



รายงานการวิจัยฉบับสมบูรณ์

การศึกษาเชิงตัวเลขของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อ
ด้วยตัวสร้างการไหลปั่นป่วน

Numerical Study of heat transfer enhancement in tube
with turbulators

นางสาววิหาดา เจษฎารัตนชัย
นายพงษ์เจต พรหมวงศ์

12๓0443X

ได้รับทุนสนับสนุนงานวิจัยจากงบประมาณเงินรายได้ ประจำปี 2556

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ชื่อโครงการ การศึกษาเชิงตัวเลขของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อด้วยตัวสร้างการไหลปั่นป่วน
แหล่งเงิน คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ประจำปี 2556 จำนวนเงินที่ได้รับการสนับสนุน 80000 บาท

ระยะเวลาทำการวิจัย 1 ปี ตั้งแต่ 1 ต.ค. 55 ถึง 30 ก.ย. 56

หัวหน้าโครงการ

นางสาววิหิตา เจษฎารัตนชัย หน่วยงานต้นสังกัด ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ผู้ร่วมโครงการวิจัย

นายพงษ์เจต พรหมวงศ์ หน่วยงานต้นสังกัด ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบัน
เทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

บทคัดย่อ

การศึกษาทางคณิตศาสตร์ของการไหลราบเรียบแบบเป็นคาบและการถ่ายเทความร้อนแบบ 3 มิติ
ในท่อกลมที่มีอุณหภูมิผิวคงที่ มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัว มุมปะทะการไหลเท่ากับ 45° จัดวาง
แบบตรงกัน ศึกษาด้วยระเบียบวิธี Finite Volume Method (FVM) และ SIMPLE algorithm มี
การศึกษาการไหลและการถ่ายเทความร้อนในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์ในช่วง 100 ถึง 1200 การติดตั้งแผ่นกั้น
ตัววีปลายวีชีตามกระแสการไหลแบบแยกตัวจะส่งผลให้เกิดการหมุนวนตามแนวยาวในท่อแลกเปลี่ยนความ
ร้อน ทำการศึกษาอิทธิพลของอัตราส่วนการขวางการไหล BR และอัตราส่วนระยะพิทช์ PR ที่ส่งผลต่อการ
ถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อม จากการศึกษาพบว่าแผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัวทำให้เกิดการไหลหมุน
วนตามแนวยาวและเกิดการกระแทกของกระแสการไหลที่บริเวณผิวท่อ ทำให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มมาก
ขึ้น โดยค่า BR ที่เพิ่มมากขึ้นและค่า PR ที่ลดลง ส่งผลให้ค่า Nu และ f มีค่าเพิ่มมากขึ้น นอกจากนี้การ
ประเมินค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนยังพบว่ามีความมากที่สุดเท่ากับ 2.5 ที่กรณี BR = 0.15, PR
= 1.00 และ Re = 1200

คำสำคัญ : การไหลเป็นคาบ; การไหลราบเรียบ; การถ่ายเทความร้อน; แผ่นกั้นตัววีแยกตัว; วิตามกระแสการไหล; ท่อ
กลม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Research Title: Numerical Study of heat transfer enhancement in tube with turbulators

Researcher: Withada Jedsadaratanachai and Pongjet Promvonge

Faculty: Engineering **Department:** Mechanical Engineering

ABSTRACT

A mathematical study has been carried out to examine periodic laminar flow and heat transfer characteristics in a three-dimensional isothermal wall circular tube with 45° in-line V-discrete baffles. The computations are based on the Finite Volume Method (FVM) and the SIMPLE algorithm has been implemented. The fluid flow and heat transfer characteristics are presented for Reynolds numbers based on the diameter of the circular tube ranging from 100 to 1200. To generate main streamwise vortex flows through the tested section, V-discrete baffles with an attack angle of 45° are mounted in tandem with in-line arrangement and pointing downstream (V-Downstream) inserted in the middle of the tested tube. Effects of different blockage ratio (b/D , BR) and pitch ratio (P/D , PR) on heat transfer and pressure drop in the tube are studied. It is apparent that the main vortex flows can induce impinging flows on a wall of the interbaffle cavity leading to extreme increases in heat transfer rate over the circular tube. In addition, the rise in the BR and reduce of PR results in the increase in the Nusselt number and friction factor values. The computational results show that the optimum thermal enhancement factor is around 2.5 at BR = 0.15, PR = 1 and Re = 1200.

Keywords : Periodic flow, Laminar Flow, Heat Transfer, V-Discrete Baffle, V-Downstream, Circular Tube

กิตติกรรมประกาศ

ข้าพเจ้าขอขอบคุณ รศ.ดร. พงษ์เจต พรหมวงศ์ อาจารย์ประจำภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ที่ได้คำแนะนำสำหรับงานวิจัย ทางด้านการวิเคราะห์เชิงตัวเลขเป็นอย่างดี ขอขอบคุณ ดร.อำนาจ บุญลอย อาจารย์ประจำภาควิชา เทคโนโลยีวิศวกรรมเครื่องกล วิทยาลัยเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระ นครเหนือ สำหรับคำแนะนำทางด้านการเทียบเคียงผลการทดลองและอุปกรณ์การทดลองจริง ขอขอบคุณ นักศึกษาปริญญาโท ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้า เจ้าคุณทหารลาดกระบัง นายจร เวงค์ผึ้ง, นายพิทักษ์ พร้อมไธสง และ น.ส.นันทินี วิทยากุล สำหรับการ เก็บผลและวิเคราะห์ผลงานวิจัยนี้ ขอขอบคุณ คุณพิศุลทอง นักทำนา เจ้าหน้าที่บริหารงานวิจัย สถาบัน เทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ที่ได้คำแนะนำสำหรับงานวิจัยให้ลุล่วงไปได้ด้วยดี

การวิจัยครั้งนี้ได้รับทุนสนับสนุนการวิจัยจากสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหาร ลาดกระบัง ประจำปี พ.ศ. 2556

น.ส.วิหิตา เจษฎารัตนชัย
นายพงษ์เจต พรหมวงศ์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

เรื่อง	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	i
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	ii
กิตติกรรมประกาศ	iii
สารบัญ	iv
สารบัญภาพ	vi
สารบัญตาราง	vii
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา	1
1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย	2
1.3 ขอบเขตของโครงการงานวิจัย	2
1.4 ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย	2
1.5 ประโยชน์ที่ได้จากการวิจัย	2
บทที่ 2 แนวคิด ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง/การทบทวนวรรณกรรม	4
2.1 แนวคิด ทฤษฎี	4
2.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	4
บทที่ 3 วิธีการดำเนินงาน	10
3.1 วิธีการดำเนินงาน	10
3.2 แผนการดำเนินงาน	10
3.3 ทฤษฎีที่ใช้ในลการคำนวณ	11
3.3.1 กฎการอนุรักษ์สำหรับของไหลเคลื่อนที่	11
3.3.2 สมการควบคุมของการไหลและการถ่ายเทความร้อน	11
3.3.3 สมการนาเวียร์-สโตกส์ สำหรับของไหลแบบนิวโทเนียน	22
3.3.4 รูปแบบอนุรักษ์สำหรับสมการควบคุมของการไหล	25
3.3.5 รูปแบบเชิงอนุพันธ์และอินทิกรัล สำหรับสมการการเคลื่อนย้ายแบบปกติ	26
3.3.6 การไหลของของไหล	28
3.3.7 การถ่ายเทความร้อน	32
3.3.8 การสมดุลของพลังงาน	36
3.3.9 สหพันธ์การพาความร้อนสำหรับท่อกลม	38
3.3.10 สมรรถนะเชิงความร้อน	39
3.3.11 สมการควบคุมและสมมติฐาน	39
3.4 กรณีศึกษา	42
บทที่ 4 ผลการวิจัย	43
4.1 การทดสอบเทียบท่อเปล่า	43
4.2 พฤติกรรมการไหล	43
4.3 พฤติกรรมการถ่ายเทความร้อน	46
4.4 สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน	47

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5 สรุปผลการวิจัย	51
บรรณานุกรม	52
ภาคผนวก ก. งานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์	53
ภาคผนวก ข. ประวัติผู้วิจัย	72



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญภาพ

รูปที่	หน้า
2.1 ไดอะแกรมชุดอุปกรณ์ของ Olsson and Sunden	7
2.2 Rib configuration: (a) cross rib-roughened (b) parallel rib-roughened (c) cross V-rib-roughened (d) parallel V-rib-roughened (e) swirl flow tube	7
2.3 ไดอะแกรมชุดอุปกรณ์ของ Ahn	8
2.4 รูปแบบครีบกภายในท่อสี่เหลี่ยมของ Ahn	8
3.1 ชิ้นส่วนของของไหลสำหรับกฎการอนุรักษ์	12
3.2 การไหลของมวลเข้าและออกชิ้นส่วนของไหล	13
3.3 องค์ประกอบของความดันบนผิวหน้าทั้งสามทิศทางของชิ้นส่วนของไหล	16
3.4 องค์ประกอบของความดันในทิศทาง x	17
3.5 องค์ประกอบของเวกเตอร์ฟลักซ์ความร้อน	20
3.6 การก่อตัวของบาวนด์เลเยอร์ของการไหลแบบราบเรียบในท่อกลม	28
3.7 สมดุลแรงบนอีลิเมนต์ dx สำหรับการไหลราบเรียบที่ก่อตัวเต็มทีในท่อกลม	30
3.8 ตัวประกอบเสียดทานสำหรับการไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อกลม	32
3.9 การก่อตัวของบาวนด์เลเยอร์ทางความร้อนในท่อกลม	32
3.10 การเปลี่ยนแปลง h ตามแนวแกน สำหรับการไหลภายในท่อ	35
3.11 ปริมาตรควบคุมสำหรับการไหลภายในท่อ	36
3.12 a) แบบจำลองที่ใช้ในการศึกษา และ b) รายละเอียดของแผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัว	12
4.1 การทดสอบเทียบกับท่อเปล่าสำหรับ a) Nu และ b) f	43
4.2 เส้นกระแสการไหลและการกระจายอุณหภูมิตามแนวขวาง สำหรับ a) $PR = 1$ และ b) $PR = 1.5$ ของแผ่นกั้นตัววีแยกตัวที่ค่า $Re = 600$ และ $BR = 0.15$	44
4.3 เส้นกระแสการไหลตามแนวยาวระหว่างแถวที่ 1 และแถวที่ 2 สำหรับ a) 1 โมดูล และ b) 2 โมดูล ของแผ่นกั้นตัววีแยกตัวที่ค่า $Re = 600$, $PR = 1$ และ $BR = 0.15$	45
4.4 เส้นกระแสการไหลตามแนวยาวระหว่างรอยต่อของโมดูล สำหรับ a) 1 โมดูล และ b) 2 โมดูล ของแผ่นกั้นตัววีแยกตัวที่ค่า $Re = 600$, $PR = 1$ และ $BR = 0.15$	45
4.5 เส้นกระแสการไหลตามแนวยาวระหว่างรอยต่อของโมดูลและระหว่างแถวของครีบก สำหรับแผ่นกั้นตัววีแยกตัวที่ $Re = 600$, $PR = 1$ และ $BR = 0.15$	45
4.6 การกระจายคอนทิวร์ Nu สำหรับ a) $PR = 1$ และ b) $PR = 1.5$ ของแผ่นกั้นตัววีแยกตัวที่ค่า $Re = 600$ และ $BR = 0.15$	46
4.7 ค่าความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Re ที่ค่า $PR = 1$ และ 1.5	48
4.8 ค่าความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 และ Re ที่ค่า $PR = 1$ และ 1.5	49
4.8 ค่าความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Re ที่ค่า $PR = 1$ และ 1.5	50

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
3.1 แผนงานวิจัย	10
3.2 ค่า Nu_D และ f สำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อพื้นที่หน้าตัดต่าง ๆ กัน	39
3.3 กรณีศึกษา	42



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ในปัจจุบันหลายหน่วยงานทั้งภาครัฐและเอกชนทั่วโลกตระหนักถึงความสำคัญในการประหยัดและใช้พลังงานอย่างมีประสิทธิภาพคุ้มค่า แต่อย่างไรก็ตามความต้องการในการใช้พลังงานยังมีมากขึ้นตามกาลเวลา อันเนื่องจากการแข่งขันทางธุรกิจ และจำนวนประชากรโลกที่เพิ่มมากขึ้น ซึ่งส่งผลกระทบต่อและปัญหาต่างๆที่ตามมาทั้งทางตรงและทางอ้อมได้แก่ ผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม มลพิษ ภาวะโลกร้อน วิกฤตราคาเชื้อเพลิงและวิกฤตเศรษฐกิจ เป็นต้น ฉะนั้นหากขาดการใช้องค์ความรู้พื้นฐานที่เหมาะสมสู่การพัฒนาเทคโนโลยีใหม่ๆอย่างจริงจัง ปัญหาดังกล่าวก็ยิ่งทวีความรุนแรงมากขึ้นและยากที่จะเยียวยา

การพัฒนาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นสิ่งจำเป็นในอุตสาหกรรม ตั้งแต่ขนาดเล็กจนกระทั่งจนถึงขนาดใหญ่ ล้วนแล้วแต่ต้องอาศัยระบบการถ่ายเทแลกเปลี่ยนความร้อน ดังนั้นจึงมีงานวิจัยมากมายที่ให้ความสำคัญเกี่ยวกับการพัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนได้แบ่งออกเป็น 2 กลุ่มคือ กลุ่มที่ 1 เป็นแบบ Active techniques เป็นการนำเอาแหล่งพลังงานภายนอกเข้ามาช่วย เช่น อุปกรณ์ทางกล อุปกรณ์ทางไฟฟ้า ซึ่งจะมีผลทำให้เกิดการสั่นของผิวทำให้ของไหลเกิดการสั่นสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ดียิ่งขึ้น และ กลุ่มที่ 2 เป็นแบบ Passive techniques เป็นการออกแบบลักษณะพื้นผิวของท่อแบบพิเศษต่างไปจากผิวเรียบและปรับปรุงของไหลหรือสารทำงาน เพื่อให้มีการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ดีมากขึ้นโดยไม่มีพลังงานภายนอกเข้ามาเกี่ยวข้อง

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนวิธีที่นิยมกันส่วนมากเรียกว่า Passive method โดยการเพิ่มพื้นผิวในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน การเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนในท่อผิวเรียบวิธีที่ได้ผลดีมากที่สุดอย่างหนึ่งคือ การติดครีบบางขวางการไหลบนผนังภายในท่อ ทำให้ส่งผลต่อการเพิ่มสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน แม้การเพิ่มพื้นที่ผิวภายในท่อสามารถเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อน แต่ทำให้ความเสียดทานภายในท่อมีเพิ่มขึ้นจึงทำให้เกิดการสูญเสียความดันภายในท่อด้วยเช่นกัน จากงานวิจัยส่วนใหญ่ที่มีการติดแผ่นกั้นหรือครีบบนข้อจำกัดในเรื่องความหนาของครีบบนหรือแผ่นกั้น ซึ่งทำให้มีข้อจำกัดในการติดตั้งและการจัดวางตัวของครีบบนและแผ่นกั้นในท่อ และยังส่งผลให้ท่อมีความดันลดลงมาก นอกจากนี้แผ่นกั้นที่สามารถนำมาช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ยังสามารถนำอุปกรณ์ที่ใช้สร้างการไหลหมุนวนในลักษณะอื่น ๆ เช่น แผ่นออริฟิตวางเอียง, ปีกสามเหลี่ยม เป็นต้น

ดังนั้นแนวคิดในศึกษาเทคนิคต่าง ๆ ในการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน โดยเฉพาะอย่างยิ่งตัวสร้างการไหลปั่นป่วน จึงต้องพิจารณารูปร่างและขนาดของอุปกรณ์ตัวแปรอื่น ๆ ซึ่งมีผลต่อลักษณะการไหลของไหลภายในท่อ การสูญเสียความดันภายในท่อ และแรงเสียดทานภายในท่ออย่างไร เพื่อควบคุมกลไกการไหลในท่อ ดังนั้นโครงการวิจัยนี้จึงมีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในท่อที่มีการติดตัวสร้างการไหลหมุนวน เนื่องจากท่อเป็นโครงสร้างสำคัญภายในของระบบหรืออุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทั่วไป และหาพารามิเตอร์ที่มีอิทธิพลต่อการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน เพื่อเป็นองค์ความรู้ใหม่และแนวทางในการตัดสินใจเลือกใช้และออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมให้มีประสิทธิภาพการทำงานสูงสุด แต่ด้วยข้อจำกัดและต้นทุนในการศึกษาทดลองรวมทั้งความผิดพลาดที่สามารถเกิดขึ้นกับอุปกรณ์การทดลองและระยะเวลาที่ค่อนข้างนานในการศึกษา โครงการนี้จึงได้นำการวิเคราะห์ทางคณิตศาสตร์หรือการวิเคราะห์เชิงตัวเลขเข้ามาช่วยในการศึกษาการถ่ายเทความร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

และพฤติกรรมกรไหลในท่อ เพื่อให้สามารถวิเคราะห์การไหลและการถ่ายเทความร้อนได้ในหลายกรณี ทำให้สามารถช่วยลดระยะเวลาและค่าใช้จ่ายในการศึกษาวิจัยได้

1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

- 1) ศึกษาตัวแปรที่มีอิทธิพลหลักต่อการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนภายในท่อที่มีตัวสร้างการไหลปั่นป่วนในลักษณะต่าง ๆ โดยการวิเคราะห์ทางทฤษฎีด้วยวิธีเชิงตัวเลข เช่น สัดส่วนการบล็อกของการไหล, มุมปะทะการไหล, ลักษณะการจัดวาง, รูปร่างตัวสร้างการไหลปั่นป่วน และระยะการติดตั้ง เป็นต้น
- 2) ตรวจสอบความสอดคล้องของผลที่ได้จากการวิเคราะห์เชิงตัวเลข เพื่อเป็นแนวทางในการสร้างความสัมพันธ์ทางคณิตศาสตร์

1.3 ขอบเขตของโครงการวิจัย

- 1) ศึกษาการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งตัวสร้างการไหลปั่นป่วนภายในท่อ ทั้งทางทฤษฎีด้วยวิธีเชิงตัวเลขที่สภาวะผิวของท่ออุณหภูมิความร้อนที่ผิวคงที่
- 2) ออกแบบตัวสร้างการไหลหมุนวนและการจัดวางภายในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนพร้อมทั้งปรับแต่งเพื่อเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนภายในท่อ
- 3) ตรวจสอบและเปรียบเทียบผลที่ได้จากการคำนวณกับสมการสหสัมพันธ์หาความสัมพันธ์ของพารามิเตอร์ที่สำคัญในการเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนภายในท่อ อาทิเช่น รูปร่างของตัวสร้างการไหลปั่นป่วน การจัดวาง ขนาดและพื้นที่หน้าตัดของท่อ ความเร็วและลักษณะการไหลภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน ความดันตกคร่อมในท่อ ตัวประกอบความเสียดทาน และค่าสัมประสิทธิ์การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

1.4 ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย

1.4.1 รวบรวมข้อมูล ทำการศึกษาทฤษฎี และงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของการไหลภายในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส

1.4.2 กำหนดลักษณะของปัญหาและกำหนดลักษณะรูปร่างของแผ่นกั้นและสร้างแบบจำลองบนโปรแกรมออกแบบทางพลศาสตร์ของไหลพร้อมกับเลือกขนาดและจำนวนกริดที่เหมาะสม

1.4.3 ตรวจสอบโปรแกรมกับผลเฉลยแม่นยำ (exact solution) ทำการคำนวณเชิงตัวเลขในปัญหาที่ต้องการศึกษา

1.4.4 ทำการคำนวณเชิงตัวเลขจากแบบจำลองการไหลสามมิติ ที่ต้องการศึกษาโดยการเปลี่ยนแปลง ค่าพารามิเตอร์ต่าง ๆ ตามที่ระบุในวัตถุประสงค์ได้แก่ Re , BR , PR , α , การจัดวางแผ่นกั้น, ทิศทางการไหลของของไหล, ลักษณะการติดตั้งแผ่นกั้นและรูปแบบของแผ่นกั้น

1.4.5 วิเคราะห์ผลที่ได้จากการคำนวณ นำข้อมูลจากการคำนวณมาทำการวิเคราะห์ผลและแสดงค่าในรูปพารามิเตอร์ไร้หน่วย

1.4.6 สรุปผลการวิจัยตามวัตถุประสงค์และข้อเสนอแนะที่ควรทำการวิจัยต่อไป

1.5 ประโยชน์ที่ได้จากการวิจัย

ผลที่ได้จากการศึกษาในงานวิจัยนี้
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- 1) องค์ความรู้ใหม่เกี่ยวกับการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนภายในท่อด้วยการติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวนรูปแบบต่าง ๆ กลไกการไหลภายในท่อของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน
- 2) ทำให้เกิดเทคโนโลยีใหม่และหลักการเพิ่มศักยภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนภายในท่อ
- 3) เป็นประโยชน์ต่อการพัฒนาและออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในอุตสาหกรรม
- 4) เป็นประโยชน์ต่อการศึกษาค้นคว้าวิจัยแก่ผู้สนใจ นักศึกษาและบัณฑิตศึกษา เป็นต้นนำไปสู่การประหยัดพลังงาน ลดขนาดและการใช้วัสดุในการสร้างอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2

แนวคิดทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง/การทบทวนวรรณกรรม

ในบทนี้กล่าวถึงแนวคิดริเริ่มในการศึกษาวิจัย รวมทั้งงานวิจัยที่เกี่ยวข้องที่ได้มีการศึกษามาแล้วทั้งในส่วนของการศึกษาด้วยการทดลองด้วยชุดทดลองจริงและการศึกษาด้วยวิธีวิเคราะห์เชิงตัวเลขสำหรับการใช้เทคนิคการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนแบบ passive technique โดยจะเน้นถึงงานวิจัยที่ได้ศึกษาและวิเคราะห์เกี่ยวกับโครงสร้างการไหล, การเกิดการไหลแบบหมุนวน, พฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อม โดยใช้วิธีวิเคราะห์เชิงตัวเลข

2.1 แนวคิดทฤษฎี

ในการศึกษาวิจัยเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและการพัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้น ได้มีนักวิจัยจำนวนมากให้ความสำคัญและมีการศึกษาทั้งการทดลองและการวิเคราะห์เชิงตัวเลขสำหรับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สามารถทำได้หลายวิธี ดังที่ได้กล่าวไว้ในบทที่ 1 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนที่ได้รับความนิยมกันอย่างแพร่หลาย คือ การติดตั้งตัวสร้างการไหลแบบหมุนวนหรือตัวสร้างการไหลแบบปั่นป่วนที่เรียกว่า “turbulators” หรือ “vortex generators” โดยพบว่า การติดตั้งตัวสร้างการไหลแบบปั่นป่วนนั้นจะส่งผลให้เกิดการผสมผสานระหว่างของอุณหภูมิจาก 2 แหล่งที่ต่างกันได้เป็นอย่างดี นอกจากนี้ การศึกษาพฤติกรรมของการไหลของของไหลผ่านตัวสร้างการไหลแบบปั่นป่วนยังพบว่า ของไหลที่ใช้ในการทดสอบไม่เพียงแต่เกิดพฤติกรรมการไหลแบบหมุนวนเท่านั้น แต่ยังเกิดพฤติกรรมการกระแทกของของไหล ที่บริเวณผนังของการแลกเปลี่ยนความร้อนอีกด้วย ด้วยเหตุนี้ การศึกษาพฤติกรรมการไหลจึงเป็นส่วนที่สำคัญไม่น้อยไปกว่าการศึกษาพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อน

การศึกษาพฤติกรรมการไหลและการถ่ายเทความร้อนด้วยชุดทดลองและเครื่องมือที่ออกแบบพิเศษ เพื่อจับพฤติกรรมการไหลและการถ่ายเทความร้อนนั้นจำเป็นต้องมีการลงทุนค่อนข้างสูง รวมทั้งระยะเวลาที่ใช้ในการศึกษาวิจัยและความเชี่ยวชาญของผู้วิจัย ด้วยข้อจำกัดที่ได้กล่าวมาแล้ว ส่งผลให้มีผู้ใช้การวิเคราะห์เชิงตัวเลขหรือการศึกษาด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เข้ามาใช้ในการศึกษาพฤติกรรมการไหลและการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้น โดยข้อดีของการศึกษาด้วยวิธีนี้จะเป็นการประหยัดการลงทุนในการศึกษาวิจัยและเวลาที่ใช้ในการศึกษาวิจัยด้วย แต่อย่างไรก็ตาม การศึกษาด้วยการสร้างแบบจำลองเชิงตัวเลข ยังจำเป็นต้องคำนึงถึงความถูกต้องของแบบจำลอง ที่มีความใกล้เคียงกับสภาพความเป็นจริงของชุดทดลองมากที่สุด นอกจากนี้ยังต้องอาศัยความรู้ความเชี่ยวชาญทั้งทางด้านทฤษฎีที่นำมาใช้ในการวิเคราะห์และโปรแกรมที่จะใช้ในการศึกษาวิจัยอีกด้วย

2.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ระบบการแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นระบบที่มีความสำคัญมากในอุตสาหกรรม เนื่องจากความร้อนเป็นแหล่งพลังงานหลักของกระบวนการต่าง ๆ เมื่อพิจารณาระบบอุตสาหกรรมที่มีขนาดกลางจนถึงขนาดใหญ่จะพบว่าผลของพฤติกรรมการไหลและการถ่ายเทความร้อนที่เปลี่ยนแปลงนั้นจะมีอิทธิพลต่อระบบโดยรวมค่อนข้างมาก ดังนั้นการเข้าใจถึงทั้งพฤติกรรมการไหลและลักษณะการถ่ายเทความร้อน แล้วนำไปพัฒนาปรับปรุงระบบที่มีอยู่ ย่อมส่งผลดีให้กับระบบโดยรวม การศึกษาวิจัยที่ผ่านมาจะทำการศึกษาเกี่ยวกับพฤติกรรมการไหลและลักษณะการถ่ายเทความร้อนสำหรับตัวสร้างการไหลปั่นป่วนที่แตกต่างกัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปเผยแพร่ประโยชน์ทางการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ออกไปทั้งการใช้การทดลองด้วยอุปกรณ์หรือชุดทดลองจริงและการใช้วิธีวิเคราะห์เชิงตัวเลขเข้ามาช่วย อาทิเช่น

Founti and Whitelaw (1981) ได้ใช้ LDA ในการจำลองอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นที่ผิวของเปลือกด้านนอก จากผลการศึกษาพบว่าการกระจายตัวของค่าเฉลี่ยของความเร็วแบบเป็นคาบหรือมีพฤติกรรมซ้ำกันและลักษณะการไหลปั่นป่วนเกิดขึ้นหลังจากที่ของไหลไหลผ่านชุดแผ่นกั้นในช่วงที่ (โมดูลที่ 2) สองจากทางเข้า

Berner et al. (1984) ศึกษาผลของการกระจายตัวของความเร็วและลักษณะการไหลปั่นป่วนของของไหลที่มีการติดตั้งกลุ่มแผ่นกั้นในท่อ ผลจากการศึกษาพบว่าท่อที่มีการเพิ่มแผ่นกั้นจะเกิด vortex shedding ที่เลขเรย์โนลด์มากกว่า 600 ส่วนช่วงการไหลที่ค่าเลขเรย์โนลด์น้อยกว่า 600 อยู่ในช่วง free vortex shedding สำหรับช่วงการไหลราบเรียบ

Habib et al. (1994) ศึกษาด้วยชุดทดลองจริงสำหรับช่วงการไหลแบบปั่นป่วนและพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนแบบเป็นคาบ สำหรับท่อที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นที่มีการจัดวางแบบเอียง จากผลการทดลองชี้ให้เห็นว่าค่าความดันตกคร่อมและค่าการถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มมากขึ้นเมื่อมีการเพิ่มความสูงของแผ่นกั้นและเมื่อเลขเรย์โนลด์เพิ่มมากขึ้น

สำหรับการศึกษาที่ได้กล่าวมาข้างต้นเป็นการศึกษาพฤติกรรมการไหลและลักษณะการถ่ายเทความร้อนโดยใช้อุปกรณ์ชุดทดลองจริง ดังนั้นค่าใช้จ่ายหรือต้นทุนในการศึกษารวมทั้งความผิดพลาดของอุปกรณ์ทดลองย่อมเกิดขึ้น สำหรับเครื่องมือวัดบางประเภทนั้นมีข้อจำกัดค่อนข้างมาก และนอกจากนี้ถ้าไม่ใช้เทคนิคเพื่อเข้ามาศึกษาพฤติกรรมการไหลที่เกิดขึ้นจากการทดลองด้วยอุปกรณ์จะไม่สามารถอธิบายการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นได้ ดังนั้นจึงได้มีการนำวิธีการวิเคราะห์เชิงตัวเลขเข้ามาช่วยในการอธิบายพฤติกรรมการไหลและลักษณะการถ่ายเทความร้อนในท่อที่มีการติดตั้งตัวสร้างการไหลปั่นป่วนชนิดต่าง ๆ ตัวอย่างเช่น

Patankar et al. (1977) เป็นผู้ริเริ่มศึกษาวิจัยเกี่ยวกับการใช้วิธีวิเคราะห์เชิงตัวเลขในการวิเคราะห์การไหลและการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อ โดยจากการศึกษาวิจัยพบว่าการไหลในช่วงปรับตัวเต็มที่มีพฤติกรรมการไหลแบบเป็นคาบหรือมีพฤติกรรมที่เหมือนกันและซ้ำกันทุก ๆ โมดูล หลังจากนั้น Webb and Ramadhyani (1985) ได้นำแนวคิดการไหลแบบเป็นคาบของ Patankar et al. (1977) ในการศึกษาพฤติกรรมการไหลและการถ่ายเทความร้อนในท่อขนานที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นโดยมีการจัดวางหรือติดตั้งแบบเอียง

Cheng and Huang (1989) ทำการศึกษาวิจัยเกี่ยวในช่วงการไหลแบบราบเรียบของของไหลในช่วงที่มีการเปลี่ยนแปลงตามทางเข้าของท่อโดยใช้วิธีเชิงตัวเลข สำหรับท่อแบบ semi-infinite ที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นทั้งแบบวางด้านเดียวและสองด้าน

Cheng and Huang (1991) ศึกษากรณีของการติดตั้งแผ่นกั้นตามขวางที่มีการจัดวางแบบไม่สมมาตร จากผลการศึกษาวิจัยพบว่าตำแหน่งในการจัดวางแผ่นกั้นมีอิทธิพลต่อลักษณะการไหลโดยเฉพาะแผ่นกั้นที่มีความสูงมาก

งานวิจัยโดยวิธีวิเคราะห์เชิงตัวเลขส่วนมากจะศึกษาพฤติกรรมการไหลและการถ่ายเทความร้อนโดยจำกัดวิธีการศึกษาเป็นแบบ 2 มิติ (2D) ดังนั้น Lopez et al. (1996) จึงได้ทำการศึกษาพฤติกรรมการไหลและการถ่ายเทความร้อนในท่อที่มีการติดตั้งแผ่นกั้น โดยมีการศึกษาแบบ 3 มิติ (3D) ด้วยวิธีการวิเคราะห์เชิงตัวเลข ทำการศึกษาในช่วงการไหลราบเรียบกำหนดให้ผิวท่อด้านบนและด้านล่างมีการให้ความร้อนแบบพลักซ์ความร้อนคงที่ ส่วนด้านข้างของท่อกำหนดให้เป็นแบบ adiabatic จากผลการเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ศึกษาวิจัยพบว่าค่า aspect ratio มีอิทธิพลเพียงเล็กน้อยสำหรับค่าความดันตกคร่อมหรือความดันสูญเสีย แต่ค่าความดันตกคร่อมจะเพิ่มขึ้นเมื่อค่าความสูงของแผ่นกั้นและเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น

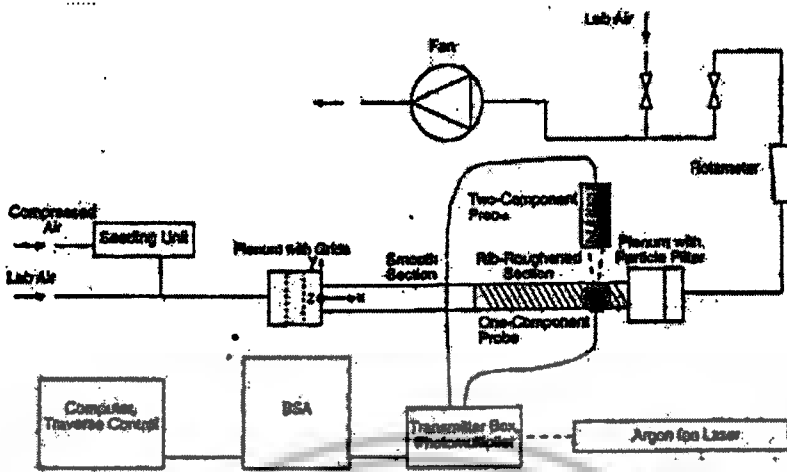
Guo and Anand (1997) ศึกษาพฤติกรรมกรรมการเปลี่ยนแปลงในช่วงการเปลี่ยนแปลงตามทางเข้าของการถ่ายเทความร้อนแบบ 3 มิติในท่อที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นเดี่ยว Yang and Hwang (2003) ศึกษาและเปรียบเทียบผลระหว่างแผ่นกั้นทั่วไปและแผ่นกั้นแบบพรุน โดยมีการศึกษาแบบ 2 มิติ สำหรับท่อขนานในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน

Bazdid-Tehrani and Naderi-Abadi (2004) ได้นำเสนอผลจากการศึกษาด้วยวิธีการวิเคราะห์เชิงตัวเลขของพฤติกรรมกรรมการไหลและกรถ่ายเทความร้อนในท่อที่มีการเพิ่มแผ่นกั้นโดยมีการจัดวางแผ่นกั้นแบบตรงกัน จากการศึกษาพบว่าอัตราส่วนการบล็อกการไหลหรือความสูงของแผ่นกั้นจะส่งผลถึงพฤติกรรมกรรมการถ่ายเทความร้อนและส่งผลในเชิงลบกับค่าประสิทธิภาพ ซึ่งสอดคล้องกับผลงานวิจัยก่อนหน้านี้ที่กล่าวถึงแผ่นกั้นที่มีการจัดวางแบบเอียง

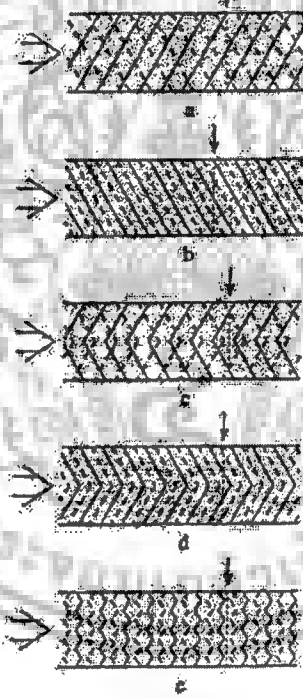
Mousavi and Hooman (2006) ศึกษาพฤติกรรมกรรมการไหลและการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นแบบเอียงทั้งด้านบนและด้านล่างของท่อขนาน โดยในการศึกษาจะทำการศึกษาอิทธิพลของค่าเลขเรย์โนลด์, ค่าอัตราส่วนการบล็อกการไหลและค่าเลขพรานด์ ส่วนค่าอัตราส่วนระหว่างแผ่นกั้นหรือระยะห่างระหว่างแผ่นกั้นกำหนดให้มีค่าคงที่ จากผลการวิจัยพบว่าเงื่อนไขของการไหลแบบปรับตัวเต็มที่และเป็นการไหลแบบเป็นคาบจะขึ้นอยู่กับค่าเลขเรย์โนลด์และอัตราส่วนการบล็อกการไหล โดยตัวแปรทั้งสองตัวนี้จะส่งผลต่อค่าการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้แสดงให้เห็นในรูปของเลขนัสเซลรวมถึงการกระจายตัวของเลขนัสเซลด้วย นอกจากนี้แล้วยังมีผลต่อพฤติกรรมกรรมการไหลของท่อที่ใช้ในการทดสอบอีกด้วย ไม่เพียงแต่เลขเรย์โนลด์และอัตราส่วนการบล็อกเท่านั้นที่มีอิทธิพลต่อการเข้าสู่การไหลแบบปรับตัวเต็มที่และเป็นคาบ Mousavi and Hooman (2006) ยังได้รายงานถึงอิทธิพลของเลขพรานด์ซึ่งค่านี้จะขึ้นอยู่กับชนิดของท่อที่ใช้ในการทดสอบ โดยกล่าวว่าค่าเลขพรานด์ที่มีค่ามากจะส่งผลทำให้ความยาวทางเข้ามากขึ้นด้วย จากงานวิจัยนี้ยังสามารถสรุปได้ว่าเมื่อเพิ่มเลขเรย์โนลด์และอัตราส่วนการบล็อกการไหลจะส่งผลทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนหรือค่าเลขนัสเซลมีค่าเพิ่มมากขึ้น นอกจากนี้ยังส่งผลให้ค่าความดันตกคร่อมเพิ่มมากขึ้นด้วย โดยค่าอัตราส่วนการบล็อกการไหลระหว่าง 0.25 ถึง 0.50 จะส่งผลอย่างมากถึงการเปลี่ยนแปลงค่าการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมที่เกิดขึ้น

Olsson and Sundén (1998) ทำการศึกษารูปแบบการไหล, ความดันตกคร่อม และการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมที่มีครีบริบที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ $Re = 500 - 15000$ ค่า aspect ratio ของท่อสี่เหลี่ยมคือ 1-8, และครีบริบถูกติดตั้งกับผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม ดังแสดงในรูปที่ 1 และ 2 ทำการทดสอบครีบริบต่างๆ ดังนี้ ครีบริบถูกติดตั้งในแนวตัดกันบนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม, ครีบริบถูกติดตั้งในแนวขนานบนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม, ครีบริบรูปตัววีถูกติดตั้งในแนวตัดกันบนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม, ครีบริบรูปตัววีถูกติดตั้งในแนวขนานบนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม และครีบริบรูปตัววีแบบต่อสลับทิศทางการไหล (แนวครีบริบรูปตัววีมีทิศทางการไหลเดียวกับการไหลและมีทิศทางการไหลตรงกันข้ามกับการไหลสลับกันตลอดหน้าตัด) บนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม การถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมถูกแสดงโดยตัวประกอบ J (Cotburn heat transfer factor) และตัวประกอบ f (Fanning friction factor) พบว่าครีบริบรูปตัววีแบบต่อสลับทิศทางการไหลให้ค่าตัวประกอบ J และค่าตัวประกอบ f มากกว่าครีบริบอื่นๆ ที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ $Re = 1000 - 2000$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



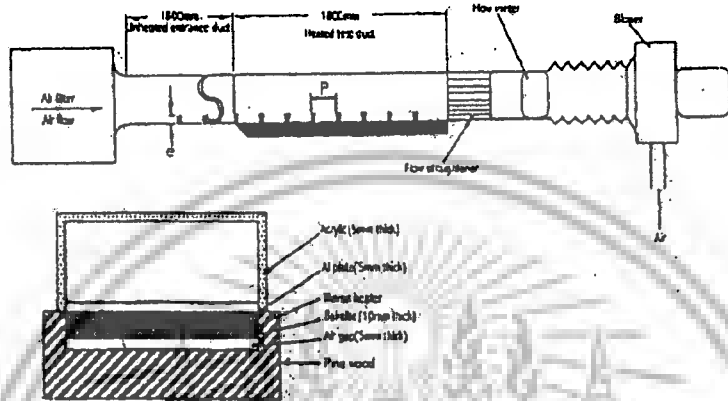
รูปที่ 2.1 ไดอะแกรมชุดอุปกรณ์ของ Olsson and Sunden



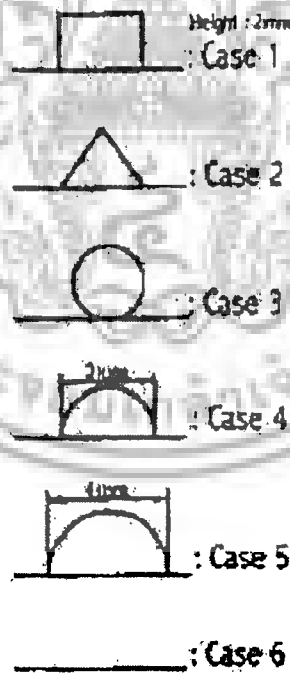
รูปที่ 2.2 Rib configurations: (a) cross rib-roughened (b) parallel rib-roughened (c) cross V-rib-roughened (d) parallel V-rib-roughened (e) Swirl Flow Tube

Ahn (2001) ทำการศึกษาผลกระทบบของครีบบรูปแบบต่างๆ ที่มีผลต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบแรงเสียดทานในท่อสี่เหลี่ยม โดยทำการศึกษารูปทรงครีบบ 5 ชนิด ได้แก่ครีบบรูปสี่เหลี่ยม ครีบบรูปสามเหลี่ยม ครีบบกลม ครีบบครึ่งวงกลมทรงต่ำ และครีบบครึ่งวงกลมทรงสูง โดยทำการศึกษาที่ความสูงครีบบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (e/D_h) เท่ากับ 0.0476 อัตราส่วนระยะพิงต์ต่อความสูงครีบบ (p/e) เท่ากับ 8 และอัตราส่วนความกว้างต่อความสูงเท่ากับ 2.33 โดยมีชุดทดลองแสดงในรูปที่ 3 และรูปแบบครีบบดังแสดงในรูปที่ 4 จากการทดลองพบว่าแผ่นครีบบสามเหลี่ยมมีค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนเชิงปริมาตรสูงที่สุดในการใช้งานเพื่อทำความเย็นในตู้เย็น โดยขึ้นอยู่กับเงื่อนไขในการคำนวณ อย่างไรก็ตาม ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ถ่ายเทความร้อนดีที่สุด ตามด้วยครีบสี่เหลี่ยม ส่วนครีบกกลมและครึ่งวงกลมมีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนใกล้เคียงกัน โดยที่ช่วงค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ $Re = 10000$ แผ่นครีบสามเหลี่ยมมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงกว่าแผ่นเรียบ 3 เท่า ในช่วงค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ $Re = 20000$ จะมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์มีค่าเพิ่มขึ้น แต่เมื่อพิจารณาประสิทธิภาพโดยรวมพบว่าแผ่นครีบสามเหลี่ยมมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนโดยรวมมากที่สุด ตามด้วยแผ่นครีบสี่เหลี่ยม



รูปที่ 2.3 โดอะแกรมชุดอุปกรณ์ของ Ahn



รูปที่ 2.4 รูปแบบครีบภายในท่อสี่เหลี่ยมของ Ahn

จากงานวิจัยส่วนใหญ่ที่มีการติดแผ่นกันหรือครีบบมีข้อจำกัดในเรื่องความหนาของครีบหรือแผ่นกัน ซึ่งทำให้มีข้อจำกัดในการติดตั้งและการจัดวางตัวของครีบและแผ่นกันในท่อ และยังส่งผลให้ท่อมีความดันลดลงมาก แนวคิดในการนำเอาตัวสร้างกรไหลปั่นป่วนมาติดตั้งในท่อ จึงต้องพิจารณารูปร่างและขนาดเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ลักษณะการติดตั้ง และระยะห่างในการติดตั้ง มีผลต่อลักษณะการไหลของของไหลภายในท่อ การสูญเสียความดันภายในท่อ และแรงเสียดทานภายในท่ออย่างไร เพื่อควบคุมกลไกการไหลในท่อ ดังนั้นโครงการวิจัยนี้จึงมีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาทางทฤษฎีเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในท่อที่มีการติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวน เนื่องจากท่อเป็นโครงสร้างสำคัญภายในของระบบหรืออุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทั่วไป และหาพารามิเตอร์ที่มีอิทธิพลต่อการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน เพื่อเป็นองค์ความรู้ใหม่และแนวทางในการตัดสินใจเลือกใช้และออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมให้มีประสิทธิภาพการทำงานสูงสุดตั้งนั้นเพื่อให้เกิดการศึกษาเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในท่อด้วยตัวสร้างการไหลหมุนวนมีความสมบูรณ์มากยิ่งขึ้น งานวิจัยนี้จึงจะนำเสนอการคำนวณเชิงตัวเลข สำหรับการไหลแบบราบเรียบ 3 มิติ โดยพิจารณาลักษณะการไหลเป็นคาบ ในท่อที่ติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวน ในลักษณะต่างๆ โดยศึกษาถึงผลของตัวแปรต่าง ๆ ที่มีอิทธิพลต่อสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3 วิธีการดำเนินการ

3.1 วิธีการดำเนินการ

3.1.1 ค้นคว้ารวบรวมข้อมูลที่เป็นประโยชน์ต่องานวิจัยเพิ่มเติม ศึกษารายละเอียดจุดเด่นจุดด้อยของงานที่ได้ทำไว้ เพื่อเป็นแนวทางในการออกแบบที่ดีและเป็นแนวทางในการเพิ่มเติมให้มีความสมบูรณ์ของงานวิจัยมากขึ้น

3.1.2 วิเคราะห์ทางทฤษฎีเกี่ยวกับการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการติดตั้งตัวสร้างการไหลปั่นป่วนเพื่อสร้างความปั่นป่วนของการไหลของของไหล โดยมีการทดสอบความถูกต้องของโปรแกรมที่ใช้ในการวิเคราะห์และเขียนรายงานความคืบหน้าของโครงการวิจัย

3.1.3 ดำเนินการทดลอง เก็บรวบรวมข้อมูลทดสอบ วิเคราะห์ประมวลผลที่ได้ และอาจมีการปรับปรุงเพื่อเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนสูงสุด รวมทั้งเปรียบเทียบผลว่ามีข้อดีข้อเสียจากผลงานวิจัยที่ได้มีการศึกษามาแล้ว

3.1.4 ในช่วงนี้ประกอบด้วยการสรุป เขียนเรียบเรียงข้อมูลที่เป็นประโยชน์จากการศึกษาวิจัย เพื่อให้ได้บทความวิจัยที่มีคุณภาพพร้อมตีพิมพ์ในวารสารระดับนานาชาติ และทำรายงานฉบับสมบูรณ์ของโครงการวิจัย

3.2 แผนการดำเนินงาน

แผนการดำเนินงานสำหรับงานวิจัย แสดงดังตารางที่ 3.1

ตารางที่ 3.1 แผนงานวิจัย

วัตถุประสงค์	แผนงานวิจัย	ระยะเวลา						ระยะเวลา									
		เดือนที่ 1		เดือนที่ 2		เดือนที่ 3		เดือนที่ 4		เดือนที่ 5		เดือนที่ 6					
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12				
1. หาข้อมูลที่สำคัญต่องานวิจัย	ศึกษาผลงานตีพิมพ์ ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องอย่างละเอียด	↔															
2. ออกแบบและคำนวณ	ทำการออกแบบตัวสร้างการไหลหมุนวนภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน	↔															
3. ทำการวิเคราะห์ทางทฤษฎีด้วยวิธีเชิงตัวเลขและตรวจสอบ	ทำการวิเคราะห์ทางทฤษฎีด้วยวิธีเชิงตัวเลข พร้อมทั้งตรวจสอบและเปรียบเทียบกับงานวิจัยอ้างอิง	↔															
4. เขียนบทความวิจัย	เขียนบทความวิชาการเพื่อนำเสนอข้อมูลที่มีประโยชน์จากการวิเคราะห์ทางทฤษฎีและส่งตีพิมพ์			↔													
5. ทำการวิเคราะห์ผลเพิ่มเติมและพัฒนา	พัฒนาตัวสร้างการไหลหมุนวนโดยทำการเปรียบเทียบกับงานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์แล้ว				↔												
6. รายงานความคืบหน้าของโครงการ	เขียนรายงานความคืบหน้าของโครงการวิจัย					↔											

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

วัตถุประสงค์	แผนงานวิจัย	ระยะเวลา						ระยะเวลา						
		เดือนที่		เดือนที่		เดือนที่		เดือนที่		เดือนที่		เดือนที่		
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
7. ประมวลข้อมูล	ประมวลข้อมูลที่จัดทำการศึกษาทั้งหมด และวิเคราะห์ความสัมพันธ์ของตัวแปรต่าง ๆ เพิ่มเติม													
8. สรุปผล	สรุปผลและองค์ความรู้ที่ได้จากการศึกษาทั้งทางทฤษฎีและผลจากการศึกษา													
9. เขียนบทความวิจัย	เขียนบทความวิชาการที่สมบูรณ์และส่งตีพิมพ์													
10. ทำรายงาน	ทำรายงานฉบับสมบูรณ์ของโครงการวิจัย													

3.3 ทฤษฎีที่ใช้ในการคำนวณ

3.3.1 กฎการอนุรักษ์สำหรับของไหลเคลื่อนที่

ในบทนี้กล่าวถึงสมการพื้นฐานทางคณิตศาสตร์สำหรับการไหลและการถ่ายเทความร้อนที่ประกอบด้วย 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

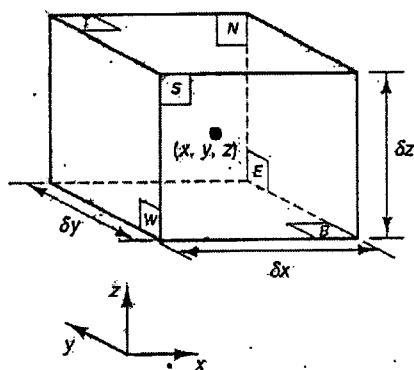
สมการควบคุมของการไหลแทนถึงสมการทางคณิตศาสตร์ที่อธิบายกฎการอนุรักษ์ทางฟิสิกส์ ดังนี้

- มวลของไหลไม่สูญหายไปไหน
- อัตราการเปลี่ยนแปลงโมเมนตัมเท่ากับผลรวมของแรงที่กระทำต่ออนุภาคของไหล (กฎข้อที่สองของนิวตัน)
- อัตราการเปลี่ยนแปลงพลังงานเท่ากับผลรวมของอัตราการเพิ่มขึ้นของความร้อนกับอัตราของงานที่กระทำในอนุภาคของไหล (กฎข้อหนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์)

ของไหลจะถูกพิจารณาว่ามีความต่อเนื่องสำหรับการวิเคราะห์การไหลของของไหลที่ระดับมหภาค คือพิจารณาที่ขนาดระดับ $1 \mu m$ ขึ้นไป โครงสร้างและการเคลื่อนที่ระดับโมเลกุล สามารถไม่นำมาพิจารณาได้ โดยสนใจที่จะอธิบายพฤติกรรมของไหลในเทอมของคุณสมบัติในระดับมหภาค เช่น ความเร็ว ความดัน ความหนาแน่น อุณหภูมิ รวมทั้งอัตราการเปลี่ยนแปลงของคุณสมบัติเหล่านี้ เป็นต้น สิ่งนี้อาจจะคิดเป็นค่าเฉลี่ยของกลุ่มโมเลกุลจำนวนมาก ดังนั้นจุดใดๆ ในของไหลนั้นจะมีคุณสมบัติของของไหลในระดับมหภาค ไม่ขึ้นกับอิทธิพลจากอนุภาคในระดับโมเลกุล

เมื่อพิจารณาชิ้นส่วนของไหลขนาดเล็กที่มีความยาวด้านเท่ากับ δx , δy และ δz ดังรูปที่ 3.1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



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 หรือการเปลี่ยนแปลงในทิศทาง x ของความดันที่ศูนย์กลาง (x, y, z) ที่เวลา t หนึ่งๆ จะถูกแทนโดย $\frac{\partial p}{\partial x}$ หลักการนี้จะถูกนำไปใช้สำหรับคุณสมบัติของไหลทั้งหมด

ชิ้นส่วนของไหลที่พิจารณานั้นมีขนาดเล็กมาก จนกระทั่งคุณสมบัติของไหลที่ผิวหน้าสามารถอธิบายได้อย่างแม่นยำด้วยสองพจน์แรกของสมการ Taylor ดังนั้น สำหรับตัวอย่างความดันที่ผิวหน้า T และ E ซึ่งทั้งคู่มีระยะห่างจากศูนย์กลางของชิ้นส่วนของไหลเท่ากับ $\frac{1}{2} \cdot \Delta x$ 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

ขั้นตอนแรกของการหาสมการอนุรักษ์มวลคือการพิจารณาถึงสมดุลมวลของชิ้นส่วนของไหลดังนี้

$$\begin{array}{l} \text{อัตราการเพิ่มขึ้นของมวล} \\ \text{ในชิ้นส่วนของไหล} \end{array} = \begin{array}{l} \text{อัตราการไหลสุทธิของมวล} \\ \text{ที่เข้าไปในชิ้นส่วนของไหล} \end{array}$$

อัตราการเพิ่มขึ้นของมวลในชิ้นส่วนย่อยของของไหลคือ

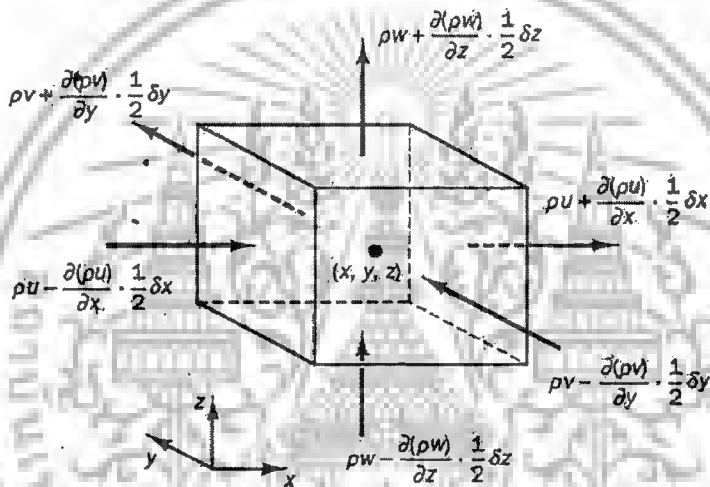
$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \Delta x \Delta y \Delta z) = \frac{\partial \rho}{\partial t} \Delta x \Delta y \Delta z \quad (3.1)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อัตราการไหลเชิงมวลผ่านพื้นผิวและชิ้นส่วนย่อย ซึ่งนิยามโดยผลคูณของความหนาแน่น พื้นที่ผิว และความเร็วในทิศทางตั้งฉากกับพื้นผิวนั้น จากรูปที่ 3.2 จะพบว่าการไหลสุทธิของมวลเข้าสู่ชิ้นส่วนย่อย ผ่านพื้นผิวสามารถเขียนได้ ดังนี้

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

โดยการไหลเข้าสู่ชิ้นส่วนที่ทำให้มวลของชิ้นส่วนย่อยเพิ่มขึ้นถูกกำหนดให้เป็นบวก และมีค่าเป็นลบ เมื่อมีการไหลออกจากชิ้นส่วนย่อย



รูปที่ 3.2 การไหลของมวลเข้าและออกชิ้นส่วนของไหล

อัตราการเพิ่มขึ้นของมวลภายในชิ้นส่วนย่อยนั้น เท่ากับอัตราของมวลสุทธิจากการไหลออกผ่านพื้นผิวของชิ้นส่วนย่อย ซึ่งเมื่อย้ายข้างให้อยู่ในฝั่งเดียวกันเมื่อรวมกันแล้วจะหักล้างกันหมด เทอมทั้งหมดได้ถูกเรียบเรียงทางซ้ายของสมการและถูกหารด้วยปริมาตรของชิ้นส่วนย่อย $\delta x \delta y \delta z$ ซึ่งจะได้

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (3.3)$$

หรือในรูปแบบของเวกเตอร์

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

สมการ (3.4) นี้ คือสมการอนุรักษ์มวล หรือสมการความต่อเนื่อง 3 มิติ แบบการไหลไม่คงตัวและอัดตัวได้ เทอมแรกทางซ้ายมือคืออัตราการเปลี่ยนแปลงความหนาแน่น (มวลต่อปริมาตร) ต่อเวลา เทอมที่สองอธิบายถึงการไหลสุทธิของมวลข้ามผ่านขอบเขตของปริมาตรเล็ก ๆ นั้น เรียกว่า เทอมของการพา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับของไหลที่อัดตัวไม่ได้ (เช่น ของเหลว) ความหนาแน่นมีค่าคงที่และสมการ (3.4) จะกลายเป็น

$$\operatorname{div}(\mathbf{u}) = 0 \quad (3.5)$$

หรือในรูปแบบเต็ม

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.6)$$

- อัตราการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติอนุภาคของไหล ในเทอมชิ้นส่วนย่อยของไหล

ในกฎของการอนุรักษ์โมเมนตัมและพลังงานนั้น จะมีการกล่าวถึงการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติของอนุภาคของไหล คุณสมบัติแต่ละอย่างของอนุภาคจะเป็นฟังก์ชันของตำแหน่ง (x, y, z) ของอนุภาคและเวลา (t) ในการศึกษาที่กำหนดให้ค่าคุณสมบัติใดๆ ต่อหน่วยมวล ด้วยสัญลักษณ์ ϕ โดยการเปลี่ยนแปลงของ ϕ 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

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

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

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

รูปแบบนี้ สามารถนำไปใช้ประโยชน์ในการอธิบายความเปลี่ยนแปลงของคุณสมบัติของของไหลในปริมาตรเล็กๆ ที่หยุดนิ่งหนึ่งๆ เป็นการนิยามความสัมพันธ์ระหว่าง: 1) อนุพันธ์ของคุณสมบัติ ϕ ของอนุภาคของไหล กับ 2) อัตราเปลี่ยนแปลงของ ϕ ในชิ้นส่วน หรือปริมาตรย่อยๆ ของของไหลนั้น

ต่อไปนี้จะมาพิจารณาหลักการอนุรักษ์ของมวล ค่าของมวลต่อหน่วยปริมาตร (ในที่นี้คือ ความหนาแน่น ρ) คือพารามิเตอร์ที่กำลังศึกษา เมื่อพิจารณาผลรวมของ: 1) อัตราการเปลี่ยนแปลงของความหนาแน่นในปริมาตรเล็กๆ และ 2) ผลของการเปลี่ยนแปลงอันเนื่องมาจากการพาในสมการอนุรักษ์มวล (3.4) ก็คือ

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

ดังนั้นรูปทั่วไปของ เทอมทั้งสองเทอมนี้ สำหรับคุณสมบัติใดๆ ของของไหล ϕ สามารถเขียนได้

ดังนี้ เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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

สมการที่ (3.9) เทอมแรก คืออัตราการเปลี่ยนแปลงของคุณสมบัติ ϕ ต่อหน่วยปริมาตรบวกกับ เทอมที่สอง คือการไหลสุทธิของ ϕ ต่อปริมาตรที่ออกจากชิ้นส่วนย่อยของไหล ซึ่งสามารถนำมาเขียนใหม่ เพื่อให้ได้ภาพความสัมพันธ์ ระหว่างผลรวมของทั้งสองเทอมนี้กับอัตราการเปลี่ยนแปลงของ ϕ ในอนุภาค ของไหล 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) จากความสัมพันธ์ดัง แสดงใน (3.10) จะได้ว่า

อัตราการเพิ่มของ ϕ สำหรับ ชิ้นส่วนย่อยของไหล + อัตราการไหลสุทธิของ ϕ ที่ ออกจากชิ้นส่วนย่อยของไหล = อัตราการเพิ่มของ ϕ สำหรับอนุภาคของไหล

การเปลี่ยนแปลงของโมเมนตัมของอนุภาคของไหลทั้ง 3 ทิศทาง อ้างอิงแกนในพิกัดฉาก รวมถึง การเปลี่ยนแปลงของพลังงานซึ่งเป็นปริมาณสเกลาร์นั้น สามารถแทนพารามิเตอร์ ϕ และอัตราการ เปลี่ยนแปลงของ ϕ ต่อหน่วยปริมาตร ตามที่นิยามไว้ใน (3.8) และ (3.10) สามารถแสดงได้ดังในตาราง ข้างล่างนี้

x-momentum	u	$\rho \frac{Du}{Dt}$	$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u\mathbf{u})$
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	$\rho \frac{DE}{Dt}$	$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \text{div}(\rho E\mathbf{u})$

รูปแบบที่ให้ไว้ในตารางข้างบนนี้จะถูกนำไปใช้ในการสร้างสมการอนุรักษ์โมเมนตัมและพลังงาน ดังที่จะแสดงรายละเอียดในหัวข้อถัดจากนี้

- สมการโมเมนตัมแบบ 3 มิติ -

กฎข้อที่สองของนิวตันกล่าวไว้ว่า “อัตราการเปลี่ยนแปลงโมเมนตัมของอนุภาคของไหลเท่ากับ ผลรวมของแรง ที่กระทำต่ออนุภาค”

อัตราการเพิ่มโมเมนตัม ของอนุภาคของไหล = ผลรวมแรงที่กระทำ ต่ออนุภาคของไหล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อัตราการเพิ่มโมเมนตัมต่อหน่วยปริมาตรของอนุภาคของไหลในทิศ x , y และ z กำหนดได้โดย

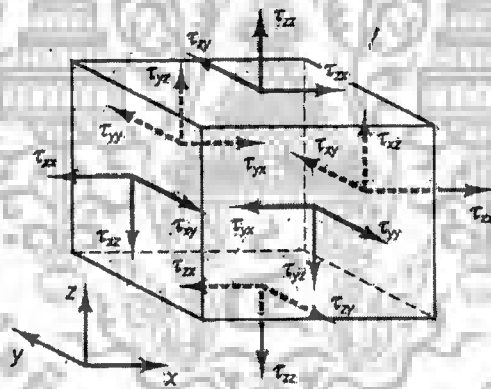
$$\rho \frac{Du}{Dt} \quad \rho \frac{Dv}{Dt} \quad \rho \frac{Dw}{Dt} \quad (3.11)$$

โดยที่สามารถแบ่งประเภทของแรงที่กระทำต่ออนุภาคของไหลเป็นสองแบบ คือ

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

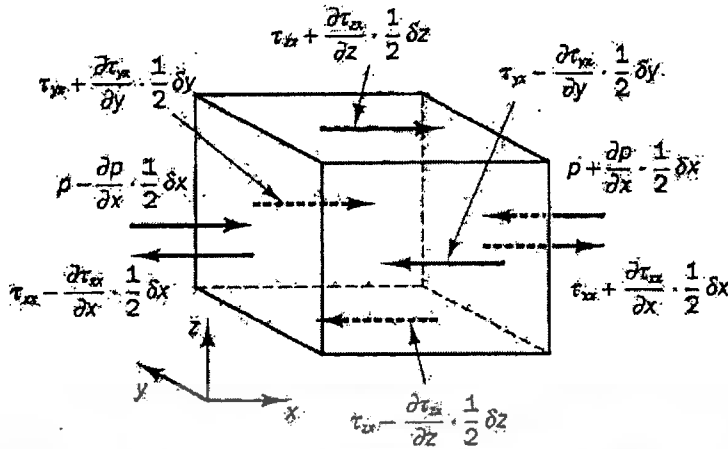
โดยทั่วไปเทอมของแรงกระทำที่ผิวจะถูกจัดกลุ่มแยกออกต่างหาก และเทอมของแรงกระทำภายในปริมาตรจะถูกพิจารณาเป็นเทอมของการเพิ่มและลดโมเมนตัมแยกออกมาอีกเทอมหนึ่ง

ความเค้นที่กระทำต่อชิ้นส่วนย่อยของของไหล สามารถนิยามได้ด้วยเทอมของความดัน และเทอมความเค้นย่อยเนื่องจากความหนืด μ ดังแสดงในรูปที่ 3.3 ความดันซึ่งมองว่าเป็นความเค้นตั้งฉาก ถูกแทนด้วย p ส่วนความเค้นเฉือนเนื่องจากความหนืดแทนโดย τ สัญลักษณ์ τ_{ij} ถูกประยุกต์ใช้เพื่อชี้ให้เห็นถึงทิศทางของความเค้นเนื่องจากความหนืด ตัวห้อย i และ j ใน τ_{ij} ชี้ให้เห็นถึงความเค้นย่อย ที่กระทำในทิศทาง j บนพื้นที่ที่มีเวกเตอร์หนึ่งหน่วยในทิศทาง i นั้นเอง



รูปที่ 3.3 องค์ประกอบของความเค้นบนผิวหน้าทั้งสามทิศทางของชิ้นส่วนของไหล

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



รูปที่ 3.4 องค์ประกอบของความเค้นในทิศทาง x

เมื่อพิจารณาผิวหน้าที่ E, W ได้ว่า

$$\left[\left(p - \frac{\partial p}{\partial x} \frac{1}{2} dx \right) - \left(\tau_{xx} - \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} \frac{1}{2} dx \right) \right] dy dz + \left[- \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} \frac{1}{2} dx \right) + \left(\tau_{xx} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} \frac{1}{2} dx \right) \right] dy dz = \left(- \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} \right) dx dy dz \quad (3.12ก)$$

แรงสุทธิในทิศทาง x บนผิวหน้า N, S ได้ว่า

$$- \left(\tau_{yx} - \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} \frac{1}{2} dy \right) dx dz + \left(\tau_{yx} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} \frac{1}{2} dy \right) dx dz = \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} dx dy dz \quad (3.12ข)$$

แรงสุทธิในทิศทาง x บนผิวหน้า T, B ได้ว่า

$$- \left(\tau_{zx} - \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \frac{1}{2} dz \right) dx dy + \left(\tau_{zx} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \frac{1}{2} dz \right) dx dy = \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} dx dy dz \quad (3.12ค)$$

ผลรวมแรงต่อหน่วยปริมาตรทั้งหมดเนื่องจากความเค้นที่ผิวหน้าจะเท่ากับผลรวมของ (3.12ก), (3.12ข) และ (3.12ค) ที่หารด้วยปริมาตรสุทธิ

$$\frac{\partial(-p + \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \quad (3.13)$$

เทอมที่ปรากฏ ใน (3.13) นี้ ยังไม่รวมการพิจารณาแรงกระทำภายในชิ้นส่วนของของไหล ซึ่งสามารถถูกรวมได้โดยการพิจารณาเป็นแหล่งสร้างหรือทำลายโมเมนตัม เป็นหน่วยของโมเมนตัมต่อปริมาตรต่อเวลาในทิศทาง x

ในขั้นตอนนี้สมการโมเมนตัมในทิศทาง x หาได้โดยการกำหนดให้อัตราการเปลี่ยนโมเมนตัมในทิศทาง x และ อนุภาคการไหล (3.1) เท่ากับผลรวมของแรงในทิศทาง x ที่กระทำต่อชิ้นส่วนของไหลโดยความเค้นที่ผิว บวกกับอัตราการสร้างหรือสูญสลายของโมเมนตัมในทิศทาง x เนื่องจากแรงภายในชิ้นส่วนของของไหลนั้นตามแนวแกน x

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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

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. ในกรณีที่มีความเค้นตั้งฉากเนื่องจากความหนืดมีลักษณะเป็นความเค้นดึง (tensile normal stress) จะมีเครื่องหมายบวก

เทอมของการสร้างหรือสูญหายของโมเมนตัม $S_{Mx} = 0$, $S_{My} = 0$ และ $S_{Mz} = -\rho g$ (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 เท่ากับอัตราการเพิ่มความดันแก่อนุภาคบวกกับอัตราการทำงานของอนุภาคการไหล

อัตราการเพิ่มขึ้นของพลังงานของอนุภาคของไหลต่อหน่วยปริมาตร คือ

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

- งานที่กระทำโดยแรงบนพื้นผิว

อัตราการเกิดงานบนพื้นผิวของชิ้นส่วนของไหล จะเท่ากับผลคูณของแรงและความเร็วในทิศทางของแรง สำหรับแรงตามที่แสดงใน (3.12ก - 3.12ค) เฉพาะที่กระทำในทิศทาง x จะเกิดงานเท่ากับ

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$+ \left[- \left(\tau_{zx} u - \frac{\partial(\tau_{zx} u)}{\partial z} \frac{1}{2} \delta z \right) + \left(\tau_{zx} u + \frac{\partial(\tau_{zx} u)}{\partial z} \frac{1}{2} \delta z \right) \right] \delta x \delta y$$

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) หากด้วยปริมาตร $\delta x \delta y \delta z$ เทอมของ p สามารถถูกจัดรวบรวมและเขียนในรูปแบบของไดเวอร์เจนซ์ ดังนี้

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

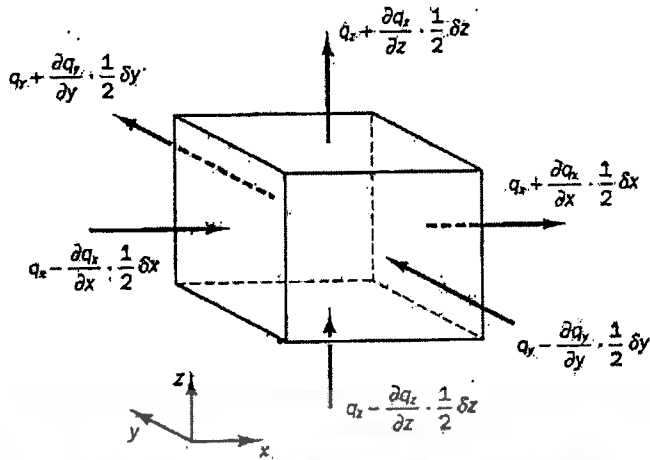
ดังนั้นอัตราการเกิดงานรวมทั้งหมดบนชิ้นส่วนของไหลโดยความเค้นบนพื้นผิว มีหน่วยเป็น ปริมาณของพลังงานต่อหน่วยเวลาต่อหน่วยปริมาตร

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

- ฟลักซ์เนื่องจากการนำความร้อน

เวกเตอร์ฟลักซ์ความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ q ประกอบด้วยองค์ประกอบย่อย 3 ส่วนคือ q_x, q_y, q_z (รูปที่ 3.5)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.5 องค์ประกอบของเวกเตอร์ฟลักซ์ความร้อน

อัตราการถ่ายเทความร้อนสุทธิที่ขึ้นส่วนของไหล เนื่องจากฟลักซ์ของความร้อนทิศทาง x ถูกกำหนดโดยผลต่างระหว่างอัตราการความร้อนที่เข้าผ่านผิวหน้า W กับอัตราการความร้อนที่ออกจากผิวหน้า E

$$\left[\left(q_x - \frac{\partial q_x}{\partial x} \cdot \frac{1}{2} \cdot dx \right) - \left(q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x} \cdot \frac{1}{2} \cdot dx \right) \right] dy dz = -\frac{\partial q_x}{\partial x} dx dy dz \quad (3.18ก)$$

ในทำนองเดียวกันอัตราการถ่ายเทความร้อนสุทธิของไหลเนื่องจากฟลักซ์ของความร้อนในทิศทาง y และ z คือ

$$-\frac{\partial q_y}{\partial y} dx dy dz \quad \text{and} \quad -\frac{\partial q_z}{\partial z} dx dy dz \quad (3.18ข-ค)$$

อัตราการความร้อนสุทธิที่เพิ่มขึ้นของอนุภาคของไหลต่อหน่วยปริมาตรครอบคลุมขอบเขตของขึ้นส่วนของไหล จะเท่ากับผลรวมของ(3.18ก - 3.18ค) ทหารด้วยปริมาตร $dx dy dz$

$$-\frac{\partial q_x}{\partial x} - \frac{\partial q_y}{\partial y} - \frac{\partial q_z}{\partial z} = -\text{div } \mathbf{q} \quad (3.19)$$

กฎของ Fourier ของการนำความร้อนอธิบายความสัมพันธ์ของอัตราการถ่ายเทปริมาณความร้อนต่อพื้นที่ (heat flux) กับ ความแตกต่างอุณหภูมิ ต่อหน่วยความยาว

$$q_x = -k \frac{\partial T}{\partial x} \quad q_y = -k \frac{\partial T}{\partial y} \quad q_z = -k \frac{\partial T}{\partial z}$$

สิ่งนี้สามารถเขียนในรูปแบบของเวกเตอร์ได้ดังนี้

$$\mathbf{q} = -k \text{ grad } T \quad (3.20)$$

รวมสมการ (3.19) และ (3.20) ซึ่งจะได้ว่า อัตราการเพิ่มของความร้อนที่อนุภาคของไหลเนื่องจากการนำความร้อนผ่านพื้นผิวของขึ้นส่วนของของไหล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$-\text{div} q = \text{div}(k \text{ grad } T) \quad (3.21)$$

- สมการพลังงาน

ในหัวข้อนี้จะมากล่าวถึงพลังงานจำเพาะของของไหล ซึ่งแทนด้วย E พลังงานของของไหลถูกนิยามเป็นผลรวมของพลังงานความร้อนภายใน i , พลังงานจลน์ $\frac{1}{2}(u^2 + v^2 + w^2)$ และพลังงานศักย์โน้มถ่วง โดยมองว่าชิ้นส่วนของไหลมีการสะสมพลังงานศักย์โน้มถ่วง พลังงานภายในอาจไม่มีการรวมเอาพลังงานศักย์เข้าไว้ในนิยามก็ได้ หากมองว่าวัตถุกำลังทำงานในขณะที่เคลื่อนที่ในสนามความโน้มถ่วงของโลกโดยงานในส่วนนี้เรียกว่า งานเนื่องจากน้ำหนักของวัตถุซึ่งเป็นเทอมการก่อกำเนิด ในสมการพลังงาน มีหน่วยเป็นพลังงานต่อหน่วยปริมาตรต่อหน่วยเวลา

การอนุรักษ์พลังงานของชิ้นส่วนของไหล ทำได้โดยการกำหนดให้อัตราการเปลี่ยนแปลงของพลังงานของชิ้นส่วนของไหล (3.15) มีค่าเท่ากับ ผลรวมของการเกิดงานสุทธิบนชิ้นส่วนของไหล (3.17) และอัตราความร้อนสุทธิที่เพิ่มขึ้นของของไหลเนื่องจากพลักซ์ความร้อน (3.21) และอัตราการเพิ่มของพลังงานเนื่องจากเทอมของการก่อกำเนิด ดังนั้นสมการพลังงาน คือ

$$\rho \frac{DE}{Dt} = -\text{div}(pu) + \left[\frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{zz})}{\partial z} \right] + \text{div}(k \text{ grad } T) + S_E \quad (3.22)$$

ในสมการ (3.22) มี $E = i + \frac{1}{2}(u^2 + v^2 + w^2)$

แม้ว่า (3.22) คือสมการพลังงานที่สมบูรณ์ประกอบด้วย 2 ส่วน คือ พลังงานภายในที่สัมพันธ์กับอุณหภูมิจากของไหล และพลังงานจลน์ที่สัมพันธ์กับความเร็วของของไหล มักจะพิจารณาพลังงานในแต่ละส่วนแยกจากกัน พลังงานจลน์ที่สัมพันธ์กับความเร็วของของไหลนั้นสามารถเขียนได้โดยการแปลงรูปของสมการโมเมนตัม กล่าวคือ ทำการคูณสมการโมเมนตัมในทิศทาง x ด้วยความเร็ว u สมการโมเมนตัมในทิศทาง y ด้วยความเร็ว v และสมการโมเมนตัมในทิศทาง z ด้วยความเร็ว w และรวมผลลัพธ์เข้าด้วยกันก่อนทำการหารด้วย 2 สิ่งนี้ทำให้ได้สมการอนุรักษ์สำหรับพลังงานจลน์ดังข้างล่างนี้

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

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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

ในกรณีไหลแบบอัดตัวไม่ได้ มี: $i = cT$, ซึ่ง c คือค่าความร้อนจำเพาะและ $\operatorname{div} \mathbf{u} = 0$ ซึ่งทำให้จัดเรียงสมการ (3.24) ไปในรูปของอนุกรมมิได้คือ

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

สำหรับสมการไหลที่อัดตัวได้ (3.22) ถูกจัดรูปเป็นสมการสำหรับค่าเอนทาลปีและเนื่องจากค่าเอนทาลปีจำเพาะ h และค่าเอนทาลปีจำเพาะสัมบูรณ์ h_0 ของของไหลกำหนดได้โดย

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

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) และจัดเรียงเรียงบางอย่างทำให้ได้สมการพลังงานรวม

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho h_0)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho h_0 \mathbf{u}) = & \operatorname{div}(k \operatorname{grad} T) + \frac{\partial p}{\partial t} \\ & + \left[\frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} \right. \\ & + \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} \\ & \left. + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{zz})}{\partial z} \right] + S_h \end{aligned} \quad (3.27)$$

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

3.3.3 สมการนาเวียร์-สโตกส์ สำหรับของไหลแบบนิวโทเนียน

สมการควบคุมประกอบด้วยตัวที่ไม่รู้จักคือ ความเค้นเนื่องจากความหนืดในแนวแกนย่อย τ_{ij} ในกรณีของของไหลนั้น ค่าความเค้นหนืดสามารถถูกอธิบายได้โดยอัตราการเสียรูปร่างที่ตำแหน่งใดๆ (หรือเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อัตราความเครียด) ในการไหล 3 มิติอัตราการเสียรูปร่างที่ตำแหน่งใดๆ ประกอบด้วยอัตราการเสียรูปร่างเชิงเส้นและอัตราเสียรูปร่างเชิงปริมาตร ก๊าซทุกชนิดโดยส่วนมากมีคุณสมบัติเป็นแบบ isotropic ในขณะที่ของเหลวบางชนิดที่ประกอบด้วยโมเลกุลของโพลีเมอร์ ในจำนวนที่มากพออย่างมีนัยสำคัญอาจจะประพฤติตัวเป็น anisotropic หรือคุณสมบัติของความเค้นชนิดแบบขึ้นอยู่กัทิศทาง ซึ่งเป็นผลของการจัดเรียงตัวของโซ่โมเลกุลของโพลีเมอร์ ของไหลดังกล่าวอยู่นอกเหนือจากขอบเขตของงานวิจัยนี้และจะทำการศึกษาต่อไปโดยสมมุติว่าการไหลเป็น isotropic

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

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

มีองค์ประกอบของการเสียรูปร่างเชิงเส้นแบบเฉือนทั้ง 6 ด้านของชิ้นส่วนของไหลคือ

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

การเสียรูปร่างเชิงปริมาตรถูกให้โดย

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

ในของไหลแบบ newtonian ความเค้นเนื่องจากความหนืดเป็นส่วนโดยตรงกับอัตราของการเสียรูปร่างของของไหล ตามกฎที่ว่าด้วยความหนืดของนิวตันในปริภูมิ 3 มิติสำหรับของไหลที่อัดตัวได้นั้น การไหลจะมีความหนืดเชื่อมโยงอย่างแปรผันตามค่าพารามิเตอร์ 2 ตัว คือ 1) ค่าสัมประสิทธิ์ความหนืดที่หนึ่ง (dynamic viscosity), μ ซึ่งจะเชื่อมโยงกับการเสียรูปร่างเชิงเส้นของของไหล และ 2) ค่าสัมประสิทธิ์ความหนืดที่สอง, λ ที่จะเชื่อมโยงกับการเสียรูปร่างเชิงปริมาตร ดังนั้นจะมีองค์ประกอบย่อยของความเค้นอยู่ทั้งหมด 9 ตัว โดยมี 6 ตัวในนั้นไม่ขึ้นแก่กันหรือเรียกว่ามีระดับอิสระ (degree of freedom) เท่ากับ 6

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

ภาพของความหนืดในส่วนที่สองนั้นไม่ชัดเจนนัก เนื่องจากผลของมันในทางปฏิบัติมีไม่มากนัก สำหรับก๊าซ การประมาณค่าที่ดีคือ $\lambda = -\frac{2}{3}\mu$ (Schlichting (1979)) และเนื่องจากสมมุติว่าของเหลวเป็น

แบบที่อัดตัวไม่ได้ ซึ่งจากสมการอนุรักษ์มวลคือ $\text{div } \mathbf{u} = 0$ ดังนั้นความเค้นหนืดจะเป็น 2 เท่าของอัตราการเสียรูปเชิงเส้น

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

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

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

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

สามารถจัดเรียงเทอมของความเค้นหนืดใหม่ ดังข้างล่างนี้

$$\begin{aligned} &\frac{\partial}{\partial x} \left[2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] \\ &= \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) \\ &+ \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \right] \\ &= \text{div}(\mu \text{grad } u) + S_{Mx} \end{aligned}$$

ความเค้นหนืดในสมการที่เป็นองค์ประกอบในทิศทาง y และ z สามารถจัดใหม่ในลักษณะเดียวกัน จะสร้างสมการโมเมนต์ตัวอย่างง่าย โดยการซ้อนเทอมของความเค้นหนืดในเทอมของการเพิ่มขึ้นของโมเมนต์ (source term) ดังนั้นจึงนิยามเทอมของการเพิ่มขึ้นของโมเมนต์ใหม่โดย

$$S_M = S_M + [s_M] \quad (3.31)$$

สมการนาเวียร์-สโตกส์ สามารถถูกเขียนในรูปแบบที่ใช้สำหรับการพัฒนาวิธีปริมาตรสี่เหลี่ยม ดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad } u) + S_{Mx} \quad (3.32ก)$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \text{div}(\mu \text{grad } v) + S_{My} \quad (3.32ข)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \text{div}(\mu \text{grad } w) + S_{Mz} \quad (3.32ค)$$

ถ้าใช้แบบจำลอง newtonian สำหรับความเค้นหนืดในสมการพลังงานภายใน (3.24) จะได้

$$\rho \frac{Di}{Dt} = -p \text{div} u + \text{div}(k \text{grad } T) + \Phi + S_i \quad (3.33)$$

ผลกระทบทันทีทั้งหมดเนื่องจากความเค้นหนืดในสมการพลังงานภายในนี้ สามารถเขียนได้ในเทอมของฟังก์ชันการสลายตัว (dissipation function) Φ ซึ่งหลังจากการปรับรูปแบบสมการ สามารถแสดงได้ ดังนี้

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

การสลายตัวนี้เป็นค่าบวกเสมอเนื่องจากประกอบด้วยเทอมยกกำลังสอง และแทนถึงการก่อกำเนิดของพลังงานภายในอันเป็นผลมาจากการเสียดรูปทรงของชิ้นส่วนของไหล อีกนัยหนึ่งคือเป็นตัวเลขของพลังงานจลน์จากการเคลื่อนที่ของอนุภาคของไหล และเปลี่ยนไปเป็นพลังงานภายในหรือความร้อน นั่นเอง

3.3.4 รูปแบบอนุรักษณ์สำหรับสมการควบคุมของการไหล

สมการอนุรักษณ์มวล โมเมนตัม และพลังงาน ในรูปแบบของไดเวอร์เจนท์ เป็นสมการแบบ 3 มิติ ที่ขึ้นกับเวลาของของไหล newtonian ที่อัดตัวได้ แสดงโดย

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

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

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

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

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

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

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

เทอมการก่อกำเนิดของโมเมนตัม S_M และฟังก์ชันการสลายตัว Φ แสดงใน (3.31) และ (3.34) ตามลำดับ เป็นที่น่าสนใจที่ว่ามีสมมติฐานสมดุลทางเทอร์โมไดนามิกส์ ทำให้ได้สมการการไหล (PDEs) 5 สมการ และสมการพีชคณิต 2 สมการรวมเป็น 7 สมการ ต่อมาใช้แนวคิดของของไหล newtonian ซึ่งเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อธิบายความเค้นหนีตึในเทอมของความแตกต่างขององค์ประกอบความเร็วต่อหน่วยความยาว เป็นผลให้ เกิดตัวไม่รู้ค่า 7 ตัว จำนวนที่เท่ากันของสมการและตัวที่ไม่รู้ค่าของระบบนี้ สามารถถูกแก้ปัญหาได้ ด้วย เงื่อนไขที่ขอบและค่าเริ่มต้น (boundary and initial condition)

3.3.5 รูปแบบเชิงอนุพันธ์และอินทิกรัลสำหรับสมการการเคลื่อนย้ายแบบปกติ

จากตารางที่ 3.1 จะพบว่า มีโครงสร้างสมการหลายสมการที่มีความคล้ายคลึงกัน ถ้าพิจารณา ϕ เป็นตัวแปรแสดงคุณสมบัติใดๆ ของของไหลแล้ว รูปแบบของสมการอนุพันธ์ที่ถูกสร้างขึ้นนั้นก็จะมี โครงสร้างคล้ายกับสมการข้างต้นเช่นกัน 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

อัตราการ เพิ่ม ϕ ของ ชิ้นส่วนของ ไหล	+	การไหลสุทธิของ ϕ ที่ ออกจากชิ้นส่วนของ ไหล	=	อัตราการเพิ่มขึ้น ของ ϕ เนื่องจากการ แพร่	+	อัตราการเพิ่มขึ้น ของ ϕ เนื่องจากการ ก่อกำเนิด
--	---	---	---	--	---	---

สมการ (3.39) ถูกเรียกว่าสมการการเคลื่อนย้ายของคุณสมบัติ ϕ ซึ่งพบว่ามันสามารถอธิบายการเคลื่อนย้ายของปริมาณทางฟิสิกส์ที่แตกต่างกันได้ คือเทอมที่แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงและเทอมของการพาอยู่ด้านซ้ายมือของสมการ ส่วนเทอมของการแพร่ (Γ คือ การแพร่ทางความร้อน) และเทอมของการก่อกำเนิด อยู่ขวามือตามลำดับ โดยได้ซ่อนเทอมซึ่งไม่เหมือนกันไว้ในเทอมของการก่อกำเนิด นั่นเอง

สมการ (3.39) ถูกใช้เป็นจุดเริ่มต้นสำหรับขั้นตอนการคำนวณในวิธีปริมาตรสี่เหลี่ยมโดยกำหนด ϕ เท่ากับ $1, u, v, w$ และ i (หรือ T หรือ h_0) และเลือกค่าที่เหมาะสมสำหรับสัมประสิทธิ์การแพร่ Γ และเทอมการก่อกำเนิด ได้รูปแบบพิเศษของตารางที่ 3.1 ในสมการ partial differential equations ทั้ง 5 ชุด ซึ่งประกอบด้วยสมการอนุพันธ์มวล 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 เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จะเท่ากับ องค์ประกอบย่อยของเวกเตอร์ \mathbf{a} ในทิศทางตั้งฉากกับพื้นผิวตลอดทั้งขอบเขตของปริมาตรรวม (integrated) ซึ่งก็คืออาณาบริเวณของพื้นผิว A ทั้งหมด การประยุกต์ทฤษฎี Gauss' divergence (สมการที่ 3.41) จะทำให้สามารถเขียนได้ ดังนี้

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

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

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

ในทำนองเดียวกัน ความสัมพันธ์ (3.42) ของของไหลในปริมาตรควบคุมสามารถอธิบายได้ดังนี้

อัตราการเพิ่ม ϕ	+	อัตราการลดลงสุทธิของ ϕ เนื่องจากการพาที่คร่อมผ่านขอบเขต	=	อัตราการเพิ่มขึ้นของ ϕ เนื่องจากการแพร่	+	อัตราการสร้างสุทธิของ ϕ
----------------------	---	--	---	--	---	------------------------------

การอธิบายนี้ยืนยันได้ว่าการอินทิเกรตของสมการ partial differential ยังคงสภาพของการอนุรักษ์ปริมาณทางฟิสิกส์ของของไหล ถึงแม้ว่าในระดับปริมาตรควบคุมที่มีขนาดจำกัด (macroscopic)

ในปัญหาสภาวะคงตัว (steady state) อัตราของเทอมที่การเปลี่ยนแปลงของ (3.42) เท่ากับศูนย์ สิ่งนี้นำไปสู่รูปแบบอินทิเกรตของสมการการเคลื่อนที่แบบสภาวะคงตัว

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

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

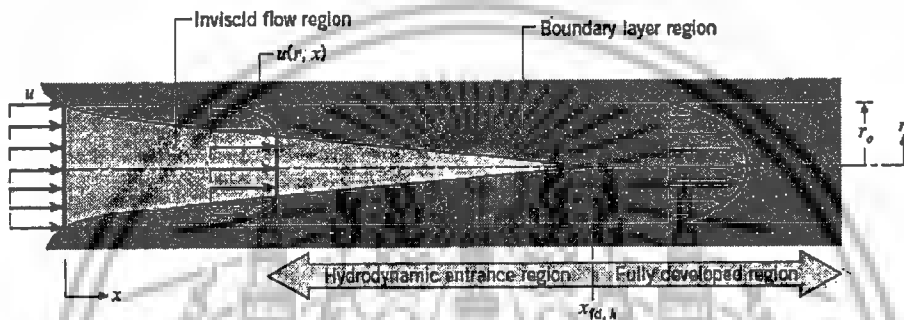
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\begin{aligned}
 & \int \frac{\partial}{\partial t} \left(\int_{cv} (\rho \phi) dV \right) dt + \int \int_{\Delta A} n \cdot (\rho \phi u) dA dt \\
 & = \int \int_{\Delta A} n \cdot (\Gamma \text{ grad } \phi) dA dt + \int \int_{\Delta cv} S_\phi dV dt
 \end{aligned}
 \tag{3.44}$$

3.3.6 การไหลของของไหล

- สถานะการไหล

พิจารณาการไหลแบบราบเรียบ ในท่อกลมที่มีรัศมี r_0 ตามรูปที่ 3.6



รูปที่ 3.6 การก่อตัวของบาวน์ดารีเรเยอร์ของการไหลแบบราบเรียบในท่อกลม

สำหรับการไหลภายในท่อนั้น ต้องคำนึงถึงการขยายตัวของช่วงบริเวณทางเข้า (entry region) ซึ่งจะขึ้นอยู่กับว่าการไหลนั้นเป็นอย่างไร แบบราบเรียบหรือปั่นป่วน เลขเรย์โนลด์สำหรับการไหลภายในท่อกลมกำหนดเป็น

$$Re_D \equiv \frac{\rho u_m D}{\mu} \tag{3.45}$$

ซึ่ง u_m เป็นความเร็วเฉลี่ยภายในท่อ

D เส้นผ่านศูนย์กลาง (diameter) ของท่อ

เลขเรย์โนลด์ส์วิกฤติ สำหรับการเปลี่ยนแปลงของการไหล จากราบเรียบเป็นปั่นป่วนเริ่มต้น

จาก

$$Re_{D,c} \approx 2300$$

และการไหลเป็นแบบปั่นป่วนเต็มที่ ที่ $Re_D \geq 4000$

สำหรับการไหลแบบราบเรียบ (คือ $Re_D \leq 2300$) ความยาวของช่วงบริเวณทางเข้าสำหรับการปรับตัวหาได้จากสมการ

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- ความเร็วเฉลี่ย (mean velocity)

ข้อแตกต่างของการไหลภายในและการไหลภายนอกก็คือ ไม่สามารถใช้ความเร็วของกระแสอิสระ u_∞ ของของไหลได้ เนื่องจากความเร็วภายในท่อจะแปรเปลี่ยนทั่วทั้งพื้นที่หน้าตัดของท่อ ดังนั้นจึงใช้ความเร็วเฉลี่ย u_m (mean velocity) แทน โดยนิยามว่าความเร็วเฉลี่ยนี้คือ ความเร็วที่เมื่อคูณด้วยพื้นที่หน้าตัดของท่อและความหนาแน่นของของไหลแล้วจะเท่ากับอัตราการไหลของมวล ซึ่งได้

$$\dot{m} = \rho u_m A_c \quad (3.457)$$

ถ้าเป็นการไหลสภาวะคงที่ ที่อัดตัวไม่ได้แล้ว ภายในท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่ ค่า \dot{m} และ u_m ย่อมมีค่าคงที่ตลอดความยาวท่อ

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

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

เพราะว่า ค่า \dot{m} อาจหาได้จากการอินทิเกรตของฟลักซ์มวล (ρu) 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

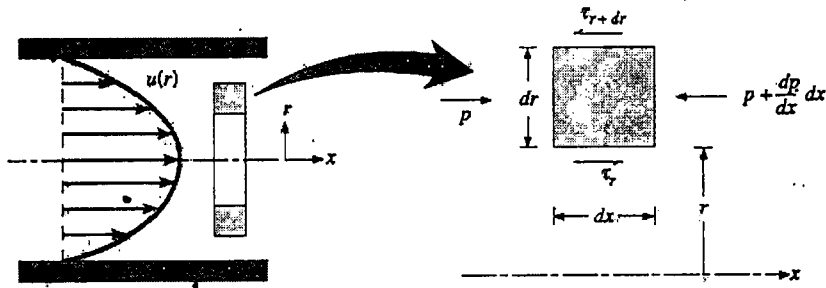
รูปทรงของความเร็วสามารถหาได้ สำหรับการไหลแบบราบเรียบของของไหลที่คุณสมบัติคงที่ อัดตัวไม่ได้ ในช่วงที่ปรับตัวเต็มที่แล้วของท่อกลม (สำหรับปั่นป่วน ส่วนใหญ่ต้องอาศัยผลจากการทดลองเป็นหลัก) โดยทั่วไปจะเป็นฟังก์ชันของรัศมี

สิ่งสำคัญสำหรับเงื่อนไขข้างต้นก็คือ ค่าความเร็วในแนวรัศมีและการเปลี่ยนแปลงของความเร็วตามแนวแกนทุกๆ แห่งมีค่าเป็นศูนย์

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

ดังนั้น ความเร็วตามแนวแกนจะมีค่าขึ้นอยู่กับ r เท่านั้น $[u(x, r) = u(r)]$

ความเร็วตามแนวแกนหาได้ จากการแก้สมการที่เหมาะสมของสมการโมเมนตัม ตามแนว x หรืออาจจะหาโดยคิดสมมูลของการอนุรักษ์โมเมนตัมก็ได้ตามรูปที่ 3.7



รูปที่ 3.7 สมดุลแรงบนอิลิเมนต์ dx สำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ก่อตัวเต็มทีในท่อกลม

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

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

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

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 $\partial u / \partial r|_{r=0} = 0$ จะได้

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

ดังนั้น รูปทรงของความเร็วสำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ปรับตัวเต็มทีแล้วจะเป็นพาราโบลาและจะสังเกตว่าการเปลี่ยนแปลงความดัน $\left(\frac{dp}{dx} \right)$ 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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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

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

- การเปลี่ยนแปลงความดันและตัวประกอบเสียดทานในการไหลแบบปรับตัวเต็มที่แล้ว

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

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

ค่านี้ต่างกับสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน C_f ซึ่งบางครั้งเรียกว่า “ตัวประกอบเสียดทานเฟอนิ่ง” ซึ่งนิยามว่า

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

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

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

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

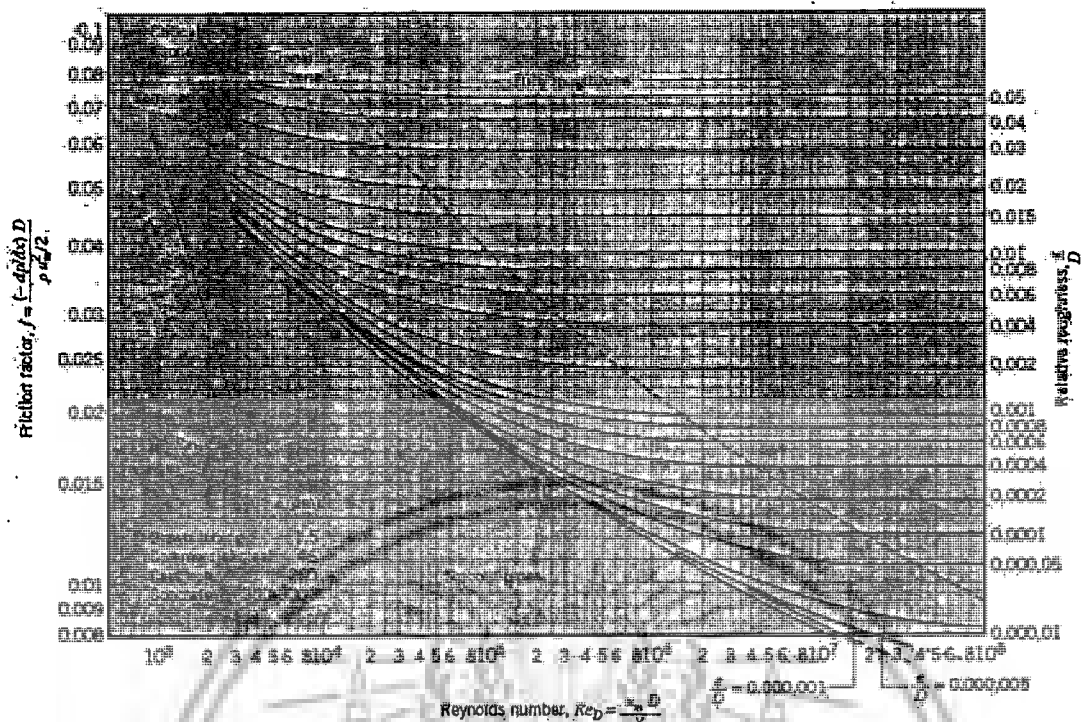
$$f = \frac{64}{Re_D} \quad (3.59)$$

นอกจากนี้ รู้ว่า ความดันตกคร่อม (Δp) ระหว่างระยะ x_1 ถึง x_2 เป็น

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

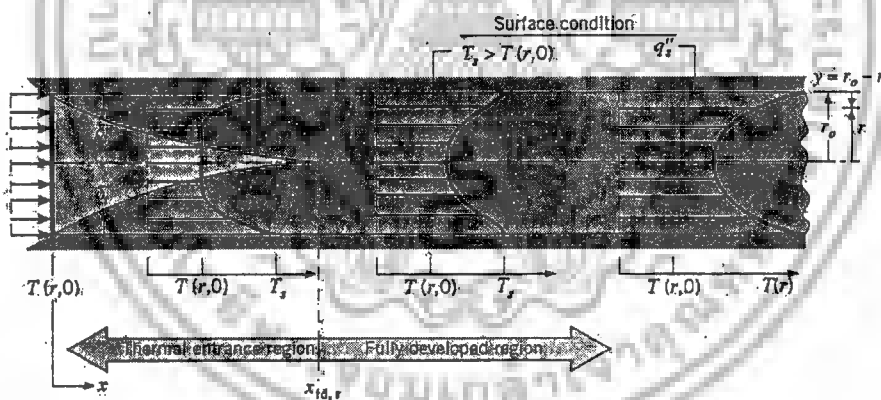
สำหรับการไหลแบบราบเรียบซึ่งค่า f หาได้จากรูปที่ 3.8 หรือจากสมการ (3.59)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.8 ตัวประกอบเสียดทานสำหรับการไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อกลม

3.3.7 การถ่ายเทความร้อน



รูปที่ 3.9 การก่อตัวของบาวนด์รีเลเยอร์ทางความร้อนในท่อกลม

มาพิจารณาอิทธิพลของความร้อนข้างล่างของไหลเข้าไปในท่อตามรูปที่ 3.9 ที่อุณหภูมิสม่ำเสมอ $T(r,0)$ ซึ่งมีค่าแตกต่างจากอุณหภูมิที่ผิวแล้ว การพาความร้อนจะเกิดขึ้นและบาวนด์รีเลเยอร์ของความร้อนจะเริ่มก่อตัวขึ้น อย่างไรก็ตามถ้าสถานะที่ผิวของท่อคงที่โดยอาจเป็นอุณหภูมิผิวสม่ำเสมอคงที่ ($T_s = \text{คงที่}$) หรือฟลักซ์ความร้อนที่ผิวสม่ำเสมอ ($q_s'' = \text{คงที่}$) สถานะที่ปรับตัวคงที่แล้วของความร้อน (thermally fully developed condition) ก็จะมีเกิดขึ้น ในที่สุดรูปร่างของอุณหภูมิที่ปรับตัวเต็มที่แล้วจะแตกต่างกันตามเงื่อนไข ไม่ว่าจะกรณีอุณหภูมิผิวคงที่หรือฟลักซ์ความร้อนคงที่

สำหรับการไหลแบบราบเรียบระยะความยาวของทางเข้าสำหรับปรับตัว จะเป็น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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

โดยการเปรียบเทียบบริเวณทางเข้า (entrance region) ของอุณหภูมิตามสมการ (3.61) กับสมการของความเร็ว (3.46) จะพบว่าต่างกันที่ค่า Pr เท่านั้น จึงพอสรุปได้ว่า ถ้า $Pr > 1$ แล้ว ไฮโดรไดนามิกบาวนด์รีเลย์เออร์ ขยายเร็วกว่า บาวนด์รีเลย์เออร์ของความร้อนมาก ($x_{fd} > x_{fd,t}$) และจะกลับกันถ้า $Pr < 1$ สำหรับค่า Pr สูงๆ เช่น น้ำมัน ($Pr \geq 100$) x_{fd} จะน้อยกว่า $x_{fd,t}$ มากมายและอาจสมมติได้ว่ารูปทรงของความเร็วที่ปรับตัวเต็มที่แล้วมีตลอดช่วงบริเวณทางเข้าของความร้อน ในทางกลับกันของไหลที่มีค่า Pr ต่ำมากๆ เช่น โลหะเหลว ($Pr < 0.05$) รูปร่างอุณหภูมิมักจะเป็นแบบอัดตัวเต็มที่แล้วได้เร็วมากในขณะที่รูปร่างของความเร็วยังอยู่ในช่วงกำลังก่อตัวอยู่ 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_∞ เนื่องจาก T_∞ คงที่ในทิศทางของการไหล ส่วน T_m ต้องเปลี่ยนแปลงตามทิศทางนั้นคือ dT_m/dx จะไม่เป็นศูนย์ถ้ามีการถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้น ค่าของ T_m เพิ่มตามระยะ x ถ้าการถ่ายเทความร้อนเป็นไปจากผิวสู่ของไหล ($T_s > T_m$) และ T_m จะลดลงกับระยะ x ถ้า $T_s < T_m$

- สภาวะการปรับตัวเต็มที่แล้ว (fully developed conditions)

เนื่องจากการพาความร้อนเกิดขึ้นจริงระหว่างผิวและของไหลคืออุณหภูมิของไหลต้องยังคงเปลี่ยนแปลงตามระยะ x สิ่งที่ยากูรู้คือเกิดภาวะ thermal fully developed หรือยัง สถานการณ์นี้จะแตกต่างไปจากกรณีการไหลของของไหลที่ซึ่ง $(\partial u / \partial x) = 0$ ในช่วงบริเวณปรับตัวเต็มที่แล้ว ในทางกลับกันถ้ามีการพาความร้อนแล้ว (dT_m / dx) เช่นเดียวกับ $(\partial T / \partial x)$ ที่รัศมี r ใดๆจะไม่เป็นศูนย์ ผลที่ตามมารูปร่างเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ของอุณหภูมิ $T(r)$ จะเปลี่ยนแปลงอย่างต่อเนื่องกับ x ซึ่งเปรียบเสมือนว่า สภาวะการปรับตัวเต็มที่แล้ว ของอุณหภูมิไม่เคยเกิดขึ้นเลย ปรากฏการณ์นี้จะต้องจัดใหม่ให้อยู่ในรูปไร้มิติของอุณหภูมิเพื่อให้ได้เงื่อนไขนี้

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

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

โดยที่ T_s เป็นอุณหภูมิผิวท่อ T เป็นอุณหภูมิของไหลที่ตำแหน่งใดๆ

T_m เป็นอุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลทั่วพื้นที่หน้าตัดของท่อ

เงื่อนไขที่กำหนดให้สำหรับสมการ (3.65) ซึ่งจะเกิดขึ้นในท่ออาจจะเป็นกรณี q_s^* คงที่หรือ T_s คงที่ได้ เงื่อนไขที่ผิวแบบนี้เกิดขึ้นมากในทางวิศวกรรม เช่น ผนังท่อที่ซึ่งได้รับความร้อนจากไฟฟ้าหรือ ฝวภายนอกที่ได้รับจากการแผ่รังสีอย่างสม่ำเสมอจะเป็นกรณีของ q_s^* คงที่ ส่วนกรณี T_s คงที่ จะเกิดขึ้นถ้ามีการเปลี่ยนสภาวะ (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) เพราะอัตราส่วนอุณหภูมินี้เป็นอิสระกับ x ค่าอนุพันธ์ของอัตราส่วนนี้เทียบกับ r ต้องไม่ขึ้นกับ x การหาค่าอนุพันธ์นี้ที่ผิวท่อ (สังเกตว่า T_s และ T_m คงที่) จะได้

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

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

$$q_s^* = -k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} = k \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=r_o}$$

และสำหรับ q_s^* จากกฎการเย็นตัวของนิวตัน จะได้

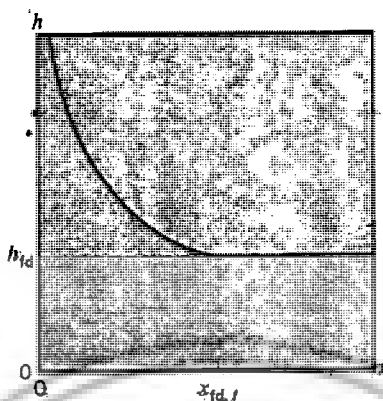
$$\frac{h}{k} \neq f(x) \quad (3.66)$$

ดังนั้นการไหลแบบปรับตัวเต็มที่แล้วของอุณหภูมิของของไหล โดยมีคุณสมบัติต่างๆคงที่ ค่า h ที่ตำแหน่งใดๆจะคงที่ไม่ขึ้นกับระยะ x

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อย่างรวดเร็วเมื่อเกิดบาวด์ารีเลเยอร์ของอุณหภูมิขึ้น จนกระทั่งเข้าสู่ค่าคงที่ซึ่งก็คือเข้าสู่ช่วงปรับตัวเต็มที่แล้วนั่นเอง



รูปที่ 3.10 การเปลี่ยนแปลง h ตามแนวแกน สำหรับการไหลภายในท่อ

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

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

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

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

แทนค่าจากสมการ (3.67) ได้

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{fd,t} = \left. \frac{dT_m}{dx} \right|_{fd,t} \quad q_s'' = \text{constant} \quad (3.69)$$

ดังนั้นการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิตามแนวแกนจะเป็นอิสระกับตำแหน่งในแนวรัศมี

สำหรับกรณีของ T_s คงที่ ($dT_s / dx = 0$) จากสมการ (3.68) ได้ว่า

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{fd,t} = \frac{(T_s - T)dT_m}{(T_s - T_m)dx} \Big|_{fd,t} \quad T_s = \text{constant} \quad (3.70)$$

โดยที่ค่า $\partial T / \partial x$ จะขึ้นอยู่กับแนวรัศมี

จากที่กล่าวมาพอเชื่อถือได้ว่าอุณหภูมิเฉลี่ยเป็นตัวแปรที่สำคัญมากสำหรับการไหลภายในท่อ เพื่อที่จะอธิบายการไหลนั้นๆ จำเป็นต้องรู้การแปรเปลี่ยนของมันกับค่า x ซึ่งการแปรเปลี่ยนหาได้โดยการประยุกต์การสมดุลพลังงานทั้งหมดกับการไหล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

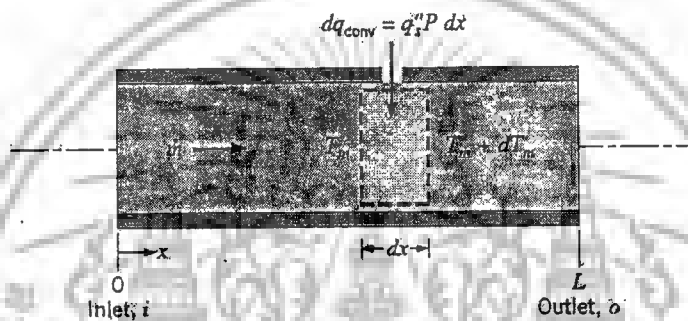
3.3.8 การสมดุลของพลังงาน (energy balance)

พิจารณาการไหลในท่อตามรูปที่ 4.6 ของไหลไหลด้วยอัตรามวลคงที่ \dot{m} และมีการพาความร้อนเกิดขึ้นที่ผิวภายใน โดยทั่วไปการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์และพลังงานศักย์ของของไหลรวมทั้งการนำความร้อนในทิศทางแนวแกนจะไม่นำมาคิด ดังนั้นถ้าไม่มีงานเพล่าซึ่งกระทำโดยของไหลขณะไหลผ่านท่อแล้ว จะมีเพียงอิทธิพลที่เกี่ยวข้องกับการเปลี่ยนแปลงพลังงานความร้อน และกับงานจากการไหลเท่านั้น

งานของการไหลเป็นงานที่ใช้เคลื่อนของไหลผ่านปริมาตรควบคุม คิดต่อหน่วยมวลของไหล และจะอยู่ในรูปของผลคูณของความดัน p และปริมาตรจำเพาะ v (ซึ่ง $v=1/\rho$)

โดยการประยุกต์การอนุรักษ์พลังงานต่อปริมาตรควบคุมตามรูปที่ 3.11 และจากนิยามของ T_m จะได้

$$dq_{conv} + \dot{m}(c_v T_m + pv) - \left[\dot{m}(c_v T_m + pv) + \dot{m} \frac{d(c_v T_m + pv)}{dx} \right] dx = 0$$



รูปที่ 3.11 ปริมาตรควบคุมสำหรับการไหลภายในท่อ

หรือ

$$dq_{conv} = \dot{m} d(c_v T_m + pv) \quad (3.71)$$

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

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

สมการนี้ใช้ได้ดีสำหรับของเหลวที่อัดตัวไม่ได้เช่นกัน ในกรณีนี้ $c_p = c_v$ และเพราะว่า v น้อยมาก ๆ $d(pv)$ 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

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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

- กรณีฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ (constance surface heat flux)
กรณีนี้จะพบว่าง่ายที่จะหาค่า 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 ใดๆได้

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

จาก (3.77) ได้ว่า T_m แปรเปลี่ยนเชิงเส้นกับระยะ x ตามท่อ

- กรณีอุณหภูมิที่ผิวคงที่ (constant surface temperature)
ผลลัพธ์สำหรับค่า q_{conv} และการกระจายของ T_m แตกต่างกันโดยสิ้นเชิงจากกรณีก่อน สำหรับกรณีนี้โดยนิยาม โดย ΔT เป็น $T_s - T_m$ สมการ (3.74) เขียนใหม่เป็น

$$\frac{dT_m}{dx} = -\frac{d(\Delta T)}{dx} = -\frac{P}{\dot{m}c_p}h\Delta T$$

แยกตัวแปรและอินทิเกรตจากทางเข้าถึงทางออกของท่อได้

$$\int_{\Delta T_i}^{\Delta T_o} \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = -\frac{P}{\dot{m}c_p} \int_0^L h dx$$

$$\ln \frac{\Delta T_o}{\Delta T_i} = -\frac{PL}{\dot{m}c_p} \left(\frac{1}{L} \int_0^L h dx \right)$$

จากนิยามของ \bar{h} จะได้

$$\ln \frac{\Delta T_o}{\Delta T_i} = -\frac{PL}{\dot{m}c_p} \bar{h}_L \quad (T_s = \text{constant}) \quad (3.78ก)$$

ซึ่ง \bar{h}_L หรือ \bar{h} เป็นค่าเฉลี่ยของ h สำหรับท่อทั่วทั้งหมด โดยจัดใหม่

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ถ้าอินทิเกรตจากทางเข้าถึงตำแหน่ง x ใด จะได้

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

โดยที่ค่า \bar{h} ในสมการนี้เป็นค่าเฉลี่ยของ h จากทางเข้าของท่อถึง x สมการนี้ชี้ให้เห็นว่าความแตกต่างของอุณหภูมิ ($T_s - T_m$) 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

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

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











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

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 โดยเฉพาะอย่างยิ่งกับพื้นที่หน้าตัดที่มีมุมคมหลายมุม สำหรับกรณีเช่นนั้น ค่า Nu_D สอดคล้องกับเงื่อนไขปรับตัวเต็มที่แล้วหาได้จากตารางที่ 3.2

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

Cross Section	$\frac{b}{a}$	$Nu_D = \frac{hD_h}{k}$		$f \cdot Re_{D_h}$
		(Uniform q_w)	(Uniform T_w)	
	—	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
	∞	8.23	7.54	96
	∞	5.39	4.86	96
	—	3.11	2.49	53

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

3.3.10 สมรรถนะเชิงความร้อน (thermal performance)

Sripattanapipat and Promvongse (2009) นำเสนอสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนซึ่งคำนวณได้จาก

$$\eta = \frac{(Nu/Nu_o)}{(f/f_o)^{1/3}} \quad (3.82)$$

- เมื่อ η คือ สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน
 Nu คือ เลขนัสเซิลของท่อทรงกระบอกที่ติดแผ่นกัน
 Nu_o คือ เลขนัสเซิลของท่อทรงกระบอกผิวเรียบ
 f คือ ตัวประกอบเสียดทานของท่อทรงกระบอกที่ติดแผ่นกัน
 f_o คือ ตัวประกอบเสียดทานของท่อทรงกระบอกผิวเรียบ

3.3.11 สมการควบคุมและสมมติฐาน

การพัฒนาแบบจำลองเชิงตัวเลขสำหรับการไหลของของไหลและการถ่ายเทความร้อนในท่อทรงกระบอก โดยมีสมมติฐานดังต่อไปนี้

- การไหลของของไหลและการถ่ายเทความร้อนเป็นแบบคงตัว 3 มิติ
- การไหลเป็นแบบราบเรียบและอัดตัวไม่ได้
- คุณสมบัติของของไหลคงที่
- ไม่คำนึงแรงวัตถุและการสูญเสียเนื่องจากความหนืด
- ไม่คำนึงการแผ่รังสีความร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากสมมติฐานข้างต้น สำหรับการไหลในท่อทรงกระบอกสมการควบคุมประกอบไปด้วยสมการความต่อเนื่อง สมการนาวิเยร์-สโตก และสมการพลังงาน สามารถเขียนในรูปเทนเซอร์ในระบบพิกัดคาร์ทีเซียนดังนี้

สมการความต่อเนื่อง:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (3.83)$$

สมการโมเมนตัม:

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (3.84)$$

สมการพลังงาน:

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

เมื่อ Γ คือการแพร่ทางความร้อน กำหนดโดย

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

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

ในงานวิจัยนี้มีตัวแปรที่ให้ความสนใจอยู่ 4 ตัวแปร คือ ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ ค่าตัวประกอบเสียดทาน ค่านัสเซลนัมเบอร์และสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนความร้อน ซึ่งค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์นิยามโดย

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

ตัวประกอบเสียดทาน, f คำนวณได้จากความดันตกคร่อม, Δp ตลอดช่วงความยาว periodic ของท่อทรงกระบอก, L

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

การถ่ายเทความร้อนคำนวณหาจากค่านัสเซลนัมเบอร์เฉพาะที่ซึ่งสามารถเขียนได้เป็น

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

ค่านัสเซลนัมเบอร์เฉลี่ยสามารถคำนวณได้จาก

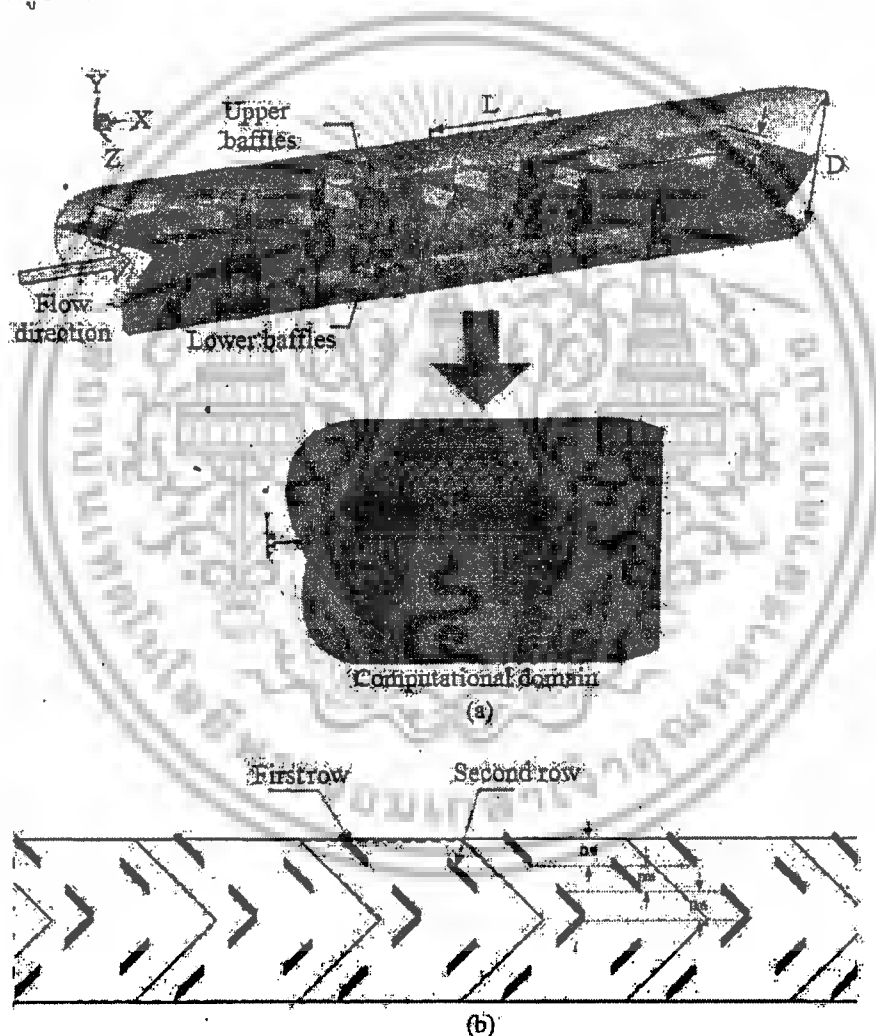
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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

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 นัสเซลน์มเบอร์และตัวประกอบเสียดทานของท่อผิวเรียบตามลำดับ
รายละเอียดของตัวแปรที่ใช้ในการศึกษาแสดงดังรูปที่ 3.1a และรายละเอียดของแผ่นกั้นตัววีแบบ
แยกตัวแสดงดังรูปที่ 3.1b



รูปที่ 3.12 a) แบบจำลองที่ใช้ในการศึกษา และ b) รายละเอียดของแผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.5 กรณีศึกษา

กรณีที่ทำการศึกษาแสดงดังตารางที่ 3.3

ตารางที่ 3.3 กรณีศึกษา

PR (P/D)	BR (b/D)	Re
1.0	0.05 - 0.20	100 - 1200
1.5	0.05 - 0.20	100 - 1200



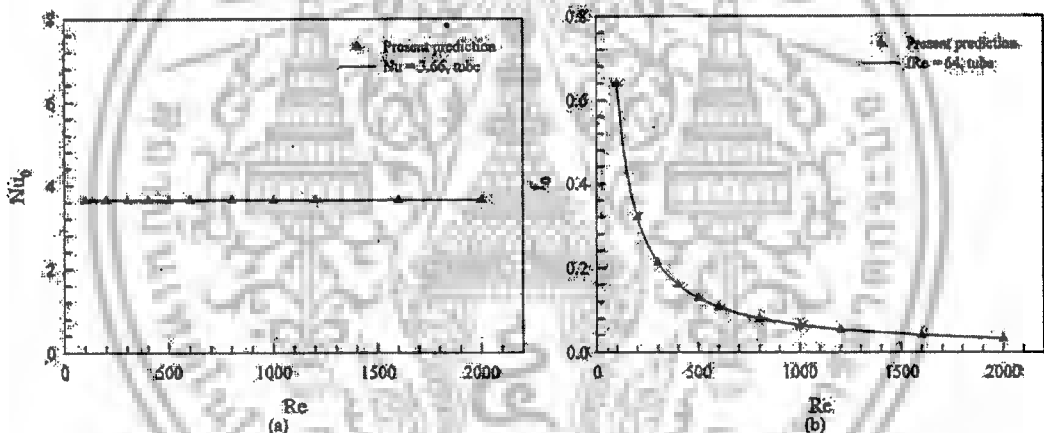
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4 ผลการวิจัย

ผลการวิจัยแบ่งออกเป็น 4 หัวข้อ ประกอบด้วย การทดสอบเทียบกับท่อเปล่า, พฤติกรรม การไหล, พฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนและสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน โดยรายละเอียด ของผลการวิจัยสามารถเพิ่มเติมได้ที่ภาคผนวก ก. งานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์

4.1 การทดสอบเทียบท่อเปล่า

การทดสอบความถูกต้องของแบบจำลองที่ใช้ในการศึกษาวิจัย ทำได้โดยการเปรียบเทียบ ระหว่างผลที่ได้จากแบบจำลองและผลที่ได้จากสมการสหสัมพันธ์ของท่อเปล่า จากรูปที่ 4.1 แสดง การเปรียบเทียบของค่า Nu และ f ที่ได้จากท่อเปล่าของค่าที่ได้จากแบบจำลองและสมการสหสัมพันธ์ พบว่าค่าที่ได้มีค่าแตกต่างอยู่ในช่วง $\pm 0.28\%$ ทั้งในส่วนของ Nu และ f ดังนั้น จึงสามารถใช้ แบบจำลองที่ได้สร้างขึ้นนี้เพื่อใช้ในการศึกษาและพัฒนาเพื่อตัวสร้างการไหลปั่นป่วนชนิดอื่น ๆ



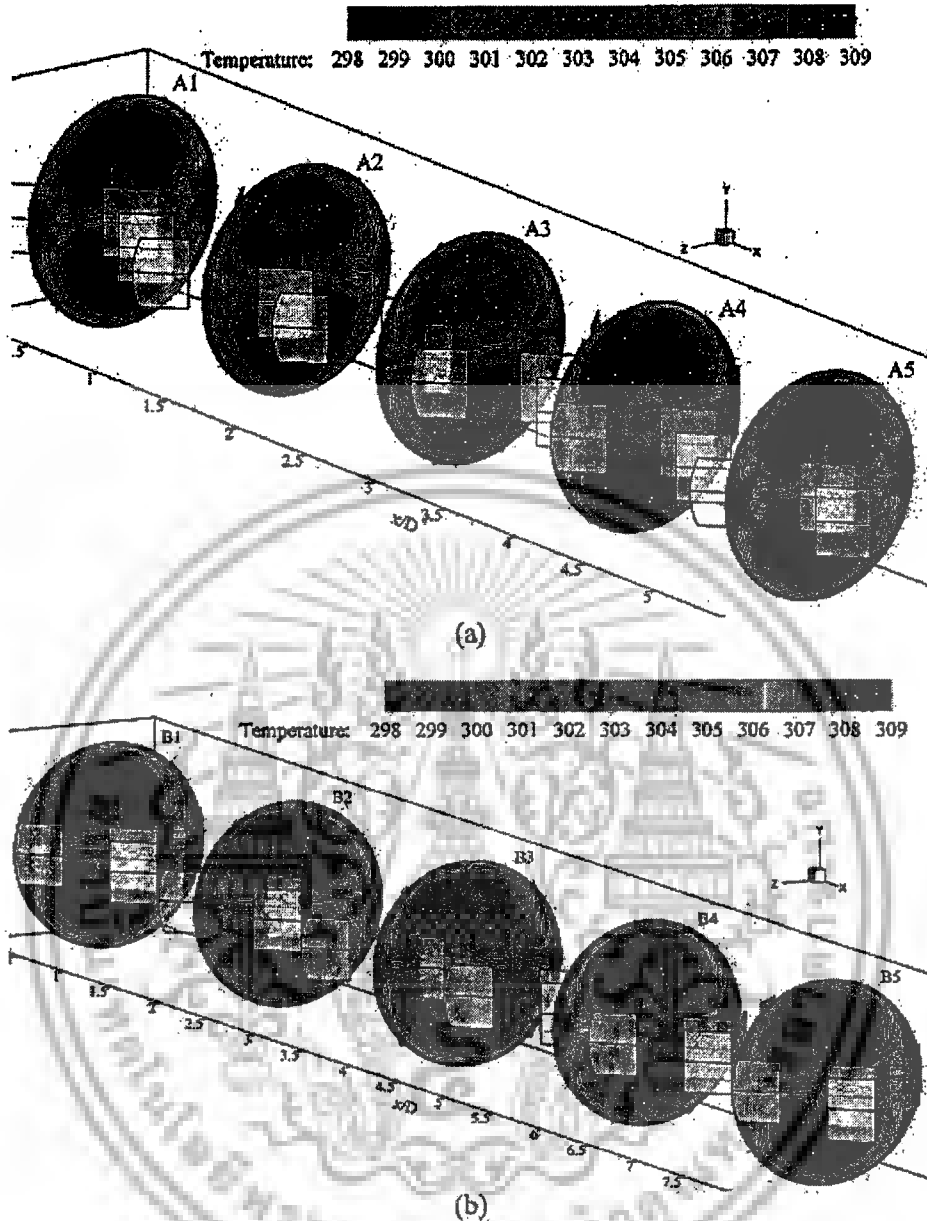
รูปที่ 4.1 การทดสอบเทียบกับท่อเปล่า สำหรับ a) Nu และ b) f

4.2 พฤติกรรมการไหล

พฤติกรรมการไหลแสดงในรูปของเส้นกระแสการไหลตามแนวขวางและเส้นกระแสการไหลตามแนวยาว ดังรูปที่ 4.2 ถึง 4.5

จากรูปที่ 4.2 แสดงเส้นกระแสการไหลและการกระจายอุณหภูมิตามแนวระนาบขวางการไหลที่ค่า PR ต่าง ๆ พบว่า พฤติกรรมการไหลของทั้ง 2 ระยะ PR ให้รูปแบบที่ใกล้เคียงกัน คือ มีกระแสการหมุนวนหลักเท่ากับ 4 แกนการหมุนวน และการหมุนวนย่อย ๆ ที่ซับซ้อนใกล้เคียงกับบริเวณผนัง เมื่อพิจารณาที่คู่การหมุนวนที่ส่วนล่างของท่อพบว่า การหมุนวนเป็นแบบ "common flow down" ในทุก ๆ ระนาบของท่อ แกนการหมุนวนหลักที่ 4 แกนจะแปรเปลี่ยนไปตามตำแหน่งของแผ่นกั้นตัวรีแบบแยกตัว

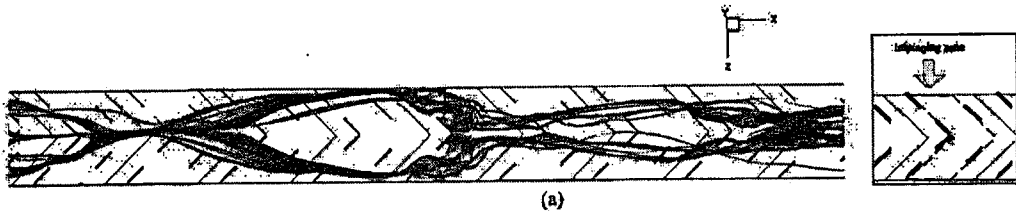
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



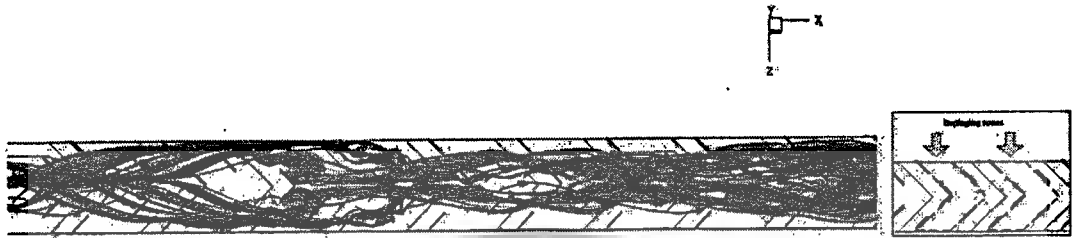
รูปที่ 4.2 เส้นกระแสการไหลและการกระจายอุณหภูมิตามแนวขวาง สำหรับ a) $PR = 1$ และ b) $PR = 1.5$ ของแผ่นกั้นตัววีแยกตัวที่ค่า $Re = 600$ และ $BR = 0.15$

สำหรับพฤติกรรมการไหลซึ่งแสดงด้วยเส้นกระแสการไหลตามแนวยาว พบว่า เส้นกระแสการไหลไหลข้ามแผ่นกั้นประมาณ 3 โมดูลก่อนที่จะกระแทกบริเวณแผ่น และหลังจากกระแทกที่แผ่นแล้วจะเกิดการแตกตัวข้ามแผ่นกั้นประมาณ 2 โมดูล โดยพฤติกรรมการไหลเหล่านี้จะประพุดตัวซ้ำ ๆ กันในทุก ๆ โมดูล ดังรูปที่ 4.3 - 4.5

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

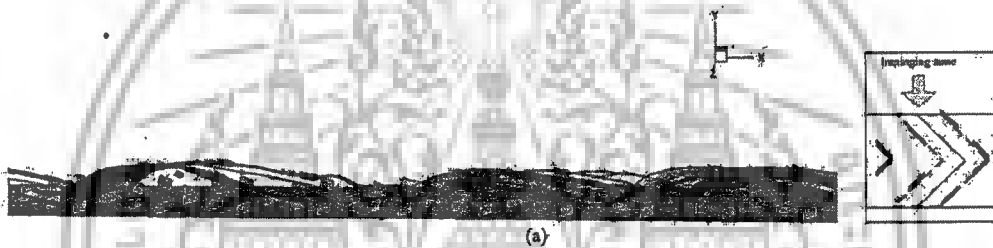


(a)



(b)

รูปที่ 4.3 เส้นกระแสการไหลตามแนวยาวระหว่างแถวที่ 1 และแถวที่ 2 สำหรับ a) 1 มิลลิเมตร และ b) 2 มิลลิเมตร ของแผ่นกั้นตัววีแยกตัวที่ค่า $Re = 600$, $PR = 1$ และ $BR = 0.15$



(a)



(b)

รูปที่ 4.4 เส้นกระแสการไหลตามแนวยาวระหว่างรอยต่อของโมดูล สำหรับ a) 1 มิลลิเมตร และ b) 2 มิลลิเมตร ของแผ่นกั้นตัววีแยกตัวที่ค่า $Re = 600$, $PR = 1$ และ $BR = 0.15$

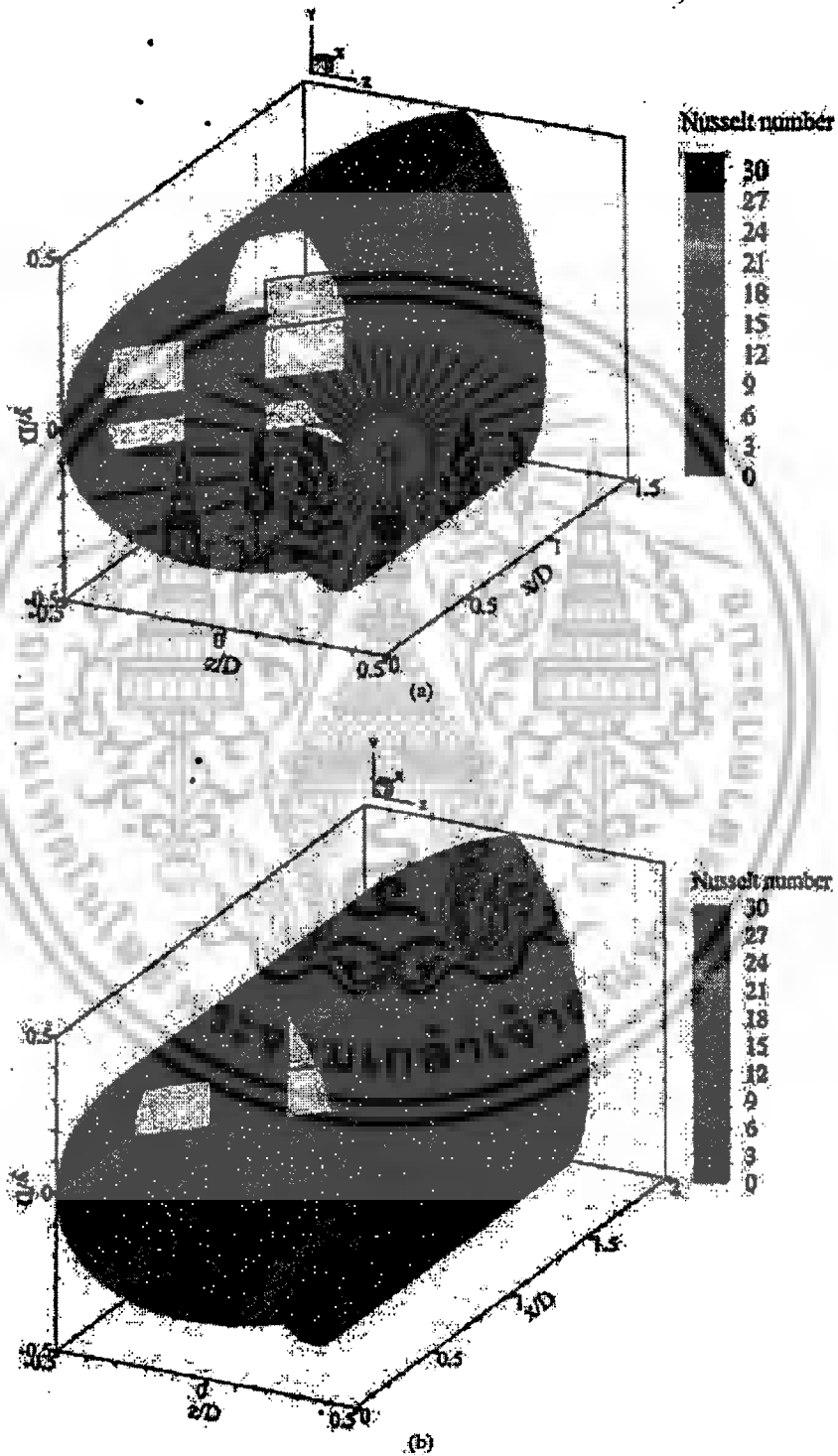


รูปที่ 4.5 เส้นกระแสการไหลตามแนวยาวระหว่างรอยต่อของโมดูลและระหว่างแถวของครีบ สำหรับของแผ่นกั้นตัววีแยกตัวที่ค่า $Re = 600$, $PR = 1$ และ $BR = 0.15$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.3 พฤติกรรมการถ่ายเทความร้อน

พฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนแสดงในรูปของการกระจายตัวของอุณหภูมิในระนาบขวาง การไหลและการกระจายตัวของคอนทิว์ค่า Nu



รูปที่ 4.6 การกระจายคอนทิว์ Nu สำหรับ a) $PR = 1$ และ b) $PR = 1.5$ ของแผ่นกั้นตัววีแยกตัวที่
ค่า $Re = 600$ และ $BR = 0.15$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 4.1 แสดงคอนทัวร์ของอุณหภูมิตามระนาบขวางการไหล จากรูปพบว่าการผสมผสานระหว่างอุณหภูมิของของไหลที่บริเวณกึ่งกลางท่อและอุณหภูมิของผิวท่อเมื่อมีการติดตั้งตัวสร้างการไหลแบบหมุนวนดีกว่าท่อเปล่า จะเห็นได้จากชั้นของอุณหภูมิใกล้กับบริเวณผิวท่อที่เป็นสีแดงจะมีความหนาลดลง ซึ่งเป็นผลเนื่องมาจากเกิดการกระแทกของกระแสการไหลบริเวณผิวท่อ การกระแทกของกระแสการไหลทำให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มมากขึ้น

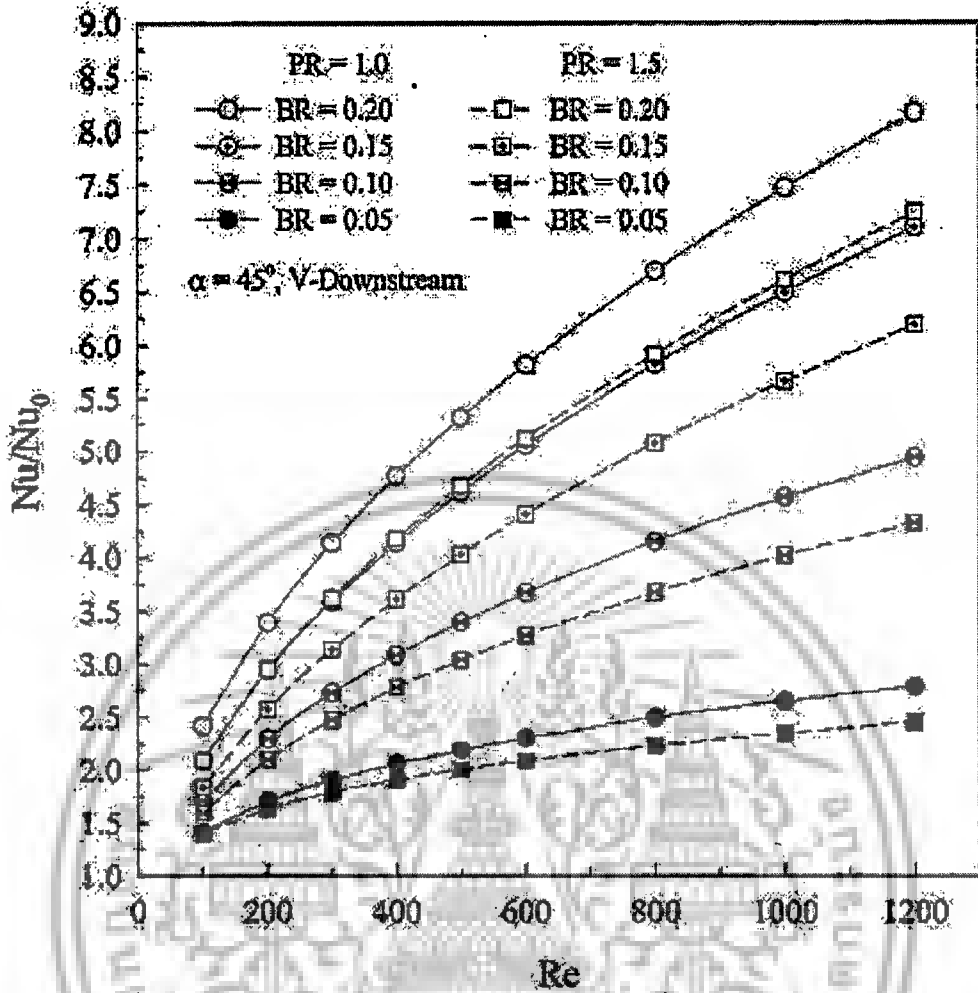
รูปที่ 4.6 แสดงการกระจายของ Nu ที่บริเวณผิวท่อ พบว่าบริเวณที่มีการถ่ายเทความร้อนมากที่สุด คือ บริเวณกึ่งกลางด้านบนและด้านล่างของท่อ ที่แสดงเป็นคอนทัวร์สีแดง ดังรูป เป็นจุดที่เกิดการกระแทกของกระแสการไหลมากที่สุด เมื่อเทียบกับบริเวณอื่น ๆ ของผิวท่อ ส่วนจุดที่เป็น dead zone หรือจุดที่เกิดการถ่ายเทความร้อนได้น้อยที่สุด คือ บริเวณที่ใกล้กับแผ่นที่ใช้สำหรับการติดตั้งแผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัว ซึ่งจุดนี้จะแสดงเป็นคอนทัวร์สีฟ้า

4.4 สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนจะแบ่งออกเป็น 3 ส่วน ประกอบด้วย การประเมินค่าการถ่ายเทความร้อน, การประเมินค่าความดันตกคร่อมและการประเมินค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

การประเมินค่าการถ่ายเทความร้อนแสดงในรูปของกราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Re ที่ค่า PR ต่าง ๆ ดังรูปที่ 4.7 พบว่า เมื่อค่า Re เพิ่มมากขึ้น ค่าการถ่ายเทความร้อนก็มีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้นด้วย โดยที่ค่า $BR = 0.2$ จะมีค่าการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนมากที่สุด ทั้งกรณี $PR = 1$ และ 1.5 เมื่อเปรียบเทียบค่า PR พบว่าที่ $PR = 1$ ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมากกว่า ที่ $PR = 1.5$ โดยเฉพาะที่ค่า BR สูง ๆ

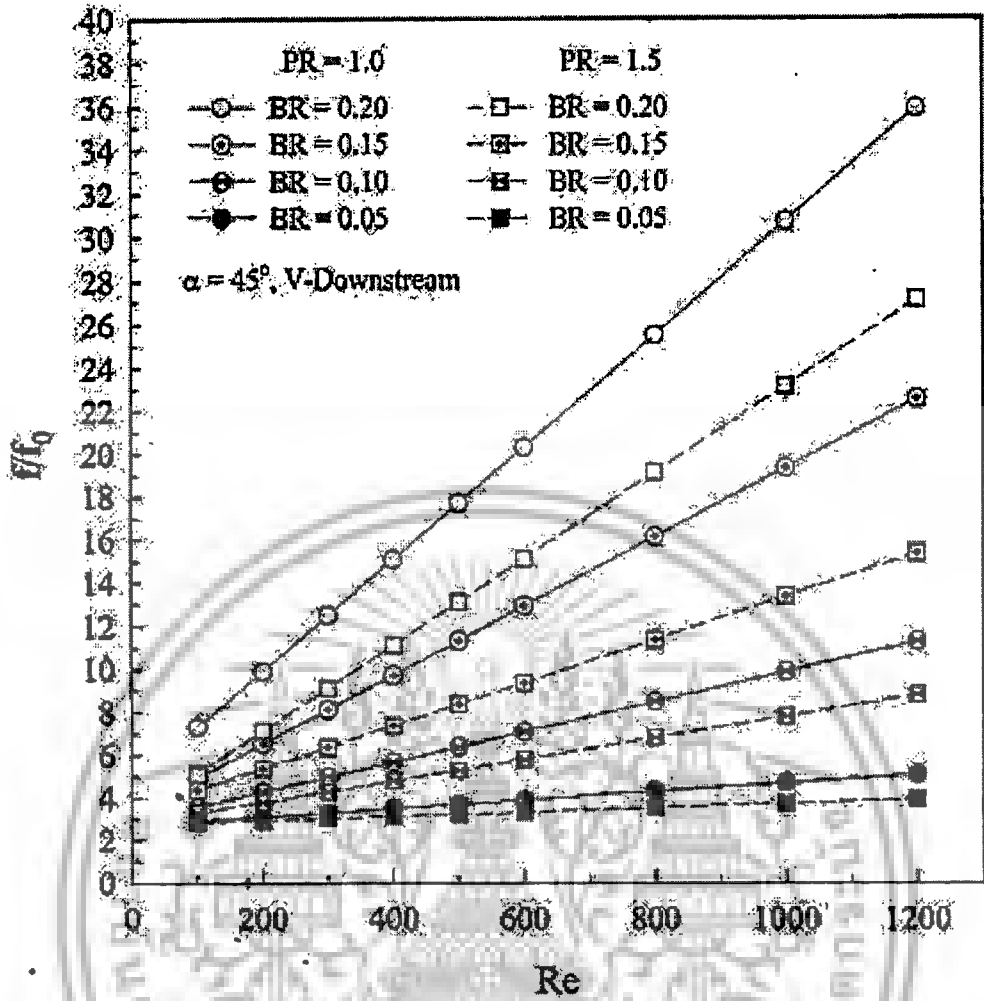
ค่าการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นให้ค่ามากกว่าท่อเปล่าที่ไม่ได้มีการติดตั้งตัวสร้างการไหลแบบหมุนวน โดยมีค่าเท่ากับ $1.4 - 8.1$ เท่า เมื่อเทียบกับท่อเปล่าผิวเรียบ



รูปที่ 4.7 ค่าความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Re ที่ค่า $PR = 1$ และ 1.5

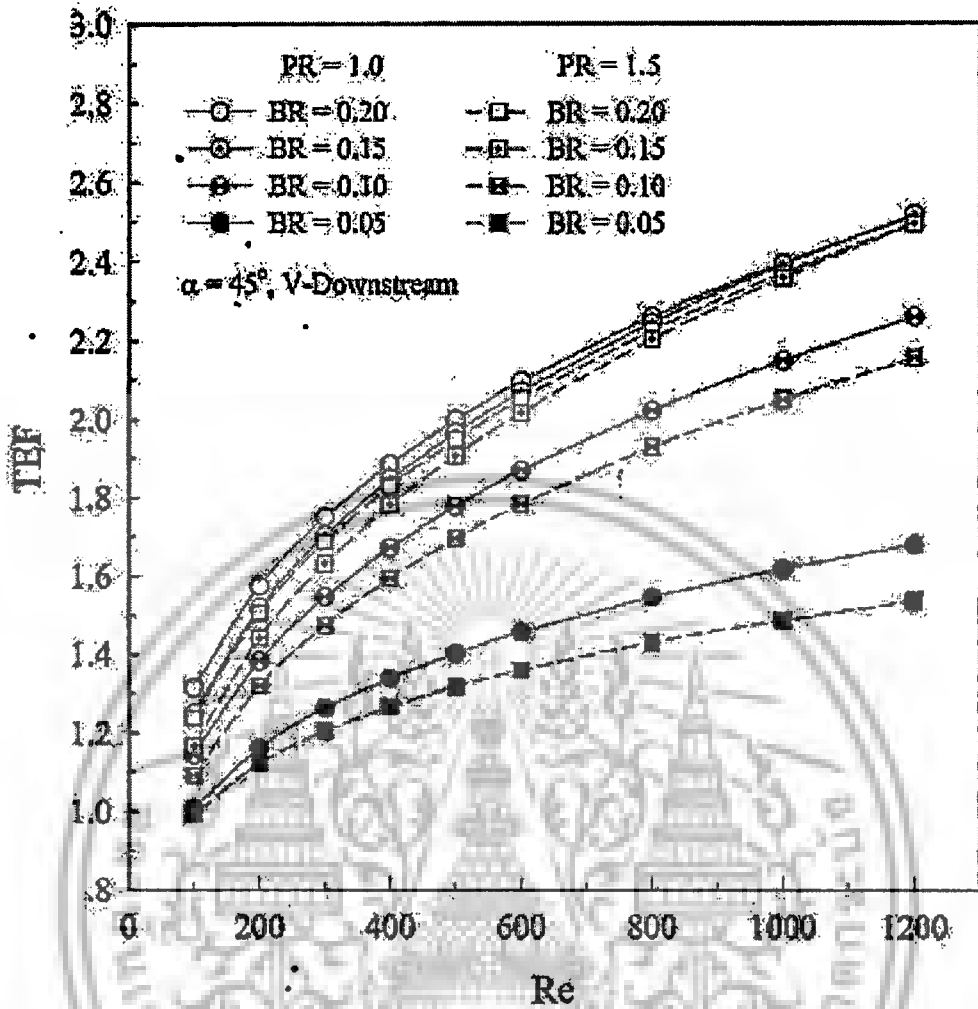
ค่าความดันตกคร่อมแสดงในรูปของความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 และ Re ดังรูปที่ 4.8 จากรูปพบว่าเมื่อค่า Re และ BR เพิ่มมากขึ้น ค่า f/f_0 หรือค่าความดันตกคร่อมก็จะมีค่าเพิ่มมากขึ้นด้วย โดยค่า $BR = 0.2$ ให้ค่าความดันตกคร่อมมากที่สุด และที่ $PR = 1$ จะให้ค่ามากกว่า $PR = 1.5$ สำหรับทุก ๆ ค่า BR

ค่าความดันตกคร่อมที่เพิ่มมากขึ้นกรณีที่มีการติดตั้งตัวสร้างการไหลแบบหมุนวนแบบแผ่นกั้นรูปตัววีแยกตัว มีค่าเท่ากับ $2.5 - 36$ เท่า เมื่อเทียบกับท่อเปล่าผิวเรียบ



รูปที่ 4.8 ค่าความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 และ Re ที่ค่า $PR = 1$ และ 1.5

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.9 ค่าความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Re ที่ค่า PR = 1 และ 1.5

รูปที่ 4.9 แสดงค่าความสัมพันธ์ระหว่างค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน TEF และค่า Re ที่ระยะ PR ต่าง ๆ พบว่า ที่ BR = 0.15 และ PR = 1 ให้ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนมากที่สุด มีค่าเท่ากับ 2.5

ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนกรณีติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวนแบบตัววีแยกตัว จะให้ค่าอยู่ในช่วง 1 - 2.5 สำหรับค่า BR = 0.05 - 2.00, PR = 1 - 1.5 และ Re = 100 - 1200

บทที่ 5 สรุปผลการวิจัย

จากการศึกษาพฤติกรรมการไหลราบเรียบ, การถ่ายเทความร้อน, ความดันตกคร่อมและสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน สำหรับท่อกลมที่มีการติดตั้งตัวสร้างการไหลแบบปั่นป่วนชนิดแผ่นกั้นตัววิมุขปะทะการไหลเท่ากับ 45° แบบแยกตัวที่บริเวณกึ่งกลางท่อ โดยมีค่าการศึกษาที่ค่า $BR = 0.05 - 0.20$, $PR = 1 - 1.5$ และค่า $Re = 100 - 1200$

จากผลการศึกษาพบว่า เมื่อทำการติดตั้งตัวสร้างการไหลแบบหมุนวน ส่งผลต่อค่าการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนที่มากขึ้น ซึ่งค่าความดันตกคร่อมก็เพิ่มมากขึ้นด้วย เมื่อเทียบกับท่อเปล่าผิวเรียบ โดยการเพิ่มค่า BR และ Re ทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมมีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้น ส่วนอิทธิพลของค่า PR พบว่า เมื่อเพิ่มค่า PR ค่าการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมจะมีค่าลดลง

ที่ $BR = 0.2$ และ $PR = 1$ จะให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมมากที่สุด

ค่าการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากการติดตั้งแผ่นกั้นตัววิมุขปะทะอยู่ในช่วง $1.4 - 8.1$ เท่า เมื่อเทียบกับท่อเปล่าผิวเรียบที่ไม่ได้มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววิมุขปะทะ

ตัวสร้างการไหลแบบปั่นป่วนดังกล่าว ไม่เพียงแต่เพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนเท่านั้น ยังเป็นการเพิ่มค่าความดันตกคร่อมให้กับระบบอีกด้วย โดยค่าความดันตกคร่อมที่เพิ่มมากขึ้นมีค่าอยู่ในช่วง $2.5 - 36$ เท่า เมื่อเทียบกับท่อเปล่าผิวเรียบ

ดังนั้นจึงมีการประเมินค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน โดยการคำนวณทั้งจากส่วนของการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มมากขึ้นและส่วนของค่าความดันตกคร่อมที่เพิ่มสูงขึ้น พบว่าค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนมีค่าเท่ากับ $1 - 2.5$ ค่าที่มากที่สุดพบที่กรณีศึกษา $BR = 0.15$, $PR = 1.0$ ที่ค่า $Re = 1200$

บรรณานุกรม

- Bazdid–Tehrani, F. and Naderi-Abadi, M. 2004. “Numerical analysis of laminar heat transfer in entrance region of a horizontal channel with transverse fins.” *Int. Commun. Heat Mass Transfer*. 31(2) : 211–220.
- Berner, C., Durst, F. and McEligot, D.M. 1984. “Flow around baffles.” *ASME J. Heat Transfer*. 106 : 743–749.
- Cheng, C.H. and Huang, W.H. 1989. “Laminar Forced Convection Flows in Horizontal Channel with Transverse Fins Placed in Entrance Regions.” *Numerical Heat Transfer. Part A*. (16) : 77–100.
- Cheng, C.H. and Huang W.H. 1991. “Numerical prediction for laminar forced convection in parallel-plate channels with transverse fin arrays.” *Int. J. Heat Mass Transfer*. 34 : 2739–2749.
- Founti, M.A. and Whitelaw, J.H. 1981. “Shell side flow in a model disc and doughnut heat exchanger.” *Tech. Report FS/81/37*. Mech. Eng. Dept., Imperial College, London, UK.
- Guo, Z. and Anand, N.K. 1997. “Three Dimensional Heat Transfer in a Channel with a Baffle in the Entrance Region.” *Numerical Heat Transfer. Part A*. 31 : 21–35.
- Habib, M.A., Mobarak, A.M., Sallak, M.A., Abdel Hadi, E.A. and Affify, R.I. 1994. “Experimental investigation of heat transfer and flow over baffles of different heights.” *ASME J. Heat Transfer*. 116 : 363–368.
- Lopez, J.R., Anand, N.K. and Fletcher, L.S. 1996. “Heat transfer in a three-dimensional channel with baffles.” *Numer. Heat Transfer A*. 30 : 189–205.
- Mousavi, S.S. and Hooman, K. 2006. “Heat and fluid flow in entrance region of a channel with staged baffles.” *Energy Conversion and Management*. 47 : 2011–2019.
- Olsson, C.O. and Sunden, B. 1998. “Thermal and Hydraulic Performance of a Rectangular Duct With Multiple V-Shaped Ribs.” *ASME J. Heat Transfer*. 120 : 1072–1077.
- Patankar, S. V., Liu, C. H. and Sparrow, E. M. 1977. “Fully Developed Flow and Heat-Transfer in Ducts Having Streamwise-Periodic Variations of Cross-Sectional Area.” *ASME J. Heat Transfer*. 99 : 180–186.
- Webb G.W. and Ramadhyani S. 1985. “Conjugate heat transfer in a channel with staggered ribs.” *Int. J. Heat Mass Transfer*. 28 : 1679–1687.
- Yang, Y.T. and Hwang, C.Z. 2003. “Calculation of turbulent flow and heat transfer in a porous-baffled channel.” *Int. J. Heat Mass Transfer*. 46 (5) : 771–780.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ENERGY PERFORMANCE IMPROVEMENT, FLOW BEHAVIOR AND HEAT TRANSFER INVESTIGATION IN A CIRCULAR TUBE WITH V-DOWNSTREAM DISCRETE BAFFLES

¹Withada Jedsadaratnachat and ²Annart Boonloi

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

Received 2013-07-27; Revised 2013-10-04; Accepted 2013-11-23

ABSTRACT

A mathematical study has been carried out to examine periodic laminar flow and heat transfer characteristics in a three-dimensional isothermal wall circular tube with 45° in-line V-discrete baffles. The computations are based on the Finite Volume Method (FVM) and the SIMPLE algorithm has been implemented. The fluid flow and heat transfer characteristics are presented for Reynolds numbers based on the diameters of the circular tube ranging from 100 to 1200. To generate main streamwise vortex flows through the tested section, V-discrete baffles with an attack angle of 45° are mounted in tandem with in-line arrangement and pointing downstream (V-Downstream) inserted in the middle of the tested tube. Effects of different Blockage Ratio (b/D, BR) and Pitch Ratio (P/D, PR) on heat transfer and pressure drop in the tube are studied. It is apparent that the main vortex flows can induce impinging flows on a wall of the interbaffle cavity leading to extreme increases in heat transfer rate over the circular tube. In addition, the rise in the BR and reduce of PR results in the increase in the Nusselt number and friction factor values. The computational results show that the optimum thermal enhancement factor is around 2.5 at BR = 0.15, PR = 1 and Re = 1200.

Keywords: Periodic Flow, Laminar Flow, Heat Transfer, V-Discrete Baffle, V-Downstream, Circular Tube

1. INTRODUCTION

Several designs of heat exchangers are widely used in many industrial fields such as chemical industries, aerospace industries, refrigeration applications and electronics cooling. The improvements of heat exchanger performance are in order to save energy and cost of the system. The turbulators and Vortex Generators (VG) are used to increase heat transfer rate and thermal performance in the heat exchangers. Therefore, the investigations of the effect on both turbulators and VG have been interested. The turbulators and VG are studied in term of heat transfer behavior, flow structures and

performance evaluation. Almost investigators reported that the use of turbulators and VG lead to the increase in heat transfer rate but also increase in pressure loss, depended on various parameters of turbulators and VG.

The investigations are divided into two methods; experimental and numerical. This subject is use numerical method to study heat transfer and flow behavior causes of this method can show the details of behavior which are affecting for thermal performance.

Shapes and types of turbulators were studied. For example, V-baffle and inclined-baffle were studied by (Promvongsa *et al.*, 2012a; 2011a). The 45° V-baffle and 30° inclined-baffle were placed on both the upper and

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

lower walls of the square duct with in-line arrangement. The Reynolds numbers in range from 100 to 2000, Blockage Ratio (b/H, BR), about 0.10-0.30 and Pitch Ratio (P/H, PR) of 1.00-2.00 were reported. They found that the V-baffle and inclined-baffle provide higher heat transfer rate, pressure loss and thermal enhancement factor than the smooth square duct for all cases. Additionally, the maximum thermal enhancement factors of V-baffle and inclined-baffle were found to be around 4.00 on both cases. Promvongse *et al.* (2012a) also studied 45° Z-shaped baffles in the channel on both experimentally and numerically to turbulent region, $Re = 4400-20,400$. They reported that the numerical results are found in good agreement with experimental data. They also showed that the maximum thermal enhancement factor about 2.2 at the lowest Re for BR = 0.1 and PR = 1.5.

The heat transfer characteristics in a three dimensional isothermal wall forced square duct fitted diagonally with 30° angle finned tapes or 30° inclined-baffle were presented by (Srimureun *et al.*, 2012). They showed the different position to install of turbulators, the 30° inclined-baffle in (Promvongse *et al.*, 2010a; 2010b) placed on both the upper and lower walls while the 30° inclined-baffle in (Srimureun *et al.*, 2012) fitted diagonally of the square duct. They also explained that the square duct fitted diagonally with 30° angle finned tapes give the maximum thermal enhancement factor about 1.95 at the lowest Re .

This concept of periodically fully developed flow was introduced by (Promvongse *et al.*, 2012a) to investigate numerically the heat transfer and flow characteristics in a duct. Since then, the periodically fully developed flow condition has been widely used to study thermal characteristics in staggered baffled channels with different baffle heights and spacing.

Srijitansapat and Promvongse (2009) numerically studied the laminar periodic flow and thermal behaviors in a two dimensional channel fitted with staggered diamond-shaped baffles and found that the diamond baffle with half apex angle of 5-10° performs slightly better than the flat baffle. Promvongse *et al.* (2010b) also examined numerically the laminar heat transfer in a square channel with 45 degree angled baffles placed on one wall and reported that a single streamwise vortex flow occurs and induces impingement jets on the wall of the interbaffle cavity and the HTE sidewall.

The numerical research on turbulent periodic flow and heat transfer characteristics in a three dimensional square duct with in-line 60° V-shaped discrete thin ribs placed on two opposite heated walls was also presented

by (Promvongse *et al.*, 2011). They claim that the numerical result and measured data were found to agree well. The numerical results reported that the fully developed periodic flow and heat transfer profiles found at $x/D = 7-11$ and thermal performance (TEP) is around 1.8 for the rib with BR = 0.0725 where the heat transfer rate is about 4.0 times above the smooth duct at lower Reynolds number.

Most of previous investigations of flow have considered the heat transfer characteristics for various baffle height and spacing ratios for porous, solid transverse or inclined baffles and V-discrete rib in square duct only. Investigators reported that the use of turbulators and VG lead to the higher not only heat transfer rate but also increase in large pressure loss. Therefore, the study on V-discrete baffles (with zero thickness) in a circular tube with the main aim to reduce the pressure loss of the test section has rarely been reported. In the present work, the numerical computations for three dimensional laminar periodic tube flows over a 45° V-discrete baffle inserted in the middle of the tube is conducted for changes in the flow structure and thermal performance improvement. The use of the V-discrete baffle placed periodically is expected to generate longitudinal vortex flows over the tube to better mixing of fluid flows among the core and the wall regions resulting in a higher heat transfer rate in the tube.

1.1. Flow Description

1.1.1. Baffle Geometry and Arrangement

The system of interest is a circular tube with a 45° V-discrete baffle pair inserted in the middle of the tested tube in tandem for in-line arrangement and pointing downstream (V-Downstream) as shown in Fig. 1. The flow under consideration is expected to attain a periodic flow condition in which the velocity field repeats itself from one cell to another. The concept of periodically fully developed flow and its solution procedure has been described in Promvongse *et al.* (2012a). The air enters the tube at an inlet temperature, T_{in} , and flows over a 45° in-line V-discrete baffle pair where b is the baffle height, D set to 0.05 m, is the tube diameter and b/D is known as the blockage ratio, BR. The axial pitch, L or distance between the baffle cell is set to $L = D$ in which L/D is defined as the pitch spacing ratio, PR = 1 and 1.5. To investigate an effect of the interaction among baffles, the flow blockage ratio, BR, is varied in a range of BR = 0.05-0.20 for $\alpha = 45^\circ$ in the present investigation.

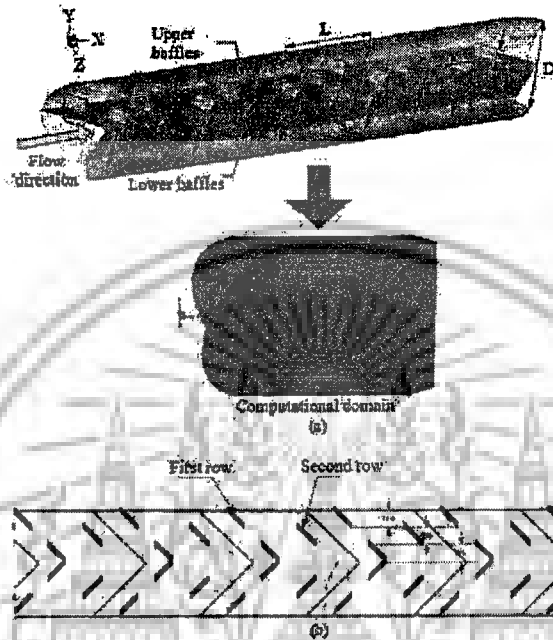


Fig. 1. (a) Tube geometry and computational domain of periodic flow and (b) details of V-discs on a plate

1.1. Boundary Conditions

Periodic boundaries are used for the inlet and outlet of the flow domain. The 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 baffle. The constant temperature of the tube wall is maintained at 310 K, while the baffle plate is assumed at adiabatic wall conditions.

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

Based on the above assumptions, 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 (1):

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

Momentum Equation (2):

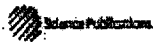
$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \tag{2}$$

Energy Equation (3):

2. MATERIALS AND METHODS

The mathematical 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



$$\frac{\partial}{\partial x_1}(\rho u_1 T) = \frac{\partial}{\partial x_1} \left(\Gamma \frac{\partial T}{\partial x_1} \right) \quad (3)$$

where, Γ is the thermal diffusivity and is given by Equation (4):

$$\Gamma = \frac{k}{\rho c_p} \quad (4)$$

Apart from the energy equation discretized by the QUICK scheme, the governing equations were discretized by the second order upwind scheme, decoupling with the SIMPLE algorithm and solved 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^{-6} only for the energy equation.

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 Equation (5):

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

The friction factor, f is computed by pressure drop, Δp across the length of the periodic tube, L as Equation (6):

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

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

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

The average Nusselt number can be obtained by Equation (8):

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

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):

$$TEF = \frac{h}{h_0} \left[\frac{Nu}{Nu_0} \right] = (Nu/Nu_0) / (f/f_0)^{1/4} \quad (9)$$

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

The computational domain is resolved by regular Cartesian elements. For this tube flow, however, regular grid was applied throughout the domain. A grid independence procedure was implemented by using the Richardson extrapolation technique over grids with different numbers of cells. The characteristics of four grids; 53,200, 122,000, 180,400 and 321,000 cells, are used in the simulations for using the Grid Convergence Index (GCI) (Roache, 1998). The variation in Nu and f values for the 45° in-line V-discrete baffles at BR = 0.15 and Re = 300 is less than 0.25% when increasing the number of cells from 180,400 to 321,000, 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 180,400 cells was adopted for the current computational model.

3. RESULTS AND DISCUSSION

3.1. Validation of Smooth Circular Tube

Validation of the heat transfer and friction factor of the smooth circular tube without baffle is performed by comparison with the previous values under a similar operating condition as shown in Fig. 2a and b, respectively. The current numerical smooth tube result is found to be in excellent agreement with exact solution values obtained from the open literature (Isacopora *et al.*, 2006) for both the Nusselt number and the friction factor, less than $\pm 0.25\%$ deviation. The exact solutions of the Nusselt number and the friction factor for laminar flows over smooth tube with constant wall temperature are as follows (Isacopora *et al.*, 2006) Equation (10 and 11):

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

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

3.2. Flow Topology

The flow structure in the tube with V-discrete baffles inserted in the middle of the circular tube can be displayed by considering the streamline plots as depicted in Fig. 3-6. Here the streamline in the transverse plane with temperature contour and streamline of impinging jet at various zones for the V-discrete baffle modules are presented at Re = 600 and BR = 0.15:

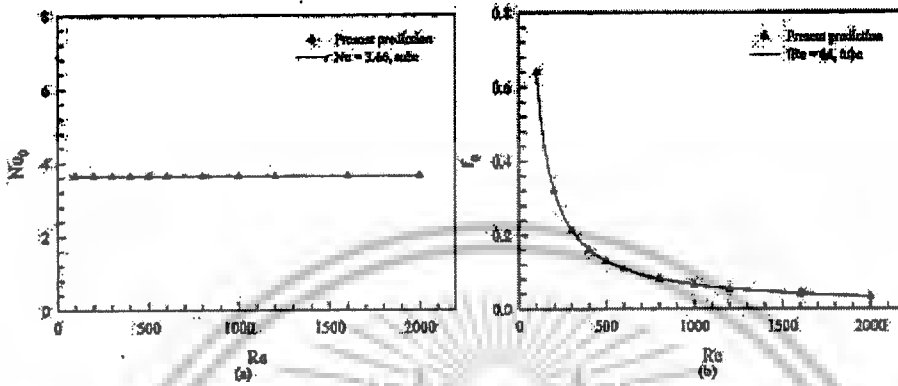


Fig. 2. Verification of (a) Nusselt number and (b) friction factor for smooth circular tube

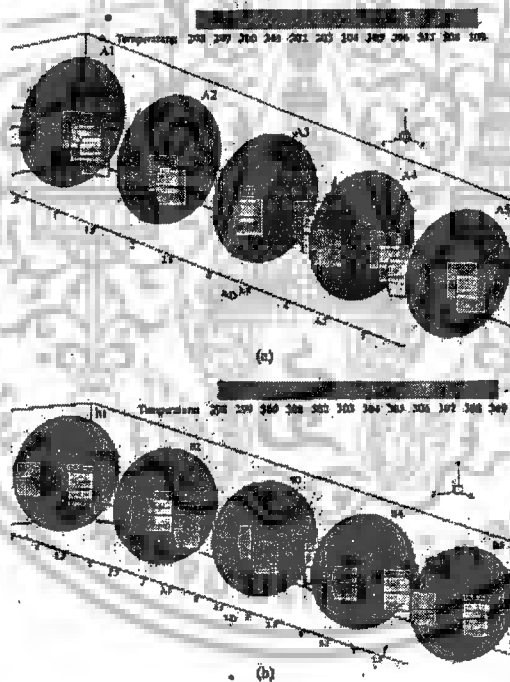


Fig. 3. Streamlines in transverse planes with temperature contour for (a) PR = 1 and (b) PR = 1.5 of V-groove baffles at Re = 600 and BR = 0.15

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



Fig. 4. Streamlines of impinging jet between first and second rows at each module for (a) one zone and (b) two zones for V-discrete baffles at $Re = 600$, $BR = 0.15$ and $PR = 1$

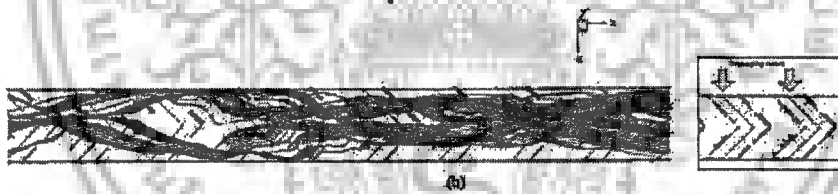


Fig. 5. Streamlines of impinging jet between upstream and downstream module for (a) one zone and (b) two zones for V-discrete baffles at $Re = 600$, $BR = 0.15$ and $PR = 1$



Fig. 6. Streamlines of impinging jet on both first and second rows and between module for V-discrete baffles at $Re = 600$, $BR = 0.15$ and $PR = 1$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Figure 3a and b show, respectively, the streamlines in transverse planes at different locations with temperature maps superimposed for the V-discrete baffle pointing downstream (called V-downstream) for PR = 1 and 1.5. It is visible in Fig. 3a that there are four longitudinal vortex flows in the tube. Similar two counter-rotating vortices appear on the upper and the lower parts due to baffle symmetry as depicted in plane A1 to A5. This vortex flow pattern is similar for the PR = 1.5 case, plane B1 to B5 in Fig. 3b, but different in helical pitch range. A closer examination exposes that the V-downstream produces two counter-vortex flows having a rotating direction up to the inserted plates, called "counter-flow-up". The appearance of the vortex can help to increase higher heat transfer in the channel because of highly transporting the fluid from the central core to the near-wall regimes.

The plots for streamlines of impinging jet on the plate that installed V-discrete baffle between first and second row at each module for one zone and two zones are shown in Fig. 4a and b, respectively. The streamline between two modules (joint of the module) is displayed, respectively, in Fig. 5a and b for one zone and two zones. Figure 6 shows the impinging zones on both each module and among two modules. In the figures, it is found that the streamline of impinging jet occur periodically for all plotted zones. The helical vortex flow moves along the baffle cavity to the V-tip and rolls up to impinge on the wall. After impingement, the jet splits over the wall and recombines into two helical streams at the nearby baffle end to create vortex flows again. The helical pitch length of the main vortex flow is about 3D before impingement and becomes shorter (about 2D) after impingement. This means that the helical vortex flow passes three baffle modules from V-tip to the other BLE side before impingement. This behavior is identical on both the upper and lower parts so two streamwise vortices with non-uniform helical pitch is formed throughout the tested tube.

3.3. Heat Transfer Characteristics

Figure 3a and b also present the contour plot of temperature field in transverse planes for PR = 1 and 1.5, respectively, of V-discrete baffles at Re = 600 and BR = 0.15. The figures show that there is a major change in the temperature field throughout the circular tube. This indicated that the vortex induces 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 impingement region shows that low temperature gradient occurs. However, the temperature fields for all two 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 of the circular tube wall with the V-discrete baffles at Re = 600 and BR = 0.15, are presented in Fig. 7a and b for PR = 1 and 1.5, respectively. In these figures, it appears that the higher Nu_x values over the wall are seen in a larger area, except for a small region on the wall where attached to the plate of the baffle installed. The peaks are observed in the impingement areas on the wall of the interbaffle cavities. This indicates a merit of employing the V-discrete baffle over the smooth circular tube for enhancing heat transfer.

The variation of the average Nu/Nu_0 ratio with Reynolds number values at different BRs and PRs is depicted in Fig. 8. It is worth noting that the Nu/Nu_0 value tends to increase with the rise of Reynolds number for all cases. The higher BR value results in the increase in the Nu/Nu_0 value. The PR = 1 gives the highest heat transfer rate than PR = 1.5 for all BRs. Thus, the generation of vortex flows from using the V-discrete baffles 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 V-discrete baffles with the BR and PR range studied yields heat transfer rate of about 1.4-3.1 times higher than the smooth circular tube with no baffle.

3.4. Pressure Loss

Figure 9 presents the variation of the normalized friction factor ratio, f/f_0 , with Reynolds number values for various BRs and PRs of V-discrete baffle. In the figure, it is noted that the f/f_0 tends to increase with the rise of Re and BR values and with decrease PR for all baffles. The use of the V-discrete baffle leads to a considerable increase in friction factor in comparison with the plain tube with no baffle. The decrease in the BR value gives rise to the reduction of friction factor. The f/f_0 value for both the V-discrete baffles are found to be about 2.5-3.6 times over the smooth tube depending on the BR, PR and Reynolds number values.

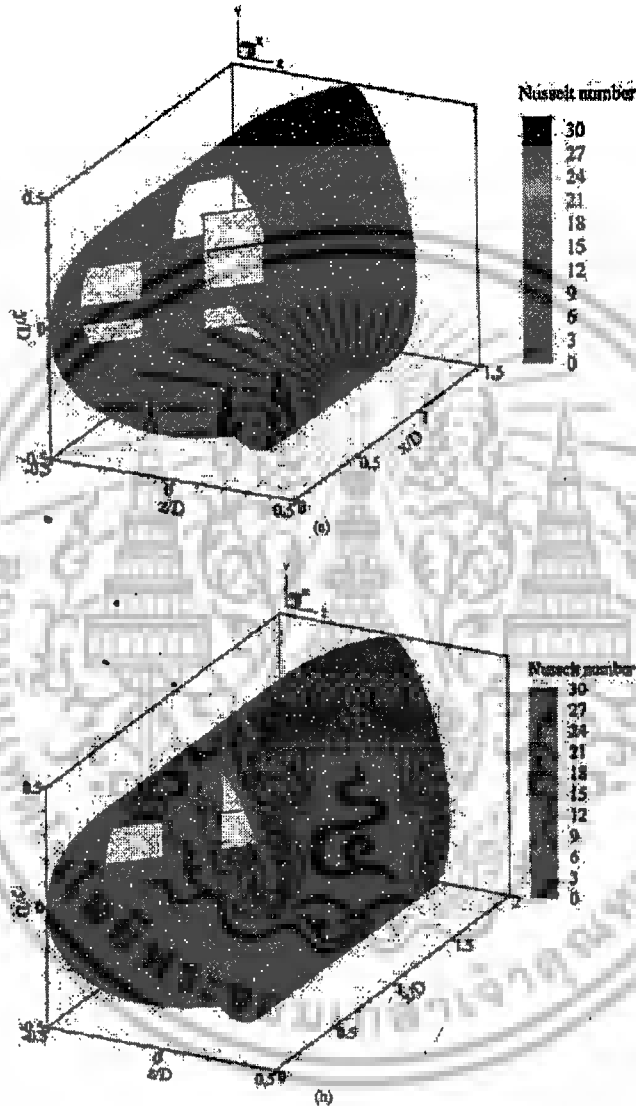


Fig. 7. Nu_z Contours for (a) $PR = 1$ and (b) $PR = 1.5$ of V-discrete baffles at $Re = 600$ and $BR = 0.15$.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

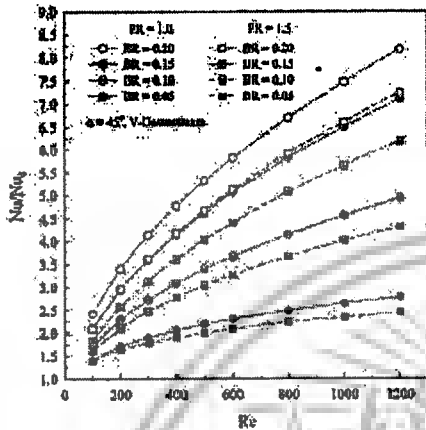


Fig. 8. Variation of Nu/N_0 with Reynolds number for various baffles BRs and PRs

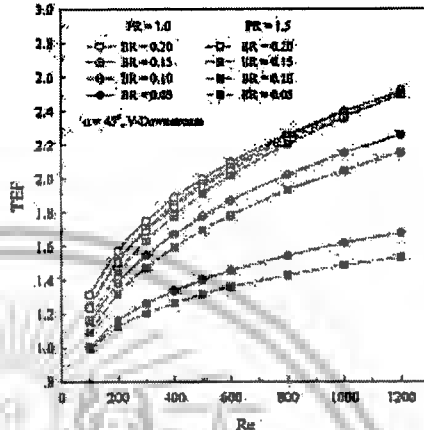


Fig. 18. Comparison of thermal enhancement factor at various BRs and PRs

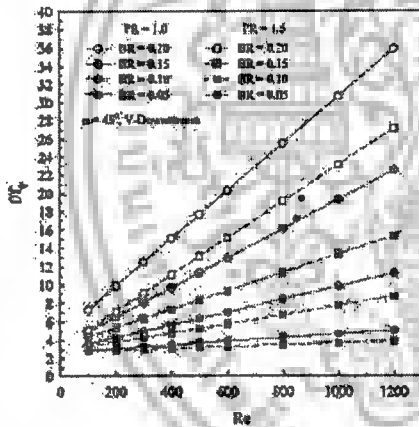


Fig. 9. Variation of f/f_0 with Reynolds number for baffles at various BRs and PRs

3.5. Performance Evaluation

Figure 10 exhibits the variation of Thermal Enhancement Factor (TEF) for air flowing in the baffled tube. In the figure, the enhancement factor of both the V-discrete baffles tends to increase with the rise of Re values.

All cases of the V-discrete baffles provide the highest enhancement factor at the highest Re, $Re = 1200$. The TEF values of both the V-discrete baffles are seen to be above unity for all BRs, PRs and vary between 1.0 and 2.5, depending on the BR, PR and Re values. The maximum TEF is found to be in cases $BR = 0.15$ at $PR = 1$.

4. CONCLUSION

Laminar periodic flow and heat transfer characteristics in a circular tube fitted with 45° V-discrete baffle elements in tandem, in-line arrangements on the wall have been investigated numerically. The vortex flows created by using the 45° V-discrete baffles help to induce impingement flows on the wall in the interbaffle cavity leading to extreme increases in heat transfer in the circular tube. The order of augmentation is 1.4-8.1 times over than smooth tube for using the V-discrete baffles with $BR = 0.05-0.20$ and $PR = 1-1.5$. The pressure loss is ranging from 2.5 to 36 times above the smooth tube. Thermal enhancement factors for both the V-discrete baffles are found to be in a range of 1.0-2.5 and the maximum TEF is found at $BR = 0.15$ and $PR = 1$. The $PR = 1$ gives on both heat transfer rate and friction loss higher than $PR = 1.5$ for all BR and Re values.

The investigation of the turbulent flow regime and heat transfer enhancement for in-line 45° V-discrete baffle in a circular tube is presented in a future research.

5. ACKNOWLEDGEMENT

The funding of this study is supported by King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Thailand. The authors would like to thank Assoc. Prof. Dr.Pongjet Promvongse for his suggestions.

6. REFERENCES

- Incropera, F.P., D.P. DeWitt, T.L. Bergman and A.S. Lavine, 2006. *Introduction to Heat Transfer*. 5th Edn, John Wiley and Sons Inc., Hoboken, ISBN-10: 0471457272; pp: 912.
- Patankar, S.V., 1980. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. 1st Edn, McGraw-Hill, Washington, ISBN-10: 0070487405; pp: 197.
- Promvongse, P., S. Skulphong, S. Kwankaomeng and C. Thianpong, 2012b. Heat transfer in square ducts fitted diagonally with angle-finned type-Part 2: Numerical study. *Int. Commun. Heat Mass Trans.*, 39: 625-633. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.03.010
- Promvongse, P., S. Sripattanasipat, S. Tanasa, S. Kwankaomeng and C. Thianpong, 2010b. Numerical investigation of laminar heat transfer in a square channel with 45° inclined baffles. *Int. Commun. Heat Mass Trans.*, 37: 170-177. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2009.09.010
- Promvongse, P., W. Changcharoen, S. Kwankaomeng and C. Thianpong, 2011. Numerical heat transfer study of turbulent square-duct flow through inline V-shaped discrete ribs. *Int. Commun. Heat Mass Trans.*, 38: 1392-1399. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2011.07.014
- Promvongse, P., W. Jedsadatanaschai and S. Kwankaomeng, 2010a. Numerical study of laminar flow and heat transfer in square channel with 30° inline angled baffle turbulation. *Applied Thermal Eng.*, 30: 1292-1303. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2010.02.014
- Promvongse, P., W. Jedsadatanaschai, S. Kwankaomeng and C. Thianpong, 2012a. 3D simulation of laminar flow and heat transfer in V-baffled square channel. *Int. Commun. Heat Mass Trans.*, 39: 85-93. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2011.09.004
- Roache, P.J., 1998. *Verification and Validation in Computational Science and Engineering*. 1st Edn, Hermosa Publishers, Albuquerque, ISBN-10: 0913478083, pp: 446.
- Sripattanasipat, S. and P. Promvongse, 2009. Numerical analysis of laminar heat transfer in a channel with diamond-shaped baffles. *Int. Commun. Heat Mass Trans.*, 36: 32-38. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2008.09.008
- Sritomreun, P., C. Thianpong and P. Promvongse, 2012. Experimental and numerical study on heat transfer enhancement in a channel with Z-shaped baffles. *Int. Commun. Heat Mass Trans.*, 39: 945-952. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.05.016



KKU Engineering Journal

<http://www.en.kku.ac.th/enjournal/th/>

Laminar periodic flow and heat transfer in square duct with 30° end-trimmed rectangular winglet

Withada Jedsataratanachai^{1*}, Amnart Boonloil², Pongjet Promvongse³

¹Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering,
King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok 10520, Thailand.

²Department of Mechanical Engineering Technology, College of Industrial Technology,
King Mongkut's University of Technology North Bangkok, Bangkok 10800, Thailand.

Received June 2012

Accepted February 2013

Abstract

A numerical investigation has been carried out to examine laminar flow and heat transfer characteristics in a three-dimensional isothermal wall duct with 30° end-trimmed rectangular winglet. The computations are based on the finite volume method, and the SIMPLE algorithm has been implemented. The fluid flow and heat transfer characteristics are presented for Reynolds numbers based on the hydraulic diameter of the duct ranging from 100 to 2000. To generate vortex flows through the square duct, winglet with an attack angle of 30° are mounted in the square duct. Effects of different flow blockage areas with single pitch length ratios on heat transfer and friction loss are investigated. It is apparent that the main vortex flows created by the 30° end-trimmed rectangular winglet exist and help to induce impinging flows on the wall of the winglet cavity leading to drastic increase in heat transfer rate over the duct. In addition, the rise in the winglet height results in the increase in the friction factor values. The computational results reveal that the maximum thermal enhancement factors for the end-trimmed with $BR=0.10$ is found to be about 4.10 at $Re=2000$.

Keywords : Periodic flow, Square duct, laminar flow, Heat transfer, Rectangular winglet.

*Corresponding author; Tel.: +66-2329-8330; fax: +66-2329-8352

Email address: kwthad@kmitl.ac.th

1. Introduction

The application of ribs/baffles/winglets mounted in the cooling/heating ducts or heat exchanger tubes is one of the commonly used passive heat transfer enhancement technique in single-phase internal flows since periodically positioned ribs in the ducts interrupt hydrodynamic and thermal boundary layers, apart from inducing recirculation flow. Downstream of each rib / baffle the flow separates, recirculates, and impinges on the duct wall and these effects are the vital reasons for heat transfer enhancement in such ducts. The use of ribs/baffles/winglets [1-3] increases not only the heat transfer rate but also substantial the pressure loss. It is, thus, difficult to realize the advantage of rib / baffle arrangements and the staggered rib/baffle with its pitch spacing of 1 time the duct height is often recommended in most of previous work.

The first work on the numerical investigation of flow and heat transfer characteristics in a duct with the concept of periodically fully developed flow was conducted by Patankar *et al.* [4] and since then, periodic duct flows for laminar and turbulent regimes have been applied extensively. Berner *et al.* [5] suggested that a laminar behavior for a channel with transverse baffles mounted on two opposite walls is found at a Reynolds number below 800 and for such conditions the flow is free of vortex shedding. Lopez *et al.* [6] carried out a numerical investigation on laminar forced convection in a three-dimensional channel with baffles for periodically fully developed flow and with a uniform heat flux in the top and bottom walls. Promvongse *et al.* [7] studied numerically the laminar heat transfer enhancement in a square channel with 45° inclined baffle on one wall and a single baffle pitch. They found that a single streamwise vortex flow is created by the baffle throughout the channel and a vortex flow exists and helps to induce impingement jets

on the upper, lower and baffle trailing end (BTE) side walls. The appearance of vortex-induced impingement (VI) flows led to the maximum thermal enhancement factor of about 2.2 at $BR=0.4$ and $Re=1200$. Promvongse *et al.* [8] also investigated numerically the laminar flow structure and thermal behaviors in a square channel with 45° inline baffles on two opposite walls. Two streamwise counter-rotating vortex flows were created along the channel and VI jets appeared on the upper, lower and baffle leading end (BLE) side walls. The maximum thermal enhancement factors of about 2.6 at $BR=0.2$, $PR=1$ and $Re=1000$ were reported, respectively. A numerical investigation of Murata and Mochizuki [9] on heat transfer characteristics in a ribbed square duct with $a/D=0.1$, $Pr=10$ and 60° orientation using a large eddy simulation provided that the flow reattachment at the midpoint between ribs caused a significant increase in the local heat transfer.

Most of the investigations, cited above, have considered the heat transfer characteristics for transverse ribs/baffles placed repeatedly in square/rectangular channels only. The application of end-trimmed rectangular winglet attached in square duct walls has rarely been reported. In the present work, the numerical computations for three dimensional laminar periodic square flows over the 30° end-trimmed rectangular winglet mounted periodically on the duct wall with in-line arrangement and pointing upstream are conducted with the main aim being to examine the changes in the flow structure, heat transfer behaviors and reduce pressure loss. The application of the 30° end-trimmed rectangular winglet placed periodically on the wall of the tested duct is expected to generate a longitudinal vortex flow through the duct to better mixing of flows between the core and the wall resulting in higher heat transfer rate in the duct.

2. Mathematical modelling

The numerical model for fluid flow and heat transfer in the circular tube was developed under the following assumptions: steady three-dimensional, laminar and periodic incompressible fluid flow and ignoring body forces, viscous dissipation and radiation heat transfer. Based on the assumptions, the tube flows 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:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \quad (1)$$

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:

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

where Γ 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 power law differencing scheme, decoupling with the SIMPLE algorithm and solved using a finite volume approach [10]. The solutions were considered to be converged when the normalized residual values were less than 10^{-6} for all variables but less than 10^{-5} only for the energy equation.

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

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

The friction factor, f is computed by pressure drop, Δp across the length of the periodic tube, L as

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

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

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

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

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

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

3. Flow configuration

3.1 Winglet geometry and arrangement

The system of interest is a square duct with the 30°-end-trimmed rectangular winglet placed on the square duct wall in tandem with in-line arrangement and pointing upstream as shown in figure 1. The flow under consideration is expected to attain a periodic flow condition in which the velocity field repeats itself from one cell to another. The concept of periodically fully developed flow and its solution procedure has been described in ref. [4]. The air enters the square duct at an inlet temperature, T_{in} , and flows over the 30°-end-trimmed rectangular winglet where b is the winglet height, D set to 0.05 m, is the square duct diameter and b/H is known as the blockage ratio, BR . The axial pitch, L is a distance between the rib cell set to $L = 2D$, in which L/D is defined as the pitch ratio, $PR = 2.0$.

To investigate an effect of the interaction between winglet, the winglet blockage ratio, BR , is varied in a range of $BR = 0.10 - 0.20$ for $\alpha = 30^\circ$ and $\beta = 60^\circ$ in the current investigation.

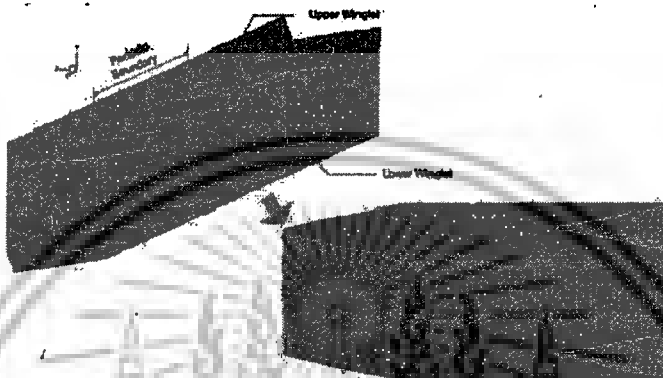


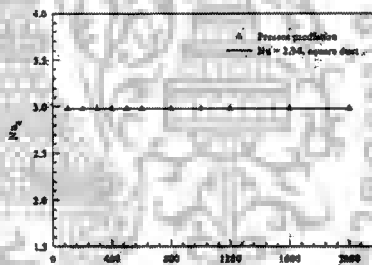
Figure 1. Duct geometry and computational domain of periodic flow.

3.2 Boundary conditions

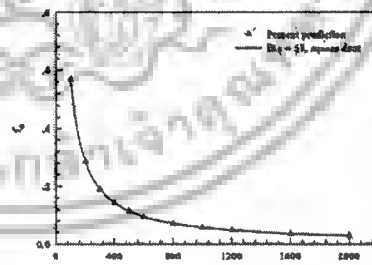
Periodic boundaries are used for the inlet and outlet of the flow domain. Constant mass flow rate of air with 300 K ($Pr=0.707$) is assumed due to periodic flow conditions. The physical properties of the air have been assumed to remain constant at mean bulk temperature. Impermeable boundary and no-slip wall conditions have been implemented over the tube walls as well as the winglet. The constant temperature of the square duct walls is maintained at 310 K while the winglet plate is assumed at adiabatic wall conditions.

3.3 Grid-system

The computational domain is resolved by regular Cartesian elements and four grids of 20,600, 42,500, 83,500 and 164,200 cells are used to investigate the grid independence solution. In the test, the variation in Nu and f values for the 30° end-trimmed rectangular winglet at $BR=0.15$ and $Re=800$ is marginal ($<0.3\%$) when increasing the number of cells from 83,500 to 164,200; hence the grid system of 83,500 cells was adopted for the current computation.



(a)



(b)

Figure 2 Verification of (a) Nusselt number and (b) friction factor for smooth square duct.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.4 Verification of smooth square duct

Verification of the heat transfer and friction factor of the smooth square duct without winglet is performed by comparing with the previous values under a similar operating condition as shown in figure. 2a and b, respectively. The present numerical smooth square duct result is found to be in excellent agreement with exact solution values obtained from the open literature [11] for both the Nusselt number and the friction factor, less than $\pm 0.5\%$ deviation. The exact solutions [11] of the Nusselt number and the friction factor for laminar flows over square duct with constant wall temperature are $Nu_0 = 2.98$ and $f_0 = 57/Re$, respectively. Therefore, these exact solutions are used to normalize the numerical results of the Nusselt number and the friction factor values.

4. Results and discussion

4.1 Flow structure

The flow and vortex structure in a square duct with 30° end-trimmed rectangular winglet on the square duct wall can be displayed by considering the streamline and contour plots as depicted in figures 3-5.

Figure 3 show the streamlines in transverse planes at $Re=800$ for the winglet with $BR=0.15$. By considering one module starting from the WTE to the next WTE with pitch length of $2L$, there is a main vortex flow through the square duct. For the case of $BR=0.15$, $Re=800$ and $PR=2$ in figure 3, a center of the main vortex flow (or an "eye" of vortex core) at the winglet trailing end (WTE) location plane, plane A1, is seen in the region of the downstream winglet cavity near the upstream winglet trailing edge. When moving to the quarter module location ($L/4$), plane A2, a new vortex core center is created in the upstream winglet tip apart from the one, as mentioned in the planes A1 which its size is gradually reduced and vanished. At the half module location ($L/2$), plane A3, the vortex core center appears on the duct sidewall. At the third quarter module location ($3L/4$) as seen in plane A4, a new small vortex core center is generated below the existing one. Then, both appear and the vortex flow repeats itself as it reaches the winglet leading end (WLE) of the next module (see plane A5). This vortex flow pattern is similar to the all cases.

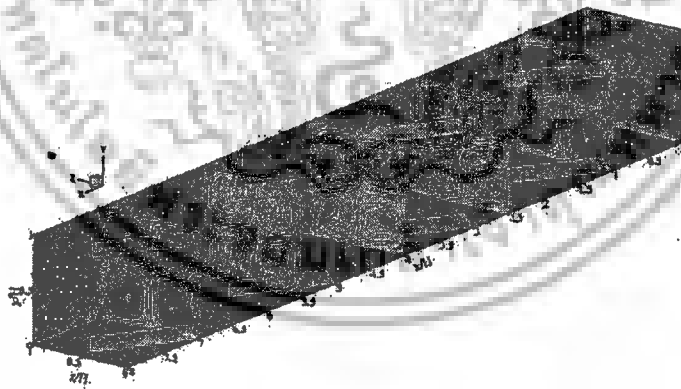


Figure 3 Streamlines in transverse planes for $BR=0.15$ at $Re=800$.

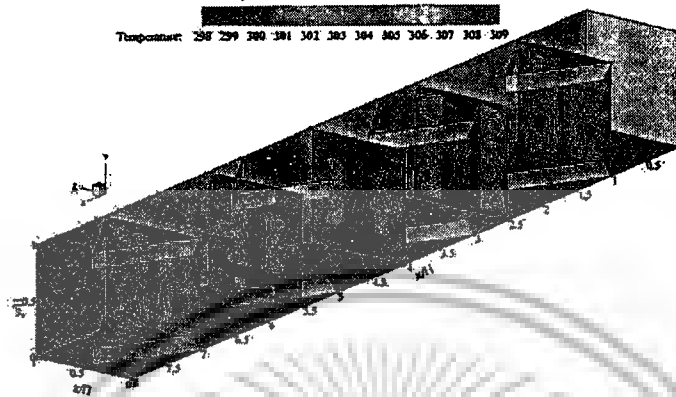


Figure 4 Temperature contours in transverse planes for $BR=0.15$ at $Re=800$.

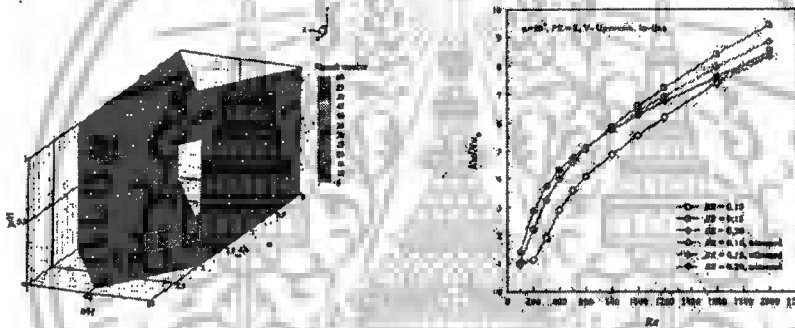


Figure 5 Nu_c Contours for $BR=0.15$ and $Re=800$.

4.2 Heat transfer and friction loss

Figure 4 displays the contour plots of temperature field in transverse planes at $Re=800$ for the winglet with $BR=0.15$. The figure shows that there is a major change in the temperature field throughout the square duct. The higher temperature gradient can be observed where the flow impinges the duct walls while the lower one is seen in the region where the temperature is somewhat high indicating that low temperature gradient occurs.

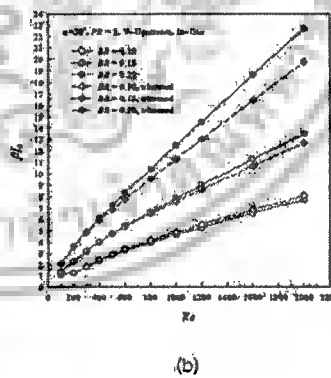


Figure 6 (a) Nu/Nu_0 and (b) f/f_0 versus Reynolds number

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

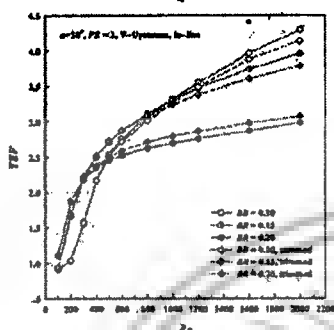


Figure 7. Thermal enhancement factor at various winglet BRs.

Figure 5 exhibits local Nu contours of the square duct wall for the winglet at $Re=800$, $BR=0.15$. It is visible in the figure that a larger area of high Nu values can be observed at the upper and lower walls of the module.

The variation of the average Nu/Nu_0 ratio with Re for the winglet with various BRs and compare with the winglet with no end-trimmed or regular winglet is presented in figure 6a. In the figure, it is visible that the Nu/Nu_0 value tends to increase with the rise of Re for all cases. The winglet with $BR=0.15$ provides the highest Nu/Nu_0 value on both end-trimmed and regular winglet. The maximum Nu/Nu_0 values is found to be about 8.70 and 9.50 for $BR=0.15$ in case of end-trimmed winglet and regular winglet, respectively. A closer examination reveals that the use of the end-trimmed winglet with BR ranges studied yields average heat transfer rate of about 1.00–8.70 times over the square duct with no end-trimmed winglet, depending on the BR values.

Figure 6b displays the variation of the friction factor ratio, f/f_0 , with Re for various BR values and compare with regular winglet. In the figure, it is noted that the f/f_0 tends to increase with the rise of Re and BR values. The winglet with $BR=0.20$ gives the highest f/f_0 value on both end-trimmed and regular winglet. The friction factor for the end-trimmed winglet and regular

winglet appears to be about 1.00–20.00 and 1.00–23.00 times above that for the smooth square duct, respectively. Thus the flow blockage due to the presence of the winglets is a vital factor to cause a high pressure drop in the square duct, the end-trimmed winglet help to decrease pressure loss. In comparison with the regular winglet.

5. Conclusions

Numerical computations of laminar periodic flow and heat transfer characteristics in a square duct fitted with 30° end-trimmed rectangular winglet in tandem on the square duct wall with in-line arrangement and pointing upstream are performed. The main vortex flow created by the winglet exists and helps to induce impingement flows over the square duct wall leading to drastic increase in heat transfer in the square duct. The order of heat transfer enhancement is about 1.00–8.70 times for using the end-trimmed rectangular winglet with $BR=0.10$ – 0.20 at $PR=2.0$. The pressure loss is in a range of 1 to 20 times above the smooth duct. Thermal enhancement factor for the end-trimmed rectangular winglet is higher than unity and its maximum value is about 4.10 at $BR=0.10$ and $PR=2.00$, indicating higher performance over the smooth duct.

6. References

- [1] Promvong P. and Thianpong C., "Thermal performance assessment of turbulent channel flow over different shape ribs," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, 2008;35:1327–1334.
- [2] Sripattanapit S. and Promvong P., "Numerical analysis of laminar heat transfer in a channel with diamond-shaped baffles," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, 2009;36:32–38.
- [3] Han J.C., Zhang Y.M. and Lee C.P., "Augmented heat transfer in square channels with parallel, crossed and V-shaped angled ribs," *ASME, J. Heat Transf.*, 1991;113:590–596.

- [4] Patankar S.V., Liu, C.H. and Sparrow E.M., "Fully developed flow and heat transfer in ducts having streamwise-periodic variations of cross-sectional area," ASME J. Heat Transf., 1998; 98:1109-1151.
- [5] Bemmer C., Durst F. and McEligot D.M., "Flow around baffles," ASME J. Heat Transf., 1984; 106:743-749.
- [6] Lopez J.R., Anand N.K. and Fletcher L.S., "Heat transfer in a three-dimensional channel with baffles," Numer. Heat Transfer, Part A: Appl., 1996; 30:189-205.
- [7] Promvongse P., Sripathanapipat S., Tamna S., Kwankeomeng S. and Thianpong C., "Numerical investigation of laminar heat transfer in a square channel with 45 deg inclined baffles," Int. Commun. Heat Mass Transf., 2010; 37:170-177.
- [8] Promvongse P., Sripathanapipat S. and Kwankeomeng S., "Laminar periodic flow and heat transfer in square channel with 45° inline baffles on two opposite," Int. J. Therm. Sci., 2010; 49:983-945.
- [9] Murata A. and Mochizuki S., "Comparison between laminar and turbulent heat transfer in a stationary square duct with transverse or angled-rib turbulators," Int. J. Heat Mass Transf., 2001; 44:1127-1141
- [10] Patankar S.V., "Numerical heat transfer and fluid flow," McGraw-Hill, New York, 1980.
- [11] Incropera F. and Dewitt P.D., "Introduction to heat transfer," 5rd edition, John Wiley & Sons Inc. 2006.

7. Nomenclature

A	channel wall area, m^2
BR	blockage ratio, (b/H)
WLE	winglet leading edge
WTE	winglet trailing edge
b	winglet height, m
D_h	duct hydraulic diameter, $(=2HW/(H+W))$
f	friction factor
H	duct height, m
h	heat transfer coefficient, $W m^{-2} K^{-1}$
k	thermal conductivity, $W m^{-1} K^{-1}$
L	cyclic length of one module, m
Nu	Nusselt number, hD_h/k
Pr	Prandtl number
PR	pitch or spacing ratio, L/H
Re	Reynolds number, $\rho \bar{u} D_h/\mu$
T	temperature, K
u_x	velocity in x-direction, $m s^{-1}$
\bar{u}	mean velocity in channel, $m s^{-1}$
W	duct width (H), m
<i>Greek letter</i>	
μ	dynamic viscosity, $kg s^{-1} m^{-1}$
Γ	thermal diffusivity
α	orifice angle of attack, degree
η	thermal enhancement factor
ρ	density, $kg m^{-3}$
<i>Subscript</i>	
0	smooth duct
w	wall
pp	pumping power

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประวัติคณะผู้วิจัย

1. หัวหน้าโครงการ (ไทย) ดร. วิหดา เจษฎารัตนชัย
(อังกฤษ) Dr. Withada Jedsadaratanachai

เลขหมายบัตรประจำตัวประชาชน 1 7099 00206 74 8

ตำแหน่ง อาจารย์ประจำ

คุณวุฒิ D.Eng (Mechanical Engineering, KMITL)

หน่วยงานต้นสังกัด สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

สถานที่ติดต่อ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

อีเมลล์ kjwithad@kmitl.ac.th

ผลงานวิจัยที่ออกเผยแพร่

1. ผลงานวิจัยที่ตีพิมพ์ในวารสารระดับนานาชาติ

- 1) P. Promvong, W. Jedsadaratanachai and S. Kwankaomeng, "Numerical study of laminar flow and heat transfer in square channel with 30° inline angled baffle turbulators" Applied Thermal Engineering, Volume 30, Issues 11-12, August 2010, Pages 1292-1303.
- 2) W. Jedsadaratanachai, S. Suwannapan and P. Promvong, "Numerical Study of Laminar Heat Transfer in Baffled Square Channel with Various Pitches" Energy Procedia, Volume 9, 2011, Pages 630-642.
- 3) P. Promvong, W. Jedsadaratanachai, S. Kwankaomeng and C. Thianpong, "3D simulation of laminar flow and heat transfer in V-baffled square channel" International Communications in Heat and Mass Transfer, Volume 39, Issue 1, January 2012, Pages 85-93.

2. ผลงานวิจัยที่เผยแพร่ระดับนานาชาติ

- 1) W. Jedsadaratanachai, S. Kwankaomeng, P. Promvong, Turbulent Heat Transfer in a Channel Fitted with Rib/Groove, World Renewable Energy Congress 2009-Asia, The 3rd International Conference on "Sustainable Energy and Environment (SEE 2009)", 18-23 May 2009, Bangkok, Thailand.
- 2) W. Jedsadaratanachai, S. Sripattanapipat, A. Tantrapiwat and P. Promvong, Laminar Periodic Flow and Heat Transfer in Square Channel with 60° Inclined Baffles, International Conference on Green and Sustainable Innovation 2009 (ICGSI 2009), 2-4 December 2009, Chiang Rai, Thailand.
- 3) W. Jedsadaratanachai, S. Kwankaomeng, P. Promvong, Numerical analysis of laminar heat transfer in a channel with V-Upstream baffles, The 3rd Technology and Innovation for Sustainable Development International

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- Conference (TISD 2010), 4-6 March 2010, Faculty of Engineering, KhonKaen University, Thailand.
- 4) S. Kwankaomeng, W. Jedsadaratanachai and P. Promvonge, Laminar Periodic Flow and Heat Transfer in Square Channel with 30° Inclined Baffles, PEA-AIT International Conference on Energy and Sustainable Development: Issues and Strategies (ESD 2010), 2-4 June 2010, The Empress Hotel, Chiang Mai, Thailand.
 - 5) W. Jedsadaratanachai, N. Jayranaiwachira and P. Promvonge, Numerical Analysis of Laminar Heat Transfer Augmentation in a Square Channel fitted with V-Baffles, The First TSME International Conference on Mechanical Engineering (Icome 2010), 20-22 October 2010, UbonRatchathani, Thailand.
 - 6) S. Kwankaomeng, W. Jedsadaratanachai and P. Promvonge, Numerical Investigation of Laminar Heat Transfer in a Square Duct with Inclined Rectangular Orifices, 17th Regional Symposium on Chemical Engineering (RSCE2010), 22 -23 November 2010, Queen Sirikit National Convention Center, Bangkok, Thailand.
 - 7) S. Kwankaomeng, W. Jedsadaratanachai, C. Thianpong and P. Promvonge, Numerical study of laminar flow and heat transfer in square channel with 30° staggered angled baffles, 17th Regional Symposium on Chemical Engineering (RSCE2010), 22 -23 November 2010, Queen Sirikit National Convention Center, Bangkok, Thailand.
 - 8) W. Jedsadaratanachai, S. Suwannapan, and P. Promvonge, Numerical study of laminar heat transfer in baffled square channel with various pitches, 9th Eco-Energy and Materials Science and Engineering Symposium, 25-28 May. 2011, Chiang Rai, Thailand.
 - 9) W. Jedsadaratanachai, S. Chokphoemphun, C. Thianpong and P. Promvonge, Periodic laminar flow and heat transfer in a square duct with 45° inclined orifices, 9th Eco-Energy and Materials Science and Engineering Symposium, 25-28 May. 2011, Chiang Rai, Thailand.
 - 10) S. Sripattanapipat, W. Jedsadaratanachai, K. Campanyiman and P. Promvonge, 3D Simulation on Laminar Flow and Heat Transfer Augmentation in a Square Channel fitted with 60° Square Orifice, The Japan - Thailand - Lao P.D.R. Joint Friendship International Conference on Applied Electrical and Mechanical Engineering 2011 (JTLAEME '11), September 21 - 23, 2011 Grand Paradise Hotel , Nongkhai, Thailand
 - 11) S. Sripattanapipat, W. Jedsadaratanachai and P. Promvonge, Numerical study of laminar flow and heat transfer in square channel with 60° U-baffle, The Japan - Thailand - Lao P.D.R. Joint Friendship International Conference on

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Applied Electrical and Mechanical Engineering 2011 (JTLAEME '11), September 21 - 23, 2011 Grand Paradise Hotel , Nongkhai, Thailand

- 12) W. Jedsadaratanachai and P. Promvong, 3D Analysis on Laminar Heat Transfer Augmentation in a Square Channel fitted with Rectangular Winglet Vortex Generator, 1st International Symposium on Technology for Sustainability(ISTS2011), 23-26 November 2011, KMITL, Bangkok Thailand
- 13) W. Jedsadaratanachai and P. Promvong, 3D simulation on periodic laminar flow and heat transfer in a square channel with 45° discrete orifices, 1st International Symposium on Technology for Sustainability(ISTS2011), 23-26 November 2011, KMITL, Bangkok Thailand

3. ผลงานวิจัยที่เผยแพร่ระดับชาติ.

- 1) วิฑาตา เจษฎารัตนชัย และ พงษ์เจต พรหมวงศ์, การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อจัดรัศมี โดยการใช้แผ่นติดครีบทวี, การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 23, 4-7 พฤศจิกายน 2552, จังหวัดเชียงใหม่
- 2) สมชาย ศรีพัฒนพิพัฒน์, วิฑาตา เจษฎารัตนชัย, มนต์ศักดิ์ พิมสาร, พงษ์เจต พรหมวงศ์, การไหลแบบราบเรียบและการถ่ายเทความร้อนในท่อจัดรัศมีที่มีแผ่นกั้นรูปตัววี, การประชุมวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 7, 3-5 พฤษภาคม 2554, จังหวัดภูเก็ต
- 3) W. Jedsadaratanachai and P. Promvong, Numerical study of laminar flow and heat transfer in square channel with 30° inline angled baffle turbulators, การประชุมวิชาการโครงการปริญญาเอกกาญจนาภิเษกครั้งที่ 12 (RGJ-Ph.D. Congress XII), 1-3 เมษายน 2554, จังหวัดชลบุรี
- 4) เกียรติวัชรจิตรจันทราวิภาส, เฉลิมพล ไผทพฤษ, วิฑาตา เจษฎารัตนชัย, มิ่ง โสภกิจแสงทอง และ พงษ์เจต พรหมวงศ์, 3D Simulation on Laminar Flow Structure, Friction loss and Heat Transfer Behavior in Square Duct with Inclined Orifices, การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 25, 19-21 ตุลาคม 2554, จังหวัดกระบี่
- 5) จารุพัฒน์ เขียวชาญวิทย์กุล, ศตวรรษ กระเดื่องเดช, วิฑาตา เจษฎารัตนชัย, กิติธัญ คำพันธ์มัย และ พงษ์เจต พรหมวงศ์, Effect of Baffle for Laminar Flow Behavior and Heat Transfer in Tube, การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 25, 19-21 ตุลาคม 2554, จังหวัดกระบี่
- 6) ณัฐพล บุญเรือน, ปรมินทร์ ป้องพัฒนกุล, วิฑาตา เจษฎารัตนชัย, ดำริห์ จันทรแสงสุก และ พงษ์เจต พรหมวงศ์, Periodic Flow and Heat Transfer for Thin Ribbed Square Channel, การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 25, 19-21 ตุลาคม 2554, จังหวัดกระบี่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- 7) ทศพล เจียรปิติวงศ์, วิชิตดา เจษฎารัตนชัย, ธิติพัทธ์ ลีมกุล และ พงษ์เจต พรหมวงค์, Effect of Rectangular Winglets on Laminar Flow Structure and Heat Transfer in Square Duct, การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 25, 19-21 ตุลาคม 2554, จังหวัดกระบี่

2. ผู้ร่วมวิจัย (ไทย) รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงค์
(อังกฤษ) Assc.Prof.Dr. PongjetPromvonge

ตำแหน่ง รองศาสตราจารย์

คุณวุฒิ Ph.D: (Imperial College, University of London)

ความชำนาญ/ความสนใจพิเศษ Applied thermal-fluid

หน่วยงานต้นสังกัด สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

สถานที่ติดต่อ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้า

เจ้าคุณทหารลาดกระบัง

โทรศัพท์ 08-1752-5499

โทรสาร 0-2326-4198

อีเมลล์ kppongje@kmitl.ac.th

ผลงานวิจัยที่เผยแพร่

1. ผลงานวิจัยที่ตีพิมพ์ในวารสารระดับนานาชาติ

- 1) P. Promvonge, W. Jedsadaratanachai, S. Kwankaomeng and C. Thianpong, "3D simulation of laminar flow and heat transfer in V-baffled square channel" International Communications in Heat and Mass Transfer, Volume 39, Issue 1, January 2012, Pages 85-93.
- 2) P. Promvonge, C. Khanoknaiyakarn, S. Kwankaomeng and C. Thianpong, "Thermal behavior in solar air heater channel fitted with combined rib and delta-winglet" International Communications in Heat and Mass Transfer, Volume 38, Issue 6, July 2011, Pages 749-756.
- 3) P. Promvonge, "Heat transfer and pressure drop in a channel with multiple 60° V-baffles" International Communications in Heat and Mass Transfer, Volume 37, Issue 7, August 2010, Pages 835-840.
- 4) S. Kwankaomeng and P. Promvonge, "Numerical prediction on laminar heat transfer in square duct with 30° angled baffle on one wall" International Communications in Heat and Mass Transfer, Volume 37, Issue 7, August 2010, Pages 857-866.
- 5) P. Promvonge, W. Jedsadaratanachai and S. Kwankaomeng, "Numerical study of laminar flow and heat transfer in square channel with 30° inline angled baffle turbulators" Applied Thermal Engineering, Volume 30, Issues 11-12, August 2010, Pages 1292-1303.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- 6) P. Promvonge, A. Boonloi, M. Pimsarn and C. Tianpong, "Drying characteristics of peppercorns in a rectangular fluidized-bed with triangular wavy walls" *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Volume 38, Issue 9, November 2011, Pages 1239-1246.
- 7) W. Jedsadaratanachai, S. Suwannapan and P. Promvonge, "Numerical Study of Laminar Heat Transfer in Baffled Square Channel with Various Pitches" *Energy Procedia*, Volume 9, 2011, Pages 630-642.
- 8) S. Eiamsa-ard and P. Promvonge, "Thermal characteristics in round tube fitted with serrated twisted tape" *Applied Thermal Engineering*, Volume 30, Issue 13, September 2010, Pages 1673-1682.
- 9) P. Promvonge and S. Eiamsa-ard, "Heat transfer and turbulent flow friction in a circular tube fitted with conical-nozzle turbulators" *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Volume 34, Issue 1, January 2007, Pages 72-82.
- 10) S. Eiamsa-ard and P. Promvonge, "Numerical simulation of flow field and temperature separation in a vortex tube" *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Volume 35, Issue 8, October 2008, Pages 937-947.
- 11) S. Eiamsa-ard, C. Tianpong, P. Eiamsa-ard, P. Promvonge, "Thermal characteristics in a heat exchanger tube fitted with dual twisted tape elements in tandem" *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Volume 37, Issue 1, January 2010, Pages 39-46.
- 12) P. Promvonge and S. Eiamsa-ard, "Heat transfer in a circular tube fitted with free-spacing snail entry and conical-nozzle turbulators" *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Volume 34, Issue 7, August 2007, Pages 838-848.
- 13) P. Promvonge, W. Changcharoen, S. Kwankaomeng and C. Tianpong, "Numerical heat transfer study of turbulent square-duct flow through inline V-shaped discrete ribs" *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Volume 38, Issue 10, December 2011, Pages 1392-1399.
- 14) S. Eiamsa-ard, Y. Kaewkohkiat, C. Tianpong and P. Promvonge, "Combustion behavior in a dual-staging vortex rice husk combustor with snail entry" *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Volume 35, Issue 9, November 2008, Pages 1134-1140.
- 15) P. Promvonge, T. Chompookham, S. Kwankaomeng and C. Tianpong, "Enhanced heat transfer in a triangular ribbed channel with longitudinal vortex generators" *Energy Conversion and Management*, Volume 51, Issue 6, June 2010, Pages 1242-1249.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- 16) T. Chompookham, C. Thianpong, S. Kwankaomeng and P. Promvong. "Heat transfer augmentation in a wedge-ribbed channel using winglet vortex generators" *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Volume 37, Issue 2, February 2010, Pages 163-169.
- 17) S. Eiamsa-ard, C. Thianpong, P. Eiamsa-ard and P. Promvong, "Convective heat transfer in a circular tube with short-length twisted tape insert" *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Volume 36, Issue 4, April 2009, Pages 365-371.
- 18) S. Eiamsa-ard, K. Wongcharee and P. Promvong, "Experimental investigation on energy separation in a counter-flow Ranque-Hilsch vortex tube: Effect of cooling a hot tube" *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Volume 37, Issue 2, February 2010, Pages 156-162.
- 19) P. Promvong and S. Eiamsa-ard, "Heat transfer augmentation in a circular tube using V-nozzle turbulator inserts and snail entry" *Experimental Thermal and Fluid Science*, Volume 32, Issue 1, October 2007, Pages 332-340.
- 20) S. Eiamsa-ard, Y. Kaewkohkiat, W. Lelaphatikul, C. Thianpong and P. Promvong, "Experimental investigation of combustion characteristics in a multi-staging vortex combustor firing rice husk" *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Volume 35, Issue 2, February 2008, Pages 139-148.
- 21) P. Promvong, "Thermal augmentation in circular tube with twisted tape and wire coil turbulators" *Energy Conversion and Management*, Volume 49, Issue 11, November 2008, Pages 2949-2955.
- 22) S. Eiamsa-ard and P. Promvong, "Thermal characterization of turbulent tube flows over diamond-shaped elements in tandem" *International Journal of Thermal Sciences*, Volume 49, Issue 6, June 2010, Pages 1051-1062.
- 23) S. Eiamsa-ard, S. Rattanawong and P. Promvong, "Turbulent convection in round tube equipped with propeller type swirl generators" *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Volume 36, Issue 4, April 2009, Pages 357-364.
- 24) S. Eiamsa-ard and P. Promvong, "Review of Ranque-Hilsch effects in vortex tubes" *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 12, Issue 7, September 2008, Pages 1822-1842.
- 25) P. Promvong and S. Kwankaomeng, "Periodic laminar flow and heat transfer in a channel with 45° staggered V-baffles" *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Volume 37, Issue 7, August 2010, Pages 841-849.
- 26) P. Promvong, "Heat transfer behaviors in round tube with conical ring inserts" *Energy Conversion and Management*, Volume 49, Issue 1, January 2008, Pages 8-15.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- 27) P. Promvong, "Thermal enhancement in a round tube with snail entry and coiled-wire inserts" International Communications in Heat and Mass Transfer, Volume 35, Issue 5, May 2008, Pages 623-629.
- 28) P. Promvong, S. Sripattanapipat and S. Kwankaomeng, "Laminar periodic flow and heat transfer in square channel with 45° inline baffles on two opposite walls" International Journal of Thermal Sciences, Volume 49, Issue 6, June 2010, Pages 963-975.
- 29) A. Ridluan, S. Eiamsa-ard and P. Promvong, "Numerical simulation of 3D turbulent isothermal flow in a vortex combustor" International Communications in Heat and Mass Transfer, Volume 34, Issue 7, August 2007, Pages 860-869.
- 30) S. Eiamsa-ard and P. Promvong, "Performance assessment in a heat exchanger tube with alternate clockwise and counter-clockwise twisted-tape inserts" International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 53, Issues 7-8, March 2010, Pages 1364-1372.
- 31) P. Promvong and S. Eiamsa-ard, "Heat transfer behaviors in a tube with combined conical-ring and twisted-tape insert" International Communications in Heat and Mass Transfer, Volume 34, Issue 7, August 2007, Pages 849-859.
- 32) P. Promvong and S. Eiamsa-ard, "Heat transfer enhancement in a tube with combined conical-nozzle inserts and swirl generator" Energy Conversion and Management, Volume 47, Issues 18-19, November 2006, Pages 2867-2882.
- 33) S. Eiamsa-ard and P. Promvong, "Experimental investigation of heat transfer and friction characteristics in a circular tube fitted with V-nozzle turbulators" International Communications in Heat and Mass Transfer, Volume 33, Issue 5, May 2006, Pages 591-600.
- 34) S. Eiamsa-ard and P. Promvong, "Numerical investigation of the thermal separation in a Ranque-Hilsch vortex tube" International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 50, Issues 5-6, March 2007, Pages 821-832.
- 35) C. Thianpong, T. Chompookham, S. Skullong and P. Promvong, "Thermal characterization of turbulent flow in a channel with isosceles triangular ribs" International Communications in Heat and Mass Transfer, Volume 36, Issue 7, August 2009, Pages 712-717.
- 36) S. Eiamsa-ard, P. Nivesrangsarn, S. Chokphoemphun and P. Promvong, "Influence of combined non-uniform wire coil and twisted tape inserts on thermal performance characteristics" International Communications in Heat and Mass Transfer, Volume 37, Issue 7, August 2010, Pages 850-856.
- 37) P. Promvong, S. Sripattanapipat, S. Tamna, S. Kwankaomeng and C. Thianpong, "Numerical investigation of laminar heat transfer in a square

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- channel with 45° inclined baffles” International Communications in Heat and Mass Transfer, Volume 37, Issue 2, February 2010, Pages 170-177.
- 38) S. Eiamsa-ard and P. Promvonge, “Thermal characteristics of turbulent rib-grooved channel flows” International Communications in Heat and Mass Transfer, Volume 36, Issue 7, August 2009, Pages 705-711
- 39) S. Eiamsa-ard and P. Promvonge, “Enhancement of heat transfer in a tube with regularly-spaced helical tape swirl generators” Solar Energy, Volume 78, Issue 4, April 2005, Pages 483-494.
- 40) P. Promvonge, “Thermal performance in circular tube fitted with coiled square wires” Energy Conversion and Management, Volume 49, Issue 5, May 2008, Pages 980-987.
- 41) S. Pethkool, S. Eiamsa-ard, S. Kwankaomeng and P. Promvonge, “Turbulent heat transfer enhancement in a heat exchanger using helically corrugated tube” International Communications in Heat and Mass Transfer, Volume 38, Issue 3, March 2011, Pages 340-347.
- 42) S. Eiamsa-ard, S. Pethkool, C. Tianpong and P. Promvonge, “Turbulent flow heat transfer and pressure loss in a double pipe heat exchanger with louvered strip inserts” International Communications in Heat and Mass Transfer, Volume 35, Issue 2, February 2008, Pages 120-129.
- 43) S. Eiamsa-ard and P. Promvonge, “Influence of Double-sided Delta-wing Tape Insert with Alternate-axes on Flow and Heat Transfer Characteristics in a Heat Exchanger Tube” Chinese Journal of Chemical Engineering, Volume 19, Issue 3, June 2011, Pages 410-423.
- 44) P. Promvonge and C. Tianpong, “Thermal performance assessment of turbulent channel flows over different shaped ribs” International Communications in Heat and Mass Transfer, Volume 35, Issue 10, December 2008, Pages 1327-1334.
- 45) S. Sripattanapit and P. Promvonge, “Numerical analysis of laminar heat transfer in a channel with diamond-shaped baffles” International Communications in Heat and Mass Transfer, Volume 36, Issue 1, January 2009, Pages 32-38.
- 46) S. Eiamsa-ard and P. Promvonge, “Numerical study on heat transfer of turbulent channel flow over periodic grooves” International Communications in Heat and Mass Transfer, Volume 35, Issue 7, August 2008, Pages 844-852.
- 47) S. Eiamsa-ard and P. Promvonge, “Heat transfer characteristics in a tube fitted with helical screw-tape with/without core-rod inserts” International Communications in Heat and Mass Transfer, Volume 34, Issue 2, February 2007, Pages 176-185.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- 48) S. Eiamsa-ard, C. Thianpong and P. Promvong, "Experimental investigation of heat transfer and flow friction in a circular tube fitted with regularly spaced twisted tape elements" *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Volume 33, Issue 10, December 2006, Pages 1225-1233.
- 49) A. Suksangpanomrung, S. Chungpaibulpatana and P. Promvong, "Numerical investigation of heat transfer in pulsating flows through a bluff plate" *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Volume 34, Issue 7, August 2007, Pages 829-837.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้