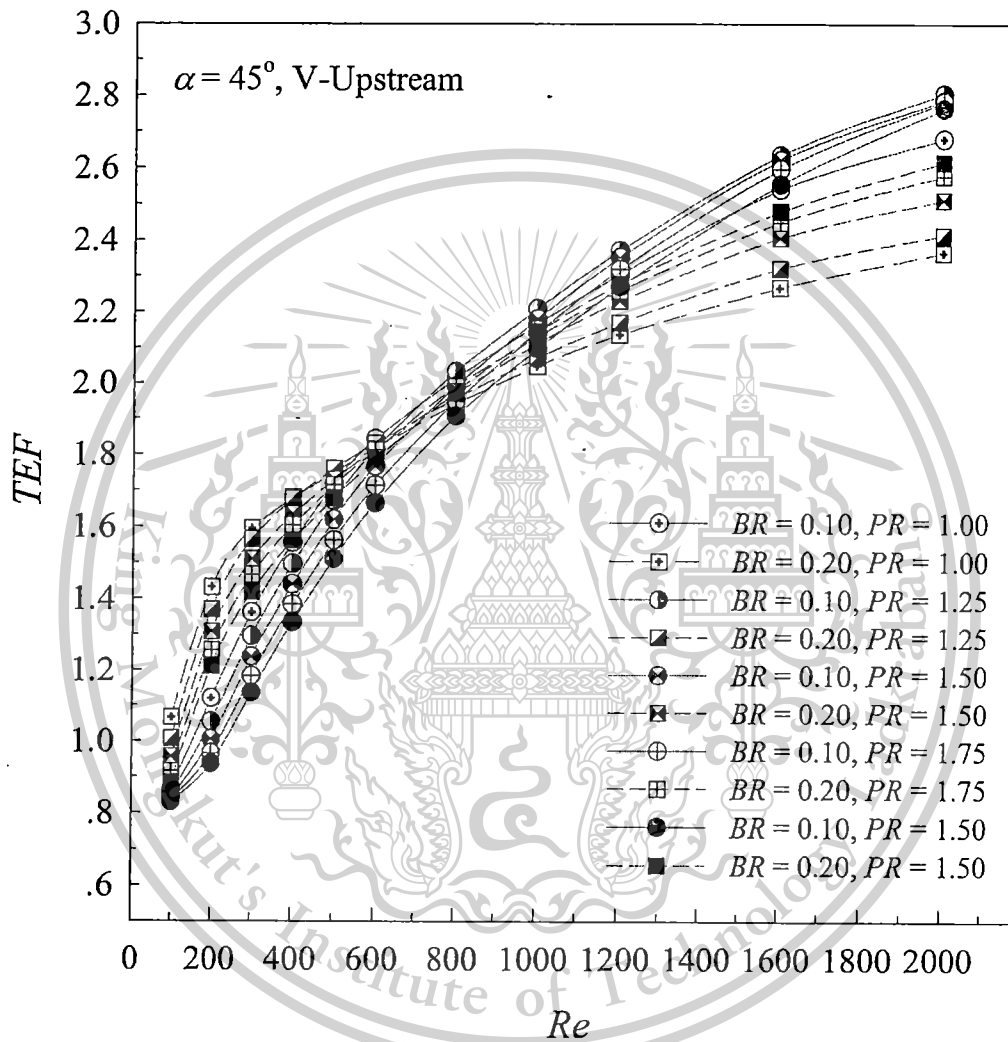


รูปที่ 5.12 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $f/f_0$  และ BR

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

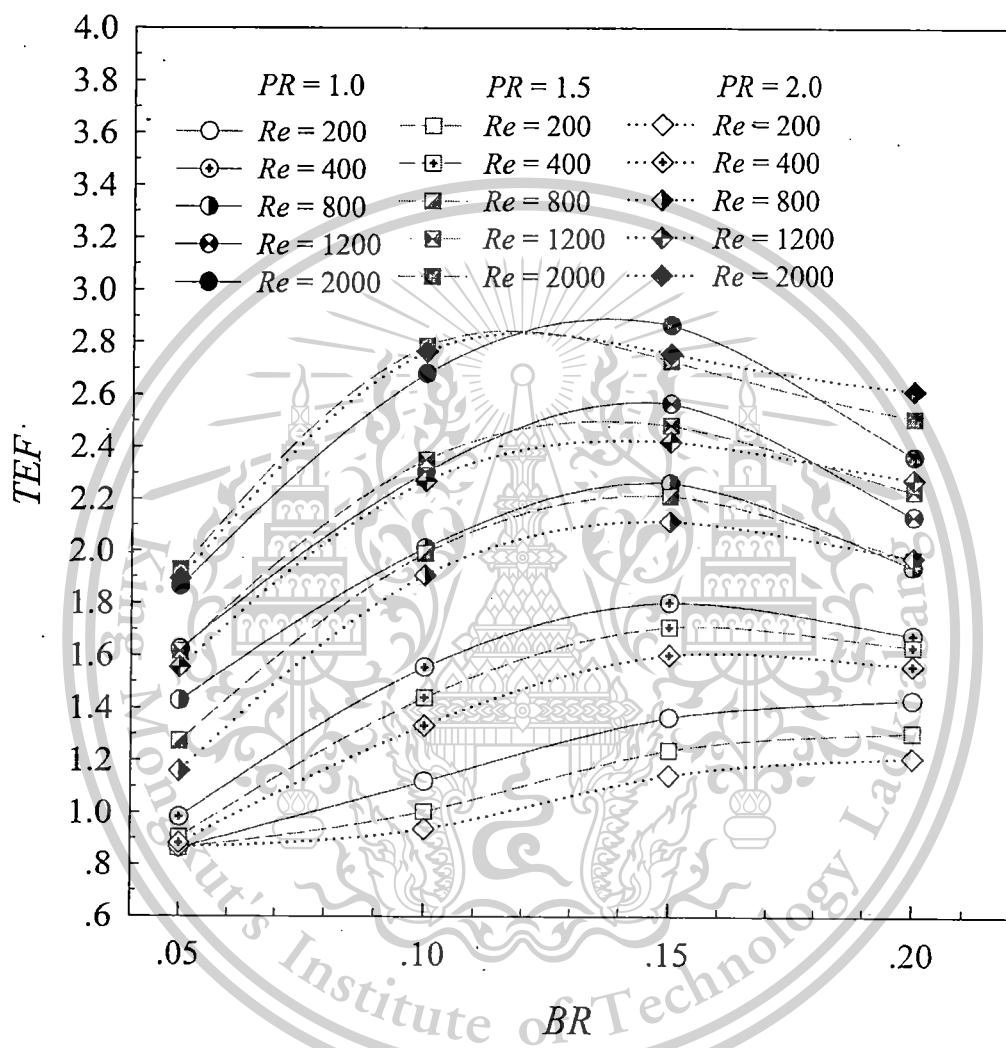


รูปที่ 5.14 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Re

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

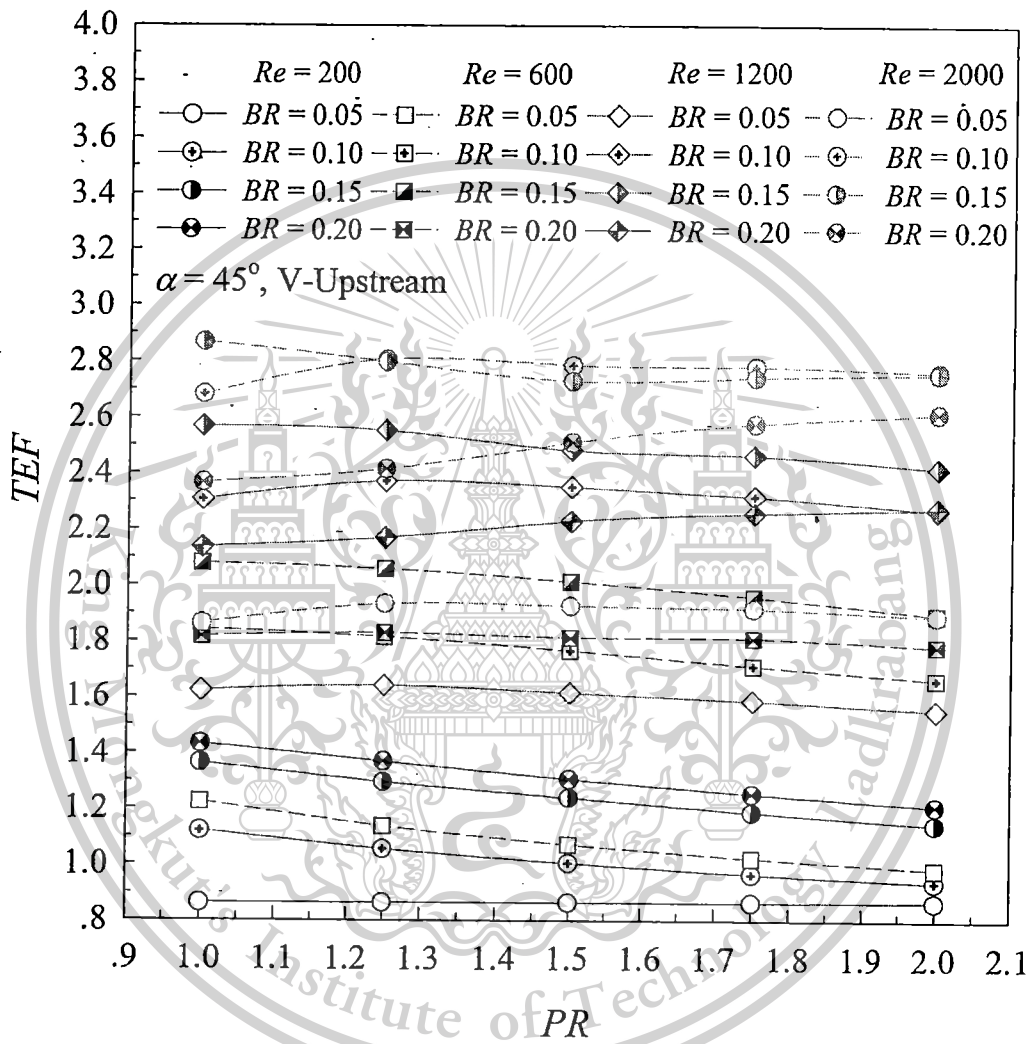


รูปที่ 5.15 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ BR

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



รูปที่ 5.16 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ PR

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

## เอกสารอ้างอิง

- 1 Hashimoto, S., Natami, K., Inoue, Y., "Mechanism of mixing enhancement with baffles in impeller-agitated vessel. Part I: a case study based on cross-sections of streak sheet", *J Chem Eng Sci*, 66, 4690–4701 (2011).
- 2 Akyildiz, H., "A numerical study of the effects of the vertical baffle on liquid sloshing in two-dimensional rectangular tank", *J Sound Vib*, 331, 41–52 (2012).
- 3 Berner, C., Durst, F., McEligot, D.M., "Flow around baffles", *J Heat Transfer*, 106, 743–749 (1984).
- 4 Kim, S.H., Anand, N.K., "Turbulent heat transfer between a series of parallel plates with surface mounted discrete heat sources", *J Heat Transfer*, 116, 577–587 (1994).
- 5 Dutta, P., Dutta, S., "Effect of baffle size, perforation, and orientation on internal heat transfer enhancement", *Int J Heat Mass Transfer*, 41, 3005–3013 (1998).
- 6 Chen, Q.S., Prasad, V., Chatterjee, A., "Modeling of fluid flow and heat transfer in a hydrothermal crystal growth system: use of fluid-superposed porous layer theory", *J Heat Transfer*, 121, 1049–1058 (1999).
- 7 Li, H., Braun, M.J., "Flow structure and transport mechanism in lower half heated upper half cooled enclosures in laminar flow regime", *J Heat Mass Transfer*, 42, 823–834 (2006).
- 8 Lopez, J.R., Anand, N.K., Fletcher, L.S., "Heat transfer in a three-dimensional channel with baffles", *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 30, 189–205 (1996).
- 9 Guo, Z., Anand, N.K., "Three-dimensional heat transfer in a channel with a baffle in the entrance region", *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 31(1), 21–35 (1997).
- 10 Yang, Y.T., Hwang, C.Z., "Calculation of turbulent flow and heat transfer in a porous-baffled channel", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 46, 771–780 (2003).
- 11 Da Silva Miranda, B.M., Anand, N.K., "Convective heat transfer in a channel with porous baffles", *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 46 (5), 425–452 (2004).

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

- 12 Santos, N.B., De Lemos, M.J.S., "Flow and heat transfer in a parallel-plate channel with porous and solid baffles", *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 49 (5), 471-494 (2006).
- 13 Ko, K.H., Anand, N.K., "Use of porous baffles to enhance heat transfer in a rectangular channel", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 46, 4191-4199 (2003).
- 14 Tsay, Y.L., Cheng, J.C., Chang, T.S., "Enhancement of heat transfer from surface-mounted block heat sources in a duct with baffles", *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 43 (8), 827-841 (2003).
- 15 Sripattanapipat, S., Promvong, P., "Numerical analysis of laminar heat transfer in a channel with diamond-shaped baffles", *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, 36 (1), 32-38 (2009).
- 16 Promvong, P., Sripattanapipat, S., Tamna, S., Kwankaomeng, S., Thianpong, C., "Numerical investigation of laminar heat transfer in a square channel with 45° inclined baffles", *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, 37(2), 170-177 (2010).



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

## EFFECT OF TWISTED RATIO ON FLOW STRUCTURE, HEAT TRANSFER AND THERMAL IMPROVEMENT IN A CIRCULAR TUBE WITH SINGLE TWISTED TAPE

<sup>1</sup>Withada Jedsadaratanachai and <sup>2</sup>Amnart Boonloi

<sup>1</sup>Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering,  
King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok 10520, Thailand  
<sup>2</sup>Department of Mechanical Engineering Technology, College of Industrial Technology,  
King Mongkut's University of Technology North Bangkok, Bangkok 10800, Thailand

Received 2013-12-21; Revised 2014-01-22; Accepted 2014-02-11

### ABSTRACT

The research presents a numerical analysis of laminar fully developed periodic flow and heat transfer in a constant temperature-surfaced circular tube with single twisted tape inserted. The twisted tape is introduced and inserted in the middle of the tested tube. The effects of twisted ratios ( $y/W = 1, 2, 3, 4, 5$  and  $6$ ) are presented for Reynolds number ( $Re$ ) values ranging from  $Re = 100$  to  $2000$ . The SIMPLE algorithm and periodic condition are used in the current study. The computational results are shown in the topology of flow, heat transfer and thermal improvement. It is found that the heat transfer in the circular tube with the twisted tape is more effective than that with no twisted tape inserted. The increase in the  $y/W$  ratio leads to decrease in the Nusselt number and friction factor. In addition, the numerical result shows that the reduction in the  $y/W$  ratio not only helps to create strong longitudinal vortex flows which enhance heat transfer, but also increase the pressure loss in the tested tube. The computed result reveals that the maximum value of the thermal enhancement factor, TEF is found to be  $3.52$  for using the twist tapes with  $y/W = 5$  at the highest Reynolds number regime.

**Keywords:** Periodic Flow, Tube, Laminar Flow, Heat Transfer, Pressure Loss, Twisted Tape

### 1. INTRODUCTION

The increasing necessity for saving energy and material imposed by the diminishing world resources and environmental concerns have prompted the development of more effective heat transfer equipment with improved heat transfer rates. In many industrial systems, heat must be transferred either to input energy into the system or to remove the energy produced in the system. Considering the rapid increase in energy demand world-wide, both to reducing energy lost due to ineffective use and enhancement of the energy transfer in the form of heat has become an increasingly important task for the design and operation engineers for such systems.

In recent years, many techniques have been proposed for the enhancement of the heat transfer rate. These can be classified into two main groups: Passive technique not requiring additional power sources and active technique requiring additional external power inputs. In the case of the passive technique, convection heat transfer from surfaces with attachments of different solid shapes with different geometries, such as baffles, fins, ribs, twist tapes, have been exploited, especially; twisted tape which is widely used in many industries.

The experimental investigations of twist tape for enhancing heat transfer and efficiency have been being appeared. The experimental investigation of heat transfer and friction factor characteristics for solar water heater

**Corresponding Author:** Withada Jedsadaratanachai, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering,  
King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok 10520, Thailand

with different rotation, Clockwise (CW) and Counterclockwise (CCW) twisted tape inserted was presented by Jaisankar *et al.* (2009). Eiamsa-ard *et al.* (2010; 2012) studied the effect of trim edges twisted tape on heat transfer and thermal performance for both laminar and turbulent regimes. They reported that the trim edges twisted tape leads to the increasing heat transfer of all cases, especially, laminar regime and the augmentation of heat transfer and thermal enhancement found to be around 12.8 and 4.88 times higher than smooth tube. Wongcharee and Eiamsa-ard (2011) exhibited the heat transfer and friction loss behavior for a combined twisted tape, alternate clockwise and counterclockwise tape. They found that the combined twisted tape provides the highest heat transfer rate around 6 times than smooth tube. The effect of modified helical screw tape; helical screw tape with space smooth surface, on pressure loss was presented by Sivashanmugam and Suresh (2007). They explained that the helical screw tape leads to the decreasing pressure loss around 2 times in comparison with normal type. Chang *et al.* (2011) experimental studied broken twisted tape in the test tube. They concluded that the broken twisted tape creates a higher level of turbulence flow lead to a good mixing of fluid flow than the general type. The heat transfer improvement in the square duct with combined turbulators; helical coil and twisted tape, at  $Re = 3000-18,000$  is displayed by Promvonge (2008). The combined turbulators which creating the turbulence level and give 200% of heat transfer rate was also reported.

Due to the experimental limitation, a wider range of investigations with different parameters was not feasible. But numerical simulations can be used for further investigation with the help of the correlations and data obtained from the experiments (Ektefa *et al.*, 2011; Hafiz *et al.*, 2011; Boonloi and Jedsadaratanachai, 2013; Jedsadaratanachai and Boonloi, 2013). Numerical experiments can give more freedom on selection of the conditions and are less costly while the experiments generally have more time consuming and higher cost but not much research on numerical methods for twisted tape. Liu *et al.* (2011) numerical investigated on heat transfer behavior for a twisted tape with different tape width at laminar regime. The results present that the decrease in tape width lead to reduce of the pressure loss cause of the increase in flow area in the tested tube.

As the mention earlier, the study of fully developed periodic laminar flow structure and heat transfer in a circular tube with a single twisted tape insert with different  $y/W$  ratios has rarely been reported.

The primary objective of the research is to study numerically the heat transfer enhancement a circular tube with single twisted tape in order to understand the physical of heat transfer augmentation and flow characteristics.

The main research objectives are as follows:

- To obtain numerical solutions for a circular tube flow with single twisted tape to allow studying the effect of the  $y/W$  ratio on heat transfer enhancement
- To try to explain the mechanism of heat transfer augmentation in a tube from the results of the numerical computations
- To verify and validate mathematical models against well documented measurements

## 2. MATERIALS AND METHODS

### 2.1. Physical Domain

A circular tube with  $180^\circ$  clockwise twisted tape by zero thickness inserted is shown as Fig. 1. The fully developed periodic concept (Patankar *et al.*, 1997) on both flow structure and heat transfer behavior is used for computational model. The tested fluid is air that enters the tested tube at an inlet temperature,  $T_{in}$ ,  $y$  is a pitch of twisted tape where,  $W$  is the tape width, the tube diameter set to 0.05 m. The effects of twisted ratio,  $y/W$  ranging from 1 to 6 on heat transfer, pressure loss and thermal performance are studied numerically.

### 2.2. Boundary Conditions

The boundary conditions for current model are as follows:

- The periodic boundaries are used in the numerical domain
- The tested fluid is air with a temperature of 300 K ( $Pr = 0.7$ ) and enter to the inlet with constant mass flow rate
- The inlet and outlet velocity profiles must be identical
- The physical properties of the air have been assumed to remain constant at average bulk temperature
- Impermeable boundary and no-slip wall conditions have been implemented over the tube wall as well as the twisted tape
- The constant temperature of the circular tube wall is maintained at 310 K while the twisted tape is assumed at adiabatic wall conditions

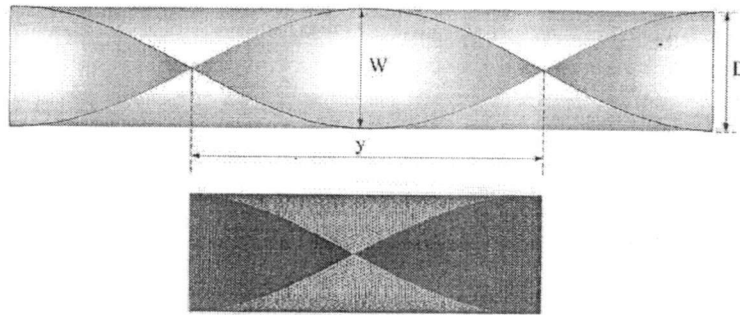


Fig. 1. Tube geometry and computational domain of periodic flow

### 2.3. Numerical Models

The numerical model for fluid flow and heat transfer in a circular tube was developed under the following assumptions:

- Steady three-dimensional fluid flow and heat transfer
- The flow is laminar and incompressible
- Constant fluid properties
- Body forces and viscous dissipation are ignored
- Negligible radiation heat transfer

### 2.4. Grid independent Test

The tetrahedral grid configuration applies for computational domain, as depicted in Fig. 1. A grid independence procedure was implemented by using the Richardson extrapolation technique over grids with different numbers of cells. The characteristics of four grids; such as 383104, 574656, 766208 and 1149312 cells, are adopted in the simulations for using the Grid Convergence Index (GCI) (Roache, 1998). The Nusselt numbers (Nu) and the friction factors (f) of  $y/W = 1$  at  $Re = 800$  are which demonstrates that the difference between the calculated results of 574656 and 766208 cells is less than  $\pm 0.2\%$ , hence there is no such advantage in increasing the number of cells beyond this value. Therefore, the grid system with 574656 cells is adopted for the computational domain.

### 2.5. Mathematical Foundation

Based on the above assumptions, the flow in circular tube is governed by the continuity, the Navier-Stokes and the energy equations. In the Cartesian tensor system these equations can be written as follows.

Continuity Equation 1:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

Momentum Equation 2:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (2)$$

Energy Equation 3:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \Gamma \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (3)$$

where,  $\Gamma$  is the thermal diffusivity and is given by Equation 4:

$$\Gamma = \frac{\mu}{P_r} \quad (4)$$

Apart from the energy equation discretized by the QUICK scheme, the governing equations were discretized by the Second Order Upwind (SOU) scheme, decoupling with the SIMPLE algorithm and solved by using a finite volume approach (Patankar, 1980). The solutions were considered to be converged when the normalized residual values were less than  $10^{-5}$  for all variables but less than  $10^{-9}$  only for the energy equation.

Four parameters of interest in the present work are the Reynolds number, friction factor, Nusselt number and thermal enhancement factor. The Reynolds number is defined as Equation 5:

$$Re = \rho u D / \mu \quad (5)$$

The friction factor,  $f$  is computed by pressure drop,  $\Delta p$  across the length of the periodic tube,  $L$  as Equation 6:

$$f = \frac{(\Delta p / L) D}{\frac{1}{2} \rho \bar{u}^2} \quad (6)$$

The heat transfer is measured by the local Nusselt number which can be written as Equation 7:

$$Nu_x = \frac{h_x D}{k} \quad (7)$$

The average Nusselt number can be obtained by Equation 8:

$$Nu = \frac{1}{A} \int Nu_x \partial A \quad (8)$$

The Thermal Enhancement Factor (TEF) is defined as the ratio of the heat transfer coefficient of an augmented surface,  $h$  to that of a smooth surface,  $h_0$ , at an equal pumping power and given by Equation 9:

$$TEF = \frac{h}{h_0} \bigg|_{pp} = \frac{Nu}{Nu_0} \bigg|_{pp} = (Nu / Nu_0) / (f / f_0)^{1/3} \quad (9)$$

where,  $Nu_0$  and  $f_0$  stand for Nusselt number and friction factor for the smooth tube, respectively.

### 3. RESULTS AND DISCUSSION

#### 3.1. Validation of Smooth Circular Tube

The values on both  $Nu$  and  $f$  are compared between the present prediction and the exact solution under similar operating conditions. The result is found to be in excellent agreement with exact solution values obtained from the open literature (Incropera and Dewitt, 2006) for both the  $Nu$  and  $f$ , less than  $\pm 1.25\%$  deviation as shown in Table 1. Equation (10 and 11) show the exact solution of  $Nu$  and  $f$  for fully developed laminar flows over smooth circular tube with constant wall temperature condition:

$$Nu_0 = 3.66 \quad (10)$$

$$f_0 = 64 / Re \quad (11)$$

#### 3.2. Effect of Re

The effects of Reynolds number on flow behavior and heat transfer are presented in terms of streamlines in the transverse planes, contours of temperature and  $Nu_x$  as Fig. 2 and 3.

#### 3.3. Flow Structure

The plot of streamlines in transverse planes with contour temperature is displayed as Fig. 2a to c for  $Re = 200, 1000$  and  $2000$ , respectively, at similar twisted ratio,  $y/W = 3.0$ . As the figures, the streamlines in transverse planes for all cases are found to be similar pattern, the main core flow appears and moves depending on the twisted tape configuration but different on vortex intensity. The  $Re = 2000$  shows the highest while the  $Re = 200$  provides the lowest value of the vortex intensity level. In addition, the rise of  $Re$  results in a higher of intensity level of flow structure.

#### 3.4. Heat Transfer

The effects of heat transfer are shown by the plot of contours temperature and contours  $Nu_x$  as Fig. 2 and 3, respectively. The contours of temperature for  $Re = 200, 1000$  and  $2000$  are presented in Fig. 2a to c, respectively. As the figures, the  $Re = 2000$  gives the excellence mixing of temperature between core flow and near the wall regime, while the  $Re = 200$  shows rarely mixing of fluid flow. The red contours of temperature that closing  $310$  K, is appearing clearly on three planes at  $Re = 200$ , especially, near the wall regimes, because of the lower level of vortex intensity and not good mixing fluid temperature. The result shows that the rise of  $Re$  effects for good mixing of fluid flow over the twisted tape tube.

The contours plot of  $Nu_x$  for  $Re = 200, 1000$  and  $2000$  with similar  $y/W = 3$  are presented as Fig. 3a to c, respectively. The highest heat transfer is found at the highest Reynolds number,  $Re = 2000$ , that the contours of  $Nu_x$  shows uniformly over the tube wall while the  $Re = 200$ , gives the lowest heat transfer rate. The result reveals that the higher in  $Re$  lead to the increase in heat transfer over the twisted tape tube.

#### 3.5. Effect of y/W Ratio

The effects of six different twisted ratios,  $y/W = 1, 2, 3, 4, 5$  and  $6$  are presented on both flow configuration and heat transfer behavior as Fig. 4-7 for streamlines in transverse planes, contours of temperature, contours temperature in the middle of the module and contours  $Nu_x$ , respectively.

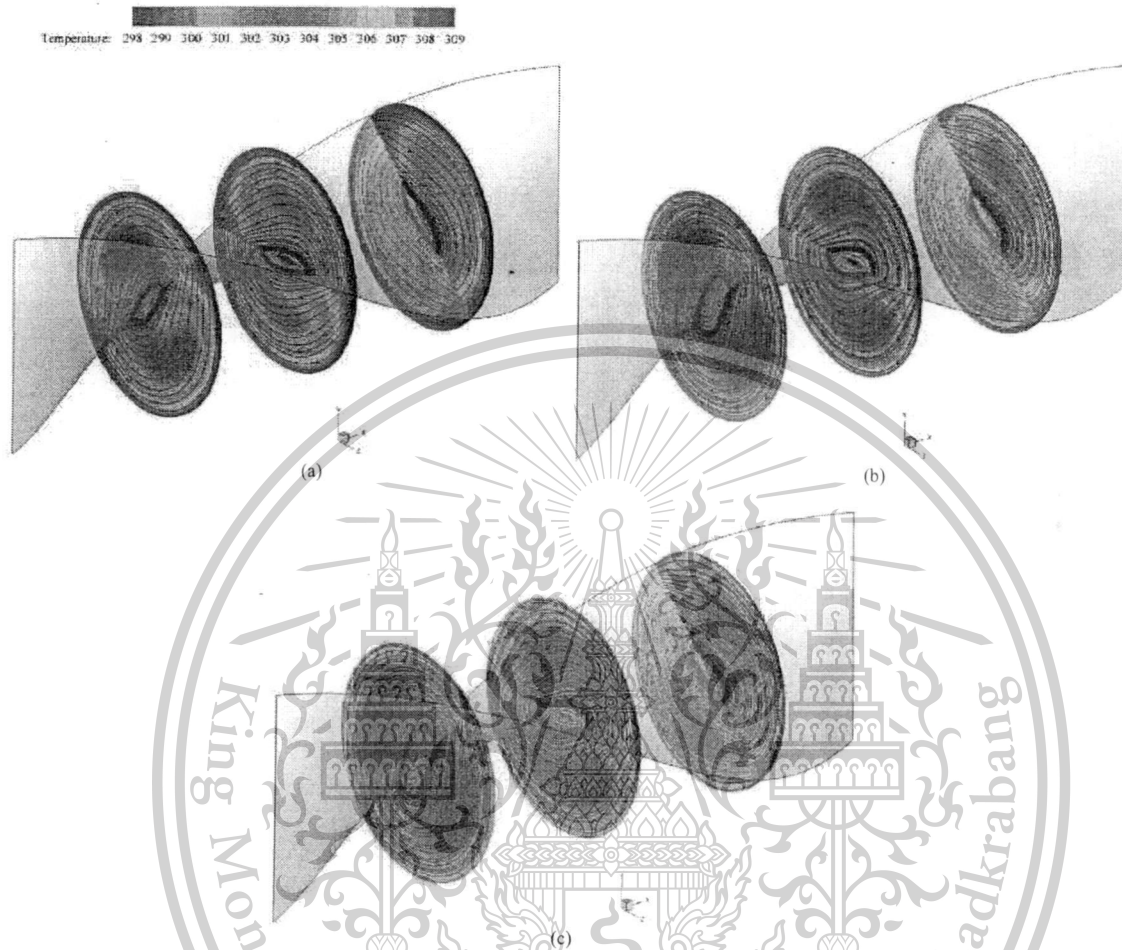
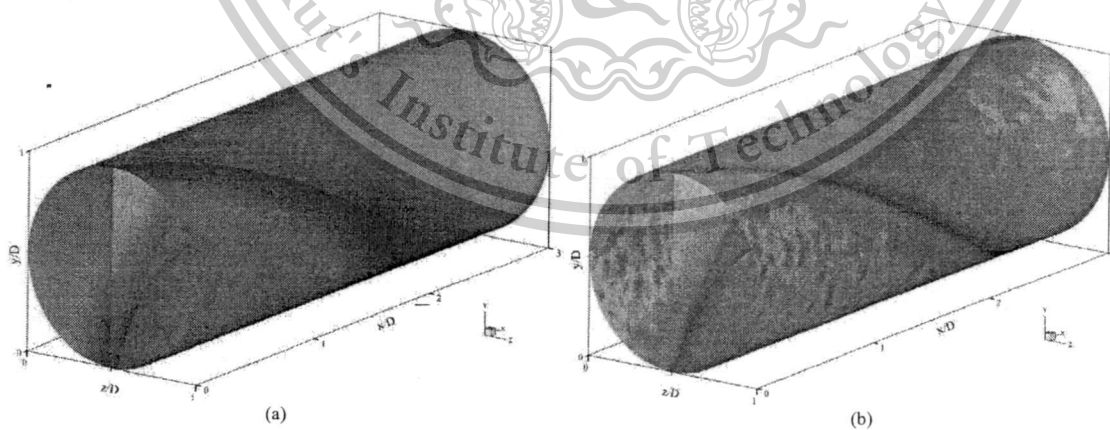


Fig. 2. The streamlines in transverse planes with contours temperature for (a)  $Re = 200$ , (b)  $Re = 1000$  and (c)  $Re = 2000$  at  $y/W = 3$



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

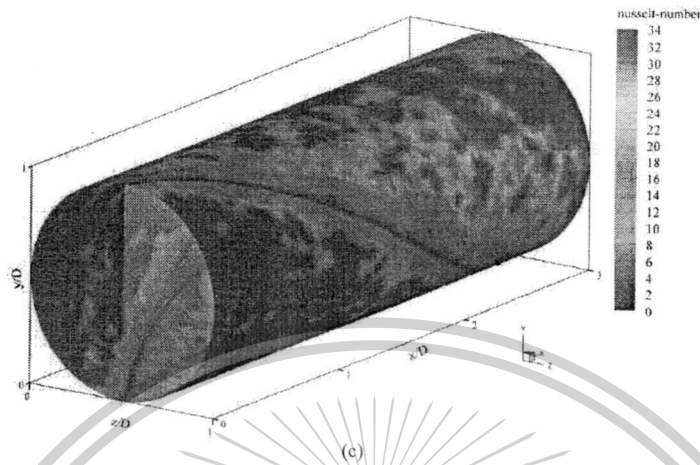
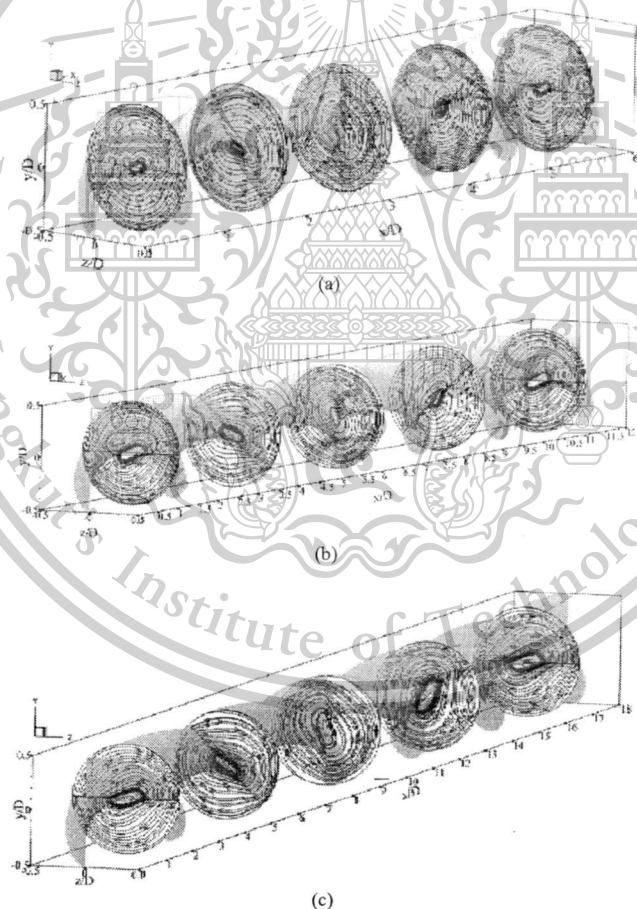


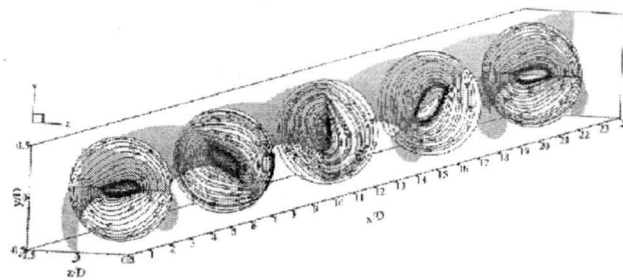
Fig. 3.  $Nu_x$  contours for (a)  $Re = 200$ , (b)  $Re = 1000$  and (c)  $Re = 2000$  at  $y/W = 3$



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



(d)

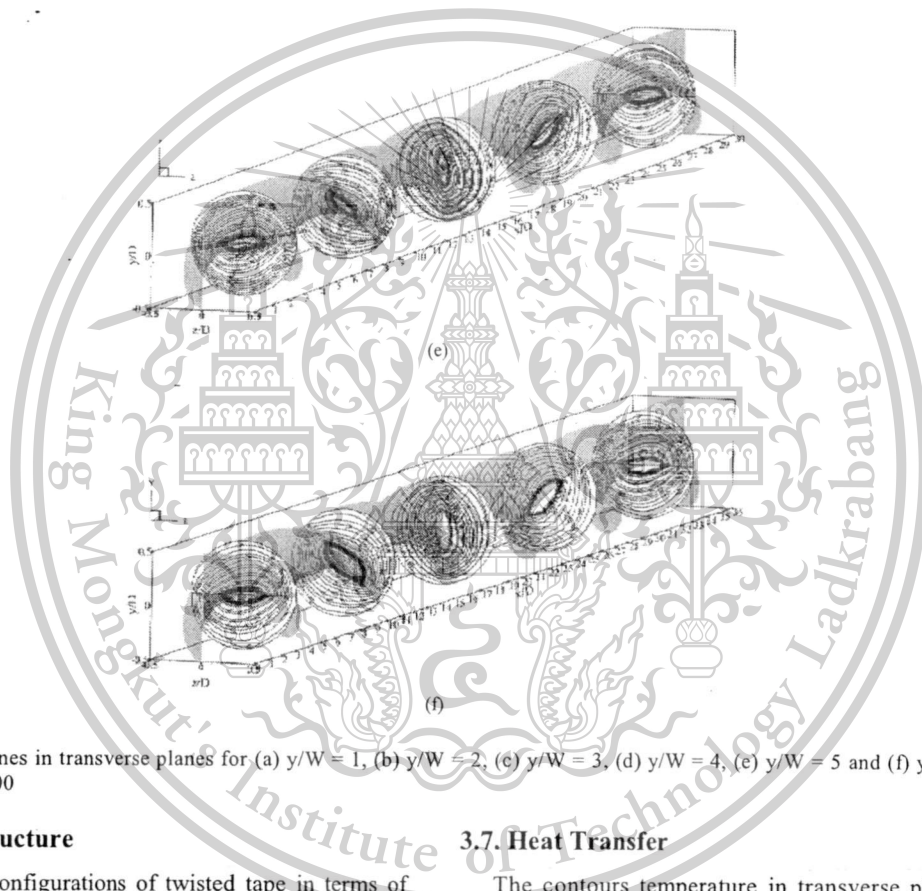


Fig. 4. Streamlines in transverse planes for (a)  $y/W = 1$ , (b)  $y/W = 2$ , (c)  $y/W = 3$ , (d)  $y/W = 4$ , (e)  $y/W = 5$  and (f)  $y/W = 6$  at  $Re = 1200$

### 3.6. Flow Structure

The flow configurations of twisted tape in terms of streamlines in transverse planes are displayed as Fig. 4a, e and f for twisted ratios,  $y/W = 1, 2, 3, 4, 5$  and  $6$ , respectively. As the figures, the flow configurations for all cases are performed similar prototype but different in intensity level. The result shows that a higher of twisted ratio provides the decreasing level of vortex strength. In addition, the  $y/W = 1$  leads to the highest level of intensity while the  $y/W = 6$  provides the lowest form.

### 3.7. Heat Transfer

The contours temperature in transverse planes for twisted tape are presented as Fig. 5a to e and f for  $y/W = 1, 2, 3, 4, 5$  and  $6$ , respectively. The use of twisted tape leads to better mixing for testing fluid flow over the smooth circular tube and also increases heat transfer rate in the tested tube of all cases. The highest heat transfer rate is found to be at  $y/W = 1$ , while the  $y/W = 6$  creates the terribly mixing and the lowest heat transfer rate.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

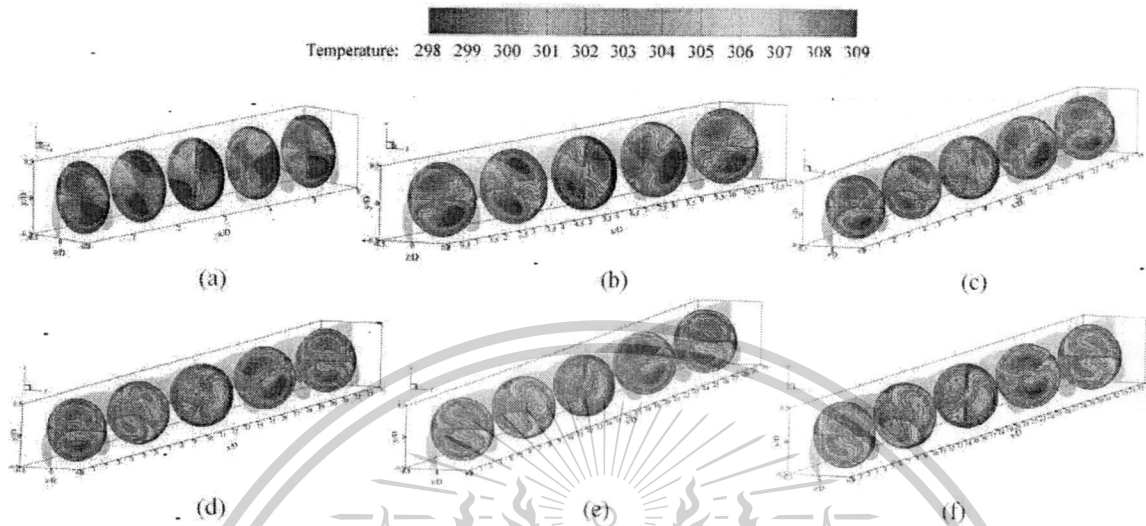


Fig. 5. Contours temperature in transverse planes for (a)  $y/W = 1$ , (b)  $y/W = 2$ , (c)  $y/W = 3$ , (d)  $y/W = 4$ , (e)  $y/W = 5$  and (f)  $y/W = 6$  at  $Re = 1200$

Table 1. Validation of smooth circular tube

Re	Exact solution		Present prediction		Error (%)	
	Nu	f	Nu	f	Nu	f
100	3.66	0.6400	3.646	0.63950	0.38251	0.07813
200	3.66	0.3200	3.645	0.32000	0.40984	0.00000
300	3.66	0.2133	3.656	0.21290	0.10929	0.18753
400	3.66	0.1600	3.649	0.16120	0.30055	-0.75000
500	3.66	0.1280	3.651	0.12790	0.24590	0.07812
600	3.66	0.1067	3.662	0.10650	-0.05464	0.18744
800	3.66	0.0800	3.662	0.08100	-0.05464	-1.25000
1000	3.66	0.0640	3.656	0.06420	0.10929	-0.31250
1200	3.66	0.0533	3.658	0.05290	0.05464	0.75047
1600	3.66	0.0400	3.666	0.04010	-0.16393	-0.25000
2000	3.66	0.0320	3.667	0.03211	-0.19126	-0.34375

In the Fig. 5a, the contours temperature near the tube wall show the thin layer of red contours that because of a good mixing from twisted tape at  $y/W = 1$ . The comparison of temperature contours in transverse planes at the middle of the module is plotted as Fig. 6. The result reveals that the reduction of the twisted ratio in the tested tube tends to increase in a higher mixing level of the fluid flow and heat transfer rate.

$Nu_x$  contours over the tube wall for the twisted tape circular tube are shown in the Fig. 7a to e and f for  $y/W = 1, 2, 3, 4, 5$  and  $6$ , respectively. It is found that the use of twisted tape inserted in the circular tube leads to a higher heat transfer rate than the smooth tube with no twisted tape in all cases studied. The heat transfer

behavior for all cases is found to be similarly observing by the contour pattern over the tube wall.

### 3.8. Performance Evaluation

The performance evaluations are presented in terms of heat transfer, pressure drop and thermal enhancement factor.

### 3.9. Heat Transfer

Heat transfer behavior is presented by considering the variation of  $Nu/Nu_0$  versus  $y/W$  ratios as Fig. 8. In the figure, the  $Nu/Nu_0$  tends to increase with the rise of  $Re$  and with the decrease in twisted ratio,  $y/W$ .

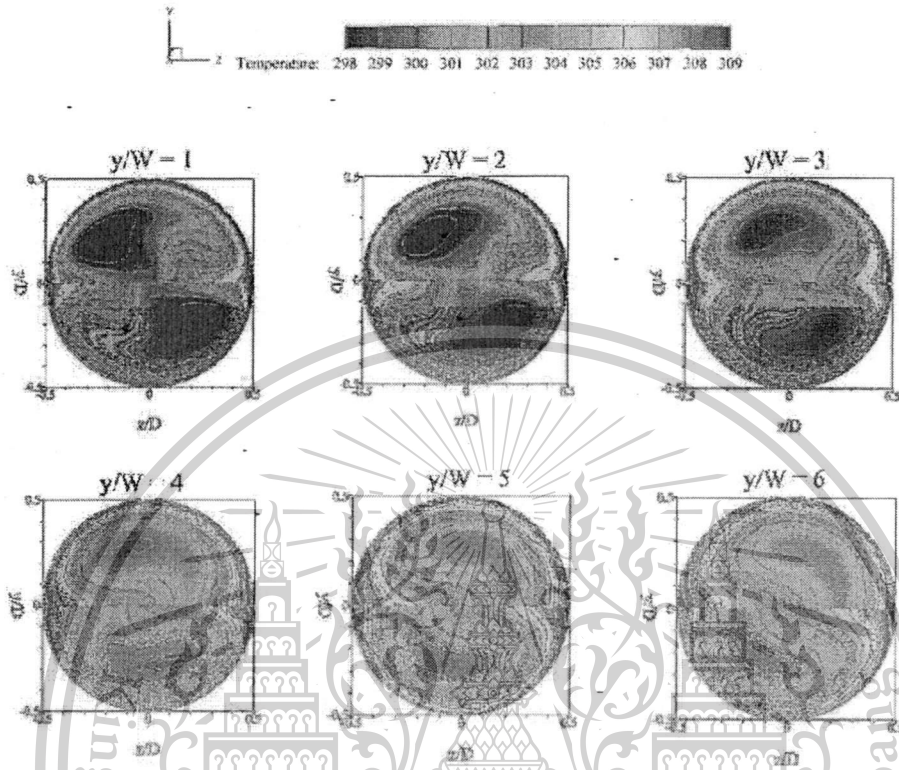


Fig. 6. Contours temperature in transverse planes at the middle of the module for  $Re = 1200$

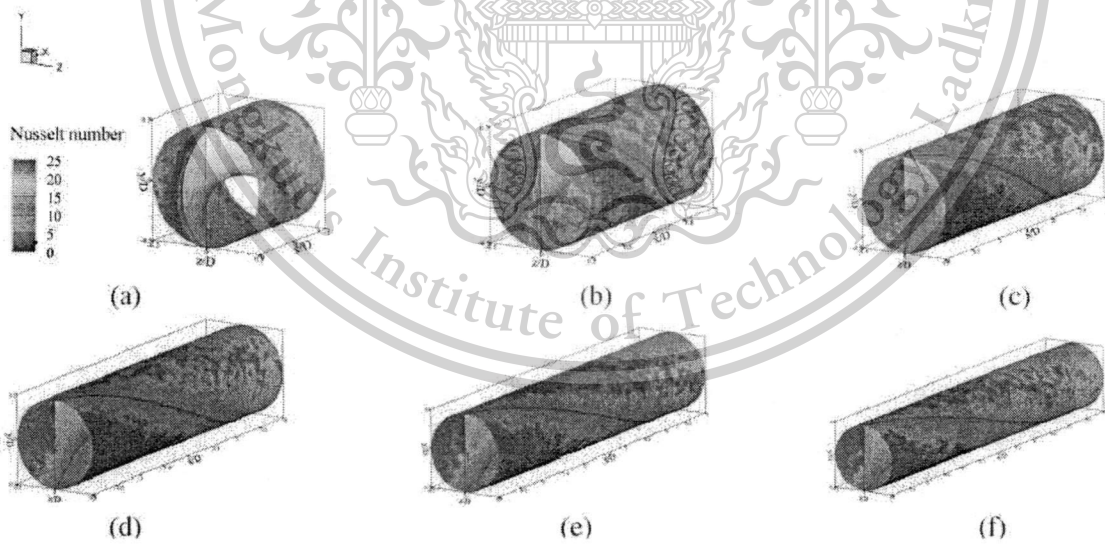


Fig. 7. Contours  $Nu_x$  for (a)  $y/W = 1$ , (b)  $y/W = 2$ , (c)  $y/W = 3$ , (d)  $y/W = 4$ , (e)  $y/W = 5$  and (f)  $y/W = 6$  at  $Re = 1200$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

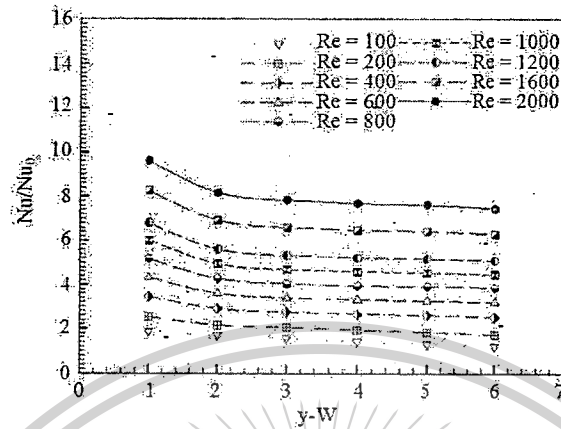


Fig. 8. Variation of  $Nu/Nu_0$  with  $y/W$  for twisted tape at various  $Re$

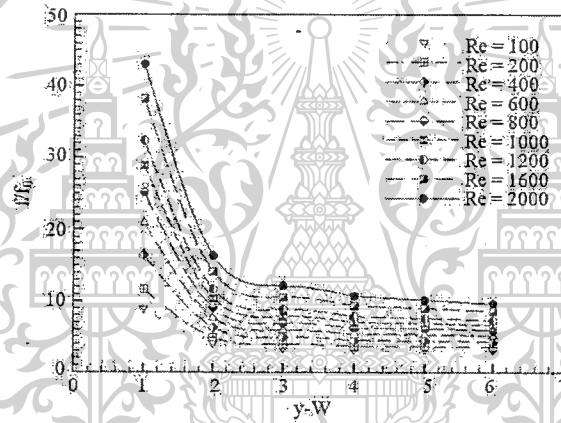


Fig. 9. Variation of  $f/f_0$  with  $y/W$  for twisted tape at various  $Re$

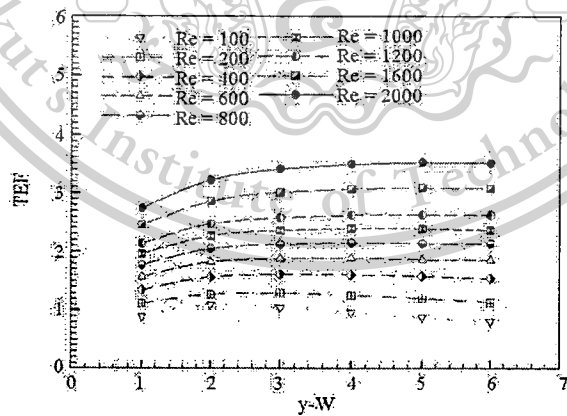


Fig. 10. Variation of TEF with  $y/W$  for twisted tape at various  $Re$

At  $y/W = 1-2$ , the decreasing rate of  $Nu/Nu_0$  is found to be the highest value, when  $y/W > 2.0$ , the  $Nu/Nu_0$  gives slightly decrease.

The use of twisted tape at  $Re = 100-2000$  for  $y/W = 1-6$  enhances the heat transfer around 1-10 times in comparison to the smooth tube. The maximum heat transfer is found at  $y/W = 1$  at the highest Reynolds number,  $Re = 2000$ .

### 3.10. Pressure Loss

The use of twisted tape inserted in circular tube not only increases heat transfer rate, but also increases in pressure loss. The variation of the friction factor ratio with  $y/W$  is depicted in Fig. 9. It is found that the  $f/f_0$  decreases with the rises of  $y/W$  value. In range of  $y/W = 1-2$ , the  $f/f_0$  value is extremely decreasing, while  $y/W > 4$ , the  $f/f_0$  provides slightly reduce. The higher pressure loss is appeared by increasing Reynolds number and with the reduction of twisted ratio.

The higher of  $f/f_0$  is around 3-44 times than the smooth tube for using twisted tape ratio in the range from 1 to 6 with  $Re = 100-2000$ . The maximum friction factor ratio is found at  $y/W = 1.0$  and  $Re = 2000$ . In addition, the peak of  $y/W$  helps to reduce the pressure loss causing the lower level of vortex intensity.

### 3.11. Thermal Enhancement Factor

The variation of thermal enhancement factor, TEF with  $y/W$  values is indicated as Fig. 10. The use of twisted tape inserted in circular tube in the range studied gives TEF values around 0.8-3.51. The case of  $Re = 2000$  at  $y/W = 5$  shows the maximum TEF value. Although,  $y/W = 1$  provides the highest heat transfer rate but it also gives the highest friction factor, therefore, the optimization between enhancing heat transfer and pressure loss is found at  $y/W = 5$ .

## 4. CONCLUSION

Fully developed periodic flow and heat transfer behavior in a circular tube with twisted taped inserted are studied numerically. The use of twisted tape with twisted ratios,  $y/W = 1-6$  for Reynolds number,  $Re = 100-2000$  is to create vortex flow over the tested tube lead to increase in heat transfer and thermal performance in the heat exchanger. The rise of  $Re$  value with the decrease  $y/W$  ratio results in the increase of heat transfer and pressure loss. The  $y/W = 1$  shows the highest on both

heat transfer and pressure loss while the  $y/W = 6$  case gives the lowest values. The enhancement of heat transfer is found to be about 1-10 times higher than smooth tube. Although, the use of twisted tape help to increase heat transfer but also increase in pressure loss. The pressure loss in rang studied is appearing around 3-44 times in comparison with plain tube. In addition, the maximum TEF is about 3.51 for  $y/W = 5$  at the highest Reynolds number.

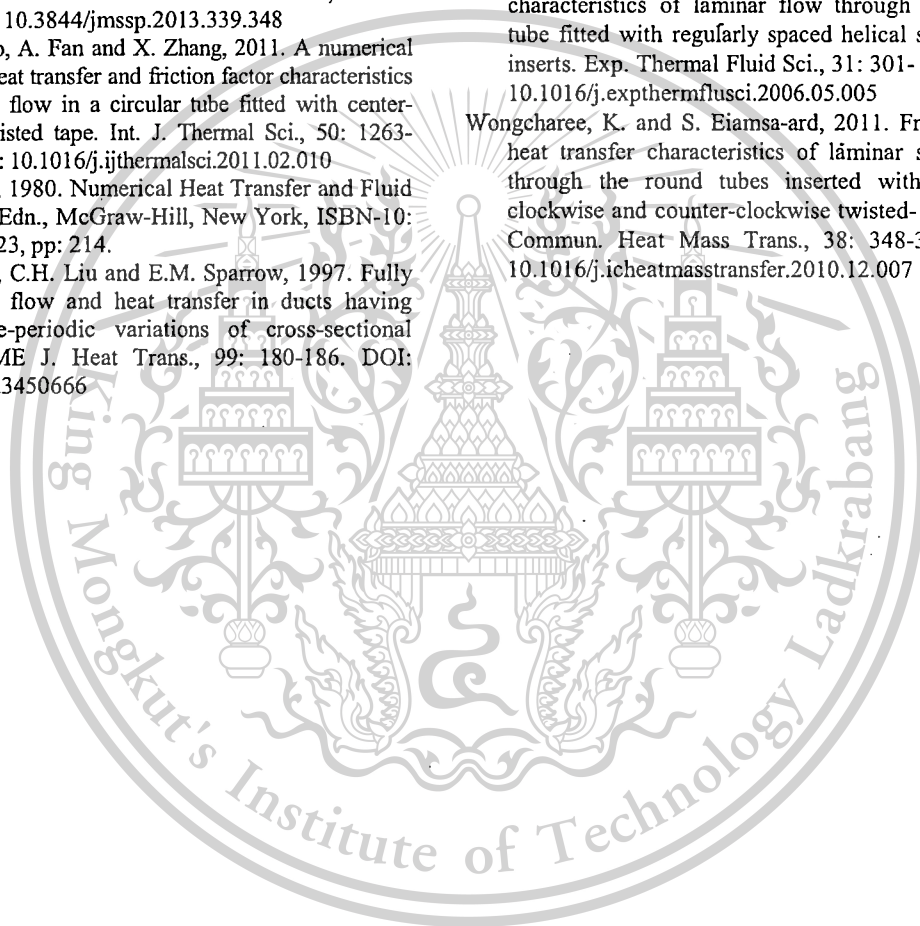
## 5. ACKNOWLEDGEMENT

The financial support of the research is supported by King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang (KMUTL) research fund. The authors would like to thank Assoc. Prof. Dr Pongjet Promvong and Mr. Pitak Promthaisong for suggestion.

## 6. REFERENCES

- Boonloi, A. and W. Jedsadaratanachai, 2013. 3D numerical study on laminar forced convection in v-baffled square channel. *Am. J. Applied Sci.*, 10: 1287-1297. DOI: 10.3844/ajassp.2013.1287.1297
- Chang, S.W., T.L. Yang and T.M. Liou, 2011. Heat transfer and pressure drop in tube with broken twisted tape insert. *Exp. Thermal Fluid Sci.*, 32: 489-501. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2008.03.001
- Eiamsa-ard, S., C. Thianpong and P. Eiamsa-ard, 2010. Turbulent heat transfer enhancement by counter/coswirling flow in a tube fitted with twin twisted tapes. *Exp. Thermal Fluid Sci.*, 34: 53-62. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2009.09.002
- Eiamsa-ard, S., C. Thianpong, P. Eiamsa-ard and P. Promvong, 2012. Effect of perforated twisted tapes with parallel wings on heat transfer enhancement in a heat exchanger tube. *Energy Proc.*, 14: 1117-1123. DOI: 10.1016/j.egypro.2011.12.1064
- Ektefa, M., F. Sidi, H. Ibrahim, M.A. Jabar and S. Memar, 2011. A comparative study in classification techniques for unsupervised record linkage model. *J. Comput. Sci.*, 7: 341-347. DOI: 10.3844/jcssp.2011.341.347
- Hafiz, D.A., W.M. Sheta, S. Bayoumi and B.A.B. Youssef, 2011. A new approach for 3D range image segmentation using gradient method. *J. Comput. Sci.*, 7: 475-487. DOI: 10.3844/jcssp.2011.475.487
- Incropera, F. and P.D. Dewitt, 2006. *Introduction to Heat Transfer*. 5th Edn., John Wiley and Sons Inc, ISBN-10: 9780470508695.

- Jaisankar, S., T.K. Radhakrishnan, K.N. Sheeba and S. Suresh, 2009. Experimental investigation of heat transfer and friction factor characteristics of thermosyphon solar water heater system fitted with spacer at the trailing edge of Left-Right twisted tapes. *Energy Conver. Manage.*, 50: 2638-2649. DOI: 10.1016/j.enconman.2009.06.019
- Jedsadaratanachai, W. and A. Boonloi, 2013. Energy performance improvement, flow behavior and heat transfer investigation in a circular tube with vdownstream discrete baffles. *J. Math. Stat.*, 9: 339-348. DOI: 10.3844/jmssp.2013.339.348
- Liu, W., J. Guo, A. Fan and X. Zhang, 2011. A numerical study on heat transfer and friction factor characteristics of laminar flow in a circular tube fitted with center-cleared twisted tape. *Int. J. Thermal Sci.*, 50: 1263-1270. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2011.02.010
- Patankar, S.V., 1980. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. 1st Edn., McGraw-Hill, New York, ISBN-10: 0891165223, pp: 214.
- Patankar, S.V., C.H. Liu and E.M. Sparrow, 1997. Fully developed flow and heat transfer in ducts having streamwise-periodic variations of cross-sectional area. *ASME J. Heat Trans.*, 99: 180-186. DOI: 10.1115/1.3450666
- Promvonge, P., 2008. Thermal augmentation in circular tube with twisted tape and wire coil turbulators. *Energy Conver. Manage.*, 49: 2949-2955. DOI: 10.1016/j.enconman.2008.06.022
- Roache, P.J., 1998. *Verification and Validation in Computational Science and Engineering*. 1st Edn., Hermosa Publishers, Albuquerque, NM, ISBN-10: 0913478083, pp: 464.
- Sivashanmugam, P. and S. Suresh, 2007. Experimental studies on heat transfer and friction factor characteristics of laminar flow through a circular tube fitted with regularly spaced helical screw-tape inserts. *Exp. Thermal Fluid Sci.*, 31: 301- 308. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2006.05.005
- Wongcharee, K. and S. Eiamsa-ard, 2011. Friction and heat transfer characteristics of laminar swirl flow through the round tubes inserted with alternate clockwise and counter-clockwise twisted- tapes. *Int. Commun. Heat Mass Trans.*, 38: 348-352. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2010.12.007





เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

## Research Article

# Effect of Pitch to Height Ratio on Flow Visualization, Heat Transfer, and Thermal Performance in a Round Tube with Upstream RWVG

Withada Jedsadaratanachai and Nuthvipa Jayranaiwachira

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok 10520, Thailand

Correspondence should be addressed to Withada Jedsadaratanachai; [kjwithad@kmitl.ac.th](mailto:kjwithad@kmitl.ac.th)

Received 19 September 2013; Accepted 30 December 2013; Published 1 April 2014

Academic Editor: Hakan F. Oztop

Copyright © 2014 W. Jedsadaratanachai and N. Jayranaiwachira. This is an open access article distributed under the Creative Commons Attribution License, which permits unrestricted use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

Fully developed periodic laminar flow and heat transfer in an isothermal wall tube with  $45^\circ$  upstream rectangular winglet vortex generators (RWVG) with closed end are investigated numerically. The fluid flow and heat transfer characteristics are proposed for Reynolds numbers based on the diameter of the tube,  $Re = 100$  to  $2000$ . The RWVGs with an attack angle of  $45^\circ$  are mounted with in-line arrangement on both sides of a plate and the closed tip pointing upstream is inserted in the middle of the tested tube to produce longitudinal vortex flows through the tested section. Effects of different blockage ratios ( $b/D$ , BR) and pitch spacing ratios ( $P/D$ , PR) on heat transfer, pressure loss, and the thermal enhancement factor (TEF) in the round tube are studied. The results show that the longitudinal vortex flows can induce impinging flows on a tube wall leading to an extreme increase in heat transfer rate over the round tube for all cases. Additionally, the rise in the BR and the reduction of PR result in the increase of both the Nusselt number and friction factor values. The optimum TEF in the range studied is around 2.9 at  $BR = 0.15$ ,  $PR = 1$ , and  $Re = 2000$ .

## 1. Introduction

The augmentation on heat transfer is the main aim, which is of considerable interest to investigators as it leads to saving energy and more cost. Both reducing energy lost from ineffective use and improvement of performance have become an increasingly significant mission for design and operation engineers for many systems because of the increase in energy demand all over the world. For decades, numerous researches have been carried on heat transfer enhancement. These researches focused on studying a technique that not only increases heat transfer but also reaches higher thermal performance. The higher heat transfer rates with various enhancement techniques can result in substantial energy savings, more compact and less expensive equipment with higher thermal performance.

Heat transfer augmentation techniques have been widely used in heat exchanger equipment, such as chemical process,

air condition, heat recovery, and so forth. One of the widely used heat transfer enhancement techniques is inserting turbulators or vortex generators in channel flow. The longitudinal vortex generators applied in various heat exchangers have received considerable attention for the advantage of heat transfer enhancement.

The uses of winglet vortex generators were reported by many researchers. For example, Fiebig et al. [1] experimentally investigated three tube rows heat exchanger elements with delta winglets. They concluded a 55–65% of heat transfer augmentation with corresponding 20–45% increase in the apparent friction factor for in-line arrangement case. Biswas et al. [2] numerical studied the flow structure and heat transfer characteristics in a channel with vortex generators on flow structure and heat transfer characteristics in a channel. Biswas et al. [3] claimed that the main vortex, a corner vortex, and induced vortices appeared behind a winglet vortex generator position. Chen et al. [4] numerically

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

investigated punched winglets vortex generators in an oval tube on heat transfer and flow structure for both in-line and staggered arrangements. The investigation on the effect of annular and delta winglet vortex generators in fin-and-tube heat exchanger with dye-injection visualization was reported by Wang et al. [5]. Numerical simulation to investigate the heat transfer performance of a rectangular channel with a pair of rectangular winglets VGs punched out from the wall of the channel was presented by Wu and Tao [6]. They analyzed the results from the view of field synergy principle [7–9]. Joardar and Jacobi [10] experimentally estimated the potential of multi-row inline-tube heat exchangers with winglet vortex generator arrays. They also found an increase in the heat transfer coefficient around 16.5% to 44% for the single row winglet arrangement with an increase in pressure loss of less than 12%; for the three-row vortex generator array case the heat transfer coefficient increases from 29.9% to 68.8% with a pressure loss penalty from 26% to 87.5%. The comparison of the thermohydraulic performance of the finned oval tube heat exchanger element with one to three rows of winglets was studied by Chen et al. [11]. He et al. [12] numerically studied heat transfer enhancement by punched winglet vortex generator arrays in fin-and-tube heat exchangers. They also summarized that in the punched VG cases, the corner vortex flow shows significant effect on the heat transfer performance higher than the main vortex flow. The combination between delta winglet vortex generators (DWVG) and riblets for wall/fluid heat exchange enhancement was reported by Colleoni et al. [13]. Gong et al. [14] numerically studied the effect of combined rectangular winglet pairs (CRWPs) on flow structure and heat transfer characteristics in the wavy fin-and-tube heat exchanger. The numerical results showed that the wavy fin-and-tube heat exchanger has better heat transfer performance when the winglets were punched on the suction side of the wavy fin. Min et al. [15] numerically examined six main parameters of the combined rectangular winglet pair (CRWP) on both heat transfer characteristics and flow behavior in a turbulent region. The experimental study on the performance of a novel fin-tube air heat exchanger with delta winglet pairs was presented by Wu et al. [16].

Most of earlier investigations on flow behavior and heat transfer characteristics have considered delta and rectangular winglet vortex generators in fin-and-tube heat exchangers only. Thus, the numerical investigation of rectangular winglet pairs with closed end inserted in a round tube has rarely been reported. In this present paper, the numerical computations for the fully developed periodic laminar forced convection in a round tube with pairs of upstream closed end rectangular winglet vortex generators (RWVG) inserted in the middle of the tested tube are investigated. The use of RWVG is to changes in the flow structure and thermal performance improvement by creating longitudinal vortex flow over the tested tube.

## 2. Numerical Modeling

**2.1. RWVG Geometry and Computational Model.** Figure 1 displays a circular tube with 45° upstream closed end rectangular winglet vortex generators (RWVG) inserted in the middle of the tested tube in tandem for in-line arrangement on both sides of a plate. Periodic conditions in which the velocity field and temperature profile repeat themselves from one cell to another module are used for inlet and outlet of the computational domain. The theory of periodically fully developed flow and its solution procedure has been described in [17]. The inlet air temperature,  $T_{in}$ , flows over a 45° RWVG where  $b$  is the height of RWVG,  $D$  is set to 0.05 m, is the tube diameter, and  $b/D$  is identified as the blockage ratio, BR. The distance between RWVG module is set to  $L = D$  in which  $L/D$  is defined as the pitch spacing ratio, PR. To examine the effect of the interaction among winglet, BR and PR are varied in a range of 0.05–0.20 and 1–2, respectively, for  $\alpha = 45^\circ$  in the present investigation.

The mathematical form for fluid flow and heat transfer in a round tube was developed under the following assumptions [18–21]:

- (i) steady three-dimensional fluid flow and heat transfer,
- (ii) the flow is laminar and incompressible,
- (iii) constant fluid properties,
- (iv) body forces and viscous dissipation are ignored,
- (v) negligible radiation heat transfer.

**2.2. Boundary Conditions.** References [18–21] show that periodic boundaries are used for the inlet and outlet of the flow domain. Constant mass flow rate of air with 300 K ( $Pr = 0.7$ ) is assumed in the flow direction rather than constant pressure drop due to periodic flow conditions. The inlet and outlet profiles for the velocities must be identical. The physical properties of the air have been assumed to remain constant at average bulk temperature. Impermeable boundary and no-slip wall conditions have been implemented over the tube wall as well as the RWVG. The constant temperature of the circular tube wall is maintained at 310 K while the RWVG plate is assumed at adiabatic wall conditions.

**2.3. Governing Equations.** References [18–21], based on the above assumptions, show that the tube flow is governed by the continuity, the Navier-Stokes equations, and the energy equation. In the Cartesian tensor system these equations can be written as follows.

Continuity equation:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0. \quad (1)$$

Momentum equation:

$$\frac{\partial (\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right]. \quad (2)$$

Energy equation:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma \frac{\partial T}{\partial x_j} \right), \quad (3)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

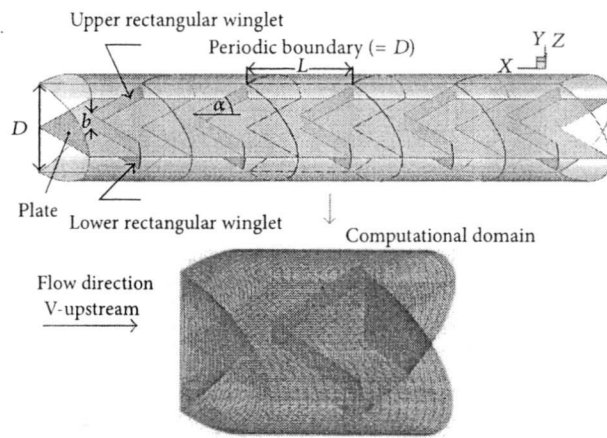


FIGURE 1: Tested tube geometry and computational domain of periodic flow.

where  $\Gamma$  is the thermal diffusivity and is given by

$$\Gamma = \frac{\mu}{Pr} \quad (4)$$

Apart from the energy equation discretized by the QUICK scheme, the governing equations were discretized by the second order upwind scheme, decoupled with the SIMPLE algorithm and solved using a finite volume approach [22]. The solutions were considered to be converged when the normalized residual values were less than  $10^{-5}$  for all variables but less than  $10^{-9}$  only for the energy equation.

**2.4. Grid System.** References [18–21] show that the computational domain is resolved by regular Cartesian elements. For this tested tube flow, however, regular grid was applied throughout the domain. A grid independence procedure was implemented by using Richardson extrapolation technique over grids with different numbers of cells. The characteristics of four grids: 49,000, 98,000, 196,000, and 392,000 cells are used in the simulations for using the grid convergence index (GCI) [23]. The variation in  $Nu$  and  $f$  values for the RWVG at  $BR = 0.15$  and  $Re = 1000$  is less than 0.25% when increasing the number of cells from 98,000 to 196,000; thus there is no such advantage in increasing the number of cells beyond this value. Considering both convergent time and solution precision, the grid system of 98,000 cells was adopted for the current computational model at  $PR = 1$  while using 122,500, 147,000, 171,500, and 196,000 cells for  $PR = 1.25, 1.5, 1.75,$  and 2, respectively.

### 3. Calculation of Heat Transfer, Friction Factor, and Thermal Enhancement Factor

References [18–21] show that four parameters of interest in the present work are the Reynolds number ( $Re$ ), friction factor ( $f$ ), Nusselt number ( $Nu$ ), and thermal enhancement factor (TEF). The Reynolds number is defined as

$$Re = \frac{\rho \bar{u} D}{\mu} \quad (5)$$

The friction factor,  $f$ , is computed by pressure drop,  $\Delta p$ , across the length of the periodic tube, and  $L$  as

$$f = \frac{(\Delta p/L) D}{(1/2) \rho \bar{u}^2} \quad (6)$$

The heat transfer is measured by local Nusselt number which can be written as

$$Nu_x = \frac{h_x D}{k} \quad (7)$$

The average Nusselt number can be obtained by

$$Nu = \frac{1}{A} \int Nu_x \partial A \quad (8)$$

The thermal enhancement factor (TEF) is defined as the ratio of the heat transfer coefficient of an augmented surface,  $h$ , to that of a smooth surface,  $h_0$ , at an equal pumping power and is given by

$$TEF = \frac{h}{h_0} \Big|_{pp} = \frac{Nu}{Nu_0} \Big|_{pp} = \frac{(Nu/Nu_0)}{(f/f_0)^{1/3}} \quad (9)$$

where  $Nu_0$  and  $f_0$  stand for Nusselt number and friction factor for the smooth tube, respectively.

## 4. Numerical Result and Discussion

**4.1. Validation of Smooth Circular Tube.** Figures 2(a) and 2(b) show validation of the heat transfer and friction factor of the smooth round tube without RWVG, respectively, with similar condition. The results show agreement well within  $\pm 0.28\%$  on both Nusselt number and friction factor. The exact solutions of the Nusselt number and the friction factor for laminar flows over smooth tube with constant wall temperature are as follows [24]:

$$Nu_0 = 3.66 \quad f_0 = \frac{64}{Re} \quad (10)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

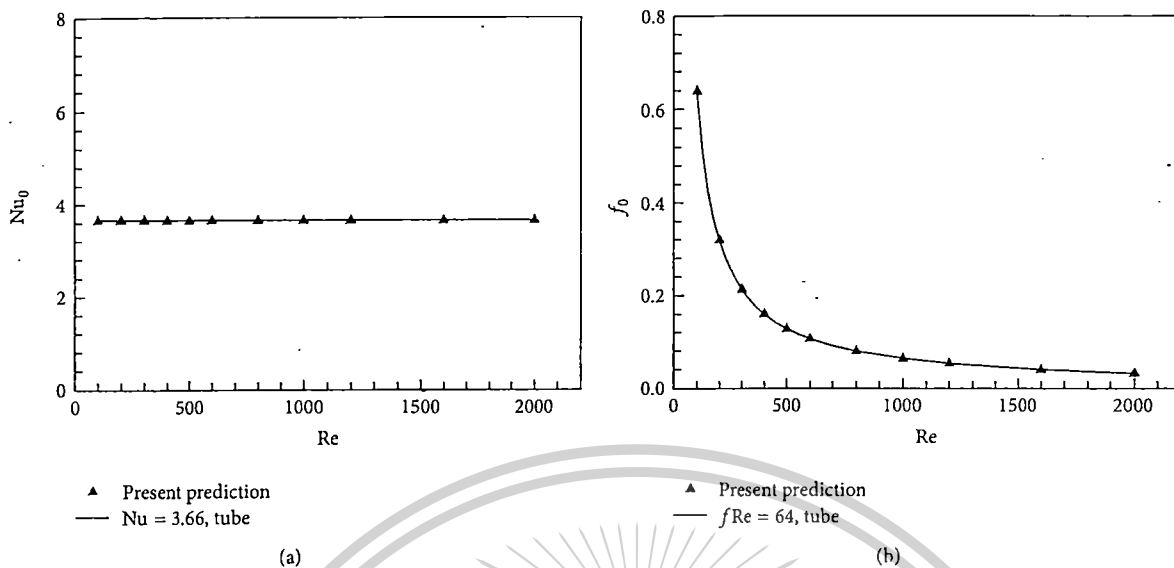


FIGURE 2: Validation of (a) Nusselt number and (b) friction factor for smooth round tube.

**4.2. Flow Topology.** The flow visualization in the tested tube with RWVG inserted in the middle of the round tube can be displayed by considering the streamline plots as depicted in Figures 3 to 7. Streamlines in transverse planes and the details of each plane (A1–A5) for RWVG at  $PR = 1$ ,  $BR = 0.15$ , and  $Re = 1000$  are presented in Figures 3(a) and 3(b), respectively, while the  $PR = 1.25, 1.5, 1.75$ , and  $2$  are also present in Figures 4(a), 4(b), 4(c), and 4(d), respectively, at similar  $BR$  and  $Re$  values.

As seen in Figure 3, the main four longitudinal vortex flows appear with RWVG inserted through the tested module. Two similar counter-rotating vortices appear on both the upper and the lower parts due to RWVG symmetry as depicted in planes A1 to A5. This vortex flow pattern is similar for the  $PR = 1.25, 1.5, 1.75$ , and  $2$  cases in Figures 4(a), 4(b), 4(c), and 4(d), respectively, but different in the level of vortex strength.

A closer examination exposes that the upstream RWVG produces two counter-vortex flows, the lower part having a rotating direction down to the tube wall, called “common-flow-down.” The appearance of the vortex flow can help increase higher heat transfer in the tested tube because of highly transporting the fluid from the central core to the near wall regimes.

The flow visualizations in terms of streamline impinging jet on the plate that installed RWVG are shown in Figures 5(a) and 5(b) for various  $BR$  and  $PR$ , respectively. In these figures, it is apparent that the differences in  $BR$  and  $PR$  values lead to the distinction in a helical pitch range. The increment of  $BR$  and reduction of  $PR$  result in the decrease in helical pitch ranges through the tested-tube. The case  $BR = 0.20$  shows the shortened while the  $BR = 0.05$  gives a very long helical pitch range before impinging on the plate wall. The effect of  $PR$ s, the streamline impinging jets for all  $PR$  values perform nearly pattern but different in the helical pitch length. The  $PR = 1$  shows the shortest in the helical pitch range around  $3D$

before impingement and becomes shorter (about  $2D$ ) after impingement when  $PR > 1$ , the helical pitch range provide longer. This indicates that the helical vortex flow passes three RWVG modules from tip to the other winglet trailing edge (WTE) side before impingement. This behavior is identical on both the upper and lower parts.

The streamline jet impinging on the tube wall with the contour of  $Nu_x$  at  $PR = 1$ ,  $BR = 0.15$ , and  $Re = 1000$  is displayed in Figure 6. As seen in Figure 6, the area of impinging jet shows the highest heat transfer rate than the other zones.

**4.3. Heat Transfer Characteristics.** Figures 7(a), 7(b), 7(c), 7(d), and 7(e) show the contour plot of temperature in transverse planes for RWVG at  $BR = 0.15$  and  $Re = 1000$  at  $PR = 1, 1.25, 1.5, 1.75$ , and  $2$ , respectively. These Figures show that there are major changes in the temperature field throughout the round tube. This indicated that the vortex inducing impingement flow provides a significant influence on the temperature field, because it can induce better fluid mixing between the wall and the core flow region, leading to a high temperature gradient over the heating tube wall. The higher temperature gradient can be observed where the flow impinges the tube wall. The impinge area shows that low temperature gradient happens. However, the temperature profiles for all cases are seen to be similar and almost distributed uniformly in the entire flow, indicating excellent mixing of the fluid flow.

Local  $Nu_x$  contours for the round tube wall with the RWVG at  $Re = 1000$  and  $BR = 0.15$  are presented in Figures 8(a), 8(b), 8(c), 8(d), and 8(e) for  $PR = 1, 1.25, 1.5, 1.75$ , and  $2$ , respectively. In these Figures, it appears that the higher  $Nu_x$  values over the wall are seen in a larger area. The peaks are observed at the impingement areas on the wall near the inserted plate. This shows the advantage of using the RWVG over the smooth circular tube for enhancing heat transfer.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น มิอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

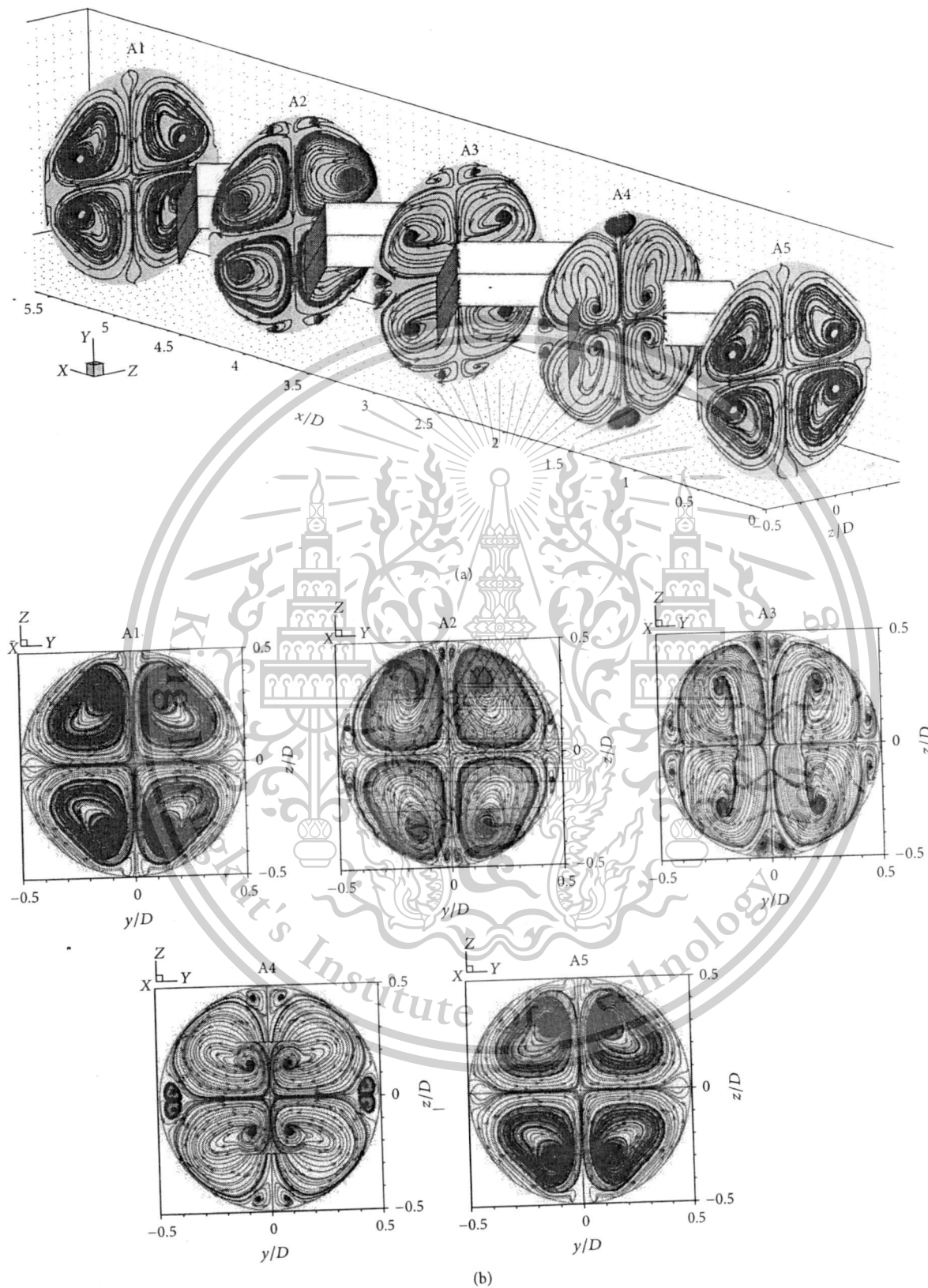


FIGURE 3: (a) Streamlines in transverse planes and (b) details of each plane for RWVG at  $PR = 1$ ,  $BR = 0.15$ , and  $Re = 1000$ .

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

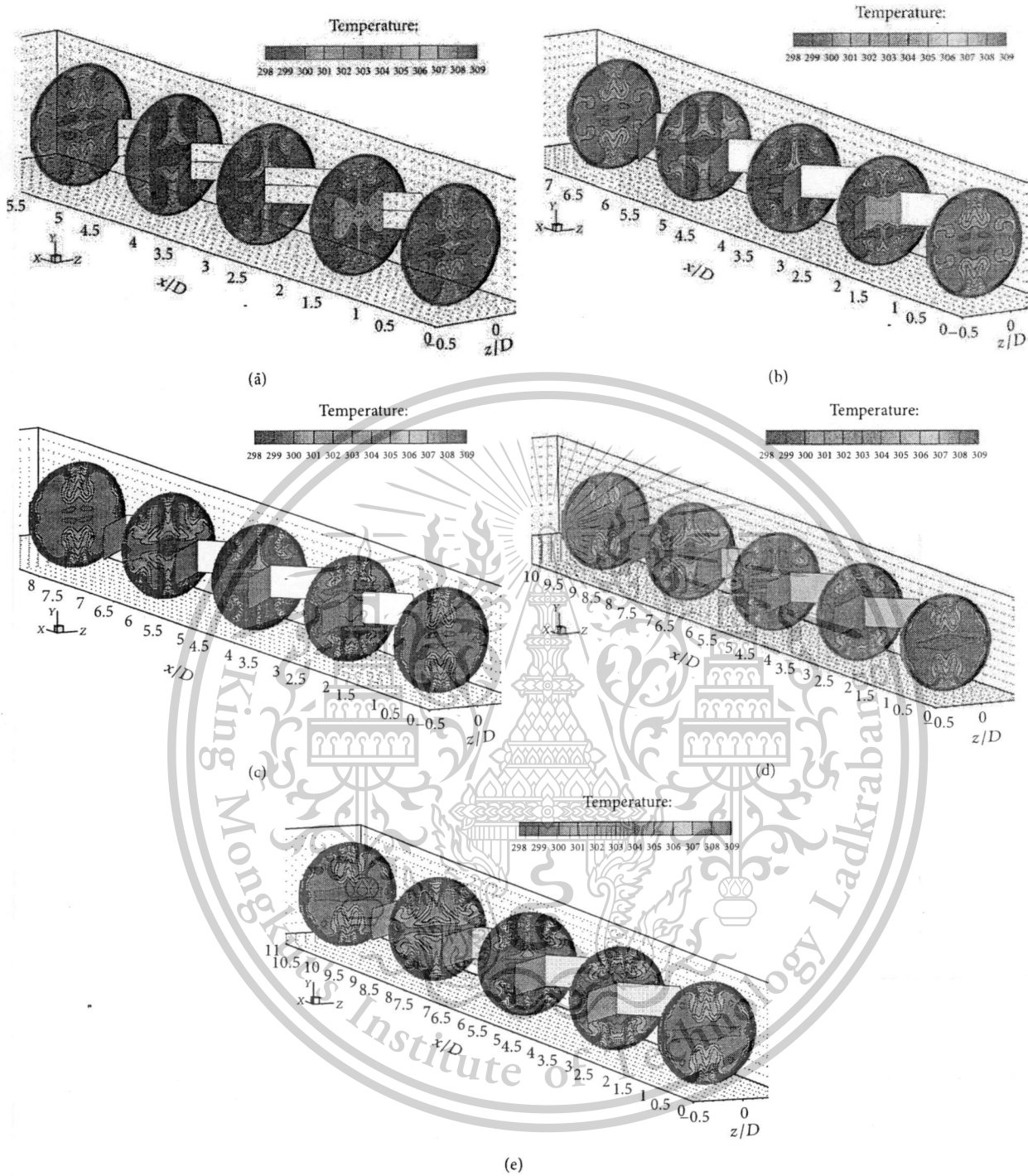


FIGURE 7: Contour temperature in transverse planes for RWVG of (a) PR = 1, (b) PR = 1.25, (c) PR = 1.5, (d) PR = 1.75, and (e) PR = 2 at BR = 0.15 and Re = 1000.

The variations of the average  $Nu/Nu_0$  ratio with Reynolds number values, BRs, and PRs are depicted in Figure 9(a), 9(b) and 9(c), respectively. It is found that the  $Nu/Nu_0$  value tends to increase with the rise of Reynolds number, BRs, and with the decrease in PRs for all cases. The case of BR = 0.20, PR = 1, and Re = 2000 shows the highest heat transfer rate.

Thus, the creation of vortex flows from using the RWVG as well as the role of better fluid mixing and the impingement is the main reason for the augmentation in heat transfer of the tested tube. The use of the RWVG with the Re, BR, and PR range studied yields a heat transfer rate of about 1.0–11.0 times higher than the smooth round tube with no RWVG.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

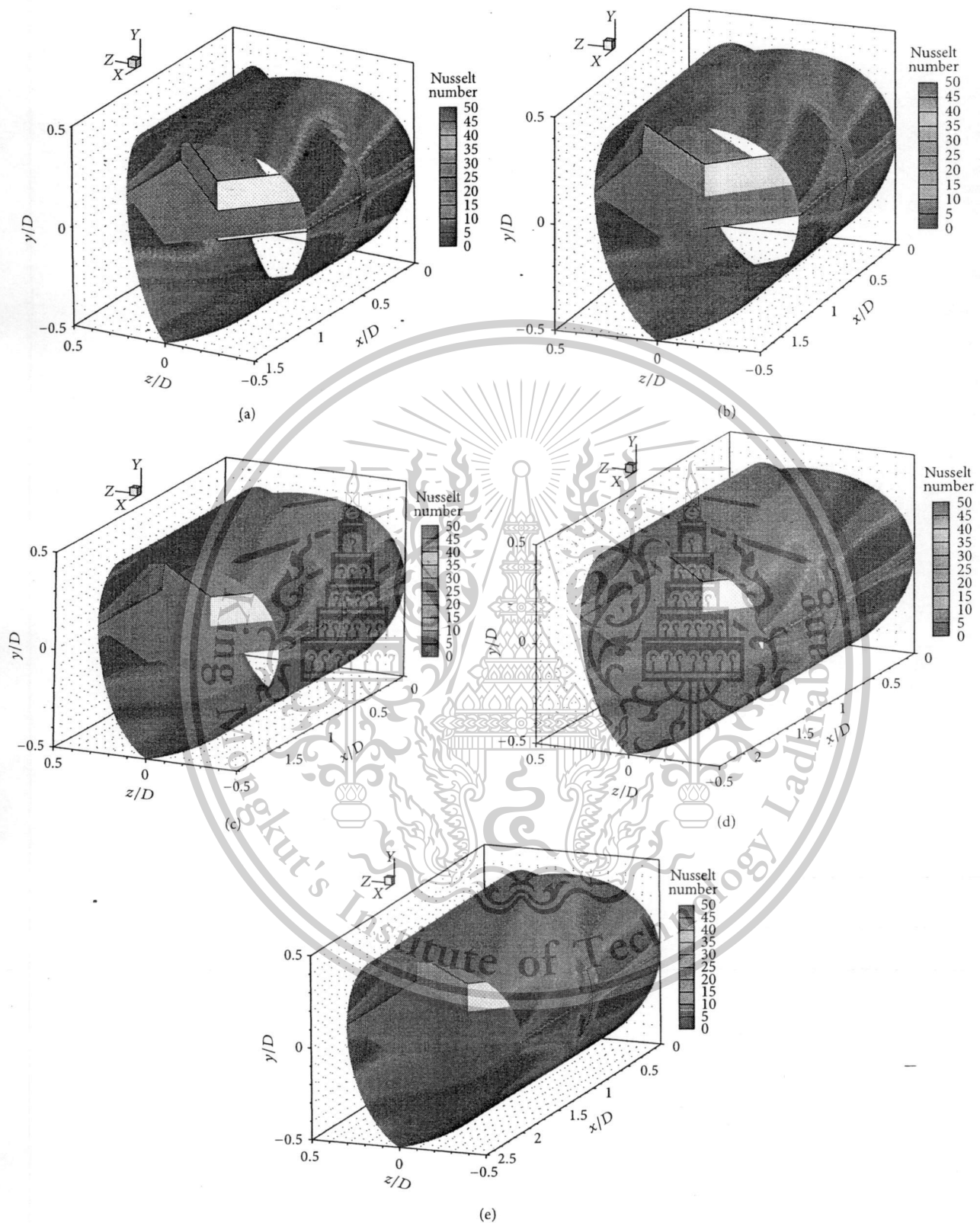


FIGURE 8: Contour  $Nu_x$  for RWVG of (a)  $PR = 1$ , (b)  $PR = 1.25$ , (c)  $PR = 1.5$ , (d)  $PR = 1.75$ , and (e)  $PR = 2$  at  $BR = 0.15$  and  $Re = 1000$ .

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

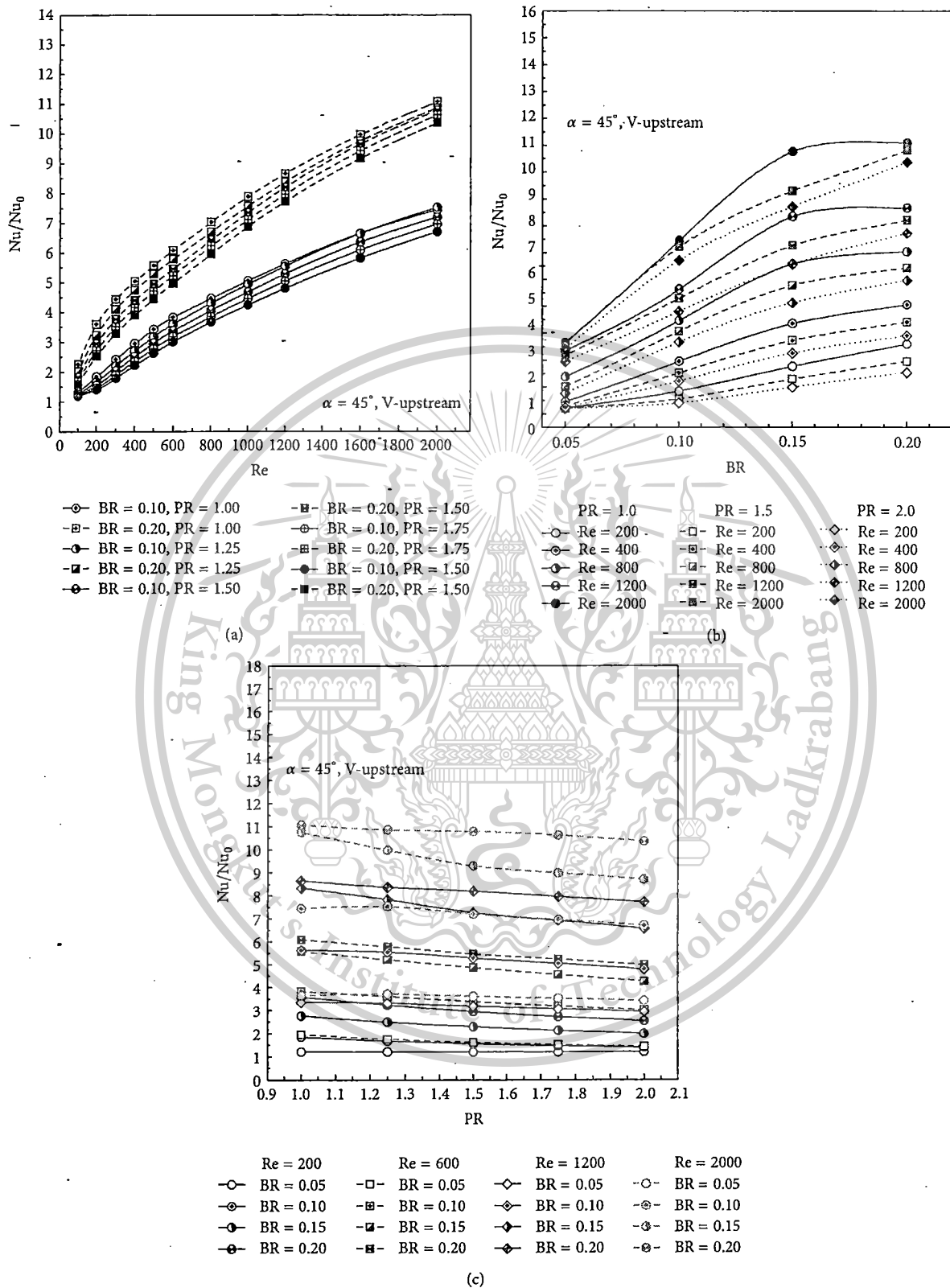


FIGURE 9: Variation of  $Nu/Nu_0$  with (a) Reynolds number, (b) BRs, and (c) PRs for RWVG.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

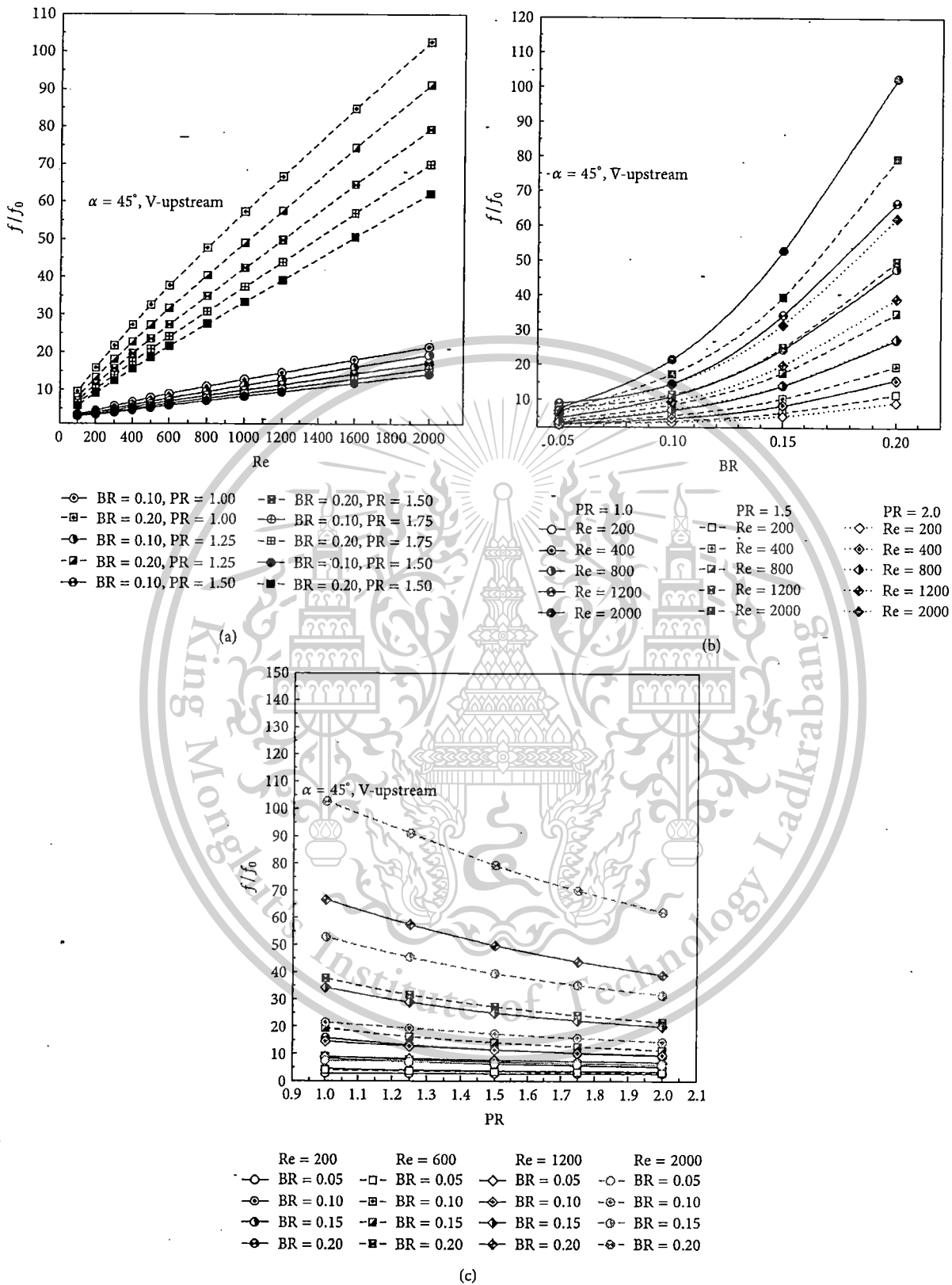


FIGURE 10: Variation of  $f/f_0$  with (a) Reynolds number, (b) BRs, and (c) PRs for RWVG.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

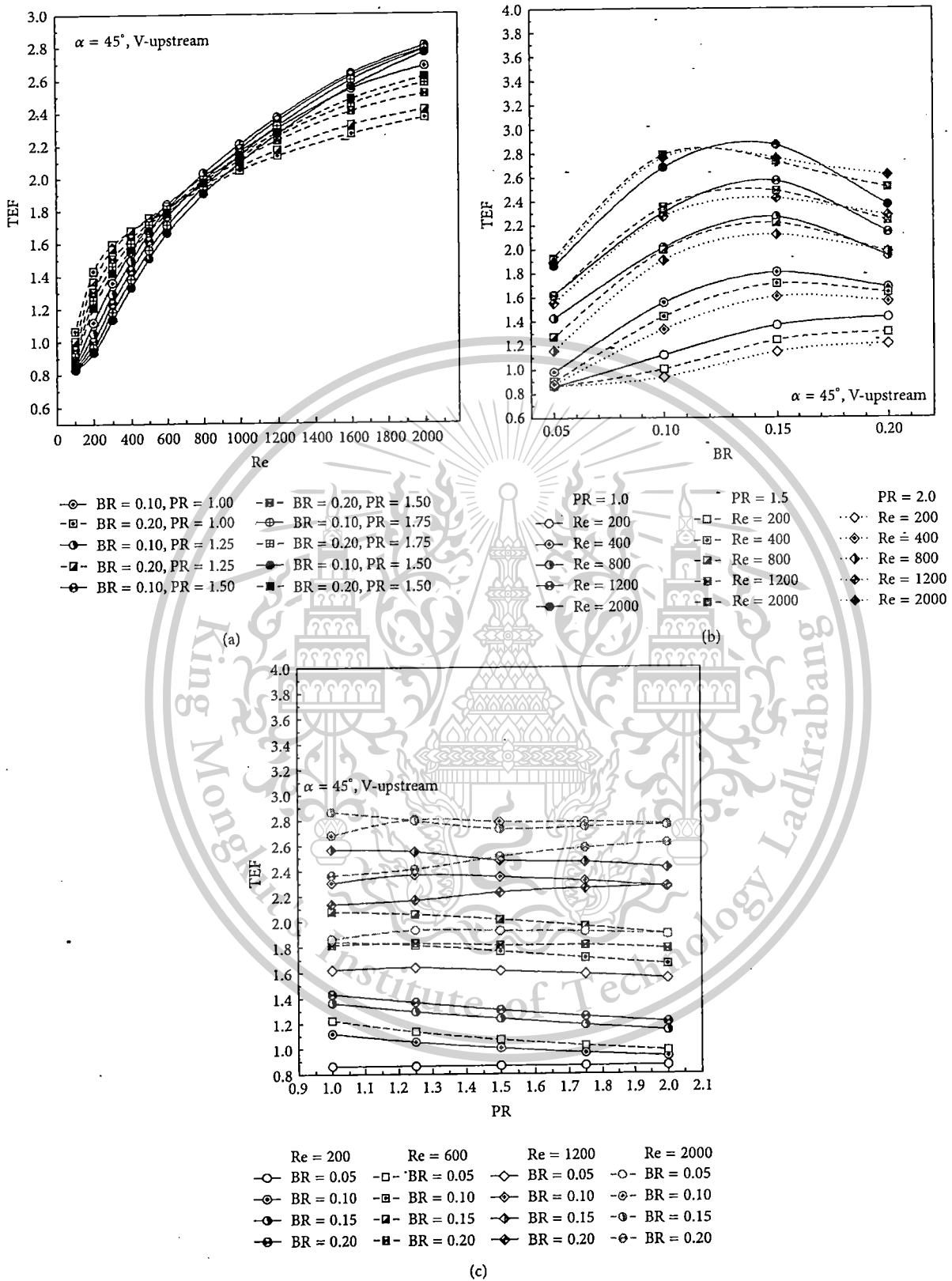
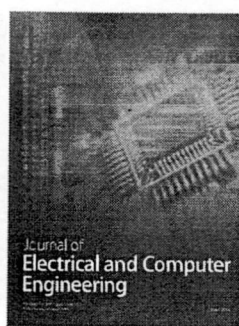
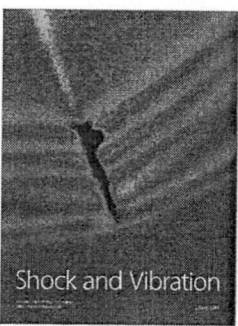
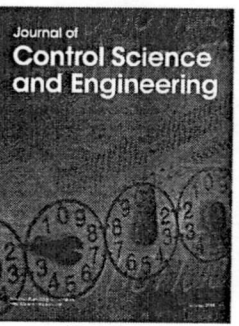
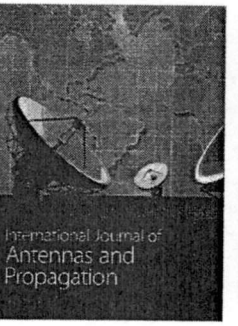
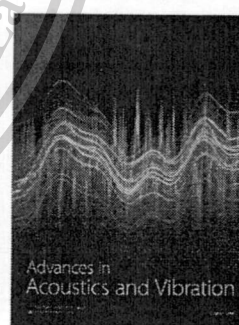
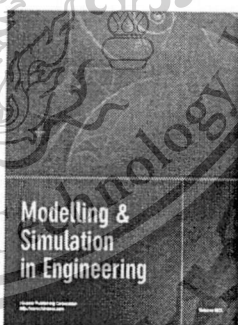
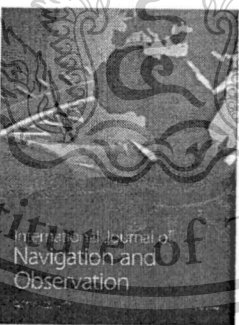
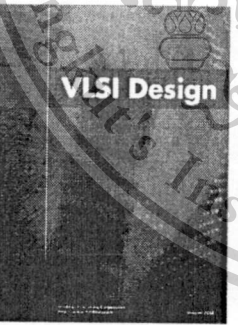
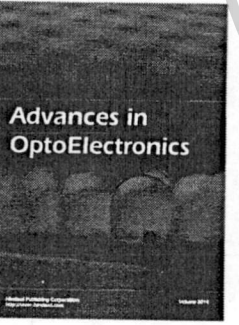
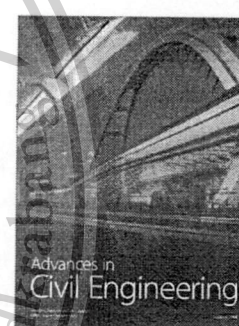
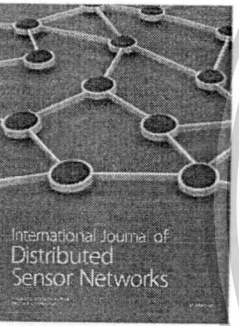
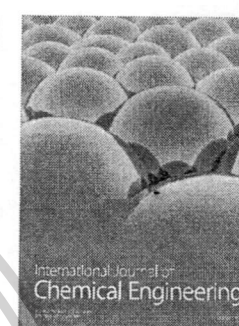
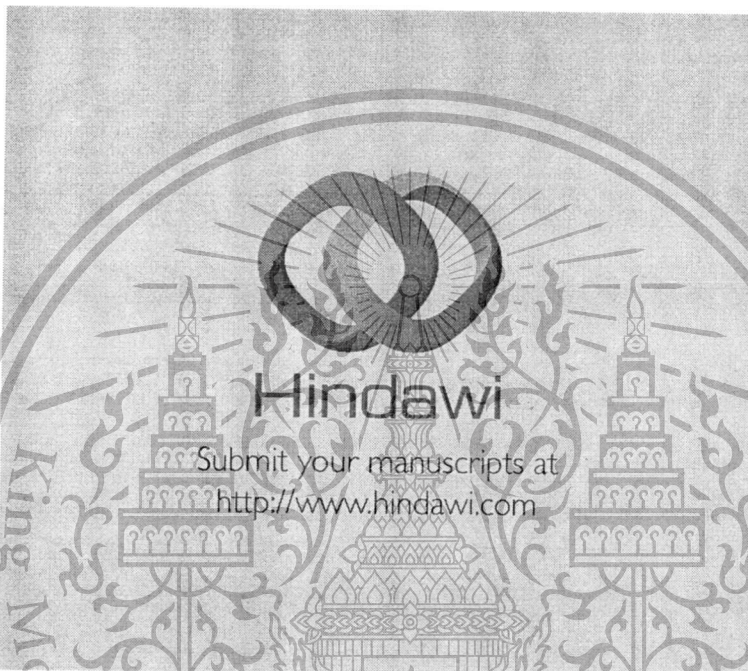
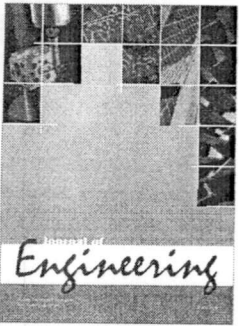
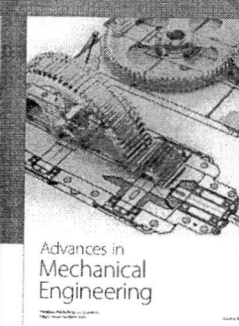
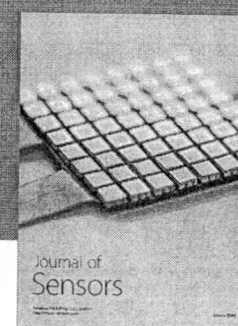
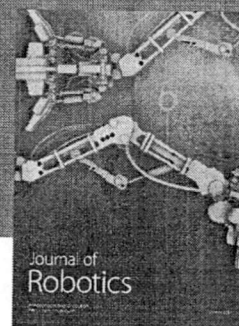
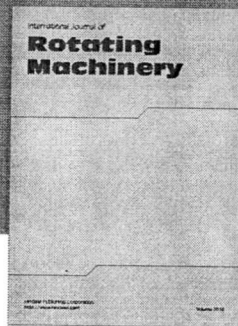
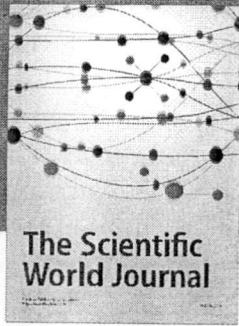


FIGURE 11: TEF with (a) Reynolds number, (b) BRs, and (c) PRs for RWVG.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

- 7) Jedsadaratanachai W, Boonloi A. Energy performance improvement, flow behavior and heat transfer investigation in a circular tube with v-downstream discrete baffles. *Journal of Mathematics and Statistic* 2013;9:339-348.
- 8) Jedsadaratanachai W, Boonloi A. Effect of twisted ratio on flow structure, heat transfer and thermal improvement in a circular tube with single twisted tape. *Journal of Mathematics and Statistic* 2014;10:80-91.
- 9) Boonloi A, Jedsadaratanachai W. Forced convection heat transfer, flow configuration and thermal performance in a square channel with modified v-shaped baffles. *Journal of Mathematics and Statistic* 2014;10:201-210.
- 10) Boonloi A, Jedsadaratanachai W, Promvongse P. 2012 3D Simulation on Flow Behavior and Heat Transfer in a Circular Tube with Inclined Different Arrangement of Thin Rib, *Advanced Materials Research* 2012;628:622-623.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.