

ส่วนที่ 1 หน้าปก

งานวิจัยฉบับสมบูรณ์

ลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่มีรอยเว้าและรอยนูน
Flow and Heat Transfer Characteristics on a Surface with
Dimples and Protrusions

มักตาร์ แวหะยี

โครงการวิจัยนี้ได้รับทุนสนับสนุนจากเงินรายได้มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์
ประจำปีงบประมาณ 2559 รหัสโครงการ ENG590725S

ส่วนที่ 2 เนื้อหา

1. ชื่อโครงการ: ลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่มีรอยเว้าและรอยนูน

Flow and Heat Transfer Characteristics on a Surface with Dimples and Protrusions

2. คณะนักวิจัย และหน่วยงานต้นสังกัด (คณะ/ภาควิชา หรือหน่วยงาน)

ผู้วิจัย ชื่อ - นามสกุล: นายมักตาร์ แวะหะยี

หน่วยงานหลัก: - ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์

- สถานวิจัยเทคโนโลยีพลังงาน คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์

4. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณ มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์ ที่ได้สนับสนุนทุนการทำวิจัย และภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์ ที่ได้อนุเคราะห์สถานที่และเครื่องมือในการดำเนินงาน ขอขอบคุณ สถานวิจัยเทคโนโลยีพลังงาน คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์ ที่สนับสนุนค่าใช้จ่ายในการนำเสนอ ผลงานวิจัย ขอขอบคุณ ผศ.ดร.ชยุต นันทคุสิต ที่ให้คำแนะนำในการทำวิจัย ขอขอบคุณ Mr.Yemin Oo และ นายกฤตยชญ์ เยราณี นักศึกษาปริญญาโท ที่ช่วยทำงานวิจัยนี้จนลุล่วงสำเร็จ และขอขอบคุณทุกท่านที่ไม่ได้กล่าวในที่นี้ ที่มีส่วนช่วยในการทำวิจัยจนทำให้งานวิจัยนี้สำเร็จสมบูรณ์ด้วยดี

5. บทคัดย่อภาษาไทยและภาษาอังกฤษ

บทคัดย่อ: งานวิจัยนี้ได้ศึกษาการไหลและการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่มีรอยเว้าและรอยนูน รอยเว้าและรอยนูนจำนวน 5 อัน ถูกสร้างขึ้นบนพื้นผิวภายในอุโมงค์ลมที่มีหน้าตัดสี่เหลี่ยมผืนผ้า ซึ่งถูกติดตั้งเรียงเป็นแบบแถวตรง (Inline) ตั้งฉากกับการไหลภายในอุโมงค์ลม รูปทรงของรอยเว้าและรอยนูนมี 6 แบบดังนี้ (1) รอยนูนทรงกลม (2) รอยเว้าทรงกลม (3) รอยนูนทรงหยดน้ำ โดยส่วนยาวอยู่ด้านต้นลม (Positive Eccentricity, PE), (4) รอยนูนทรงหยดน้ำ โดยส่วนยาวอยู่ด้านท้ายลม (Negative Eccentricity, NE), (5) รอยนูนทรงกรวย และ (6) รอยเว้าทรงกรวย โดยรูปแบบทั้งหมดมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภาพฉายบนพื้นผิว (รอยปรีน) $D=26.4$ mm และความลึกของรอยเว้าหรือความสูงของรอยนูนมีค่าเท่ากับ $H=0.2D$ ในการศึกษาได้ปรับระยะห่างระหว่างรอยเว้าและรอยนูนที่ $S=1.125D, 1.25D, 1.5D$ และ $2D$ สำหรับเรย์โนลด์นัมเบอร์ของอากาศที่ไหลภายในอุโมงค์ลมได้กำหนดให้คงที่เท่ากับ $Re_H=20,000$ โดยคิดจากเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของการไหลภายในอุโมงค์ลม ในการวัดการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวได้ใช้แผ่น Thermo-chromic liquid crystal วัตถุอุณหภูมิที่กระจายบนพื้นผิวเพื่อหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และใช้วิธีคำนวณพลศาสตร์การไหลด้วยคอมพิวเตอร์เพื่อศึกษาลักษณะการไหลภายในอุโมงค์ลม จากการศึกษาพบว่ากรณีของ รอยนูนทรงกลมให้อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงกว่ารอยนูนรูปทรงอื่นๆ เมื่อระยะห่างระหว่างรอยนูนแคบลง ส่งผลทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวสูงขึ้น โดยที่ระยะห่างระหว่างรอยนูนที่ $S=1.125D$ ให้การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวสูงสุด

คำหลัก: รอยเว้า รอยนูน การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน สัมประสิทธิ์การพาความร้อน

Abstract: In this work, flow and heat transfer on a surface mounted dimples and protrusions were investigated. 5 of dimples and protrusions were formed on the internal surface of wind tunnel having rectangular cross-section with inline arrangement and perpendicular to the air flow inside the tunnel. 6 types of dimples and protrusions were considered: (1) spherical protrusions (2) spherical dimples (3) teardrop protrusions with eccentricity in the upstream (Positive Eccentricity, PE), (4) teardrop protrusions with eccentricity in the downstream (Negative Eccentricity, NE), (5) conical protrusions and (6) conical dimple. The printed diameter of dimples and protrusions was $D=26.4$ mm, and the height of protrusions or the depth of dimples were $H=0.2D$. The protrusion-to-protrusion spacing or the dimple-to-dimple spacing was varied at $S=1.125D$, $1.25D$, $1.5D$ and $2D$. The Reynolds number of air flow inside the wind tunnel, based on hydraulic diameter of air flow inside the wind tunnel, was fixed at $Re_H=20,000$. The heat transfer coefficient on the surface was evaluated by measuring temperature distributions using a thermochromic liquid crystal sheet, and flow characteristics in the wind tunnel was simulated using Computational Fluid Dynamics (CFD). The results showed that the heat transfer rate of spherical protrusions was higher than that of the other protrusions. The heat transfer rate for the case of $S=1.125D$ was the highest.

Keywords: Dimple, Protrusion, Heat transfer enhancement, Heat transfer coefficient

6.บทสรุปผู้บริหาร (Executive Summary)

6.1 บทนำ

การเพิ่มความสามารถถ่ายเทความร้อนเป็นวิธีหนึ่งที่สามารถช่วยประหยัดพลังงาน โดยเฉพาะในกระบวนการที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนเข้ามาเกี่ยวข้อง เช่น กระบวนการให้ความร้อน การระบายความร้อน การทำให้แห้งบนพื้นผิว หรือในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งกระบวนการส่วนใหญ่จะใช้หลักการถ่ายเทความร้อนแบบการพาความร้อน ในกรณีที่สามารถออกแบบระบบให้มีสัมประสิทธิ์ในการพาความร้อนสูง จะสามารถลดการใช้พลังงาน ลดขนาดและน้ำหนักของอุปกรณ์ รวมถึงต้นทุนในการผลิต

สำหรับวิธีการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนสามารถทำได้โดยการลดความหนาของชั้นขอบเขต (Boundary layer) หรือทำลายชั้นขอบเขตที่เกิดขึ้นระหว่างของไหลกับพื้นผิว เนื่องจากภายในชั้นขอบเขต ของไหลมีความเร็วต่ำเหมือนเป็นชั้นฉนวนความร้อน สำหรับการลดความหนาของชั้นขอบเขตสามารถทำได้โดยการเพิ่มความเร็วให้กับของไหล แต่วิธีนี้จำเป็นต้องเพิ่มกำลังของปั๊ม ส่วนวิธีการทำลายชั้นขอบเขตสามารถทำได้โดยการติดตั้งอุปกรณ์สร้างความปั่นป่วน (Turbulators) เช่น กลุ่มของริบส์ (Ribs) หรือพินส์ (Pins) บนพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งวิธีดังกล่าวไม่จำเป็นต้องเพิ่มความเร็วของของไหล เนื่องจากชั้นขอบเขตการไหลจะถูกทำลายเมื่อของไหลไหลผ่านอุปกรณ์ที่ติดตั้ง แต่อย่างไรก็ตาม วิธีนี้จำเป็นที่จะต้องคำนึงถึงการสูญเสียความดันที่เกิดขึ้น

การทำให้ผิวเป็นรอยเว้า (Dimple) หรือรอยนูน (Protrusion) เป็นวิธีหนึ่งที่สามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิว เมื่อของไหลไหลผ่านรอยเว้าหรือรอยนูนจะเกิดบริเวณการไหลแยกตัว (Separation flow) และบริเวณการไหลตกลับ (Reattachment flow) ซึ่งอัตราการถ่ายเทความร้อนจะสูงบริเวณที่มีการไหลตกลับ สำหรับจุดเด่นของ

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยการทำให้ผิวเป็นรอยเว้าหรือรอยนูน คือ รอยนูนมีขนาดบางเมื่อเทียบกับริบ ปีกหรือฟิน ทำให้สามารถลดการใช้วัสดุในการสร้างอุปกรณ์ทางความร้อน รวมถึงสามารถลดการสูญเสียความดันในระบบ

สำหรับแนวทางในงานวิจัยในอดีตได้ศึกษาเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่มีกลุ่ม (Array) รอยเว้าและรอยนูนที่มีการจัดเรียงแบบแถว (Inline) และแบบสลับ (Staggered) ในการศึกษาลักษณะการไหลบนพื้นผิวที่มีกลุ่มของรอยเว้าและรอยนูนค่อนข้างซับซ้อน เพราะจะมีผลของการไหลแยกตัว การไหลหมุนวนและการไหลตกกระทบของรอยเว้าและรอยนูนที่อยู่รอบๆ นอกจากนี้ที่ความเร็วแตกต่างกัน จะมีผลให้ลักษณะการไหลที่แตกต่างกัน ทำให้ยากแก่การศึกษาและทำความเข้าใจ ดังนั้นนักวิจัยในอดีตนิยมศึกษาลักษณะการไหลโดยจำลองโมเดลของรอยเว้าหรือรอยนูนเพียงรอยเดียว (1 รอย) แล้วนำไปอธิบายลักษณะการถ่ายเทความร้อนในกรณีที่เป็นแบบกลุ่ม นอกจากนี้ การศึกษากรณีแบบกลุ่มไม่ได้พิจารณาผลของระยะห่างระหว่างรอยเว้าหรือรอยนูน

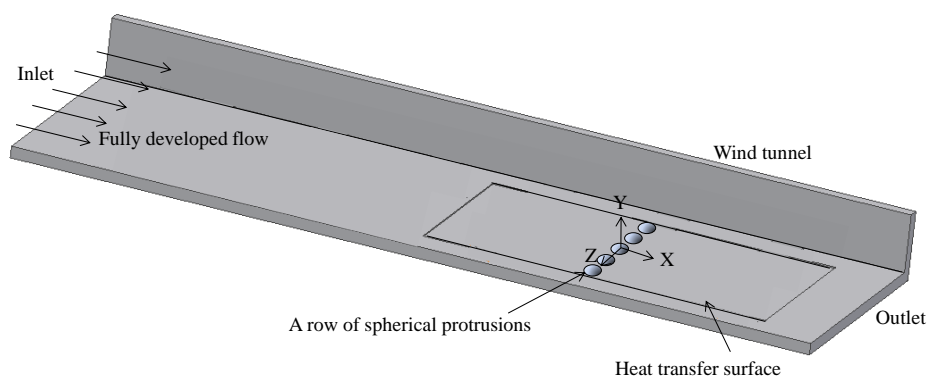
ในงานวิจัยนี้มีจุดประสงค์เพื่อศึกษาลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่มีรอยเว้าหรือรอยนูน 1 แถว ที่เรียงตั้งฉากกับการไหลภายในอุโมงค์ลม ในการศึกษาจะพิจารณาผลรูปทรงและระยะห่างระหว่างรอยเว้าหรือรอยนูนที่มีผลต่อการไหลและการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิว สำหรับรูปทรงของรอยนูนหรือรอยเว้าเป็นแบบทรงกลม ทรงหยดน้ำ และทรงกรวย สำหรับกรณีแบบทรงกรวยมีข้อดีคือสามารถขึ้นรูปหรือสร้างได้ง่ายเมื่อเทียบกับแบบทรงกลมหรือทรงหยดน้ำ ในการทดลองจะติดตั้งพื้นผิวที่มีรอยเว้าหรือรอยนูนในอุโมงค์ลม และวัดอุณหภูมิที่กระจายบนพื้นผิว จากนั้นจะใช้วิธีการจำลองการไหลโดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ เพื่อใช้ในการอธิบายลักษณะการไหลที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิว

6.2 วัตถุประสงค์

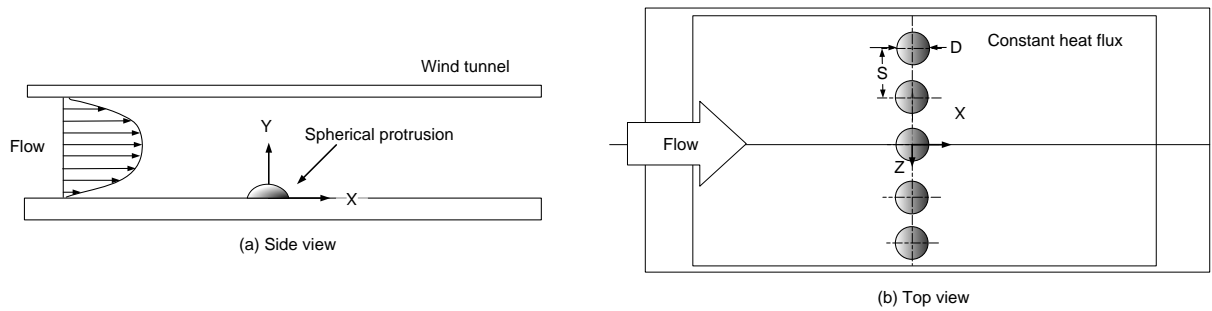
1. ศึกษาผลของรูปทรงและระยะห่างระหว่างรอยเว้าหรือรอยนูนที่มีต่อการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิว
2. ศึกษาลักษณะการไหลของอากาศผ่านรอยเว้าหรือรอยนูนเพื่อใช้ในการอธิบายลักษณะการถ่ายเทความร้อน

6.3 สรุป (สรุปผลการทดลองทั้งหมดของงานวิจัยทั้งชุดโครงการ/โครงการ ทั้งตีพิมพ์แล้วและยังไม่ได้ตีพิมพ์)

รูปที่ 1 และ 2 แสดงโมเดลที่ใช้ในการศึกษารอยเว้าและรอยนูนเรียงแบบแถวเดียว รอยเว้าหรือรอยนูนจำนวน 5 อัน ติดตั้งบนพื้นผิวภายในอุโมงค์ลม โดยเรียงเป็นแบบแถวตั้งฉากกับการไหลภายในอุโมงค์ลม สำหรับระบบพิกัดฉากเริ่มต้นที่ศูนย์กลางของรอยนูนที่อยู่ตรงกลางตาม โดยกำหนดให้แกน X อยู่ในแนวเดียวกับการไหลภายในอุโมงค์ลม แกน Y อยู่ในแนวเดียวกับความสูงอุโมงค์ลม และแกน Z อยู่ในแนวตั้งฉากกับการไหล



รูปที่ 1 โมเดลที่ใช้ในการทดลอง



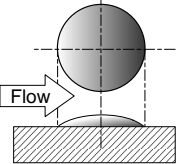
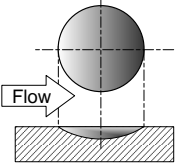
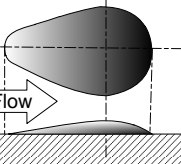
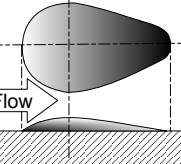
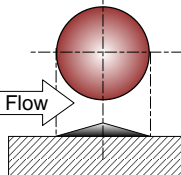
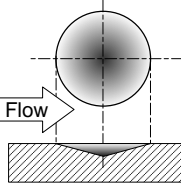
รูปที่ 2 โมเดลที่ใช้ในการทดลอง รูปซ้าย: มองจากด้านข้าง รูปขวา: มองจากด้านบน

รูปทรงรอยเว้าและรอยนูนที่ใช้ในการศึกษามี 6 แบบดังนี้ (1) รอยนูนทรงกลม (2) รอยเว้าทรงกลม (3) รอยนูนทรงหยดน้ำ โดยส่วนยาวอยู่ด้านต้นลม (Positive Eccentricity, PE), (4) รอยนูนทรงหยดน้ำ โดยส่วนยาวอยู่ด้านท้ายลม (Negative Eccentricity, NE), (5) รอยนูนทรงกรวย และ (6) รอยเว้าทรงกรวย สำหรับระยะห่างระหว่างรอยนูนและรอยเว้าที่ใช้ในการศึกษา $S=1.125D, 1.25D, 1.5D$ และ $2D$ โดยที่ D คือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภาพฉายบนพื้นผิว (รอยปรี่น) ของรอยเว้าและรอยนูน สำหรับขนาดและรายละเอียดอื่นๆของรอยเว้าและรอยนูนจะแสดงในหัวข้อ 7.5 ต่อไป

ตารางที่ 1 สรุปผลการดำเนินงาน โดยในคอลัมน์สุดท้ายแสดงการนำเสนอผลการดำเนินงานในที่ประชุมวิชาการและการส่งต้นฉบับ (Manuscript) เพื่อใช้ในการตีพิมพ์ โดยรายละเอียดของการนำเสนอในที่ประชุมวิชาการและการตีพิมพ์ได้ระบุในหัวข้อ 7.1, 7.2 และ 7.4

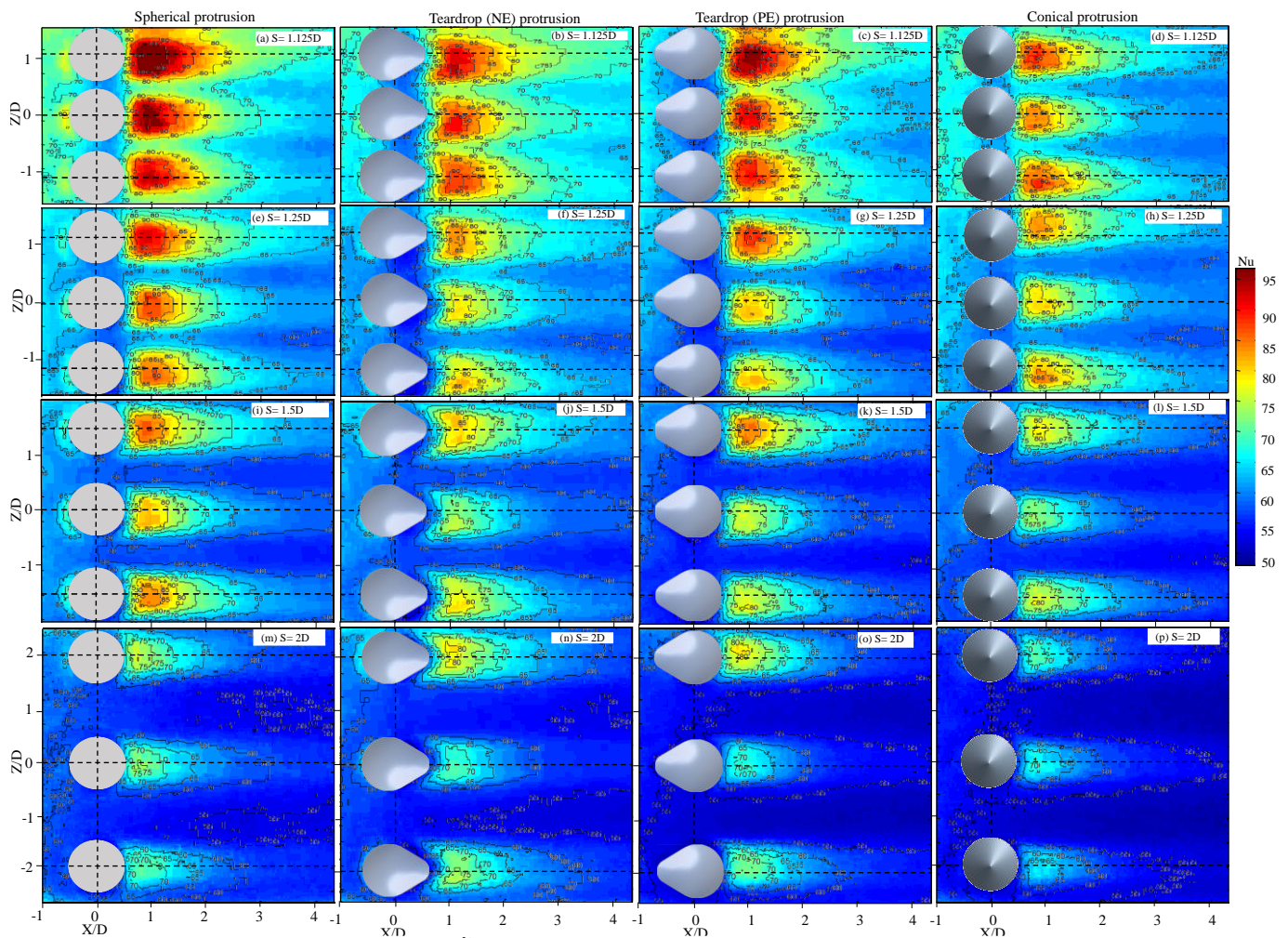
กรณีของรอยนูนจะทำการศึกษาทั้งการทดลอง (Experiment) และใช้คอมพิวเตอร์ในการจำลองการไหล (CFD) แต่สำหรับกรณีของรอยเว้าจะศึกษาเฉพาะใช้คอมพิวเตอร์ในการจำลองการไหลเท่านั้น เนื่องจากเป็นข้อจำกัดในการวัดอุณหภูมิบนพื้นผิวแบบใช้แผ่น Thermo-chromic liquid crystal ติดบนพื้นผิวแผ่นสเตนเลสที่ใช้ในงานวิจัยนี้ (ตามที่แสดงรายละเอียดในหัวข้อ 7.5) ซึ่งไม่สามารถวัดอุณหภูมิบนพื้นผิวกรณีที่เป็นรอยเว้าได้

ตารางที่ 1 สรุปผลการดำเนินงาน

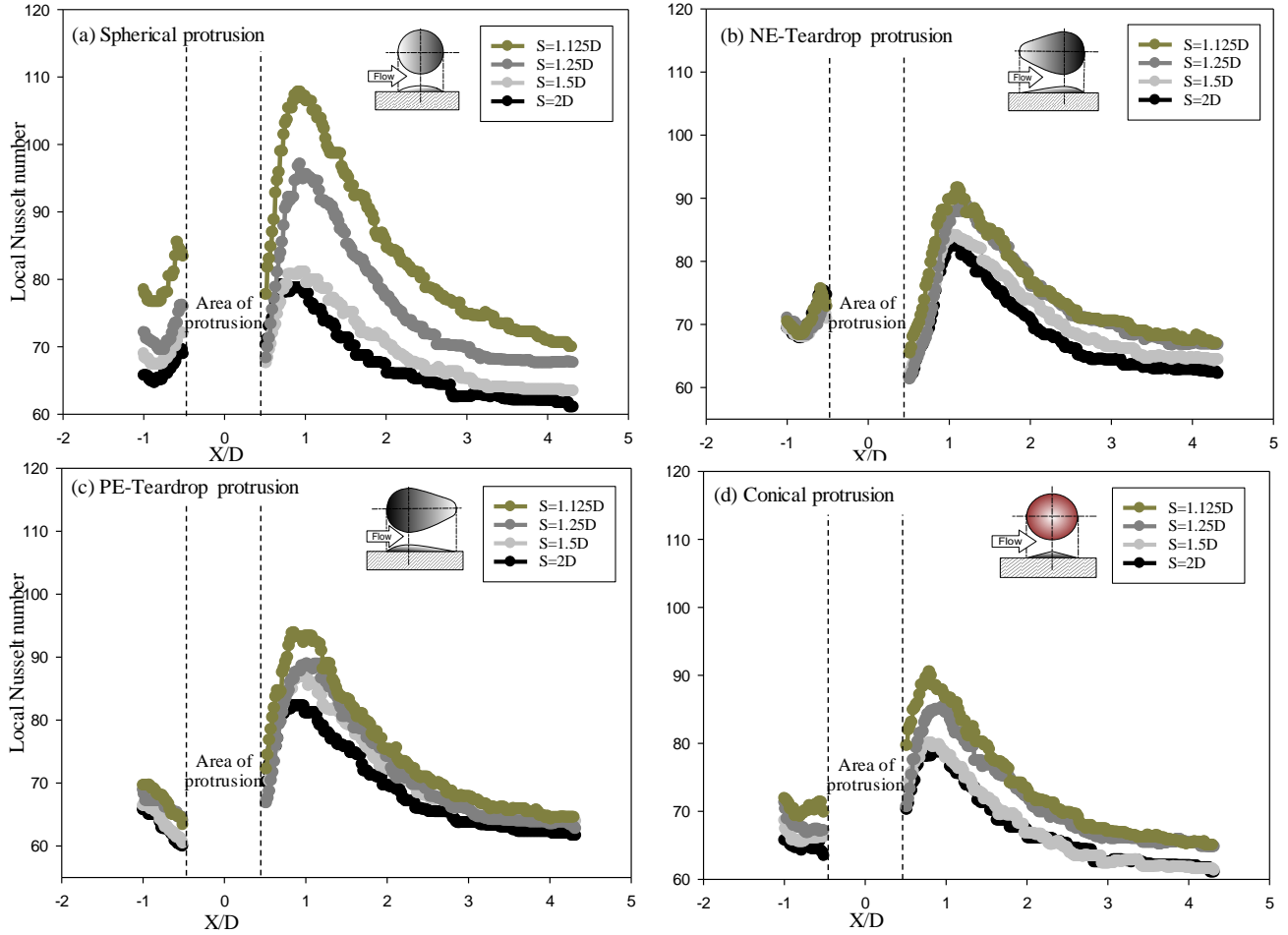
เรื่องที่น่าสนใจ/ตัวแปรที่ใช้ในการทดลอง	ภาพประกอบ	ประชุมวิชาการ/ตีพิมพ์วารสาร (ภาคผนวก)
1. ทบทวนเอกสารงานวิจัย	-	1. ตีพิมพ์ในวารสาร ตามที่แสดงรายละเอียดในหัวข้อ 7.1.1 (ภาคผนวก 1)
2. รอยนูนทรงกลม หมายเหตุ: Experiment	 Spherical protrusion	1. ประชุมวิชาการ ตามที่แสดงรายละเอียดในหัวข้อ 7.4.1 (ภาคผนวก 5)
3. รอยเว้าทรงกลม หมายเหตุ: CFD	 Spherical dimple	1. ประชุมวิชาการ ตามที่แสดงรายละเอียดในหัวข้อ 7.4.2 (ภาคผนวก 6) 2. ตีพิมพ์วารสาร ตามที่แสดงรายละเอียดในหัวข้อ 7.2.1 (ภาคผนวก 2)
4. รอยนูนทรงหยดน้ำ ส่วนยาวอยู่ด้านต้นลม (Positive Eccentricity, PE) หมายเหตุ: Experiment	 PE-Teardrop protrusion	1. ประชุมวิชาการ ตามที่แสดงรายละเอียดในหัวข้อ 7.4.3 (ภาคผนวก 7) 2. ร่างบทความ ตามที่แสดงรายละเอียดในหัวข้อ 7.3.2 (ภาคผนวก 4)
5. รอยนูนทรงหยดน้ำ ส่วนยาวอยู่ด้านหลังลม (Negative Eccentricity, NE) หมายเหตุ: Experiment	 NE-Teardrop protrusion	1. ประชุมวิชาการ ตามที่แสดงรายละเอียดในหัวข้อ 7.4.6 (ภาคผนวก 9) 2. ร่างบทความ ตามที่แสดงรายละเอียดในหัวข้อ 7.3.2 (ภาคผนวก 4)
6. รอยนูนทรงกรวย หมายเหตุ: Experiment และ CFD	 Conical protrusion	1. ร่างบทความ ตามที่แสดงรายละเอียดในหัวข้อ 7.3.1 (ภาคผนวก 3)
7. รอยเว้าทรงกรวย หมายเหตุ: CFD	 Conical dimple	1. ประชุมวิชาการ ตามที่แสดงรายละเอียดในหัวข้อ 7.4.4 (ภาคผนวก 8)

ต่อไปนี้เป็นารสรุปผลการทดลองที่ได้วัดการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวกรณีรอยนูน (Protrusion) รูปทรงต่างๆ สำหรับกรณีของรอยเว้า (Dimple) ที่ได้จากการจำลองการไหลโดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ จะไม่ขอกกล่าวในบทสรุปนี้ โดยแสดงในรายละเอียดในภาคผนวก 2, 6 และ 8

รูปที่ 3 แสดงนั้สเซลต์นั้มเบอร์ที่กระจายบนพื้นผิวกรณีรอยนูนรูปทรงต่างๆ และรูปที่ 4 แสดงนั้สเซลต์นั้มเบอร์ที่ตัดผ่านตรงกลางของรอยนูนรูปทรงต่างๆ ที่ได้จากการทดลอง ทุกกรณีมีค่านั้สเซลต์นั้มเบอร์สูงบริเวณด้านท้ายลม (Downstream) ของรอยนูน เนื่องจากเกิดการไหลหมุนวนแบบคู่ (Vortex pair) ในบริเวณดังกล่าว โดยที่ระยะห่างระหว่างรอยนูนแคบสุด ($S=1.125D$) มีอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงกว่ากรณีระยะห่างระหว่างรอยนูนอื่นๆ เนื่องจากที่ระยะห่างระหว่างรอยนูนแคบ การเกิดปฏิกริยาระหว่างการไหลหมุนวนแบบคู่ที่อยู่ใกล้กัน เกิดการรบกวนการไหลซึ่งกันและกันอย่างรุนแรง ทำให้ความปั่นป่วนในการไหลเพิ่มสูงขึ้น ซึ่งจะส่งผลกระทบต่อารเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิว (อ่านเพิ่มเติมในภาคผนวกที่ 3) เมื่อเพิ่มระยะห่างระหว่างรอยนูนพบว่า การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวลดลง เนื่องจากการรบกวนการไหลระหว่างการไหลหมุนวนแบบคู่ที่อยู่ใกล้กัน เกิดการรบกวนการไหลระหว่างกันน้อยกว่า



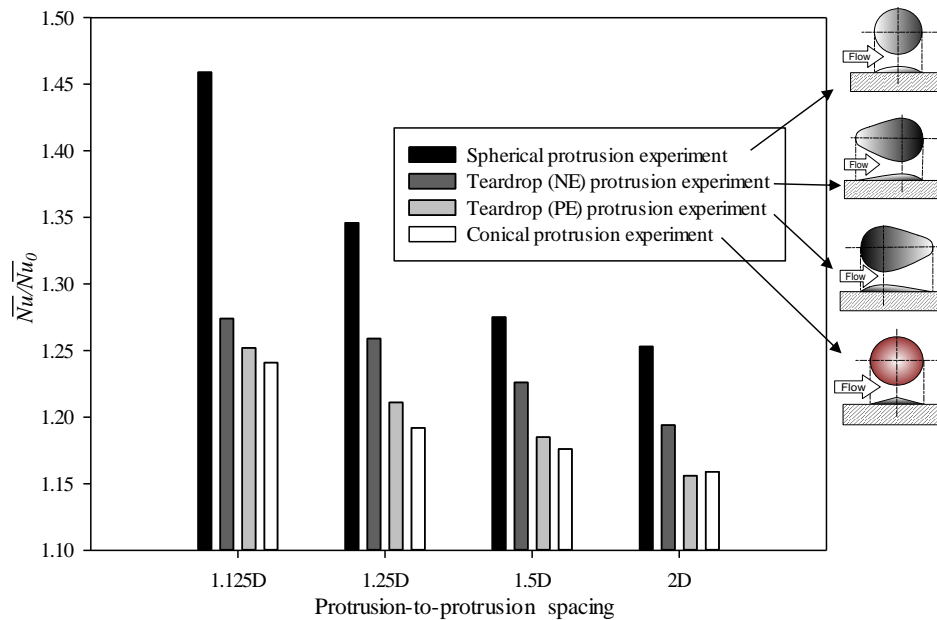
รูปที่ 3 นั้สเซลต์นั้มเบอร์ที่กระจายบนพื้นผิวกรณีรอยนูนรูปทรงต่างๆ ที่ได้จากการทดลอง ($Re_H=20,000$)



รูปที่ 4 นั้สเชิลต์นั้มเบอร์ที่ตัดผ่านตรงกลางของรอยนูนรูปทรงต่างๆ ที่ได้จากการทดลอง ($Re_H=20,000$)

รูปที่ 5 แสดงค่า \overline{Nu}/Nu_o (Nu_o คือนั้สเชิลต์นั้มเบอร์เฉลี่ยกรณีพื้นผิวเรียบ) ของรอยนูนรูปทรงต่างๆ ที่ได้จากการทดลอง จากรูปพบว่า ค่า \overline{Nu}/Nu_o ทุกกรณีสูงกว่า 1 ซึ่งแสดงถึงการติดตั้งรอยนูนรูปทรงต่างๆ มีส่วนช่วยให้การถ่ายเทความร้อนสูงกว่าพื้นผิวเรียบทุกกรณี โดยรูปทรงของรอยนูนทุกกรณีจะมีค่า \overline{Nu}/Nu_o สูงสุดที่ระยะห่างระหว่างรอยนูน $S=1.125D$ เมื่อระยะห่างระหว่างรอยนูนกว้างขึ้น ส่งผลทำให้ \overline{Nu}/Nu_o มีค่าลดลง

สำหรับผลของรูปทรงรอยนูนพบว่า กรณีรอยนูนทรงกลมให้อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงกว่ารอยนูนรูปทรงอื่นๆ เนื่องจากการไหลแยกตัว (Separation flow) และการไหลตกกระทบ (Reattachment flow) เกิดขึ้นรุนแรงกว่ารอยนูนรูปทรงอื่นๆ ซึ่งส่งผลทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนที่สูงบนพื้นผิว



รูปที่ 5 แสดง \overline{Nu}/Nu_0 กรณีของรอยนูนรูปทรงต่างๆที่ได้จากการทดลอง ($Re_H=20,000$, Nu_0 คือนัสเซลต์นัมเบอร์เฉลี่ยกรณีพื้นผิวเรียบ)

6.4 เอกสารอ้างอิง (กรณีที่ไม่มีใน Reprint หรือ Proceeding ตามที่แนบในภาคผนวกข้อ 7.1) ไม่มี

7. ภาคผนวก

7.1 สำเนาบทความที่ได้ตีพิมพ์แล้ว (Published)

7.1.1 มั๊กตาร์ แวะหะยี้ และ ชยุต นันทดูลิต ชื่อบทความ “ทบทวนเอกสาร : การเพิ่มความสามารถการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวโดยรอยเว้าและรอยนูน” ชื่อวารสาร “วารสารวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ (Engineering Journal Chiang Mai University) 2018, Vol.25 (2), pp.11-26 อยู่ในฐานข้อมูล TCI ในกลุ่มที่ 1 (ภาคผนวก 1)

7.2 สำเนาบทความที่ได้รับการยอมรับให้ตีพิมพ์แล้ว (Accepted)

7.2.1. Ye Min Oo, Makatar Wae-hayee, Kamil Abdullah and Chayut Nuntadusit, “The Effect of Hemispherical Dimple Spacing on Flow Structure and Heat Transfer Characteristics of Internal Flow Using CFD”, Songklanakarin Journal of Science and Technology, 2019, Vol. 41 No. 5, pp.xxx-xxx อยู่ในฐานข้อมูล SCOPUS (ภาคผนวก 2)

7.3 สำเนาบทความที่อยู่ระหว่างร่างเพื่อส่งตีพิมพ์ (Composing)

7.3.1. Ye Min Oo, Makatar Wae-hayee and Chayut Nuntadusit, “Experimental and Numerical Study on the Effect of Conical and Hemispherical Protrusion Spacing on Flow Structure and Heat Transfer Characteristics” (ภาคผนวก 3)

7.3.2. Ye Min Oo, Makatar Wae-hayee and Chayut Nuntadusit, “Experimental and Numerical Study on the Effects of Teardrop Dimple/ Protrusion Spacing on Flow Structure and Heat Transfer Characteristics” (ภาคผนวก 4)

7.3 ข้อคิดเห็นและข้อเสนอแนะสำหรับการวิจัยต่อไป

1. ควรศึกษากรณีรอยเว้าหรือรอยนูนแบบกลุ่ม (Array) เพื่อให้เกิดผลต่างความดันสูงที่สามารถวัดความดันสูญเสียในระบบได้ ซึ่งสามารถนำไปสู่การเปรียบเทียบสมรรถนะเชิงความร้อน (Thermal performance) ได้
2. ควรศึกษากรณีการต่อยอดประยุกต์กับการใช้งานจริง เช่น ออกแบบในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger) หรือเครื่องทำความร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ (Solar collector)

7.4 บทความวิจัยที่นำเสนอที่ประชุมวิชาการ (Proceeding)

7.4.1 มงคล เกื้อสกุล, ปฐมพร นระระโต, ชยุต นันทดุสิต และ มัถตาร์ แวหะยี ชื่อบทความ “ผลของระยะห่างระหว่างรอยนูนที่มีต่อการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวภายในอุโมงค์ลม” นำเสนอในที่ประชุมวิชาการ การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 30 วันที่ 5-8 กรกฎาคม 2559 จังหวัดสงขลา (ภาคผนวก 5)

7.4.2 Yemin Oo, มัถตาร์ แวหะยี, ปฐมพร นระระโต, กฤตยชญ์ เยรานี และ ชยุต นันทดุสิต “The Effect of Dimple-to-dimple Spacing on Flow and Heat Transfer Characteristics on the Internal Surface of Wind Tunnel Using Computational Fluid Dynamics” นำเสนอในที่ประชุมวิชาการ การถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลสารในอุปกรณ์ด้านความร้อนและกระบวนการครั้งที่ 16, ระหว่างวันที่ 23-24 กุมภาพันธ์ 2560 ณ ศูนย์ฝึกรอบรมธนาคารไทยพานิชย์ จังหวัดเชียงใหม่ (ภาคผนวก 6)

7.4.3 Yemin Oo, มัถตาร์ แวหะยี และ ชยุต นันทดุสิต ชื่อบทความ “The Effect of Teardrop Protrusion-to-protrusion Spacing on Heat Transfer Characteristics on the Internal Surface of Wind Tunnel” นำเสนอในที่ประชุมวิชาการ การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 31 วันที่ 4 – 7 กรกฎาคม 2560 จังหวัดนครนายก (ภาคผนวก 7)

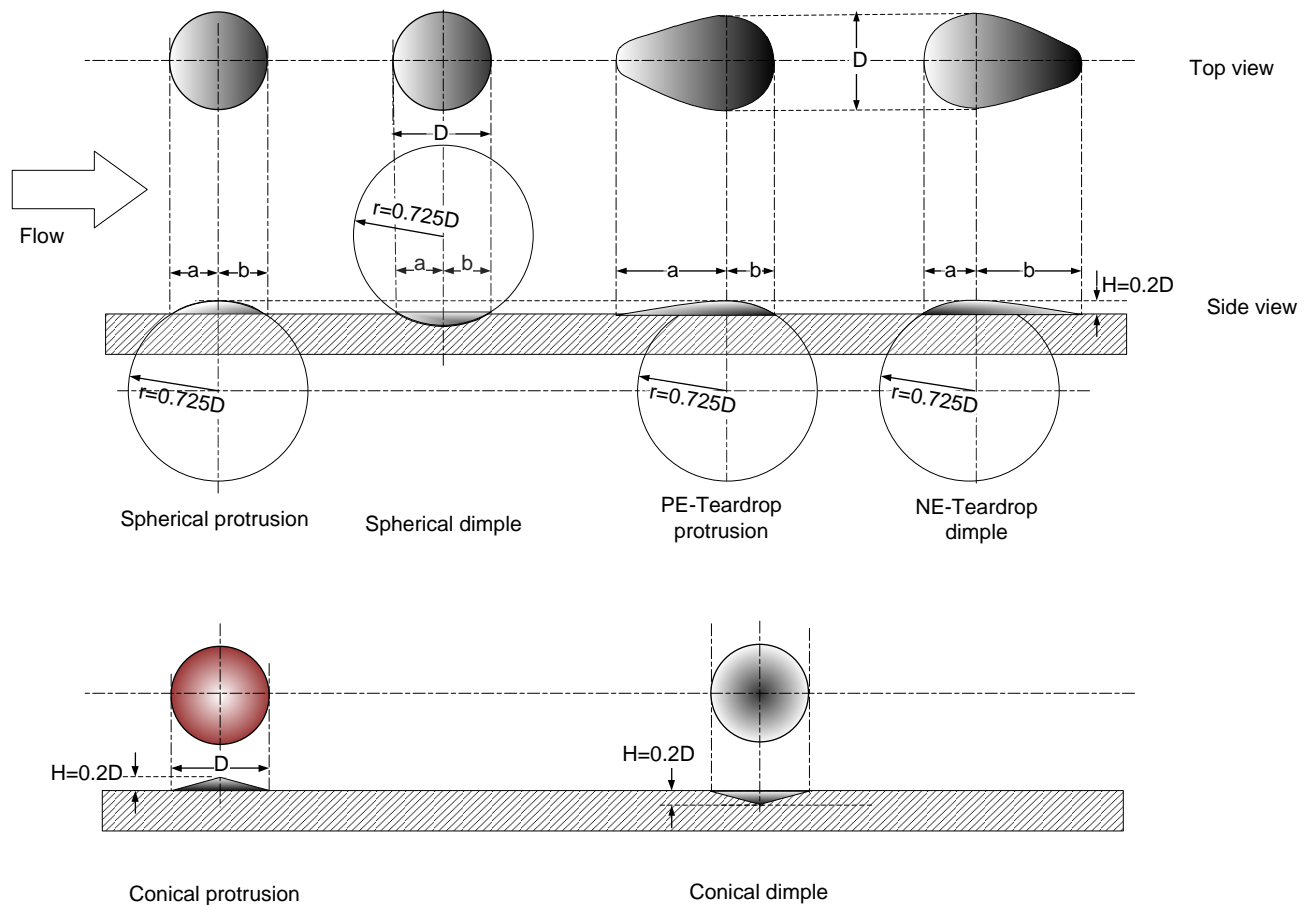
7.4.4 Yemin Oo, Makatar Wae-hayee, Patomporn Narato, Krittayot Yerane, Kamil Abdullah and Chayut Nuntadusit, The Effect of Conical Dimple Spacing on Flow Structure and Heat Transfer Characteristics of Internal Flow Using CFD, The 2nd International Conference on Computational Fluid Dynamics in Research and Industry 2017 (CFDRI 2017), August 3rd-4th, 2017, Songkhla, Thailand (IOP Conference Series-Materials Science and Engineering, Online ISSN: 1757-899X, indexed by SCOPUS, ภาคผนวก 8).

7.4.5 Yemin Oo, Makatar Wae-hayee and Chayut Nuntadusit, Experimental Study on the Heat Transfer Enhancement of the Effect of Teardrop Protrusion-to-protrusion Spacing, The 8th TSME International Conference on Mechanical Engineering (TSME-IcoME2017), December 12-15, 2017, Bangkok, Thailand (IOP Conference Series-Materials Science and Engineering, Online ISSN: 1757-899X, indexed by SCOPUS, ภาคผนวก 9).

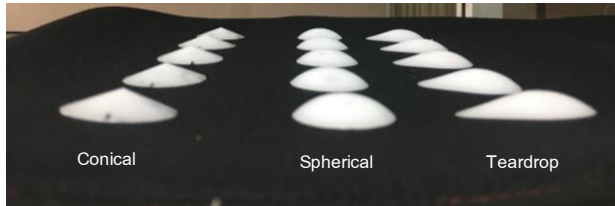
7.5 ภาพแสดงอุปกรณ์และวิธีการทดลอง

(1) โมเดลของรอยนูนและตัวแปรที่ใช้ในการศึกษา

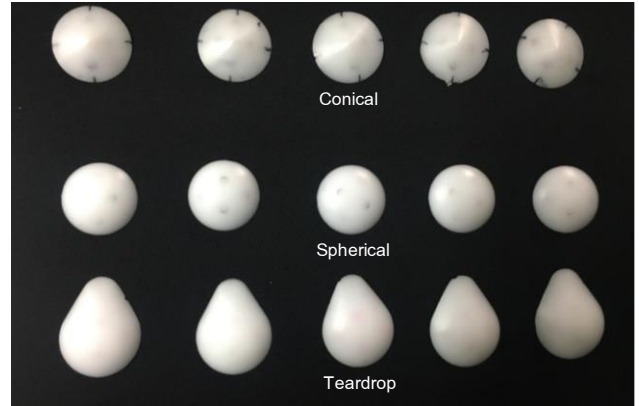
รูปทรงรอยนูนและรอยเว้าที่ใช้ในการศึกษามีทั้งหมด 6 รูปแบบ ตามที่ได้แสดงในรูปที่ 6 ซึ่งทำมาจากพลาสติก ตามที่แสดงในรูปที่ 7 โดยในแต่ละรูปแบบมีรายละเอียดดังต่อไปนี้ (1) รอยนูนทรงกลม (2) รอยเว้าทรงกลม (3) รอยนูนทรงหยดน้ำ โดยส่วนยาวอยู่ด้านต้นลม (Positive Eccentricity, PE), (4) รอยนูนทรงหยดน้ำ โดยส่วนยาวอยู่ด้านท้ายลม (Negative Eccentricity, NE), (5) รอยนูนทรงกรวย และ (6) รอยเว้าทรงกรวย สำหรับเส้นผ่านศูนย์กลางภาพฉายที่ปรากฏบนพื้นผิวมีค่าเท่ากับ $D=27\text{ mm}$ และมีขนาดความสูงหรือความลึกจากพื้นผิว $H=0.2D$ ในกรณีรูปทรงหยดน้ำ จะมีระยะจากกึ่งกลางถึงปลายด้านยาว (ระยะ a) กำหนดให้มีค่าคงที่เท่ากับ $1.5D$



รูปที่ 6 รูปแบบของรอยเว้าและรอยนูนที่ใช้ในการศึกษา



(ก) ภาพด้านข้าง (Side view)

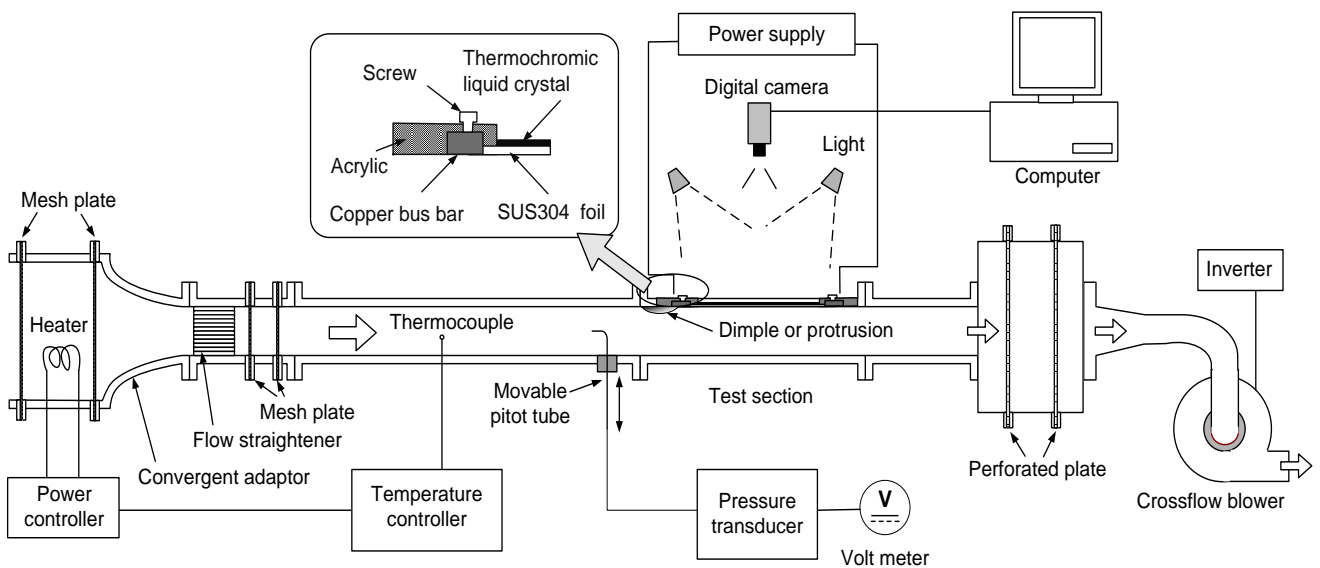


(ข) ภาพด้านบน (Top view)

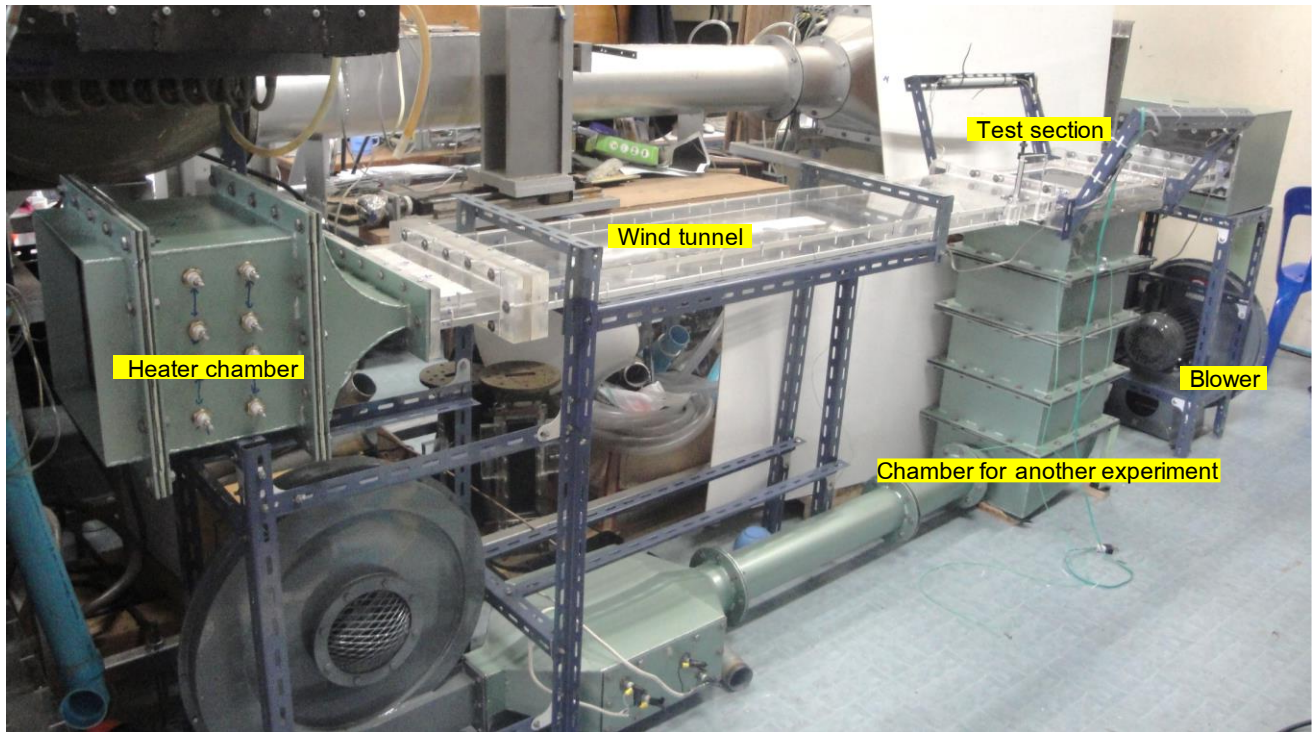
รูปที่ 7 รูปถ่ายของรอยเว้าและรอยนูนที่ใช้ในการศึกษา

(2) ชุดทดลอง

รูปที่ 8 แสดงอุโมงค์ลมที่จะใช้ในการทดลอง และรูปที่ 9 แสดงรูปถ่ายของอุโมงค์ลม จากรูปอุโมงค์ลมมีหน้าตัดสี่เหลี่ยมผืนผ้าขนาดความกว้าง 300 mm สูง 26 mm โดยแบ่งออกเป็น 3 ส่วน คือ ส่วนทางเข้าอุโมงค์ลมก่อนเข้าสู่ Test section ออกแบบให้มีความยาวเพียงพอที่การไหลเป็น Fully developed flow ส่วนของ Test section ออกแบบให้ผนังอุโมงค์ลมสามารถติดตั้งแผ่นที่มีรอยเว้าและรอยนูนได้ และผนังที่เจ็ทพุ่งชนจะออกแบบให้สามารถเปลี่ยนถอด-ประกอบเพื่อใช้วัดการถ่ายเทความร้อน ส่วนของอุโมงค์ลมหลัง Test section จะต่อกับ Blower ที่อยู่ปลายทางการไหลสำหรับดูดลมเข้าอุโมงค์ลม ก่อนเข้าสู่ Test section ที่ตำแหน่งกึ่งกลางของอุโมงค์ลม ได้ติดตั้ง Pitot tube เข้ากับ Plate adaptor ซึ่งสามารถเลื่อนตำแหน่ง Pitot tube เพื่อใช้ในการวัดการกระจายความเร็วภายในหน้าตัดอุโมงค์ลม



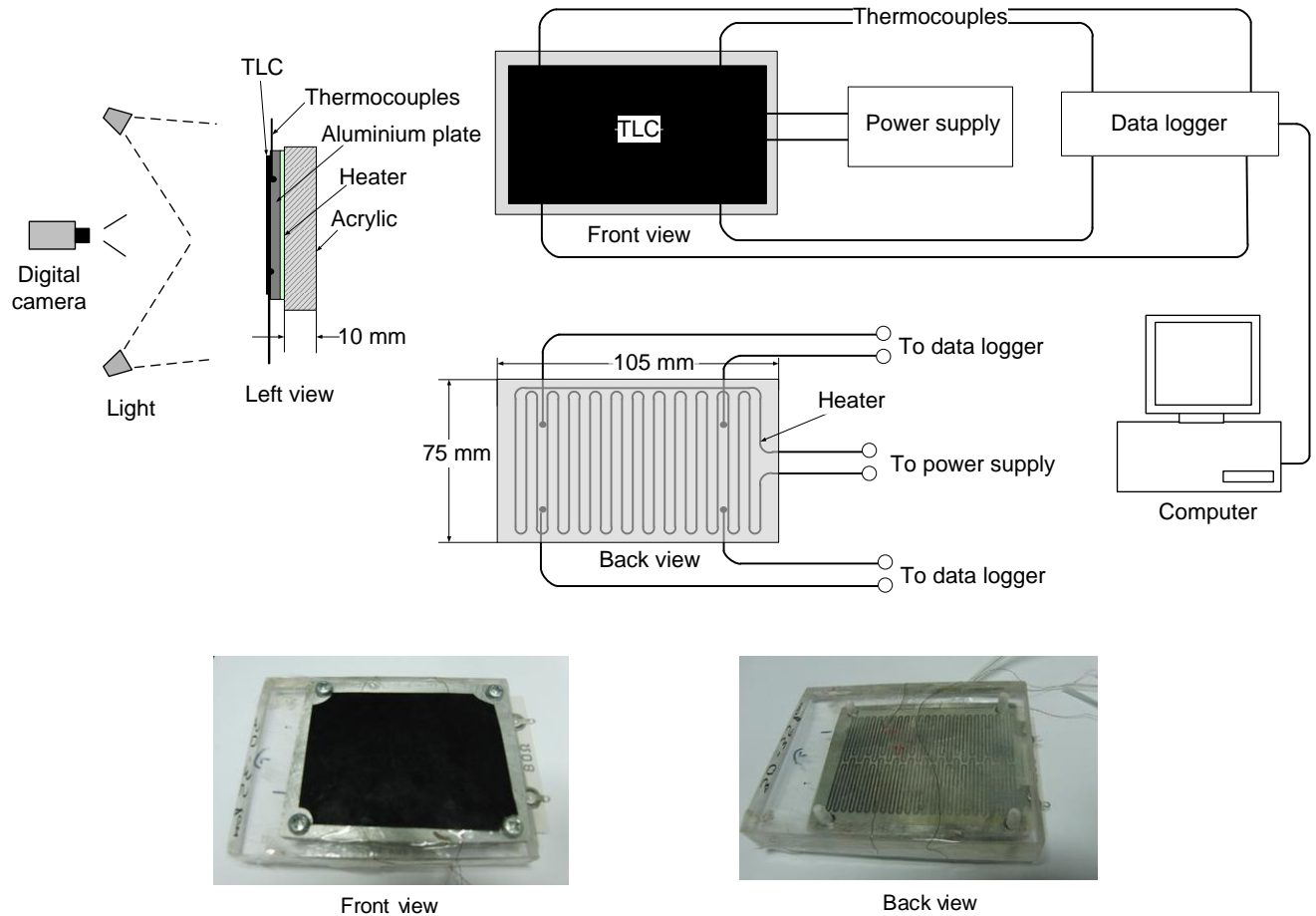
รูปที่ 8 ไดอะแกรมของชุดทดลองที่ใช้ในการศึกษา



รูปที่ 9 รูปถ่ายของชุดทดลองที่ใช้การศึกษา

(3) การสอบเทียบสีของแผ่นเทอร์โมลิควิดคริสตัล

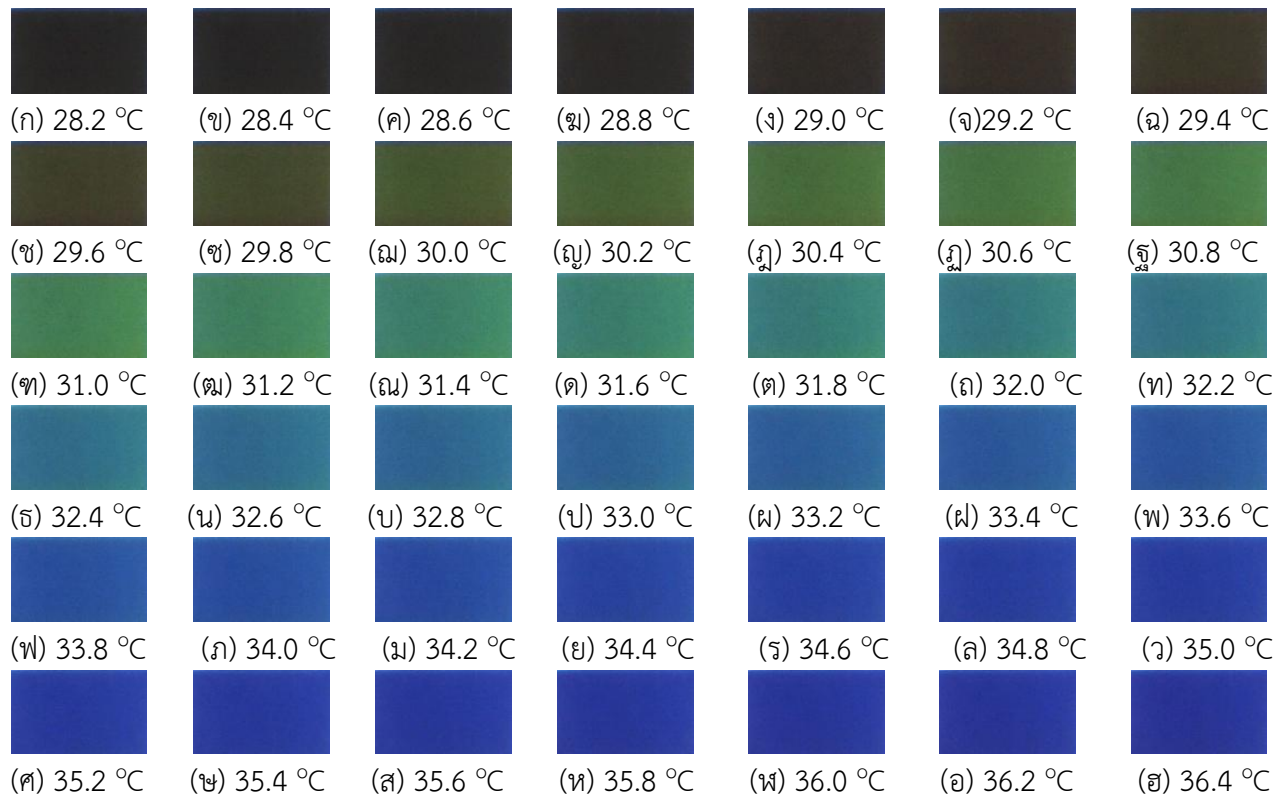
ในการใช้แผ่นเทอร์โมลิควิดคริสตัลเพื่อวัดการกระจายอุณหภูมิบนพื้นผิว จำเป็นที่จะต้องทำการสอบเทียบอุณหภูมิกับสีที่ปรากฏบนแผ่นเทอร์โมลิควิดคริสตัลก่อนใช้งาน รูปที่ 10 แสดงอุปกรณ์ที่ใช้ในการสอบเทียบสี โดยมีแผ่นฮีตเตอร์ติดบนแผ่นพลาสติกใสมีขนาดความกว้าง 75 mm ยาว 105 mm และหนา 10 mm ขั้วของฮีตเตอร์จะต่อเข้ากับแหล่งจ่ายไฟกระแสตรงที่สามารถปรับแรงดันและกระแสไฟฟ้าได้ ส่วนด้านหน้าของฮีตเตอร์จะติดแผ่นอะลูมิเนียมบางซึ่งมีหน้าที่รับความร้อนจากฮีตเตอร์และกระจายความร้อนให้ทั่วทั้งแผ่นและด้านหน้าของแผ่นอะลูมิเนียมจะติดแผ่นเทอร์โมลิควิดคริสตัลที่มีขนาดความกว้าง 47 mm ยาว 70 mm เพื่อแสดงสีที่อุณหภูมิต่างๆ ส่วนด้านหน้าของชุดทดลองจะติดตั้งกล้องดิจิทัลเพื่อทำการบันทึกภาพการแสดงสีของแผ่นเทอร์โมลิควิดคริสตัล สำหรับแผ่นอะลูมิเนียมด้านที่ติดแผ่น Thermochromic liquid crystals (TLC) ได้เจาะรูสำหรับติดตั้งสายเทอร์โมคัปเปิ้ลเพื่อวัดอุณหภูมิ ในการสอบเทียบสีนั้นได้กำหนดเงื่อนไขให้เหมือนกับสถานะในการทดลองจริง เช่น การให้แสงและระยะห่างของกล้องบันทึกภาพ ในการสอบเทียบสีแต่ละครั้งจะกำหนดช่วงอุณหภูมิตั้งแต่ 28–38°C ซึ่งเป็นช่วงที่แผ่นเทอร์โมลิควิดคริสตัลไม่แสดงสีจนถึงแสดงสีน้ำเงินเข้ม



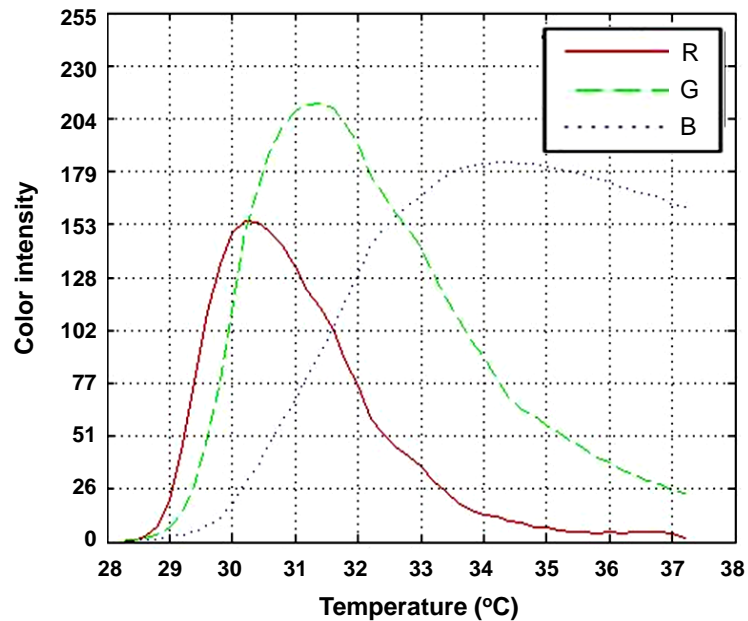
รูปที่ 10 แสดงชุดทดลองที่ใช้ในการสอบเทียบสีของแผ่นเทอร์โมลิควิดคริสตัล

สำหรับขั้นตอนในการสอบเทียบสีนั้นได้จัดอุปกรณ์ให้อยู่ในสภาพเดียวกับการทดลองจากนั้นทำการป้อนกระแสไฟฟ้าให้กับฮีตเตอร์ จนกระทั่งอุณหภูมิบนแผ่นอะลูมิเนียมเท่ากับ 40°C ซึ่งแผ่นเทอร์โมลิควิดคริสตัลจะแสดงสีน้ำเงินเข้ม จากนั้นรอให้อุณหภูมิบนแผ่นอะลูมิเนียมมีค่าคงที่ จึงทำการบันทึกภาพแผ่นเทอร์โมลิควิดคริสตัลตามที่ได้แสดงในรูปที่ 11(ฮ) และทำซ้ำลักษณะเดียวกันโดยลดอุณหภูมิบนแผ่นอะลูมิเนียมลงครั้งละ 0.2°C จนถึงอุณหภูมิที่แผ่นเทอร์โมลิควิดคริสตัลไม่แสดงสี (สีดำ) โดยรูปที่ 12 แสดงสีของแผ่นเทอร์โมลิควิดคริสตัลที่ได้จากการสอบเทียบอุณหภูมิต่างๆ

จากรูปที่ 11 แสดงการเปลี่ยนแปลงสีบนแผ่นเทอร์โมลิควิดคริสตัลที่อุณหภูมิต่างๆ เมื่อนำภาพทั้งหมดที่ได้จากการสอบเทียบสีแต่ละภาพนำมาวิเคราะห์หาความสัมพันธ์ระหว่างข้อมูลสีและอุณหภูมิโดยโปรแกรมที่พัฒนาในซอฟต์แวร์ MATLAB ในแต่ละภาพที่บันทึกจะถูกตัดให้มีขนาด 53×104 Pixel แล้วแยกองค์ประกอบสีของแต่ละจุดภาพให้เป็น 3 ภาพ คือ ภาพที่แสดงองค์ประกอบสีแดง R, ภาพที่แสดงองค์ประกอบสีเขียว G, ภาพที่แสดงองค์ประกอบสีน้ำเงิน B จากนั้น นำค่าระดับสี (0-255, 8 บิต) ของทุก Pixel ภายในภาพแสดงองค์ประกอบแต่ละสีมาหาค่าเฉลี่ย ก็จะได้ข้อมูลค่า R, G, B เฉลี่ยที่อุณหภูมินั้นๆ



รูปที่ 11 แสดงสีที่ปรากฏบนแผ่นเทอร์โมลิกวิดคริสตัลที่อุณหภูมิต่างๆ



รูปที่ 12 แสดงผลการวิเคราะห์หาความสัมพันธ์ระหว่างข้อมูลสี R, G, B และอุณหภูมิของแผ่นเทอร์โมลิกวิดคริสตัลที่ใช้ในการทดลองนี้

รูปที่ 12 แสดงผลการวิเคราะห์หาความสัมพันธ์ระหว่างข้อมูลสี R, G, B และอุณหภูมิของแผ่นเทอร์โมลิตควิดคริสตัลที่ใช้ในการทดลองนี้ ซึ่งหากต้องการใช้ข้อมูลสี R, G, B ในการสร้างสมการหาความสัมพันธ์แล้ว จำเป็นต้องสร้างสมการของข้อมูลสีที่ซับซ้อน ในงานวิจัยนี้จึงแปลงข้อมูลสีระบบ R, G, B เป็นข้อมูลสีระบบ H, S, I ตามสมการต่อไปนี้

$$H = \begin{cases} \frac{1}{360} \left[90 - \arctan\left(\frac{F}{\sqrt{3}}\right) \right] & \text{For } G > B \\ \frac{1}{360} \left[90 - \arctan\left(\frac{F}{\sqrt{3}}\right) + 180 \right] & \text{For } G < B \end{cases} \quad (1)$$

$$F = \frac{2R - G - B}{G - B} \quad \text{For } G \neq B$$

$$F = R \quad \text{For } G = B$$

$$I = \frac{R + G + B}{3} \quad (2)$$

$$S = 1 - \left[\frac{\min(R, G, B)}{I} \right] \quad (3)$$

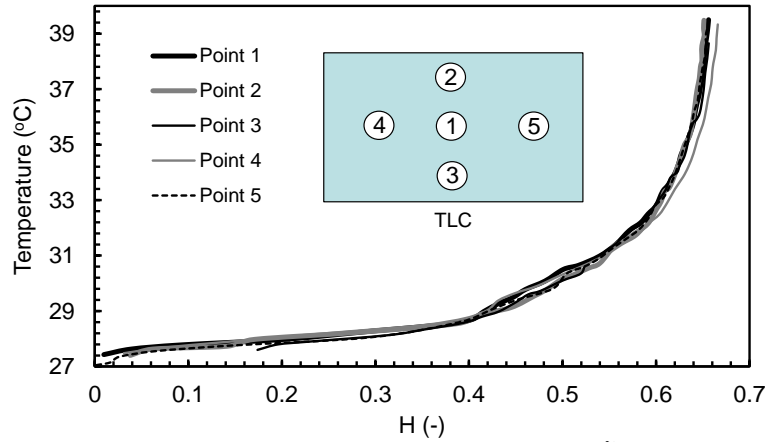
ในที่นี้	R	คือ ความเข้มขององค์ประกอบสีแดงในภาพ
	G	คือ ความเข้มขององค์ประกอบสีเขียวในภาพ
	B	คือ ความเข้มขององค์ประกอบสีน้ำเงินในภาพ
	H	คือ แสดงค่าเฉดสีในภาพ
	S	คือ แสดงค่าการอิ่มตัวของสีในภาพ
	I	คือ แสดงค่าความมืดความสว่างของสีในภาพ

จากสมการที่ (1) - (3) ค่าความเข้มขององค์ประกอบสี R, G, B ในแต่ละภาพสามารถแปลงเป็นข้อมูลสี H, S, I โดยใช้โปรแกรม MATLAB สำหรับรูปที่ 13 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิกับตัวประกอบเฉดสี H โดยให้แกนนอนแสดงค่าเฉดสีและแกนตั้งแสดงค่าอุณหภูมิ ในรูปแสดงผลการสอบเทียบ 5 ตำแหน่งบนแผ่นเทอร์โมลิตควิดคริสตัลที่ใช้ทดลองจริง จากรูปค่าเฉดสี H มีแนวโน้มที่สูงขึ้นอย่างต่อเนื่องตามอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้น ซึ่งสามารถใช้ข้อมูลของทั้ง 5 ตำแหน่งในการสร้างเส้นสมการสำหรับทำนายอุณหภูมิได้ดังนี้

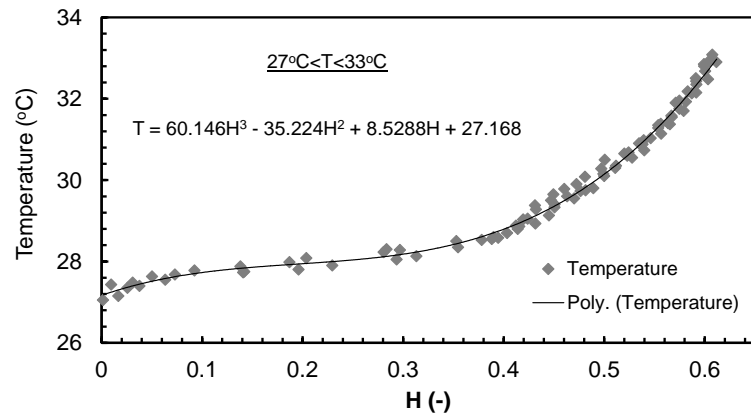
$$T = 60.146H^3 - 35.224H^2 + 8.5288H + 27.16 \quad 27^\circ\text{C} < T < 33^\circ\text{C} \quad (0.00 < H < 0.58) \quad (4)$$

$$T = 91158H^4 - 209333H^3 + 180380H^2 - 69093H + 9953.9 \quad 33^\circ\text{C} < T < 39^\circ\text{C} \quad (0.58 < H < 0.65) \quad (5)$$

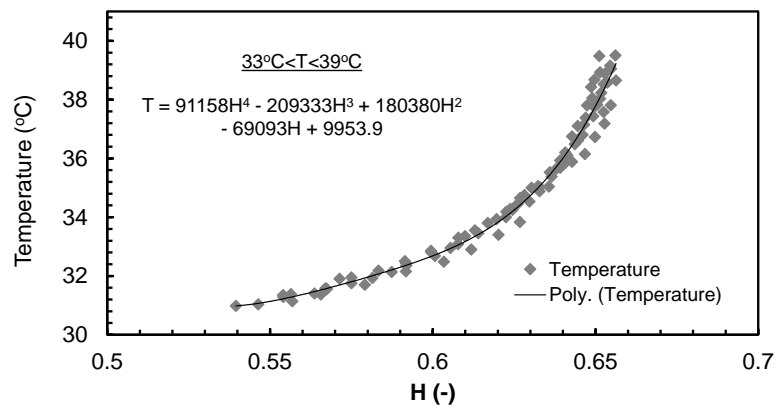
รูปที่ 14 แสดงเส้นของสมการทำนายอุณหภูมิที่สร้างขึ้นเทียบกับจุดข้อมูลที่ได้จากการสอบเทียบทั้ง 5 ตำแหน่ง โดยรูปที่ 14 (ก) และ (ข) แสดงเส้นสมการสามารถใช้ทำนายอุณหภูมิที่อยู่ในช่วง $27^\circ\text{C} < T < 33^\circ\text{C}$ และ $33^\circ\text{C} < T < 39^\circ\text{C}$ ตามลำดับ



รูปที่ 13 แสดงกราฟการเปลี่ยนแปลงเฉดสีเทียบกับอุณหภูมิทั้งห้าจุดที่สอบเทียบสี



(ก) $27^{\circ}\text{C} < T < 33^{\circ}\text{C}$



(ข) $33^{\circ}\text{C} < T < 39^{\circ}\text{C}$

รูปที่ 14 แสดงเส้นของสมการที่ใช้ทำนายอุณหภูมิเทียบกับจุดข้อมูลที่ได้จากการสอบเทียบทั้งห้าบริเวณ

(4) การหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (Heat transfer coefficient)

สำหรับในกิจกรรมนี้จะทำการศึกษาเฉพาะกรณีรอยบุรูปแบบต่างๆ สำหรับกรณีของรอยเว้ามีข้อจำกัดที่จะศึกษาด้วยวิธีนี้ กรณีของรอยเว้าจะศึกษาโดยใช้การจำลองโดยใช้คอมพิวเตอร์ซึ่งจะกล่าวในหัวข้อต่อไป จากรูปที่ 26 แสดงชุด Test section เป็นบริเวณที่ติดตั้งอุปกรณ์ที่ใช้ในการศึกษาการถ่ายเทความร้อนเฉพาะจุดบนพื้นผิว อุปกรณ์ที่ใช้สำหรับวัดการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวประกอบด้วย แผ่นพลาสติกหนา 10 mm เป็นผนังอุโมงค์ลม บริเวณตรงกลางถูกเจาะเป็นช่องหน้าต่างสำหรับวัดอุณหภูมิและซึ่งแผ่นสแตนเลสบาง ที่มีความหนา 0.030 mm ให้เรียบและตั้งสำหรับใช้เป็นพื้นผิวให้ความร้อน โดยปลายทั้งสองข้างต่อเข้ากับแท่งทองแดง ในการทดลองจะจ่ายกระแสไฟฟ้าผ่านแท่งทองแดงเพื่อให้เกิดความร้อนสม่ำเสมอทั่วทั้งแผ่นสแตนเลส และจะทำการวัดกระแสไฟฟ้าและความต้านทานไฟฟ้าเพื่อที่จะคำนวณกำลังไฟฟ้าที่จ่ายให้แก่แผ่นสแตนเลส

สำหรับการกระจายอุณหภูมิบนพื้นผิวจะวัดโดยใช้แผ่น Thermochromic liquid crystals (TLC) ติดบนแผ่นสแตนเลสด้านตรงข้ามการไหล ซึ่งแผ่น TLC ที่ใช้จะแสดงการเปลี่ยนแปลงสีจากสีแดง สีเหลือง สีเขียว สีน้ำเงิน เมื่ออุณหภูมิเพิ่มขึ้น ซึ่งก่อนใช้แผ่น TLC จะต้องทำการสอบเทียบอุณหภูมิกับสีที่ปรากฏก่อนใช้วัดอุณหภูมิ ในการสอบเทียบอุณหภูมิจะใช้กล้องดิจิทัลบันทึกภาพสีของแผ่น TLC ที่อุณหภูมิต่างๆและใช้วิธีทาง Image Processing เพื่อเปลี่ยนข้อมูลสีที่ปรากฏเป็นข้อมูลส่วนประกอบของสี R, G, B และเทียบกับข้อมูลอุณหภูมิ

สำหรับอัตราการเกิดความร้อนในแผ่นสแตนเลสสามารถคำนวณได้จากความสัมพันธ์ดังต่อไปนี้

$$\dot{Q}_{input} = I^2 \cdot R \quad (6)$$

ในที่นี้ I คือกระแสไฟฟ้าที่จ่ายให้กับแผ่นสแตนเลส และ R คือค่าความต้านทานไฟฟ้าของแผ่นสแตนเลส

จากนั้นอากาศที่ถูกควบคุมอุณหภูมิที่ 28 °C ไหลผ่านบนพื้นผิวแผ่นสแตนเลสเพื่อทำการระบายความร้อน โดยสามารถคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉพาะจุดบนพื้นผิว (h) ได้จากสมการ

$$h = \frac{\dot{Q}_{input} - \dot{Q}_{losses}}{A(T_{TLC} - T_a)} \quad (7)$$

โดยที่ \dot{Q}_{input} คือ อัตราการเกิดความร้อนในแผ่นสแตนเลส

\dot{Q}_{losses} คือ อัตราการสูญเสียความร้อนที่เกิดจากการแผ่รังสีและการพาความร้อนแบบธรรมชาติบนผนังด้านหลังของแผ่นสแตนเลสที่ติดแผ่น TLC

A คือ พื้นที่ของพื้นผิวถ่ายเทความร้อน

T_{TLC} คือ อุณหภูมิของเส้นแถบสีที่ปรากฏบนแผ่น TLC

T_a คือ อุณหภูมิของอากาศ

จากนั้นสามารถคำนวณค่าตัวเลขนัสเซลต์ (Nusselt number, Nu) บนพื้นผิวได้จากสมการ

$$Nu = \frac{hD_H}{k} \quad (8)$$

ในที่นี้ D_H คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของอุโมงค์ลม และ k คือ ค่าการนำความร้อนของอากาศ สำหรับตัวเลขนัสเซลต์บนพื้นผิวสามารถวัดได้จากการเฉลี่ยอุณหภูมิบนพื้นผิวถ่ายเทความร้อนแล้วนำไปแทนในสมการที่ (8) ซึ่งจะได้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย จากนั้นจึงนำมาแทนในสมการที่ (8)

(5) การศึกษาการไหลและการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวโดยใช้โปรแกรม CFD

ในกิจกรรมนี้จะศึกษาการไหลและการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิว โดยใช้วิธีการคำนวณทางพลศาสตร์ของไหลด้วยคอมพิวเตอร์ (CFD) โดยผลที่ได้จะนำมาเปรียบเทียบกับผลที่ได้จากการทดลองเพื่อใช้ในการอธิบายกลไกการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้น สำหรับขั้นตอนที่ใช้ในการศึกษาในกิจกรรมนี้จะจำลองโมเดลให้เหมือนกับที่ใช้ในการทดลอง และกำหนดขอบเขตของสภาวะการไหลที่ปากทางออกและปากทางเข้าให้เหมือนกับเงื่อนไขที่ใช้ในการทดลอง สำหรับโปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่ใช้ในการศึกษาจะใช้โปรแกรม CFD สำเร็จรูป Fluent สำหรับรายละเอียดได้แสดงในภาคผนวกที่ 2, 6 และ 8

ภาคผนวก 1

ชื่อบทความ “ทบทวนเอกสาร : การเพิ่มความสามารถการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวโดยรอยเว้าและรายนูน” ชื่อวารสาร “วารสารวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ (Engineering Journal Chiang Mai University) 2018, Vol.25 (2), pp.11-26 อยู่ในฐานข้อมูล TCI กลุ่มที่ 1

บททวนเอกสาร: การเพิ่มความสามารถการถ่ายเทความร้อน บนพื้นผิวโดยรอยเว้าและรอยนูน

A Review: Heat Transfer Enhancement on a Surface by Dimple and Protrusion

มักตาร์ แวะหะยี* และ ชยุต นันทดุสิต

Makatar Wae-hayee* and Chayut Nuntadusit

สถานวิจัยเทคโนโลยีพลังงาน และ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์ อ.หาดใหญ่ จ.สงขลา 90112

Energy Research Center and Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering,
Prince of Songkla University, Hatyai, Songkhla, Thailand

*E-mail: wmakatar@eng.psu.ac.th, Telephone Number: 074-287231, Fax. Number: 074-558830

บทคัดย่อ

การเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนมีความสำคัญ สามารถช่วยประหยัดพลังงานในอุปกรณ์ด้านความร้อน บทความนี้เป็นการทบทวนเอกสารงานวิจัยเกี่ยวกับการเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่มีรอยเว้าหรือรอยนูน เมื่อของไหลไหลผ่านพื้นผิวที่มีรอยเว้าหรือรอยนูนจะเกิดบริเวณการไหลแยกตัว (Separation flow) การไหลเกาะติดผนังอีกครั้ง (Reattachment flow) และการไหลหมุนวน (Circulation flow) ส่งผลทำให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วนและช่วยให้อัตราการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวสูงขึ้น ในบทความได้สรุปงานวิจัยเกี่ยวกับการเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยสร้างรอยเว้าและรอยนูนบนพื้นผิวเรียบภายในช่องการไหล บนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชน และบนพื้นผิวภายในท่อที่ใช้กับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน นอกจากนี้ได้นำเสนอสิทธิบัตรที่ออกแบบให้อุปกรณ์ทางความร้อนที่มีพื้นผิวเป็นแบบรอยเว้าและรอยนูนเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนของอุปกรณ์

คำสำคัญ : การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน, รอยเว้า, รอยนูน, อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

ABSTRACT

The enhancement of thermal efficiency is very important for energy saving in thermal equipment. In this article, the heat transfer enhancement on a surface with dimples and protrusions were reviewed. When the flow passed through the surface with dimples and protrusions, separation flow, reattachment flow and circulation flow were occurred resulting on increasing turbulent flow and increasing the heat transfer on the surface. In this article, the heat transfer enhancement by using dimple and protrusion technique on the surface in a flow channel, on an impingement surface and in the internal surface of tube using for heat exchanger were presented. In addition, the patents regarding the designing of thermal equipment with dimples and protrusions technique for increasing thermal efficiency was also presented.

Keywords: Heat transfer enhancement, Dimple, Protrusion, Heat exchanger

บทความนี้ได้รับการแก้ไขปรับปรุงจากบทความเรื่อง “การทบทวนเอกสาร: การไหลและการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่มีรอยเว้าและรอยนูน” ในที่ประชุมวิชาการ การถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลสารในอุปกรณ์ด้านความร้อนและกระบวนการครั้งที่ 15

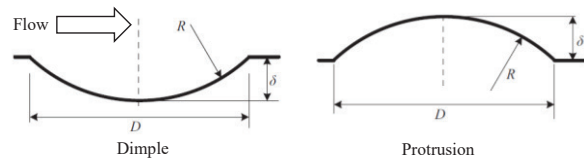
1. บทนำ

การเพิ่มความสามารถถ่ายเทความร้อนเป็นวิธีหนึ่งที่สามารถช่วยประหยัดพลังงาน โดยเฉพาะในกระบวนการที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนเข้ามาเกี่ยวข้อง เช่น กระบวนการให้ความร้อน การระบายความร้อน การทำให้แห้งบนพื้นผิว หรือในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งกระบวนการส่วนใหญ่จะใช้หลักการถ่ายเทความร้อนแบบการพาความร้อน หากสามารถออกแบบระบบให้มีส่วนประกอบที่การถ่ายเทความร้อนสูง จะสามารถลดการใช้พลังงานของปั๊ม พัดลม หรือลดขนาดและน้ำหนักของอุปกรณ์ รวมถึงต้นทุนในการผลิต

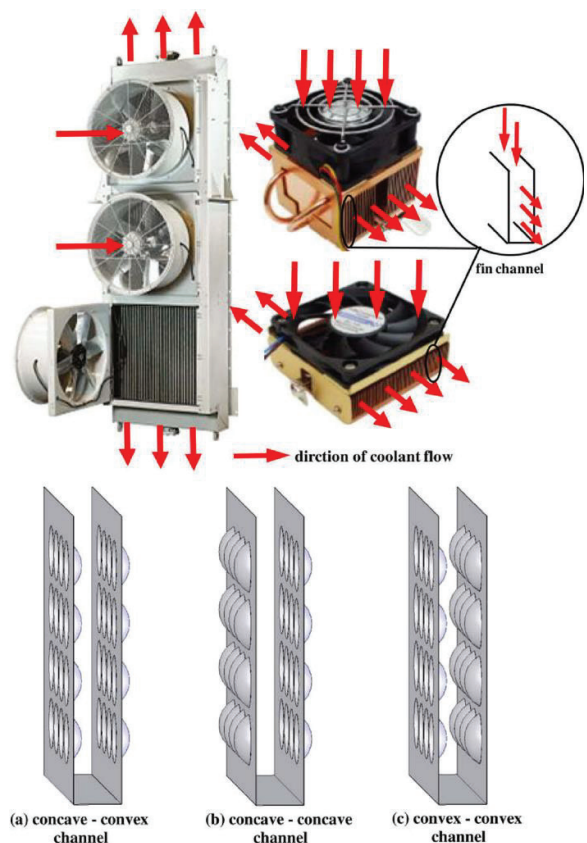
สำหรับวิธีการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสามารถทำได้โดยการลดความหนาของชั้นขอบเขต (Boundary layer) หรือทำลายชั้นขอบเขตที่เกิดขึ้นระหว่างของไหลกับพื้นผิว เนื่องจากภายในชั้นขอบเขตของไหลมีความเร็วต่ำเหมือนเป็นชั้นฉนวนความร้อน สำหรับการลดความหนาของชั้นขอบเขตสามารถทำได้โดยการเพิ่มความเร็วให้กับของไหล แต่วิธีนี้จำเป็นต้องเพิ่มกำลังของพัดลมหรือปั๊ม ส่วนวิธีการทำลายชั้นขอบเขตสามารถทำได้โดยการติดตั้งอุปกรณ์สร้างความปั่นป่วน (Turbulators) เช่น กลุ่มของริบส์ (Ribs) หรือพินส์ (Pins) บนพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งวิธีดังกล่าวไม่จำเป็นต้องเพิ่มความเร็วของของไหล เนื่องจากชั้นขอบเขตการไหลจะถูกทำลายเมื่อของไหลไหลผ่านอุปกรณ์ที่ติดตั้งแต่อย่างไรก็ตาม วิธีนี้จำเป็นที่จะต้องคำนึงถึงการสูญเสียความดันที่เกิดขึ้น

ในรูปที่ 1 การทำให้ผิวเป็นรอยเว้า (Dimples) หรือรอยนูน (Protrusions) เป็นวิธีหนึ่งที่สามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิว เมื่อของไหลไหลผ่านรอยเว้าหรือรอยนูนจะเกิดบริเวณการไหลแยกตัว (Separation flow) และบริเวณการไหลเกาะติดผนังอีกครั้ง (Reattachment flow) ซึ่งอัตราการถ่ายเทความร้อนจะสูงบริเวณที่มีการไหลเกาะติดผนังอีกครั้ง สำหรับจุดเด่นของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยการทำให้ผิวเป็นรอยเว้าหรือรอยนูน คือ รอยนูนมีขนาดบางเมื่อเทียบกับริบ

ปึกหรือพิน ทำให้สามารถลดการใช้วัสดุในการสร้างอุปกรณ์ทางความร้อน รวมถึงสามารถลดการสูญเสียความดันในระบบ [1-6] นักวิจัยได้พยายามศึกษาเกี่ยวกับลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวในบริเวณที่มีกลุ่มของรอยเว้าหรือรอยนูน เพื่อเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนตามที่ได้แสดงในรูปที่ 2 [2]



รูปที่ 1 ลักษณะพื้นผิวเว้า (Dimple) และพื้นผิวนูน (Protrusion) [1]



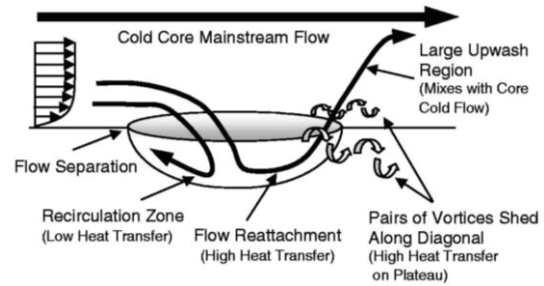
รูปที่ 2 แสดงลักษณะพื้นผิวที่มีรอยเว้าและรอยนูนที่ใช้ในการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในครีบบระบายความร้อน [2]

บทความนี้มีจุดประสงค์เพื่อทบทวนเอกสารงานวิจัยที่ศึกษาเกี่ยวกับการไหลและการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่มีรอยเว้าและรอยนูน เพื่อเป็นการรวบรวมข้อมูลให้ผู้ที่สนใจได้ศึกษาเพื่อต่อยอดในการทำวิจัยหรือออกแบบอุปกรณ์ด้านความร้อนให้มีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนที่สูง ส่งผลทำให้ช่วยประหยัดพลังงานในระบบ

ในตอนต้นของบทความได้นำเสนอลักษณะทั่วไปของการไหลบนพื้นผิว และกลไกการการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวโดยใช้วิธีทำให้พื้นผิวเป็นรอยเว้าหรือรอยนูน จากนั้นได้นำเสนอแนวทางการเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่มีรอยเว้าและรอยนูนภายในช่องการไหล บนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชน และบนพื้นผิวภายในท่อที่ใช้กับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger) นอกจากนี้ได้นำเสนอสิทธิบัตรที่ออกแบบให้อุปกรณ์ทางความร้อนมีพื้นผิวเป็นแบบรอยเว้าและรอยนูนเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพทางความร้อนของอุปกรณ์

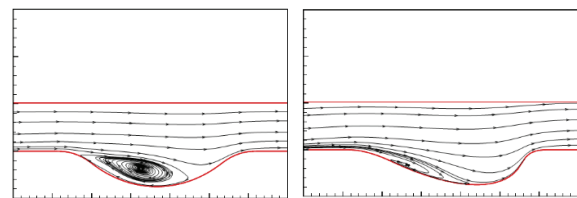
2. ลักษณะการไหลบนพื้นผิวที่มีรอยเว้าและรอยนูน

การเพิ่มสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวสามารถทำได้โดยการออกแบบให้พื้นผิวมีรอยเว้าหรือรอยนูน ซึ่งเป็นวิธีที่นิยมนำมาใช้ในปัจจุบัน เนื่องจากสามารถขึ้นรูปรอยนูนหรือสร้างเป็นรอยเว้าได้ง่าย สำหรับกรณีที่เป็นรอยเว้าสามารถลดความดันสูญเสียในระบบได้มากเมื่อเทียบกับกรณีรอยนูน จากรูปที่ 3 [6] แสดงการไหลของของไหลผ่านรอยเว้า จะเกิดบริเวณการไหลแยกตัว (Separation flow) การไหลเกาะติดผนังอีกครั้ง (Reattachment flow) และ การไหลหมุนวน (Circulation flow) ซึ่งอัตราการถ่ายเทความร้อนจะสูงบริเวณที่มีการตกกระแทกภายในรอยเว้า และการไหลหมุนวนบนพื้นผิวเรียกด้าน Downstream ของรอยเว้า



รูปที่ 3 แสดงลักษณะการไหลผ่านรอยเว้า (Dimple) [6]

จากรูปที่ 3 [6] การไหลของของไหลผ่านรอยเว้า จะเกิดการไหลแบบแยกตัวบริเวณต้นทาง (Upstream) ของรอยเว้า และเกิดการไหลแบบเกาะติดผนังอีกครั้ง บริเวณปลายทาง (Downstream) ของรอยเว้า สำหรับบริเวณที่เกิดการไหลแบบแยกตัวจะเกิดกระแสหมุนวนอยู่กับที่ ทำให้บริเวณดังกล่าวมีการถ่ายเทความร้อนต่ำ เพื่อแก้ปัญหาดังกล่าว ได้มีการออกแบบให้รอยเว้าเป็นแบบไม่สมมาตรตามที่ได้แสดงในรูปที่ 4 (จ) จากรูปพบว่า การไหลหมุนวนมีขนาดลดลงเมื่อเทียบกับกรณีรอยเว้าแบบสมมาตรตามที่ได้แสดงในรูปที่ 4 (ก) ส่งผลทำให้บริเวณดังกล่าวมีอัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น [7]



(ก) แบบสมมาตร

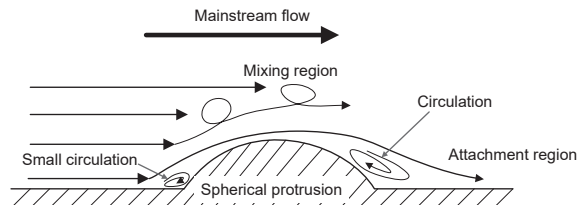
(จ) แบบไม่สมมาตร

รูปที่ 4 แสดงลักษณะการไหลหมุนวนภายในรอยเว้า

กรณีแบบสมมาตรและแบบไม่สมมาตร [7]

สำหรับโครงสร้างการไหลผ่านรอยนูนแสดงในรูปที่ 5 ซึ่งมีลักษณะแตกต่างจากกรณีของรอยเว้า ลักษณะการไหลจะเกิดการแยกตัวบริเวณต้นทางของรอยนูน บริเวณนี้จะเกิดกระแสหมุนวนอยู่กับที่ขนาดเล็ก เมื่อของไหลผ่านรอยนูนจะเกิดการไหลแบบเกาะติดผนังอีกครั้งบนพื้นผิว เรียกว่าด้านปลายทางการไหลของรอยนูน โดยบริเวณปลายทางการไหลที่เป็นพื้นผิวโค้งของรอยนูนจะเกิดเป็นกระแสหมุนวนที่อยู่กับที่ บริเวณที่เกิดการไหลเป็นกระแสหมุนวน

วนอยู่กับที่เป็นบริเวณที่มีการถ่ายเทความร้อนต่ำ และบริเวณที่มีการไหลแบบเกาะติดผนังอีกครั้งเป็นบริเวณที่มีการถ่ายเทความร้อนสูง



รูปที่ 5 แสดงลักษณะการไหลผ่านรอยนูน (Protrusion)

สำหรับโครงสร้างการไหลของของไหลที่ผ่านรอยเว้าและรอยนูนที่กล่าวมาข้างต้น จะมีการเปลี่ยนแปลงเล็กน้อย (ตำแหน่งที่เกาะติดผนังอีกครั้งหรือขนาดของกระแสหมุนวน) ขึ้นอยู่กับความเร็วของการไหลหลัก

3. การคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวและสมรรถนะเชิงความร้อน

ในการหาอัตราการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่มีรอยเว้าหรือรอยนูนจะนิยามโดยใช้ค่าตัวเลขถ่ายเทความร้อน (Nusselt number, Nu) ซึ่งคำนวณได้จากสมการ

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (1)$$

เมื่อ h คือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉพาะจุดบนพื้นผิว, k คือ ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของของไหล โดยทั่วไปจะเป็นน้ำหรืออากาศ สำหรับค่า D คือ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อหรือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของหน้าตัดช่องการไหล

สำหรับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉพาะจุดบนพื้นผิว (h) สามารถคำนวณได้จากสมการ

$$h = \frac{\dot{Q}_{input} - \dot{Q}_{losses}}{A(T_w - T_f)} \quad (2)$$

โดยที่ \dot{Q}_{input} คือ อัตราการจ่ายความร้อนบนพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อน

\dot{Q}_{losses} คือ อัตราการสูญเสียความร้อนบนพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อน

A คือ พื้นที่ของพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อน

T_w คือ อุณหภูมิบนพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อน

T_f คือ อุณหภูมิของของไหล

สำหรับนัสเซิลต์นัมเบอร์เฉลี่ยบนพื้นผิวสามารถคำนวณได้จากการเฉลี่ยอุณหภูมิบนพื้นผิวถ่ายเทความร้อนแล้วนำไปแทนในสมการที่ (2) ซึ่งจะได้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย จากนั้นจึงนำมาแทนในสมการที่ (1)

ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน (f) ที่เกิดขึ้นเนื่องจากการไหลภายในช่องการไหลสามารถวัดได้จากการวัดผลต่างความดันในช่วงที่สนใจ แล้วนำมาแทนในสมการ

$$f = \frac{\Delta P}{(\rho \bar{V}^2 / 2)(L/D)} \quad (3)$$

โดยที่ ΔP คือ ผลต่างความดันของของไหล

ρ คือ ความหนาแน่นของของไหล

\bar{V} คือ ความเร็วเฉลี่ยของของไหล

L คือ ช่วงความยาวที่ต้องการศึกษาเพื่อพิจารณา วัดผลต่างความดัน

การเพิ่มสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยการติดกลุ่มของ ฟิน ริป รอยเว้าหรือรอยนูน สิ่งที่จะมีผลตามมาคือการสูญเสียความดันในระบบสูงขึ้น ซึ่งจำเป็นต้องเพิ่มกำลังของปั๊มหรือพัดลมภายในระบบ สมรรถนะเชิงความร้อนซึ่งนิยามจากสมการสมการที่ (4) จะใช้ในการพิจารณาการเพิ่มของนัสเซิลต์นัมเบอร์เทียบกับการสูญเสียความดันที่เพิ่มขึ้น แสดงอยู่ในรูปของ

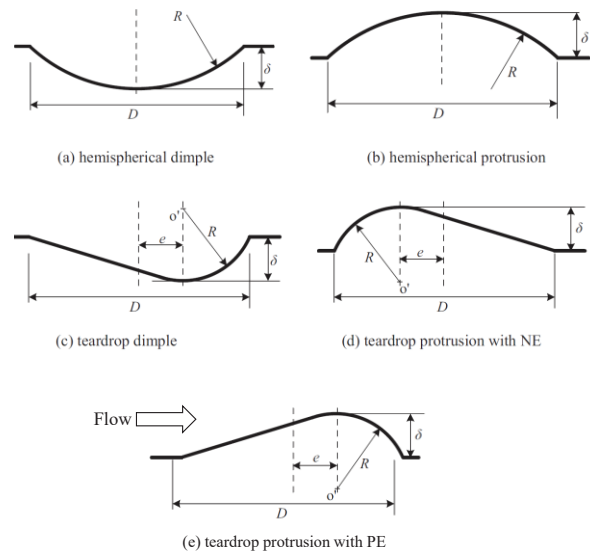
$$\eta = \frac{\overline{Nu} / \overline{Nu}_0}{(f / f_0)^{1/3}} \quad (4)$$

โดยที่ \overline{Nu} และ \overline{Nu}_0 คือนัสเซิลต์นัมเบอร์เฉลี่ยบนพื้นผิวที่สนใจและนัสเซิลต์นัมเบอร์เฉลี่ยบนพื้นผิวเรียบ

สำหรับ f และ f_0 คือสัมประสิทธิ์ความเสียดทานในช่วงที่สนใจและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานในช่วงที่เป็นพื้นผิวเรียบ กรณีระบบการถ่ายเทความร้อนที่สนใจมีค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงกว่าหนึ่ง แสดงว่าอัตราการเพิ่มของการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าอัตราการเพิ่มสัมประสิทธิ์ความเสียดทานในระบบ (การสูญเสียความดันน้อย ใช้พลังงานน้อยในการสร้างการไหล) ซึ่งระบบมีความคุ้มค่าที่จะนำไปใช้งานจริง และในทางกลับกัน กรณีระบบการถ่ายเทความร้อนที่สนใจมีค่าสมรรถนะเชิงความร้อนต่ำกว่าหนึ่ง แสดงว่าอัตราการเพิ่มของการถ่ายเทความร้อนต่ำกว่าอัตราการเพิ่มสัมประสิทธิ์ความเสียดทานในระบบ (การสูญเสียความดันมาก ใช้พลังงานมากในการสร้างการไหล) ไม่คุ้มค่าที่จะนำระบบไปใช้งานจริง

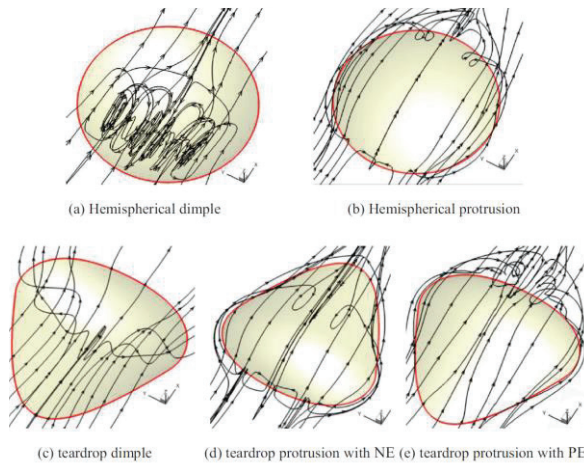
4. ผลของรูปทรงและการจัดเรียงของรอยเว้าและรอยนูนที่มีต่อการไหลและการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิว

ตามที่ได้กล่าวมาแล้วข้างต้น การออกแบบให้รอยเว้าให้เป็นรูปทรงหยดน้ำหรือแบบไม่สมมาตร สามารถช่วยลดขนาดของกระแสหมุนวนที่อยู่กับที่ ทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นเมื่อเทียบกับกรณีรอยเว้าแบบทรงกลมหรือแบบสมมาตร นอกจากนี้ ที่ผ่านมานักวิจัยพยายามศึกษารูปทรงของรอยเว้าหรือรอยนูนรูปแบบต่าง ๆ ที่มีส่วนช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิว ในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงผลของรูปทรงและการจัดเรียงของรอยเว้าและรอยนูนที่มีต่อการไหลและการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิว

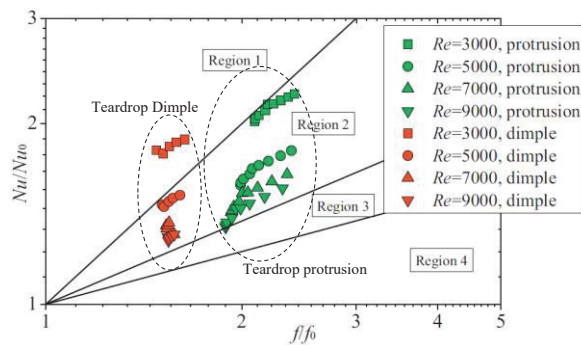


รูปที่ 6 แสดงลักษณะรอยเว้าและรอยนูนจากงานวิจัยของ Xie et al. [1]

Xie et al. [1] ได้ใช้วิธีการจำลองทางพลศาสตร์ของไหลศึกษาลักษณะการไหลของอากาศผ่านรอยเว้าและรอยนูนแบบสมมาตรและแบบไม่สมมาตรตามที่ได้แสดงในรูปที่ 6 ประกอบด้วย (a) รอยเว้าแบบสมมาตร (b) รอยนูนแบบสมมาตร (c) รอยเว้าแบบไม่สมมาตร (d) รอยนูนแบบไม่สมมาตร โดยส่วนที่เป็นทรงกลมอยู่ด้านต้นทางการไหล และ (e) รอยนูนแบบไม่สมมาตร โดยส่วนที่เป็นทรงกลมอยู่ด้านปลายทางการไหล จากผลการศึกษา (รูปที่ 7) พบว่าลักษณะการไหลของอากาศผ่านรอยเว้าแบบสมมาตรทำให้เกิดการไหลหมุนวนภายในรอยเว้า (รูปที่ 7 (a)) ส่งผลทำให้บริเวณดังกล่าวมีการถ่ายเทความร้อนต่ำ เมื่อออกแบบให้รอยเว้าเป็นแบบไม่สมมาตร ส่งผลทำให้กระแสหมุนวนดังกล่าวหายไป (รูปที่ 7 (c)) ซึ่งมีส่วนช่วยให้บริเวณดังกล่าวมีการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น สำหรับกรณีรอยนูนแบบสมมาตร (รูปที่ 7 (b)) พบว่า กระแสหมุนวนเกิดขึ้นด้านหลังบนพื้นผิวยนูนเมื่อออกแบบให้รอยนูนเป็นแบบไม่สมมาตร โดยส่วนที่เป็นทรงกลมอยู่ด้านต้นทางการไหล (รูปที่ 7 (d)) ส่งผลทำให้กระแสหมุนวนที่เกิดขึ้นด้านหลังหายไป อย่างไรก็ตาม สำหรับกรณีของรอยนูนแบบไม่สมมาตร โดยส่วนที่เป็นทรงกลมอยู่ด้านปลายทางการไหล (รูปที่ 7 (e)) จะพบว่ากระแสหมุนวนที่เกิดขึ้นคล้ายกับกรณีรอยนูนแบบสมมาตร



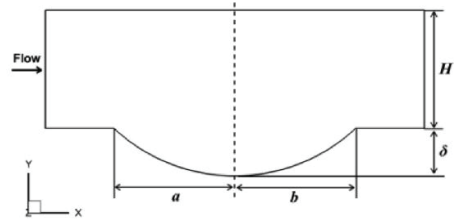
รูปที่ 7 แสดงลักษณะการไหลของอากาศผ่านรอยเว้าและรอยนูนจากงานวิจัยของ Xie et al. [1]



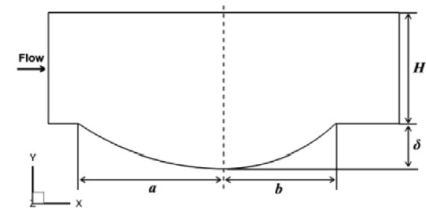
รูปที่ 8 อัตราส่วนนัสเซิลคัมเบอร์เบอร์กรณีรอยเว้าและรอยนูนแบบไม่สมมาตรต่อนัสเซิลคัมเบอร์พื้นผิวเรียบ (Nu/Nu_0) เทียบกับอัตราส่วนสัมประสิทธิ์ความเสียดทานกรณีรอยเว้าและรอยนูนแบบไม่สมมาตรต่อสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของพื้นผิวเรียบ (f/f_0) [1]

จากงานวิจัยของ Xie et al. [1] ในส่วนของ การวัดการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันภายในระบบพบว่า สมรรถนะเชิงความร้อนกรณีรอยเว้าและรอยนูนแบบไม่สมมาตรสูงกว่ากรณีแบบสมมาตร และเมื่อเทียบสมรรถนะเชิงความร้อนระหว่างรอยเว้าและรอยนูนพบว่า สมรรถนะเชิงความร้อนกรณีของรอยเว้าสูงกว่ารอยนูน สำหรับรูปที่ 8 แสดงอัตราส่วนนัสเซิลคัมเบอร์กรณีของรอยเว้าและรอยนูนแบบไม่สมมาตรต่อนัสเซิลคัมเบอร์พื้นผิวเรียบ (Nu/Nu_0) เทียบกับอัตราส่วนสัมประสิทธิ์ความเสียดทานกรณีรอยเว้าและรอยนูนแบบไม่สมมาตรต่อสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของพื้นผิวเรียบ (f/f_0)

จากรูปพื้นที่ในกราฟถูกแบ่งเป็น 4 บริเวณ [8] โดยแต่ละบริเวณแสดงถึงลำดับของสมรรถนะเชิงความร้อน คือ สมรรถนะเชิงความร้อนดีมากในบริเวณที่ 1 จากนั้นจะลดลงในบริเวณที่ 2, 3 และ 4 ตามลำดับ จากรูปพบว่า กรณีรอยเว้าแบบไม่สมมาตรที่ $Re=3,000$ อยู่ในช่วงบริเวณที่ 1 สำหรับกรณีอื่น ๆ อยู่ในบริเวณที่ 2

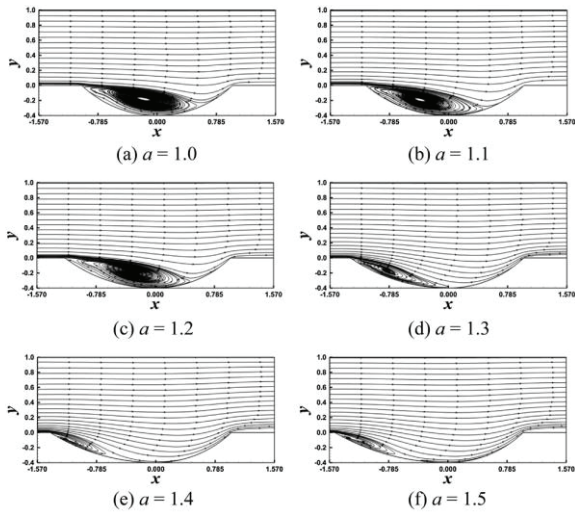


รูปที่ 9 แสดงรอยเว้าแบบสมมาตรหรือแบบทรงกลม (Spherical dimple) [9]



รูปที่ 10 แสดงรอยเว้าแบบไม่สมมาตรหรือแบบหยดน้ำ (Teardrop dimple) [9]

Yoon et al. [9] ได้ใช้วิธีการจำลองทางพลศาสตร์ของไหลศึกษาลักษณะการไหลของอากาศผ่านรอยเว้าแบบสมมาตรหรือแบบทรงกลมตามที่ได้แสดงในรูปที่ 9 และรอยเว้าแบบไม่สมมาตรหรือแบบหยดน้ำตามที่ได้แสดงในรูปที่ 10 โดยศึกษาผลของตัวแปร a ที่มีผลต่อการไหลและการถ่ายเทความร้อน (a คือความยาวจากศูนย์กลางรอยเว้าถึงขอบรอยเว้าด้านต้นทางการไหล (Upstream) ดูรูปที่ 10 ประกอบ) จากผลการศึกษาตามที่ได้แสดงในรูปที่ 11 พบว่า ระยะ a เพิ่มขึ้นมีส่วนช่วยลดกระแสเสถ่มวนวนที่เกิดขึ้นบริเวณต้นทางการไหล (Upstream) ของรอยเว้า ซึ่งการเพิ่มของระยะ a ทำให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น

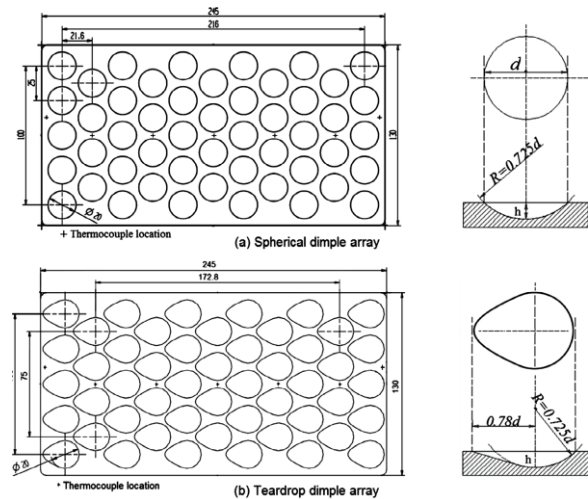


รูปที่ 11 แสดงลักษณะการไหลหมุนวนภายในรอยเว้าแบบสมมาตรและแบบไม่สมมาตร [9]

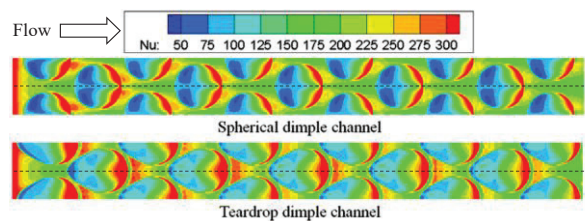
Rao et al. [10] ได้ศึกษาการไหลและการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวโดยเปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนระหว่างกลุ่มรอยเว้าแบบสมมาตรหรือแบบทรงกลมตามที่ได้แสดงในรูปที่ 12 (รูปบน) และรอยเว้าแบบไม่สมมาตรหรือแบบหยดน้ำตามที่ได้แสดงในรูปที่ 12 (รูปล่าง) จากการวัดการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยบนพื้นผิวพบว่า รอยเว้าแบบไม่สมมาตรให้อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงกว่ากรณีแบบสมมาตร สำหรับสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของรอยเว้าแบบไม่สมมาตรมีค่าสูงกว่ากรณีแบบสมมาตร อย่างไรก็ตาม เมื่อพิจารณาสมรรถนะเชิงความร้อนของระบบพบว่า รอยเว้าแบบไม่สมมาตรยังคงให้สมรรถนะเชิงความร้อนสูงกว่ากรณีแบบสมมาตร

สำหรับการศึกษาลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนโดยใช้วิธีการจำลองทางพลศาสตร์ของไหลคำนวณสเกลต์นัมเบอร์บนพื้นผิวกรณีรอยเว้าแบบสมมาตรหรือแบบทรงกลมได้แสดงในรูปที่ 13 (รูปบน) และกรณีรอยเว้าแบบไม่สมมาตรหรือแบบหยดน้ำได้แสดงในรูปที่ 13 (รูปล่าง) จากรูปกรณีรอยเว้าแบบไม่สมมาตรมีบริเวณที่การถ่ายเทความร้อนสูงกว่ากรณีรอยเว้าแบบสมมาตรอย่างเห็นได้ชัด นอกจากนี้เมื่อพิจารณาการกระจายของสเกลต์นัมเบอร์ตามแนวศูนย์กลางรอยเว้าตามที่ได้แสดงในรูปที่ 14 ซึ่งตัดตามแนวเส้นประในรูปที่

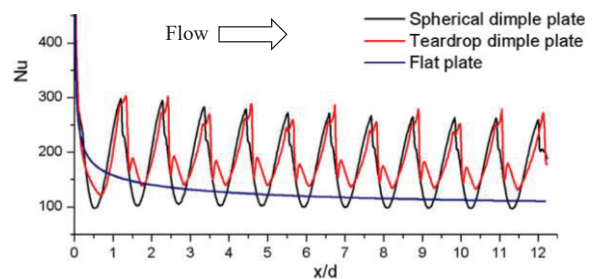
13 พบว่าสเกลต์นัมเบอร์กรณีรอยเว้าแบบไม่สมมาตรสูงกว่ากรณีรอยเว้าแบบสมมาตรอย่างเห็นได้ชัด สำหรับรูปที่ 15 แสดงผลการจำลองการไหล จากรูปพบว่า การไหลหมุนวนเกิดขึ้นภายในรอยเว้าแบบสมมาตร สำหรับกรณีรอยเว้าแบบไม่สมมาตรพบว่า การไหลหมุนวนถูกทำลายซึ่งเป็นสาเหตุทำให้การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวสูงขึ้น



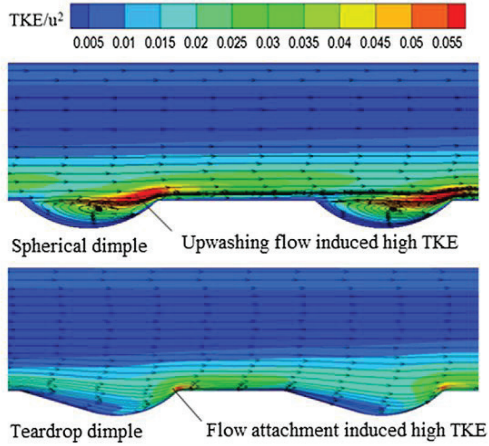
รูปที่ 12 แสดงการจัดเรียงของรอยเว้าแบบสมมาตร (รูปบน) และแบบไม่สมมาตร (รูปล่าง) [10]



รูปที่ 13 การกระจายของสเกลต์นัมเบอร์บนพื้นผิวที่มีรอยเว้าแบบสมมาตรและแบบไม่สมมาตร [10]

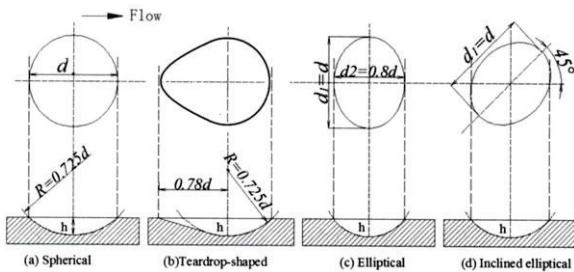


รูปที่ 14 สเกลต์นัมเบอร์ตามแนวศูนย์กลางรอยเว้าซึ่งได้จากเส้นประในรูปที่ 13 [10]



รูปที่ 15 แสดงลักษณะการไหลหมุนวนภายในรอยเว้าแบบสมมาตร (รูปบน) และแบบไม่สมมาตร (รูปล่าง) [10]

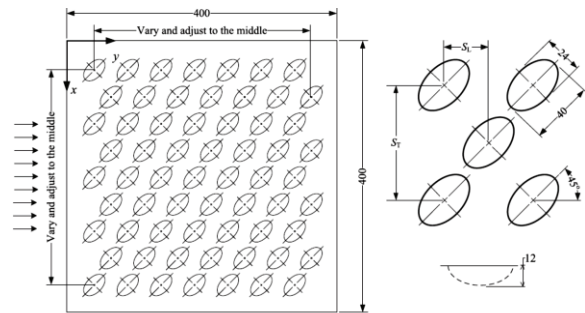
นอกจากนี้ Rao et al. [11] ได้ศึกษาผลของรูปทรงรอยเว้าแบบวงรีตามที่ได้แสดงในรูปที่ 16 โดยพิจารณาผลของวงรีแบบตรงและวงรีแบบเอียงทำมุมกับแนวการไหล โดยเทียบกับกรณีรอยนูนแบบวงกลมและแบบหยดน้ำตามที่ได้ศึกษามาก่อนหน้านี้ จากผลการทดลองพบว่า อัตราการถ่ายเทความร้อนกรณีรอยเว้ารูปทรงวงรีทั้งสองแบบมีค่าต่ำกว่ามากเมื่อเทียบกับกรณีรูปทรงหยดน้ำ และกรณีดังกล่าวมีค่าต่ำกว่าเล็กน้อยเมื่อเทียบกับกรณีรูปทรงกลม อย่างไรก็ตาม สำหรับอัตราส่วนการสูญเสียความดันเมื่อเทียบกับพื้นผิวเรียบพบว่า กรณีรอยเว้ารูปทรงวงรีแบบตรงและวงรีแบบเอียงทำมุมกับแนวการไหล มีค่าใกล้เคียงกับกรณีรอยเว้ารูปทรงกลม สำหรับกรณีรอยเว้ารูปทรงหยดน้ำมีค่าอัตราส่วนการสูญเสียความดันสูงสุด



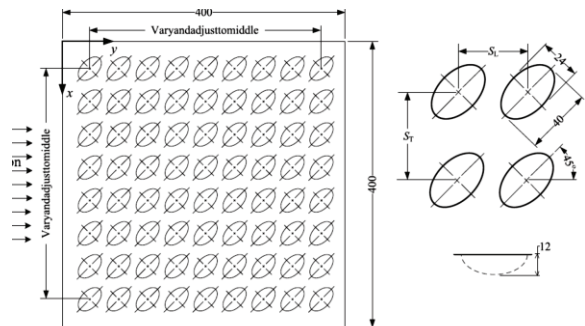
รูปที่ 16 รูปทรงรอยเว้า (a) แบบวงกลม (b) หยดน้ำ (c) วงรีและ (d) วงรีแบบเอียงทำมุมกับแนวการไหล [11]

Katkhaw et al. [12] ได้เปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่มีกลุ่มของรอยเว้าแบบวงรีที่มีการจัดเรียงแบบแถว (Inline) ตามที่ได้แสดงในรูปที่ 17 และจัดเรียงแบบสลับ (Staggered) ตามที่ได้แสดงในรูปที่ 18 จากการศึกษาพบว่า การจัดเรียงแบบสลับมีอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยสูงสุด (Maximum average heat transfer) สูงกว่ากรณีจัดเรียงแบบแถว นอกจากนี้ Katkhaw et al. [12] ได้ทำการเปรียบเทียบกับกรณีรอยเว้าแบบทรงกลมพบว่า อัตราการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวเฉลี่ยของรอยเว้าแบบทรงกลมมีค่าสูงกว่ากรณีรอยเว้าแบบวงรีทั้งกรณีการจัดเรียงแบบแถวและจัดเรียงแบบสลับ

จากงานวิจัยของ Rao et al. [11] และ Katkhaw et al. [12] สามารถสรุปได้ว่ากรณีรอยเว้าแบบวงรีไม่ช่วยให้การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวเพิ่มสูงกว่ารอยเว้ารูปทรงกลม



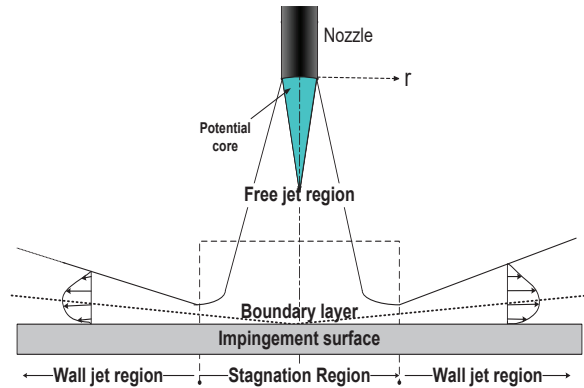
รูปที่ 17 แสดงกลุ่มของรอยเว้าแบบวงรีที่มีการจัดเรียงแบบแถว (Inline) โดย Katkhaw et al. [12]



รูปที่ 18 แสดงกลุ่มของรอยเว้าแบบวงรีที่มีการจัดเรียงแบบสลับ (Staggered) โดย Katkhaw et al. [12]

5. การไหลและการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชนที่มีรอยเว้าและรอยนูน

การไหลของเจ็ทที่กระทบพื้นผิว เป็นการไหลของของไหลที่ออกจากหัวฉีดแล้วบังคับให้ชนพื้นผิวตามที่แสดงในรูปที่ 19 การไหลของเจ็ทที่กระทบพื้นผิวเป็นการเปลี่ยนทิศทางการไหลจากแนวตั้งฉากกับพื้นผิวเป็นการไหลแนวขนานกับพื้นผิว ชั้นขอบเขตการไหลจะบางมากบริเวณที่เจ็ทกระทบโดยตรงและความหนาของชั้นขอบเขตเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของระยะจากศูนย์กลางที่เจ็ทพุ่งชน (Stagnation point) ที่ตำแหน่งนี้ อัตราการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวมีค่าสูงสุดที่ตำแหน่งศูนย์กลางที่เจ็ทพุ่งชน โดยตรง จากนั้นอัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าลดลงตามการเพิ่มขึ้นของระยะจากศูนย์กลางที่เจ็ทพุ่งชน [13-15] แนวคิดในการเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชนสามารถทำได้โดยการเพิ่มโมเมนต์มุมในการพุ่งชนพื้นผิว หรือเพิ่มความปั่นป่วนของการไหลภายในเจ็ท นอกจากนี้วิธีการทำให้พื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชนมีรอยนูนหรือเว้าสามารถช่วยเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนได้เช่นกัน [16-17] หลาย ๆ งานวิจัยพยายามศึกษาเกี่ยวกับแนวทางการเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชน โดยการทำให้พื้นผิวมีรอยเว้าและนูนตามที่ จะกล่าวต่อไป สำหรับนั้สเซลตันัมเบอร์บนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชนจะใช้ค่า D ตามที่แสดงในสมการที่ (1) เป็นขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในปากทางออกเจ็ท ซึ่งจะแตกต่างจากกรณี การคิด นั้สเซลตันัมเบอร์ของรอยเว้าและรอยนูนภายในช่องการไหลตามที่ได้กล่าวมาแล้ว

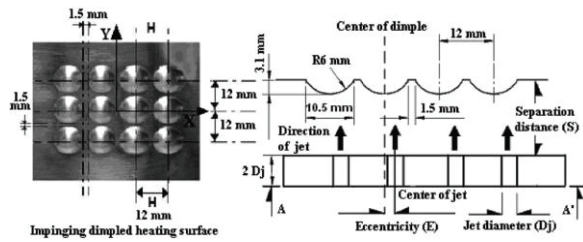


รูปที่ 19 ลักษณะการไหลของเจ็ทพุ่งชนพื้นผิว

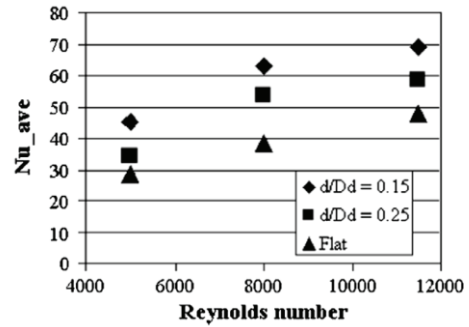
Woei et al. [16] ได้ศึกษาการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชน รายละเอียดในการทดลองแสดงในรูปที่ 20 จากรูปโมเดลที่ใช้ในการทดลองเป็นแบบกลุ่มเจ็ทที่เรียงแบบแถวพุ่งชนตั้งฉากบนพื้นผิวที่มีกลุ่มรอยนูน ตัวแปรหลักที่ใช้พิจารณาในการทดลองคือระยะห่างระหว่างศูนย์กลางเจ็ทและศูนย์กลางรอยนูน (E) จากการทดลองพบว่าที่ระยะ E มีค่าเป็น $1/2$ เท่าของระยะห่างระหว่างรอยนูน (ศูนย์กลางเจ็ทอยู่ตำแหน่งกึ่งกลางระหว่างรอยนูน) มีค่าการถ่ายเทความร้อนสูงกว่ากรณีศูนย์กลางเจ็ทตรงกับศูนย์กลางรอยนูน ($E=0$)

Chang et al. [17] ได้ใช้ชุดทดลองเดียวกับ Woei et al. [16] ศึกษากรณีพื้นผิวเป็นแบบรอยเว้าตามที่ได้แสดงรายละเอียดในรูปที่ 21 จากผลการทดลองพบว่าแนวโน้มอัตราการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่ระยะ E มีค่าเป็น $1/2$ เท่าของระยะห่างระหว่างรอยเว้าสูงกว่ากรณีที่ศูนย์กลางเจ็ทตรงกับศูนย์กลางรอยเว้า ($E=0$) เหมือนกับผลการทดลองงานวิจัยก่อนหน้านี้

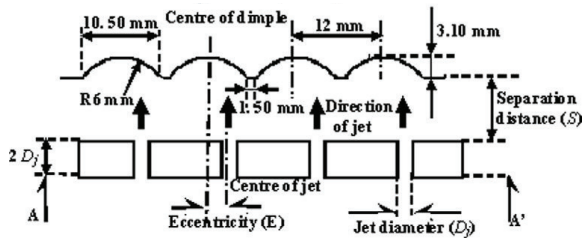
เมื่อเปรียบเทียบผลการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชนบนพื้นผิวที่มีรอยนูนจากงานวิจัยของ Woei et al. [16] และพื้นผิวรอยเว้าจากงานวิจัยของ Chang et al. [17] พบว่าแนวโน้มเจ็ทพุ่งชนบนพื้นผิวรอยนูนมีค่าสูงกว่าพื้นผิวรอยเว้า



รูปที่ 20 โมเดลของเจ็ทพุ่งชนบนพื้นผิวรอยนูน
Woei et al. [16]

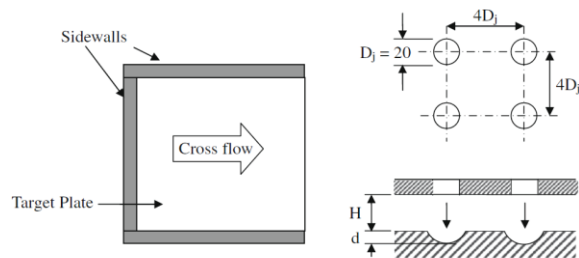


รูปที่ 23 ผลของความลึกของรอยเว้าที่มีต่อการถ่ายเท
ความร้อนบนพื้นผิวโดย Kokjaruvijit และ
Martinez-Botas [18]



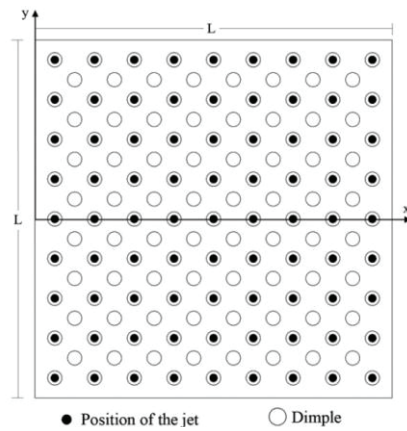
รูปที่ 21 โมเดลของเจ็ทพุ่งชนบนพื้นผิวรอยเว้าของ
Chang et al. [17]

Kanokjaruvijit และ Martinez-Botas [18] ได้ใช้ Thermo-chromic Liquid Crystal วัดการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชน โดยใช้วิธีแบบสภาวะไม่คงตัว (Transient technique) รายละเอียดและตัวแปรที่ใช้ในการทดลองแสดงในรูปที่ 22 ในที่นี้ D_d คือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภาพฉายของรอยเว้า จากผลการศึกษาพบว่าความลึกของรอยเว้า $d/D_d=0.15$ ให้อัตราการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวสูงกว่าที่ระยะ $d/D_d=0.25$ และพื้นผิวเรียบตามที่ได้แสดงในรูปที่ 23



D_j	20 mm		
D_d	40 mm	40 mm	17.4 mm
d	6	10	5.5
D_j/D_d	0.25	0.50	1.15
d/D_d	0.15	0.25	0.29

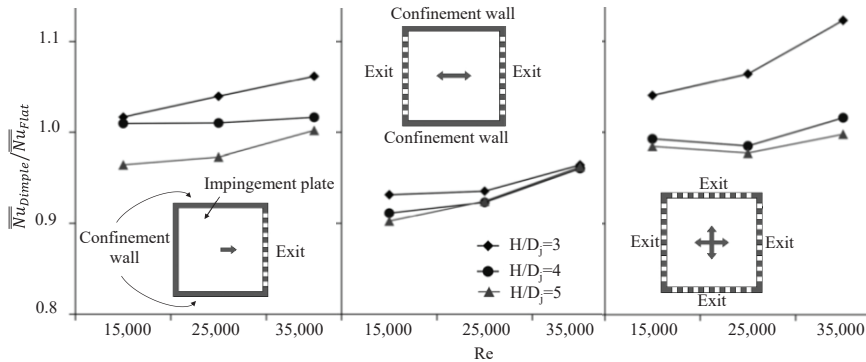
รูปที่ 22 โมเดลของเจ็ทพุ่งชนบนพื้นผิวรอยเว้า
Kanokjaruvijit และ Martinez-Botas [18]



รูปที่ 24 แสดงตำแหน่งเจ็ท (วงกลมทึบ) และ
ตำแหน่งรอยเว้า (วงกลมกลวง) [19]

Xing และ Weigand [19] ได้ศึกษาการถ่ายเทความร้อนของเจ็ทที่พุ่งชนบนพื้นผิวที่มีกลุ่มรอยเว้าคล้ายกับงานวิจัยของ Kanokjaruvijit และ Martinez-Botas [18] รูปที่ 24 แสดงตำแหน่งของรอยเว้าบนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชน จากรูปวงกลมทึบคือตำแหน่งเจ็ทและวงกลมกลวงคือตำแหน่งรอยเว้า ซึ่งตำแหน่งรอยเว้าตรงกับศูนย์กลางเจ็ทและอยู่ระหว่างเจ็ท สำหรับรูปที่ 25 แสดงอัตราส่วนนัสเซิลต์นัมเบอร์เฉลี่ยบนพื้นผิวที่มีรอยเว้าและนัสเซิลต์นัมเบอร์เฉลี่ยบนพื้นผิวเรียบ จากรูปพบว่าที่ระยะจากปากทางออกเจ็ทถึงพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชนต่ำสุด $H/D_j=3$ (D_j คือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อเจ็ท) นัสเซิลต์นัมเบอร์เฉลี่ยบนพื้นผิวที่มีรอยเว้าให้ค่าสูงกว่ากรณีที่ระยะ $H/D_j=4$ และ 5 สำหรับกรณีของระยะบายเปิดสองช่อง (กราฟตรงกลางของรูปที่ 25)

พบว่านัสเชิลต์นัมเบอร์เฉลี่ยบนพื้นผิวที่มีรอยเว้ามีค่าต่ำกว่าเมื่อเทียบกับกรณีพื้นผิวเรียบอย่างเห็นได้ชัด

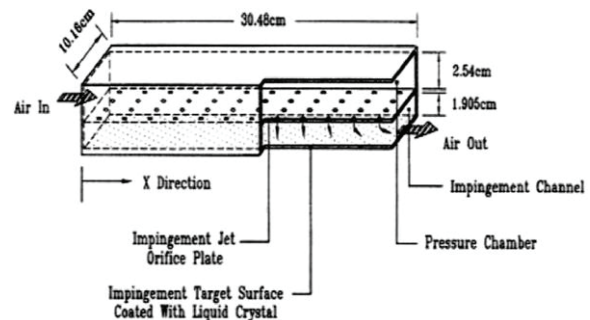


รูปที่ 25 อัตราส่วนนัสเชิลต์นัมเบอร์เฉลี่ยบนพื้นผิวที่มีรอยเว้าต่อนัสเชิลต์นัมเบอร์เฉลี่ยบนพื้นผิวเรียบ [19]

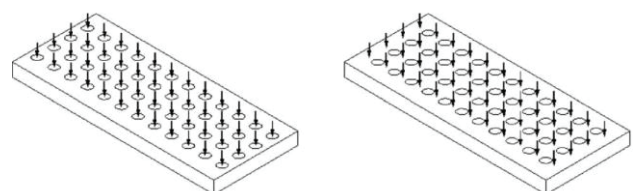
Ekkad และ Kontrovitz [20] เป็นผู้ริเริ่มศึกษาการถ่ายเทความร้อนของเจ็ทพุ่งชนบนพื้นผิวที่มีรอยเว้า รูปที่ 26 แสดงชุดทดลองที่ใช้ในการศึกษา ในการจัดเรียงของเจ็ทเป็นแบบแถวตรง โดยเจ็ทพุ่งชนบนรอยเว้าโดยตรงและระหว่างรอยเว้าตามที่ได้แสดงในรูปที่ 27 จากผลการทดลองแสดงในรูปที่ 28 พบว่า นัสเชิลต์นัมเบอร์เฉลี่ยบนพื้นผิวที่มีรอยเว้ามีค่าต่ำกว่าเมื่อเทียบกับนัสเชิลต์นัมเบอร์เฉลี่ยบนพื้นผิวเรียบทุกกรณี การลดลงของอัตราการถ่ายเทความร้อนดังกล่าว Ekkad และ Kontrovitz ให้เหตุผลว่าการไหลบนพื้นผิวผ่านรอยเว้าทำให้เกิดความปั่นป่วน (Bursting phenomena) ที่ไปรบกวนการไหลของเจ็ทก่อนพุ่งชนพื้นผิว

จากการวิเคราะห์โมเดลของชุดทดลองของ Ekkad และ Kontrovitz [20] พบว่า อัตราส่วนระหว่างเส้นผ่านศูนย์กลางของรอยเว้าเทียบกับเส้นผ่านศูนย์กลางของปากทางออกเจ็ท (D/d) มีขนาดใหญ่เป็น $D/d=20$ ในขณะที่งานวิจัยของ Chang et al. [17] มีขนาด $D/d=4$ และงานวิจัยของ Kanokjaruvijit และ Martinez-Botas [18] มีขนาด $D/d=0.87$ และ 2 ซึ่งงานวิจัยทั้งสองกรณีหลังให้นัสเชิลต์นัมเบอร์เฉลี่ยบนพื้นผิวที่มีรอยเว้าสูงกว่าเมื่อเทียบกับนัสเชิลต์นัมเบอร์เฉลี่ยบนพื้นผิวเรียบ (ผลของ Kanokjaruvijit และ Martinez-Botas [18] มีบางกรณีเท่านั้นที่นัสเชิลต์-

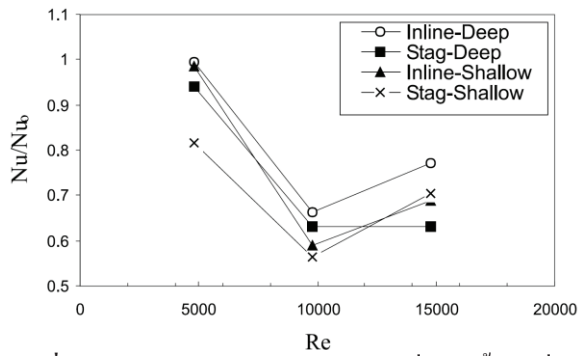
นัมเบอร์เฉลี่ยบนพื้นผิวที่มีรอยเว้ามีค่าต่ำกว่าเมื่อเทียบกับนัสเชิลต์นัมเบอร์เฉลี่ยบนพื้นผิวเรียบ) จากการวิเคราะห์นี้จะเห็นได้ว่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของรอยนูนเมื่อเทียบกับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเจ็ทที่อยู่อยู่ในช่วง $D/d=20$ จะให้การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชนต่ำ



รูปที่ 26 โมเดลของเจ็ทพุ่งชนบนพื้นผิวของ Ekkad และ Kontrovitz [20]



รูปที่ 27 ซ้าย: เจ็ทพุ่งชนบนรอยเว้าโดยตรง ขวา: เจ็ทพุ่งชนระหว่างรอยเว้า [20]



รูปที่ 28 อัตราส่วนนัสเซลต์ด้นัมเบอร์เฉลี่ยบนพื้นผิวที่มีรอยเว้าต่อด้วยนัสเซลต์ด้นัมเบอร์เฉลี่ยบนพื้นผิวเรียบ [20]

6. การไหลและการถ่ายเทความร้อนภายในท่อที่มีรอยเว้า

นักวิจัยได้พยายามศึกษาการถ่ายเทความร้อนของของไหลผ่านท่อเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger) แนวทางหนึ่งของการเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนภายในท่อคือการทำให้พื้นผิวภายในท่อเป็นรอยขนุน สำหรับ

ตัวแปรต่าง ๆ ที่มีผลต่อการเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านท่อที่จำเป็นต้องศึกษา คือ ผลของรูปร่างรอยขนุน ขนาดของรอยขนุนเมื่อเทียบกับเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ จำนวนของรอยขนุนเทียบที่ระนาบหน้าตัดต่อเดียวกัน ระยะห่างระหว่างรอยขนุน เป็นต้น [21-25] ต่อไปนี้เป็นตัวอย่างงานวิจัยที่ได้ศึกษาเกี่ยวกับตัวแปรข้างต้น

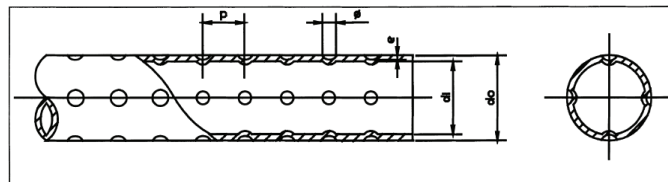
Chen et al. [21] ได้ศึกษาการถ่ายเทความร้อนของน้ำที่ไหลภายในท่อที่มีรอยขนุน รายละเอียดของตัวแปรที่ใช้ในการทดลองแสดงในรูปที่ 29 ผลการทดลองแสดงในรูปที่ 30 พบว่าอัตราส่วนระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนต่อสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของท่อ Tube-1 และ Tube-6 มีค่าสูงกว่ากรณีอื่น ๆ เนื่องจากเงื่อนไขของท่อ Tube-1 และ Tube-6 มีจำนวนรอยขนุน 3 ตำแหน่ง ในขณะที่ตัวแปรอื่น ๆ มีรอยขนุน 4 และ 6 ตำแหน่ง ซึ่งแสดงให้เห็นว่าท่อที่มีรอยขนุน 3 ตำแหน่งสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยที่สัมประสิทธิ์ความเสียดทานเกิดขึ้นน้อย

Characteristic dimensions of the tubes

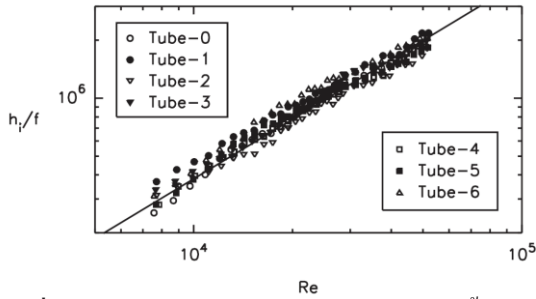
Physical quantity	Smooth tube	Dimple tubes					
	Tube 0	Tube 1	Tube 2	Tube 3	Tube 4	Tube 5	Tube 6
a^a , mm ²	0.0	1510.6	2756.3	769.0	4307.6	1265.2	465.8
d_i , mm	16.6	16.6	16.6	16.6	16.6	16.6	16.6
δ , mm	1.22	1.22	1.22	1.22	1.22	1.22	1.22
L , mm	1500	1500	1500	1500	1500	1500	1500
e , mm		1.2	1.5	0.5	1.3	0.7	0.6
ϕ , mm		4.5	3.0	2.0	3.5	4.7	5.5
p		12.0	14.0	8.0	10.0	10.0	10.0
N		3	4	6	6	6	3
e/d		0.0723	0.0904	0.0301	0.0783	0.0422	0.0362
e/p		0.1	0.1071	0.0625	0.13	0.07	0.06
a/A^b		0.0174	0.0318	0.0089	0.0496	0.0146	0.0054

$$^a a = N[(1500 - 150)/p][(\phi/2)^2 + e^2]\pi$$

$$^b A = \pi L(d_i + \delta) = 86,773.9 \text{ mm}^2$$



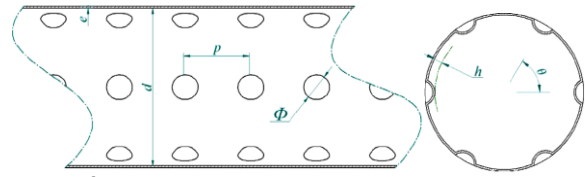
รูปที่ 29 โมเดลและรายละเอียดที่ใช้ในการทดลองของท่อที่มีรอยขนุนของ Chen et al. [21]



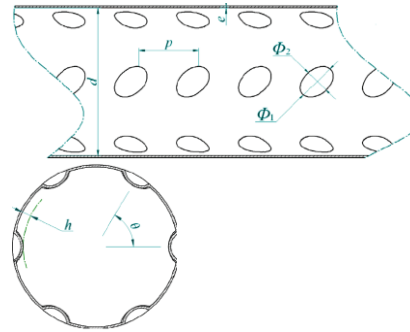
รูปที่ 30 อัตราส่วนนัสเซิลคัมเบอร์เฉลี่ยบนพื้นผิวที่มีรอยนูนต่อดัชนีสเกลคัมเบอร์เฉลี่ยบนพื้นผิวเรียบ [21]

Wang et al. [23] ได้ศึกษาการถ่ายเทความร้อนภายในท่อที่มีรอยนูนเป็นรูปทรงกลมและทรงรีตามที่ได้แสดงในรูปที่ 31 และ 32 ในการทดลองได้ใช้น้ำร้อนที่มีอุณหภูมิคงที่ให้ความร้อนพื้นผิวภายนอกท่อและให้อากาศที่มีอัตราการไหลคงที่ไหลภายในท่อ จากนั้นทำการวัดอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนและการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านท่อ รูปที่ 33 แสดงการเปรียบเทียบสมรรถนะเชิงความร้อนระหว่างท่อทั้งสองพบว่า ท่อที่มีรอยนูนแบบทรงรีให้สมรรถนะเชิงความร้อนสูงกว่าท่อที่มีรอยนูนแบบทรงกลม เนื่องจากลักษณะของรอยนูนแบบทรงรีมีพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อนกว้างกว่าเมื่อเทียบกับกรณีรอยนูนแบบทรงกลม นอกจากนี้ท่อที่มีรอยนูนแบบทรงรีสามารถช่วยลดสัมประสิทธิ์ความเสียดทานเมื่อเทียบกับกรณีท่อที่มีรอยนูนแบบทรงกลม ทำให้สามารถเพิ่มสมรรถนะเชิงความร้อนสูงกว่าท่อที่มีรอยนูนแบบทรงกลม

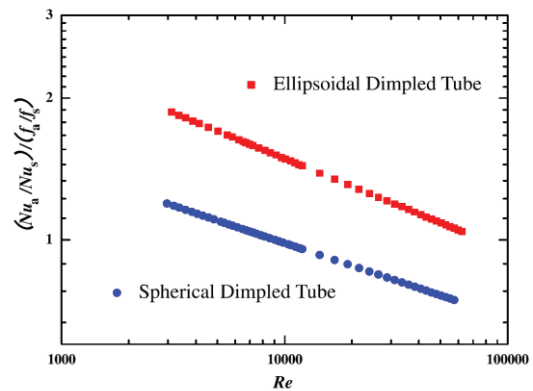
งานวิจัยส่วนมากศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในท่อที่มีรอยนูน เพราะสามารถสร้างรอยนูนภายในท่อได้ง่ายเพียงกดท่อจากภายนอก อย่างไรก็ตาม หากสามารถพัฒนาสร้างรอยเว้าภายในท่อได้ อาจจะทำให้สามารถเพิ่มสมรรถนะเชิงความร้อนภายในท่อได้สูงขึ้นเนื่องจากภายในช่องการไหลแบบปิดรอยเว้ามีสัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่เกิดจากการไหลน้อยกว่ารอยนูน



รูปที่ 31 ลักษณะท่อที่มีรอยนูนแบบทรงกลมโดย Wang et al. [23]



รูปที่ 32 ลักษณะท่อที่มีรอยนูนแบบทรงรีโดย Wang et al. [23]

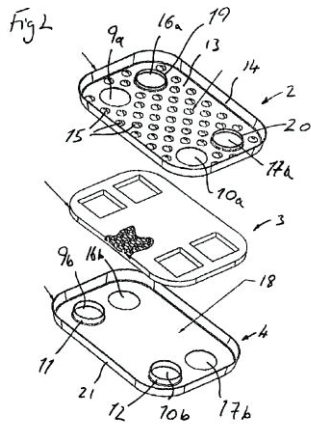


รูปที่ 33 เปรียบเทียบสมรรถนะเชิงความร้อนระหว่างท่อที่มีรอยนูนแบบทรงกลมและทรงรีโดย Wang et al. [23]

7. สิทธิบัตร

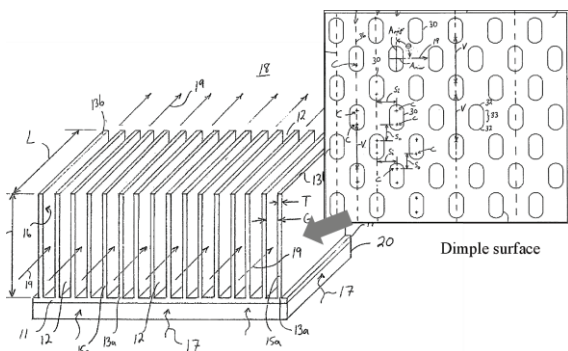
ในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงตัวอย่างสิทธิบัตรที่ออกแบบอุปกรณ์ด้านความร้อนให้พื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อนมีรอยเว้าและรอยนูน เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนให้สูงขึ้น

Thomas [26] ได้ออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนขนาดเล็กตามที่ได้แสดงในรูปที่ 34 โดยออกแบบให้พื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นรอยเว้าเพื่อเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อน



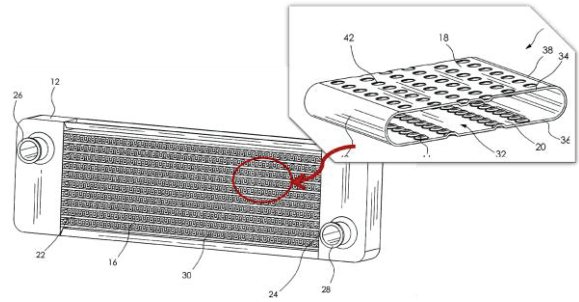
รูปที่ 34 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนขนาดเล็ก
ที่ออกแบบให้มีรอยเว้าโดย Thomas [26]

Egidio และ Leroy [27] ได้ออกแบบซึ่งระบายความร้อนแบบครีปที่ไว้ระบายความร้อนในอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ โดยแผ่นครีปแต่ละแผ่นออกแบบให้เป็นรอยเว้าดังแสดงในรูปที่ 35 เพื่อเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อน



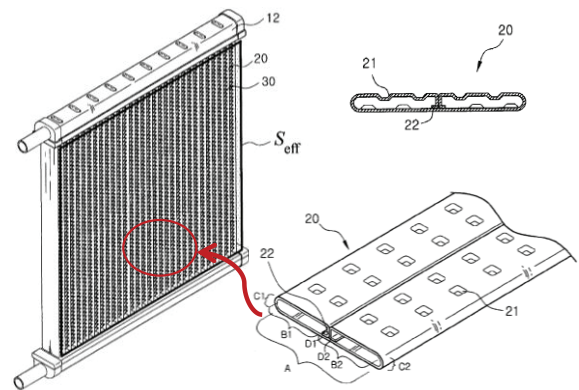
รูปที่ 35 ซึ่งระบายความร้อนแบบครีปที่มีรอยเว้า
โดย Egidio และ Leroy [27]

Stewart [28] ได้ออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนตามที่ได้แสดงในรูปที่ 36 โดยท่อแลกเปลี่ยนความร้อนแต่ละเส้นออกแบบให้เป็นรอยนูน (รูปที่อยู่ในกรอบ) เพื่อเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อน



รูปที่ 36 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการออกแบบ
ภายในท่อให้มีรอยเว้า [28]

Jeon [29] ได้ออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในรถยนต์หรือเรียกว่าหม้อน้ำ (Radiator) ตามที่ได้แสดงในรูปที่ 37 (ซ้าย) โดยท่อแลกเปลี่ยนความร้อนแต่ละเส้นออกแบบให้เป็นรอยเว้าดังแสดงในรูปที่ 37 (ขวา) เพื่อเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อน



รูปที่ 37 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการออกแบบ
ภายในท่อให้มีรอยเว้า [29]

8. สรุป

การทำให้พื้นผิวเป็นรอยเว้าหรือรอยนูน สามารถช่วยเพิ่มสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิว เนื่องจากการไหลผ่านพื้นผิวที่มีรอยเว้าหรือรอยนูนจะเกิดการไหลแบบแยกตัว การไหลเกาะติดผนังอีกครั้ง และการไหลหมุนวน ทำให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วนที่ไปทำลายชั้นขอบเขตการไหลบนพื้นผิว ส่งผลทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวสูงขึ้น อย่างไรก็ตาม ในการต่อยอดงานวิจัยหรือนำไปใช้งานจะต้องคำนึงถึงตัวแปรต่าง ๆ ซึ่งสามารถสรุปได้ดังนี้

1. การทำให้พื้นผิวเป็นรอยขนมีผลทำให้การถ่ายเทความร้อนโดยเฉลี่ยทั้งระบบสูงกว่ารอยเว้า สำหรับการไหลภายในช่องการไหลปิด เช่น อุโมงค์ลมหรือท่อ ผลของรอยขนซึ่งเป็นส่วนที่ยื่นเข้าไปในช่องการไหลทำให้สัมประสิทธิ์ความเสียดทานภายในระบบเพิ่มขึ้น ซึ่งแตกต่างจากกรณีรอยเว้า เนื่องจากไม่มีส่วนที่ยื่นเข้าไปในการไหลทำให้สัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าน้อยกว่าเมื่อเทียบกับกรณีของรอยขน อย่างไรก็ตามการสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ได้ไม่สูงเท่ากรณีของรอยเว้า แต่เมื่อพิจารณาสมรรถนะเชิงความร้อนกรณีของรอยเว้ามีค่าสูงกว่ารอยขน

2. การออกแบบให้พื้นผิวรอยเว้าหรือรอยขนเป็นแบบไม่สมมาตรหรือแบบหยดน้ำ มีผลทำให้การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวสูงกว่ากรณีรอยเว้าหรือรอยขนแบบสมมาตรหรือแบบทรงกลม เนื่องจากรูปทรงหยดน้ำช่วยลดกระแสไหลวนที่อยู่กับที่

3. ในการออกแบบรอยเว้าหรือรอยขนบนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชน พบว่า ถ้าอัตราส่วนระหว่างเส้นผ่านศูนย์กลางของรอยเว้าหรือรอยขน (D) เทียบกับเส้นผ่านศูนย์กลางของปากทางออกเจ็ท (d) ที่อยู่ในช่วง $D/d=20$ จะให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวต่ำกว่ากรณีพื้นผิวเรียบ อัตราส่วนดังกล่าวที่ให้ค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวสูงกว่ากรณีพื้นผิวต้องอยู่ในช่วงประมาณ $1 \leq D/d \leq 4$

4. สำหรับงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการไหลภายในท่อ พบว่า งานวิจัยส่วนมากศึกษากรณีรอยขน เพราะสามารถสร้างได้ง่ายโดยการกดผิวท่อจากภายนอกก็สามารถทำให้เกิดรอยขนภายในท่อได้ หากสามารถพัฒนาสร้างรอยเว้าภายในท่ออาจจะทำให้สมรรถนะเชิงความร้อนสูงกว่ากรณีรอยขน เพราะการไหลภายในท่อ รอยเว้ามีสัมประสิทธิ์ความเสียดทานน้อยกว่ารอยขน

เอกสารอ้างอิง

- [1] Xie, Y., Qu, H. and Zhang, D. Numerical investigation of flow and heat transfer in rectangular channel with teardrop dimple/protrusion. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2015; 84: 486-496.
- [2] Chang, S.W., Chiang, K.F., Yang, T.L. and Huang, C.C. Heat transfer and pressure drop in dimpled fin channels. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2008; 33(1): 23-40.
- [3] Li, P., Zhang, D. and Xie, Y. Heat transfer and flow analysis of Al_2O_3 -water nanofluids in microchannel with dimple and protrusion. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014; 73: 456-467.
- [4] Chen, Y., Chew, Y.T. and Khoo, B.C. Heat transfer and flow structure on periodically dimple-protrusion patterned walls in turbulent channel flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014; (78): 871-882.
- [5] Siddique, W., Khan, N.A. and Haq, I. Analysis of numerical results for two-pass trapezoidal channel with different cooling configurations of trailing edge: The effect of dimples. *Applied Thermal Engineering*, 2015; 89(5): 763-771.
- [6] Griffith, T.S, Al-Hadhrami, L. and Han, J.-C. Heat transfer in rotating rectangular cooling channels (AR=4) with dimples. *Journal of Turbomachinery*, 2003; 125(3): 555-563.
- [7] Chen, Y., Chew, Y.T. and Khoo, B.C. Enhancement of heat transfer in turbulent channel flow over dimpled surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2012; 55(25-26): 8100-8121.
- [8] Fan, J.F., Ding, W.K., He, Y.L. and Tao, W.Q. Three-dimensional numerical study of fluid and heat transfer characteristics of dimpled fin surfaces. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications: An International Journal of Computation and Methodology*, 2012; 62(4): 271-294.

- [9] Yoon, H.S., Park, S.H., Choi, C. and Ha, M.Y. Numerical study on characteristics of flow and heat transfer in a cooling passage with a tear-drop dimple surface. *International Journal of Thermal Sciences*, 2015; 89: 121-135.
- [10] Rao, Y., Li, B. and Feng, Y. Heat transfer of turbulent flow over surfaces with spherical dimples and teardrop dimples. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2015; 61: 201-209.
- [11] Rao, Y., Feng, Y. and Li, B. (2015). Experimental and numerical study of heat transfer and flow friction in channels with dimples of different shapes. *Journal of Heat Transfer*, 2015; 137(3): 1-10.
- [12] Katkhaw, N., Vorayos, N., Kiatsiriroat, T., Khunatorn, Y., Bunturat, D. and Nuntaphan, A. Heat transfer behavior of flat plate having 45° ellipsoidal dimpled surfaces. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2014; 2: 67-74.
- [13] Viskanta, R. Heat transfer to impinging isothermal gas and flame jets. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1993; 68(2): 111-134.
- [14] Jambunathan, K., Lai, E., Moss, M.A. and Button, B.L. A review of heat transfer data for single circular jet impingement. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 1992; 13(2): 106-115.
- [15] Ashforth-Frost, S., Jambunathan, K. and Whitney, C.F. Velocity and turbulence characteristics of a semiconfined orthogonally impinging slot jet. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1997; 14(1): 60-67.
- [16] Chang, S.W., Jan, Y.J. and Chang, S.F. Heat transfer of impinging jet-array over convex-dimpled surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2006; 49(17-18): 3045-3059.
- [17] Chang, S.W., Chiou, S.F. and Chang, S.F. Heat transfer of impinging jet array over concave-dimpled surface with applications to cooling of electronic chipsets. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2007; 31(7): 625-640.
- [18] Kanokjaruvijit, K. and Martinez-Botas, R.F. Heat transfer correlations of perpendicularly impinging jets on a hemispherical-dimpled surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2010; 53(15-16): 3045-3056.
- [19] Xing, Y. and Weigand, B. Experimental investigation of impingement heat transfer on a flat and dimpled plate with different crossflow schemes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2010; 53(19-20): 3874-3886.
- [20] Ekkad, S. and Kontrovitz, D. Jet impingement heat transfer on dimpled target surfaces. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 1993; 23(1): 22-28.
- [21] Chen, J., Muller-Steinhagen, H. and Duffy, G. Heat transfer enhancement in dimpled tubes. *Applied Thermal Engineering*, 2001; 21(5): 535-547.
- [22] Vicente, P.G., Garcia, A. and Viedma, A. Heat transfer and pressure drop for low Reynolds turbulent flow in helically dimpled tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2002; 45(26): 543-553.
- [23] Wang, Y., He, Y.-L., Lei, Y.-G. and Zhang, J. Heat transfer and hydrodynamics analysis of a novel dimpled tube. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2010; 34(8): 1273-1281.
- [24] Garcia, A., Solano, J.P., Vicente, P.G. and Viedma, A. The influence of artificial roughness shape on heat transfer enhancement: Corrugated tubes, dimpled tubes and wire coils. *Applied Thermal Engineering*, 2012; 35: 196-201.
- [25] Huang, Z.G., Yu, L., Li, Z.Y. and Tao, W.Q. Numerical Study on Heat Transfer Enhancement in a Receiver Tube of Parabolic Trough Solar Collector with Dimples, Protrusions and Helical Fins. *Energy Procedia*, 2015; 69: 1306-1316.
- [26] Thomas, G. Patent No. EP1065463A2, A vehicle heat exchanger. 2001.
- [27] Marotta, E.E and Fletcher, L.S. Patent No. US2008/0043431A1, Method and systems employing tailored dimples to exchange heat transfer. 2008.
- [28] Stewart, G. Patent No. US 2009/0229801A1, Radiator tube dimple pattern. 2009.
- [29] Jeon, Y.-H. Patent No. US 2009/0314475A1, Heat exchanger. 2009.

ภาคผนวก 2

ชื่อบทความ “The Effect of Hemispherical Dimple Spacing on Flow Structure and Heat Transfer Characteristics of Internal Flow Using CFD”, ชื่อวารสารที่ส่ง Songklanakarin Journal of Science and Technology 2019, Vol. 41 No. 5, pp.xxx-xxx อยู่ในฐานข้อมูล SCOPUS (Accepted)



Editorial Office of Songklanakarin Journal of Science and Technology,
Research and Development Office (RDO), Prince of Songkla University,
Hat Yai, Songkhla, 90110 Thailand
Tel. (66-74) 286959 Fax. (66-74) 286961
Email : sjst@psu.ac.th

MOE. 0521.1103/0019

June 4, 2018

Mr. Ye Min Oo

Energy Technology Research Center and Department of Mechanical Engineering,
Faculty of Engineering, Prince of Songkla University,
Hatyai, Songkhla, 90112
Thailand

Subject: Publishing Acceptance

Dear Mr. Ye Min Oo

I would like to inform you that your manuscript ID SJST-2017-0413.R3 entitled “The Effect of Hemispherical Dimple Spacing on Flow Structure and Heat Transfer Characteristics of Internal Flow Using CFD” with Mr. Ye Min Oo as a submitting author is accepted, and will be published in Vol. 41 No. 5 (September - October, 2019).

Thank you for your fine contribution. We’re looking forward to your continued contributions to our journal.

Yours sincerely,

Associate Professor Dr. Proespichaya Kanatharana,

The Editor-in-Chief of Songklanakarin Journal of Science and Technology



The Effect of Hemispherical Dimple Spacing on Flow Structure and Heat Transfer Characteristics of Internal Flow Using CFD

Journal:	<i>Songklanakarın Journal of Science and Technology</i>
Manuscript ID	SJST-2017-0413.R3
Manuscript Type:	Original Article
Date Submitted by the Author:	03-Apr-2018
Complete List of Authors:	Wae-hayee, Makatar; Prince of Songkla University, Mechanical Oo, Ye; Prince of Songkla University, Mechanical; Prince of Songkla University, Mechanical Abdullah, Kamil; Universiti Tun Hussein Onn Malaysia Fakulti Kejuruteraan Mekanikal dan Pembuatan, Energy and Thermofluid Engineering Nuntadusit, Chayut; Prince of Songkla University, Department of Mechanical Engineering
Keyword:	CFD; Dimple; Heat transfer; Turbine blade cooling

SCHOLARONE™
Manuscripts

1 The Effect of Hemispherical Dimple Spacing on Flow Structure and Heat Transfer

2 Characteristics of Internal Flow Using CFD

3 Ye Min Oo¹, Makatar Wae-hayee^{1*}, Kamil Abdullah² and Chayut Nuntadusit¹

4 ¹Energy Technology Research Center and Department of Mechanical Engineering,
5 Faculty of Engineering, Prince of Songkla University, Hatyai, Songkhla, 90112,
6 Thailand

7 ²Department of Energy and Thermofluid Engineering, Faculty of Mechanical and
8 Manufacturing Engineering, Universiti Tun Hussein Onn Malaysia, Johor, Malaysia

9 *Email address: wmakatar@eng.psu.ac.th.

10 Abstract

11 This article, the simulation study of flow and heat transfer on the dimple surface
12 was presented. A 3-D model was wind tunnel with rectangular cross section. A row of
13 dimples with inline arrangement were formed on the internal surface of wind tunnel, and
14 the centerline of dimples was perpendicular to air flow. The dimples were sphere with a
15 diameter of 40 mm, and the printed diameter of dimples on the surface was $D=26.4$ mm.
16 The depth of dimple was $H=0.2D$. A dimple-to-dimple spacing were adjusted at $S=1.125D$,
17 $1.25D$, $1.5D$ and $2D$. The Reynolds numbers of internal flow, based on the hydraulic
18 diameter of the wind tunnel, was 20,000. The fluid flow and heat transfer were solved
19 using a Shear Stress Transport (SST) $k-\omega$ turbulence model. The results show that at
20 $S=1.125D$, the peak of Nusselt number along downstream of dimples was found into
21 double regions whereas for the case of $S \geq 1.25D$, the one was found in single region.

22 **Keywords:** CFD; Dimple; Heat transfer; Turbine blade cooling

1. Introduction

Augmentation of heat transfer in various techniques was used for cooling gas turbine engine passages and turbine airfoils. Heat transfer convection rate between fluid and solid surface is the main point to upgrade in various engineering applications such as automotive and aerospace components, heating and refrigerating, solar collectors, electronic devices which was described in Heo, Seo, Ku, and Kang (2011); Lan, Xie, and Zhang (2011). For the past decades, tremendous amount of efforts has been made to improve efficiency and performance of thermal equipment accompanying on the reduction in their size, weight and cost. Generally, convective heat transfer can be enhanced using either active and/or passive techniques. Among the most recognize passive techniques to enhance heat transfer are swirl flow devices Ligrani, Oliveira, and Blaskovich (2003), surface tension devices, rough surfaces Kurniawan, Kiswanto, and Ko (2017); Ligrani et al. (2011), pin fins (Ligrani et al., 2011), ribbed turbulators (Ligrani et al., 2011) and surfaces with dimple Rao, Li, and Feng (2015); Vorayos, Katkhaw, Kiatsiriroat, and Nuntaphan (2016); Xie, Qu, and Zhang (2015). Dimple has been regarded as one of the most effective structure to enhance the heat transfer rates without the significant pressure drop and flow resistance.

Mahmood et al. (2000) has conducted a wind tunnel investigation on an array of hemispherical dimple with staggered arrangement. They reported the formation of large vortexes pair was ejected from the dimple cavity. Other works on flow structure involving dimples are also being reported by Ligrani, Harrison, Mahmmod, and Hill (2001); Shin, Lee, Park, and Kwak (2009); Won and Ligrani (2007); Won, Zhang, and Ligrani (2005).

Recent studies on the flow structure involving dimples has been carried out through CFD technique. The low cost and less time consuming are two significances preferred

1 aspect of CFD technique. It can be compared and predicted the experimental results using
2 CFD technique. Another advantage of CFD is its capability to provide details on the flow
3 structure which is commonly very difficult to analyze in experiments. Rao et al. (2015)
4 studied the flow and heat transfer characteristics of hemispherical and tear drop dimples by
5 using CFD. The dimensions of hemispherical dimples were similar to the case of
6 Mahmood et al. (2000). The results showed details of heat transfer characteristics on the
7 dimple surface and agreed well with by the experimental results. In addition, Elyyan and
8 Tafti (2008); Kim and Shin (2008); Xie et al. (2015); Yoon, Park, Choi, and Ha (2015)
9 used CFD technique to predict flow and heat transfer of dimple array in channel flow. The
10 computational modeling have done a part of dimple array for minimizing calculation effort.

11 Although a lot of efforts such as the aforementioned works were focused on array
12 of dimples, there is a need to fundamentally understand the effects of single dimple by
13 eliminating the effects of neighboring dimples: lateral, upstream and downstream dimples.
14 In orders to eliminate the effect of near boring dimple effects, many researchers such as
15 Kore, Yadav, and Sane (2015); Isaev, Kornev, Leontiev, and Hassel (2010); Isaev,
16 Schelchikov, Leontiev, Baranov, and Gulcova (2016); Xia, Tang, Shi, and Tao (2014)
17 focussed their work on single dimple.

18 In this work, the hemispherical dimples on the smooth surface was observed to
19 understand the thermal characteristics and flow structure. The aims of present work
20 were to investigate the flow interaction between dimple and lateral dimple, and the
21 effects of hemispherical dimple-to-dimple spacing on flow structure and heat transfer
22 characteristics by using CFD technique.

23 24 **2. Methods**

1 ANSYS (Fluent) software was used to simulate the flow and heat transfer characteristics
2 of the cases. A three dimensional (3D) numerical model was created imitating the
3 geometrical details of the wind tunnel which involves in the previous experimental work of
4 Wae-hayee, Tekasakul, Eiamsa-ard, and Nuntadusit (2014) and Wae-hayee, Tekasakul,
5 Eiamsa-ard, and Nuntadusit (2015). The referred works Wae-hayee et al. (2014) and Wae-
6 hayee et al. (2015) were also used for validation purpose of the present CFD results.

7 **2.1 Model of dimples**

8 The model of a row of dimples formed on the inner surface of rectangular wind
9 tunnel is shown in Figure 1. The air with fully developed flow passed through the test
10 section. The origin of Cartesian coordinate system was located at the centre of middle
11 dimple. The X-axis was the direction to flow inside the wind tunnel, Y-axis was the
12 direction of wind tunnel height and Z-axis was perpendicular to the flow.

13 The details of dimple are shown in Figure 2. The diameter of hemispherical dimple
14 was 40 mm, and printed diameter on the surface was $D=26.4$ mm. The depth of dimple,
15 from the surface to the dimple bottom tip, was $0.2D$ Isaev et al. (2016); Kim et al. (2008);
16 Rao et al. (2015). The dimple-to-dimple spacing was adjusted at $S=1.125D$, $1.25D$, $1.5D$
17 and $2D$. The Reynolds number of air flow inside the wind tunnel, based on the hydraulic
18 diameter of the wind tunnel, was fixed at $Re_H=20,000$ Mahmood et al. (2000) and Rao et al.
19 (2015).

20 **Figure 1 The model of investigation.**

21 **Figure 2 The details of dimple.**

22 **2.2 Wind tunnel**

23 In this work, a wind tunnel investigation has been carried out to validate the present
24

1 CFD results due to experimental limitation, and also the experimental measurement just
2 have been done only for smooth wall. The temperature of heat transfer surface of smooth
3 wall was measured using TLC technique. The details of measurement and wind tunnel
4 were given in previous works of Wae-hayee et al. (2014) and Wae-hayee et al. (2015).

5 Figure 3 shows computational model imitating the geometrical details that have
6 been used in the experimental setup Wae-hayee et al. (2014) and Wae-hayee et al. (2015).

7 The wind tunnel has a rectangular cross-section consisting of three parts: the upstream of
8 test section (1700 mm), test section (280 mm) and the downstream of test section (490
9 mm). The length of the upstream section has been designed to provide sufficient distance
10 for the flow to achieve fully developed flow. The height of model was set at 26.4 mm (1D).
11 The width of wind tunnel was varied depending on a dimple-to-dimple spacing.

12 **Figure 3 The wind tunnel with spherical dimple.**

13 The details of generated grid used in this study are shown in Figure 4. Cutting
14 planes along the centre-line of the dimple were shown to expose the internal grid system.
15 The majority of the meshes were even hexahedral geometries while uneven hexahedral
16 geometries were used to accommodate the non-uniform surfaces at dimples area and its
17 surrounding regions. Intensive mesh generation was applied at the near wall region to
18 enable accurate prediction in the viscous sub layer. For the purpose of mesh dependency
19 test, different y^+ distributions have been considered as shown in Figure 5. The analysis of
20 y^+ distributions position was considered the spacing between dimple and dimple ($-5 \leq X/D$
21 ≤ 5) ($Z/D=1$) of $S=2D$ case. Based on the y^+ distributions, the 7,294,941 elements have
22 been chosen to apply in the computational domain.

23 **Figure 4 Generated grids.**

1
2
3
4 **1 Figure 5 y plus distributions on the surface at dimple interval ($-5 \leq X/D \leq 5$)**
5
6 **2 ($Z/D=1$) of S=2D case.**
7
8
9 **3**
10

11 **4 2.3 Assumptions and boundary conditions**

12
13
14 In numerical model, the upper and the lower wall were set to have no slip condition.
15
16 All walls, except bottom wall of test section, were insulated to full-filled the adiabatic
17
18 condition. A steady state simulation which was used in Kore, Yadav, and Sane (2015); Rao,
19
20 Li, and Feng (2015); Xia, Tang, Shi, and Tao (2014); Xie, Qu, and Zhang (2015),
21
22 incompressible flow with constant thermal properties and no gravitational effect were
23
24 considered in this numerical study. The inlet was set to have uniform velocity entered at
25
26 Reynolds number, $Re_H=20,000$ with the temperature of air was at 25 °C. The pressure
27
28 outlet was set at the 1 atm. Both of the lateral walls were set as symmetry. The heat
29
30 transfer surface embedded with dimples was set at constant heat flux, ($\dot{q}=150 \text{ W/m}^2$).
31
32
33
34
35
36
37
38
39
40
41
42
43
44
45
46
47
48
49
50
51
52
53
54
55
56
57
58
59
60

15 **2.4 Numerical calculation method**

16
17 A 3-D numerical model based on finite volume method was adopted to solve
18
19 governing equations with boundary conditions. The details of equation can be found in
20
21 Versteeg and Malalasekera (2007). The fluid flow and heat transfer were solved using a
22
23 Shear Stress Transport (SST) $k-\omega$ turbulence model due to accurate prediction with
24
25 moderate computation cost Versteeg et al. (2007). The suitability of the turbulence model
26
27 has also been reported in another various studies Rao et al. (2015); Wae-hayee et al. (2015);
28
29 Xie et al. (2015).

30
31
32
33
34
35
36
37
38
39
40
41
42
43
44
45
46
47
48
49
50
51
52
53
54
55
56
57
58
59
60
The solution method was based on Semi Implicit Method for Pressure-Linked

1 Equations (SIMPLE) algorithm with second order upwind for all spatial discretization. In
2 terms of convergence criteria, the root mean square (RMS) residuals of continuity and
3 energy equation were set to be minimum at 10^{-8} and that of momentum equation was set to
4 be minimum at 10^{-5} Rao et al. (2015) and Wae-hayee et al. (2015).

6 **2.5 Nusselt number calculation**

7 The heat transfer coefficient, h , could be calculated from:

$$8 \quad h = \frac{\dot{q}}{T_{\text{wall}} - T_{\text{air}}} \quad (1)$$

10 where, \dot{q} was heat flux, T_{wall} was wall temperature and T_{air} was air temperature.

11 The Nusselt number, Nu , was calculated from:

$$13 \quad Nu = \frac{hD_H}{k} \quad (2)$$

15 where D_H was the hydraulic diameter of the tunnel and k was a thermal conductivity of the
16 air.

18 **3. Results and Discussion**

19 **3.1 Verification of simulation**

20 For the purpose of the verification, the well-known Dittus-Boelter correlation,
21 $Nu_D = 0.23Re^{0.8} Pr^{0.4}$ where Re and Pr were Reynolds number and Prandtl number, were
22 used for comparing internal heat transfer in the smooth channel that can be found in Rao,

1
2
3
4 1 Li, and Feng (2015). The average Nusselt numbers versus Reynold numbers for smooth
5
6 2 wind tunnel were compared between the correlation, the experimental results, and the CFD
7
8 3 method from this work are shown in Figure 6. The current data agrees well with the
9
10 4 correlation and the experimental results that overall heat transfer increase according to
11
12 5 increasing of Reynolds number. The discrepancies of comparison were found in the same
13
14 6 range with the work of Rao et al. (2015).

15
16
17 **Figure 6 Average Nusselt numbers versus Reynold numbers of internal heat**
18
19 **transfer correlation comparing with the experimental and the CFD results in this**
20
21 **work.**
22
23

24 10 The velocity profiles of air flow in wind tunnel height before entering to the test
25
26 11 section at $Z/D=0$ are shown in Figure 7. The velocity profiles over the smooth surfaces
27
28 12 were analyzed for both experiment and simulation. In the wind tunnel experiment, a Pitot
29
30 13 tube was fixed at $Z/D=0$ and $X/D=2.84$ and the air velocities were identical to those of
31
32 14 numerical analysis. The experimental results were also compared to verify the CFD results
33
34 15 by using the setup of the previous work of Wae-hayee et al. (2014) and Wae-hayee et al.
35
36 16 (2015). Good agreement in terms of the velocity profiles between the CFD and the
37
38 17 experiment can be observed. The highest velocity exists at the centre of the wind tunnel.
39
40 18 The blunt profiles of the velocity correspond to the characteristics of internal turbulent
41
42 19 flow.

43
44
45 20 **Figure 7 The velocity profiles of flow before entering to the test section ($Z/D=0$ and**
46
47 **1,560 mm from the inlet).**
48
49

50
51 22
52
53
54 23 **3.2 Flow characteristics**
55
56
57

1 Streamlines of flow over dimple surface are shown in Figure 8. The figure clearly
2 indicates the occurrence of circulation flow in the dimples cavity. The figure also shows
3 that the circulation flow was occurring at the upstream portion of the dimple cavity. This
4 can be further confirmed in Figure 9 which shows the streamline inside the dimple cavity.
5 The static circulation flow acts as thermal insulator resulting in low heat transfer on
6 upstream portion in dimple surface that will be further discussed in the writing.

7 **Figure 8 Streamline above the surface of dimples.**

8 **Figure 9 Streamline at the centre plan of middle dimple (S/D=1.125).**

9 In Figure 8, the characteristics of upstream streamline (before passing dimple) were
10 straight lines whereas those of downstream streamlines (immediately after passing dimple,
11 $X/D \approx 0.5$) were separated from its centre-line and tended to lateral side. This was from the
12 effect of the longitudinal vortex pair occurrence after flow passing dimple which has also
13 been reported in the literatures of Ligrani et al. (2003); Mahmood et al. (2000); Mahmood
14 and Ligrani (2002). Here, it can be noted that for the case of $S=1.125D$ as shown in Figure
15 8 (a), the flow tendency to the lateral sides of this vortex pair seems to be slighter than
16 those other cases due to confinement from near boring vortex pair in condition of short
17 dimple-to-dimple spacing.

18 Streamline passing the centre of middle dimple ($Z/D=0$) for the case of $S=1.125D$
19 is shown in Figure 9. The figure shows the flow inside the dimple. It can be observed that,
20 the stationary circulation flow occurred in upstream portion of dimple while attachment
21 flow occurred in downstream portion of dimple. The attachment flow results in increasing
22 heat transfer that would be further discussed in the next section.

23 Velocity vectors on Y-Z plan are shown in Figure 10. At $X/D=0.5$ (immediately
24 downstream of dimple) for every S/D cases (Figure 10 (a), (e), (i) and (m)), the vectors

1 rose upward from bottom dimple surface to upper surface of wind tunnel in dimple area.
2 Then, at $X/D=1.0$, these frames show the different characteristics of velocity vectors for
3 every S/D due to striking by main flow: (1) $S=1.125D$ (Figure 10(b)), a longitudinal vortex
4 pair can be detected clearly; (2) $S=1.25D$ (Figure 10(f)), a longitudinal vortex pair was
5 depressed by main flow and it cannot be detected clearly; (3) $S=1.5D$ (Figure 10(j)),
6 velocity vectors attached laterally on the smooth downstream surface; (4) $S=2D$ (Figure
7 10(n)), the attachment velocity vectors turned upward from the bottom surface. All this can
8 be seen from the white bold arrow sketching in the figures.

9 **Figure 10 Velocity vectors on Y-Z plan (Dash straight line is the centre of dimples).**

10 From the case of $S=1.125D$, the longitudinal vortex pair was confined by near
11 boring ones due to short dimple-to-dimple spacing whereas for the case of $S \geq 1.25D$, a
12 longitudinal vortex pair was separated by attachment flow due to larger dimple-to-dimple
13 spacing. The comparison of the sketch of the flow structure along downstream of dimple
14 between short and large dimple-to-dimple spacing is shown in Figure 11. The sketch of
15 flow structure for the case of dimple array was presented by Mahmood et al. (2000). The
16 longitudinal vortex pair along downstream of their case was similar with this study case as
17 shown in Figure 11(a), just only for the case of short dimple-to-dimple spacing. When
18 dimple-to-dimple spacing was larger, the vortex-to-vortex spacing was also larger by
19 replacing the attachment flow at the middle between them as shown in Fig. 11(b).

20 **Figure 11 The sketch of flow structure along downstream of dimple.**

21 **3.3 Heat transfer**

22 The contours of Nusselt number on the surface are shown in Figure 12. In the
23 surface of dimples, it is found that Nusselt number distributions were high on the

1 downstream portion of dimple surface, especially near the rear rim of the dimples because
2 of the attachment flow as shown previously in Figure 9. In other hand, Nusselt numbers
3 were low on the upstream portion of dimple surface due to stationary circulation flow.
4 Both attachment and circulation flows result in increasing or decreasing of Nusselt number
5 in dimple surface that was also previously discussed in literature of Rao et al. (2015) and
6 Xie et al. (2015). For the case of $S \geq 1.25D$ (Figure 12 (b)-(d)), the distributions of Nusselt
7 number on smooth surface along downstream of every dimple were high in single region
8 whereas for the case of $S=1.125D$ (Figure 12 (a)), those were high in double regions. The
9 occurrence of the double peak regions was from the effect of the longitudinal vortex pair
10 that was confined resulting on stronger circulating above the heat transfer surface,
11 consequently, more removing heat on the surface.

12 **Figure 12 Nusselt number distributions on the surface ($Re_H=20,000$).**

13 Nusselt number distributions in spanwise direction (Z/D) are shown in Figure 13.
14 Generally, for every S/D case, the peaks of Nusselt number were high at just downstream
15 of dimples and became lower along downstream direction. At $X/D=0.5$, the peaks of
16 Nusselt number for $S \geq 1.25D$ were extremely high, but the peak areas were very small. It is
17 contrast with the case of $S=1.125D$ that the peaks seem to be blunt and the peak areas were
18 larger than those cases. This was the initiation of the shape peak to be single peak region
19 (for $S \geq 1.25D$) that was from the effect of the attachment flow and blunt peak to be double
20 peak regions (for $S=1.125D$) that was from the effect of closing vortex pair spacing. In
21 addition, for $S \geq 1.25D$ the secondary peak can be detected, especially for the case of $S=2D$
22 (Figure 13(d)). This can be attributed from the effect of longitudinal vortex pair that was
23 separated by attachment flow. Here $S \geq 1.25D$, the effect of attachment flow was more
24 dominate than that of longitudinal vortex pair resulting on appearing of the single peak

1
2
3
4 being more obvious than the secondary peak.
5

6 **Figure 13 Nusselt number distributions in spanwise direction, Z/D (Dash straight**
7 **line is the centre of dimple).**
8
9

10 4. Conclusions

11 In this article, a dimple-to-dimple spacing, $1.125D \leq S \leq 2D$, on flow structure and
12 heat transfer in an internal flow was investigated. The results show that at $S=1.125D$,
13 the longitudinal vortex pair along downstream of dimples was confined by near boring
14 vortex pair resulting in minimizing of the longitudinal vortex pair spacing. At this
15 region, the area of high Nusselt number became into two peaks according to vortex pair.
16 For $S \geq 1.25D$, the longitudinal vortex pair was separated by replacing of attachment
17 flow between them resulting on the area of high Nusselt number becoming only in
18 single peak. In addition, at this $S \geq 1.25D$, the longitudinal vortex pair still affected on
19 Nusselt number by detecting the secondary peaks, especially at the largest dimple-to-
20 dimple spacing, $S=2D$.
21
22

23 Acknowledgments

24 The authors would like to be thankful to the scholarship support of Thailand's
25 Education Hub for Southern Region of ASEAN Countries (TEH-AC). The research
26 grant was supported by the Research and Development Office (RDO), Prince of
27 Songkla University, grant No. ENG590725S.
28
29

30 Nomenclature

31 D_H : Hydraulic diameter (m)
32
33
34
35
36
37
38
39
40
41
42
43
44
45
46
47
48
49
50
51
52

1 1 h : Convective heat transfer coefficient ($\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$)

2 2 T_w : Wall temperature ($^{\circ}\text{C}$)

3 3 T_{air} : Inlet air temperature ($^{\circ}\text{C}$)

4 4 \dot{q} : Heat flux (W/m^2)

5 **References**

- 6 Elyyan, M. A., & Tafti, D. K. (2008). Large eddy simulation investigation of flow and
7 heat transfer in a channel with dimples and protrusions. *Journal of*
8 *Turbomachinery*, 130, 041016-1-9. doi:10.1115/1.2812412
- 9 Heo, S. C., Seo, Y. H., & Kang, B. S. (2011). Formability evaluation of dimple forming
10 process based on numerical and experimental approach. *Journal of Mechanical*
11 *Science and Technology*, 25(2), 429-439. Retrieved from
12 <https://link.springer.com/article/10.1007/s12206-010-1233-3>
- 13 Isaev, S. A., Kornev, N. V., Leontiev, A. I., & Hassel, E. (2010). Influence of the Reynolds
14 number and the spherical dimple depth on turbulent heat transfer and hydraulic
15 loss in a narrow channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*,
16 53(1-3), 178-197. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.09.042
- 17 Isaev, S. A., Schelchkov, A. V., Leontiev, A. I., Baranov, P. A., & Gulcova, M. E. (2016).
18 Numerical simulation of the turbulent air flow in the narrow channel with a
19 heated wall and a spherical dimple placed on it for vortex heat transfer
20 enhancement depending on the dimple depth. *International Journal of Heat and*
21 *Mass Transfer*, 94, 426-448. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.11.002
- 22 Kim, K. Y., & Shin, D. Y. (2008). Optimization of a staggered dimpled surface in a
23 cooling channel using Kriging model. *International Journal of Thermal Science*,
24 47(11), 1464-1472. doi:10.1016/j.ijthermalsci.2007.12.011

- 1
2
3
4 1 Kore, S. S., Yadav, R. J., & Sane, N. K. (2015). Investigations of effect of dimple depth on
5
6 2 heat transfer and fluid flow within rectangular channel. *Procedia Engineering*,
7
8 3 127, 1110-1117. doi:10.1016/j.proeng.2015.11.473
9
- 10 4 Kurniawan, R., Kiswanto, G., & Ko, T. J. (2017). Surface roughness of two-frequency
11
12 5 elliptical vibration texturing (TFEVT) method for micro-dimple pattern process.
13
14 6 *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 116, 77-95.
15
16 7 doi:10.1016/j.ijmachtools.2016.12.011
17
18
- 19 8 Lan, J., Xie, Y., & Zhang, D. (2011). Effect of leading edge boundary layer thickness
20
21 9 on dimple flow structure and separation control. *Journal of Mechanical*
22
23 10 *Science and Technology*, 25(1), 3243-3251. doi:10.1007/s12206-011-0823-z
24
- 25 11 Ligrani, P. M., Harrison, J. L., Mahmmod, G. I., & Hill, M. L. (2001). Flow structure due
26
27 12 to dimple depressions on a channel surface. *Physics of Fluids*, 13(11), 3442-3451.
28
29 13 doi:10.1063/1.1404139
30
- 31 14 Ligrani, P. M., Oliveira, M. M., & Blaskovich, T. (2003). Comparison of heat transfer
32
33 15 augmentation techniques, *AIAA Journal*, 41(3), 337-362. doi:10.2514/2.1964
34
35
- 36 16 Mahmood, G. I., Hill, M. L., Nelson, D. L., Ligrani, P. M., Moon, H. K., & Glezer, B.
37
38 17 (2000). Local heat transfer and flow structure on and above a dimpled surface in a
39
40 18 channel. *Journal of Turbomachinery*, 123 (1), 115-123. doi:10.1115/1.1333694
41
- 42 19 Mahmood, G. I., & Ligrani, P. M. (2002). Heat transfer in a dimpled channel: combined
43
44 20 influences of aspect ratio, temperature ratio, Reynolds number, and flow structure.
45
46 21 *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45(10), 2011-2020.
47
48 22 doi:10.1016/S0017-9310(01)00314-3
49
- 50 23 Rao, Y., Li, B., & Feng, Y. (2015). Heat transfer of turbulent flow over surfaces with
51
52 24 spherical dimples and teardrop dimples. *Experimental Thermal and Fluid Science*,
53
54
55
56
57
58
59
60

- 1
2
3
4 1 61, 201-209. doi:10.1016/j.expthermflusci.2014.10.030
5
6 2 Shin, S., Lee, K. S., Park, S. D., & Kwak, J. S. (2009). Measurement of the heat transfer
7
8 3 coefficient in the dimpled channel: effects of dimple arrangement and channel
9
10 4 height. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 23 (3), 624-630.
11
12 5 doi:10.1007/s12206-008-1211-1
13
14 6 Versteeg, H. K., & Malalasekera, W. (2007). *An Introduction to Computational Fluid*
15
16 7 *Dynamics, Second Edition* (pp. 10-39). Pearson Prentice Hall.
17
18 8 Vorayos, N., Katkhaw, N., Kiatsiriroat, T., & Nuntaphan, A. (2016). Heat transfer
19
20 9 behavior of flat plate having spherical dimpled surfaces. *Case Studies in Thermal*
21
22 10 *Engineering*, 8, 370-377. doi:10.1016/j.csite.2016.09.004
23
24 11 Wae-hayee, M., Tekasakul, P., Eiamsa-ard, S., & Nuntadusit, C. (2014). Effect of cross-
25
26 12 flow velocity on flow and heat transfer characteristics of impinging jet with low
27
28 13 jet-to-plate distance. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 28(7),
29
30 14 2909-2917. doi:10.1007/s12206-014-0534-3
31
32 15 Wae-hayee, M., Tekasakul, P., Eiamsa-ard, S., & Nuntadusit, C. (2015). Flow and heat
33
34 16 transfer characteristics of in-line impinging jets with cross-flow at short jet-to-
35
36 17 plate distance. *Experimental Heat Transfer*, 28, 511-530.
37
38 18 doi:10.1080/08916152.2014.913091
39
40 19 Won, S. Y., & Ligrani, P. M. (2007). Flow characteristics along and above dimpled
41
42 20 surfaces with three different dimple depths within a channel. *Journal of*
43
44 21 *Mechanical Science and Technology*, 21, 1901-1909. doi:10.1007/BF03177447
45
46 22 Won, S. Y., Zhang, Q., & Ligrani, P. M. (2005). Comparisons of flow structure above
47
48 23 dimpled surfaces with different dimple depths in a channel. *Physics of Fluids*,
49
50 24 17(4) ,045105-1-9. doi:10.1063/1.1872073
51
52
53
54
55
56
57
58
59
60

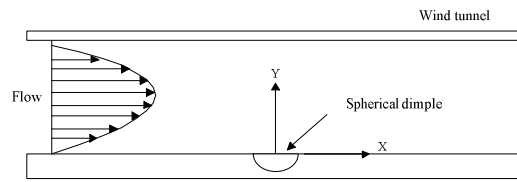
- 1
2
3
4 1 Xia, H. H., Tang, G. H., Shi, Y., & Tao, W. Q. (2014). Simulation of heat transfer
5
6 2 enhancement by longitudinal vortex generators in dimple heat exchangers.
7
8 3 *Energy*, 74, 27-36. doi:10.1016/j.energy.2014.02.075
9
10 4 Xie, Y., Qu, H., & Zhang, D. (2015). Numerical investigation of flow and heat transfer in
11
12 5 rectangular channel with teardrop dimple/protrusion. *International Journal of*
13
14 6 *Heat and Mass Transfer*, 84, 486-496.
15
16 7 doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.01.055
17
18 8 Yoon, H. S., Park, S. H., Choi, C., & Ha, M. Y. (2015). Numerical study on characteristics
19
20 9 of flow and heat transfer in a cooling passage with a tear-drop dimple surface.
21
22 10 *International Journal of Thermal Science*, 89, 121-135.
23
24 11 doi:10.1016/j.ijthermalsci.2014.11.002
25
26
27
28
29
30
31
32
33
34
35
36
37
38
39
40
41
42
43
44
45
46
47
48
49
50
51
52
53
54
55
56
57
58
59
60

1

2

3

4



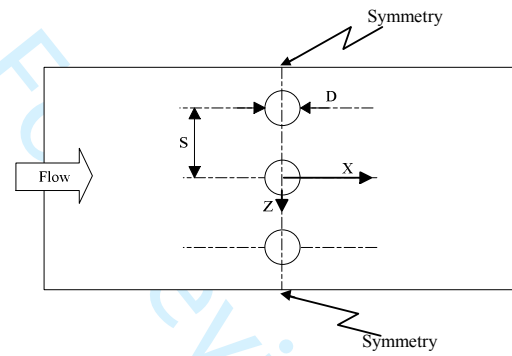
(a) Side view

5

6

7

8



(b) Top view

Figure 1 The model of investigation.

9

10

11

12

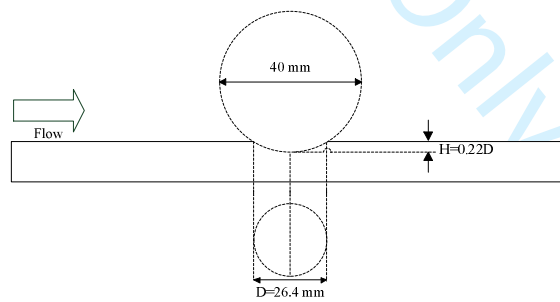


Figure 2 The details of dimple.

10

11

12

1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
25
26
27
28
29
30
31
32
33
34
35
36
37
38
39
40
41
42
43
44
45
46
47
48
49
50
51
52
53
54
55
56
57
58
59
60

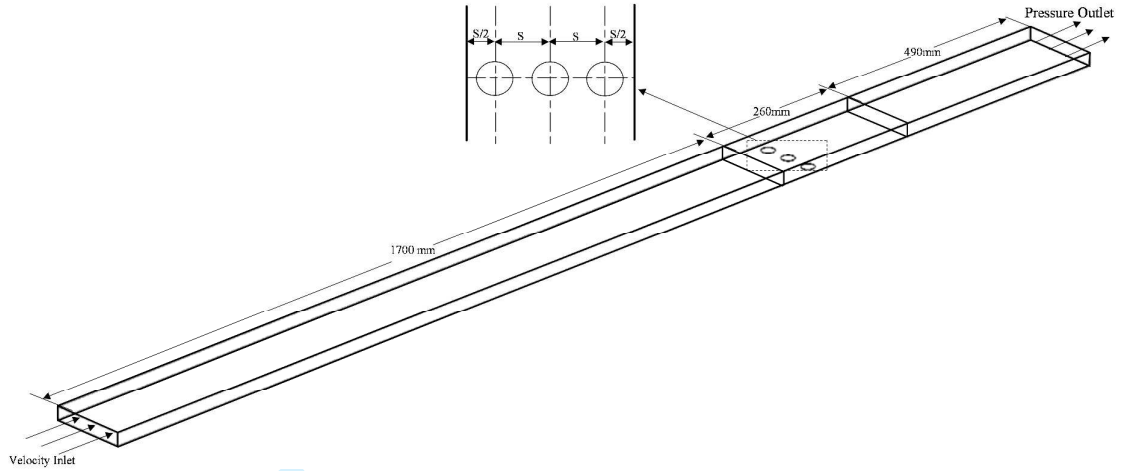


Figure 3 The wind tunnel with spherical dimple.

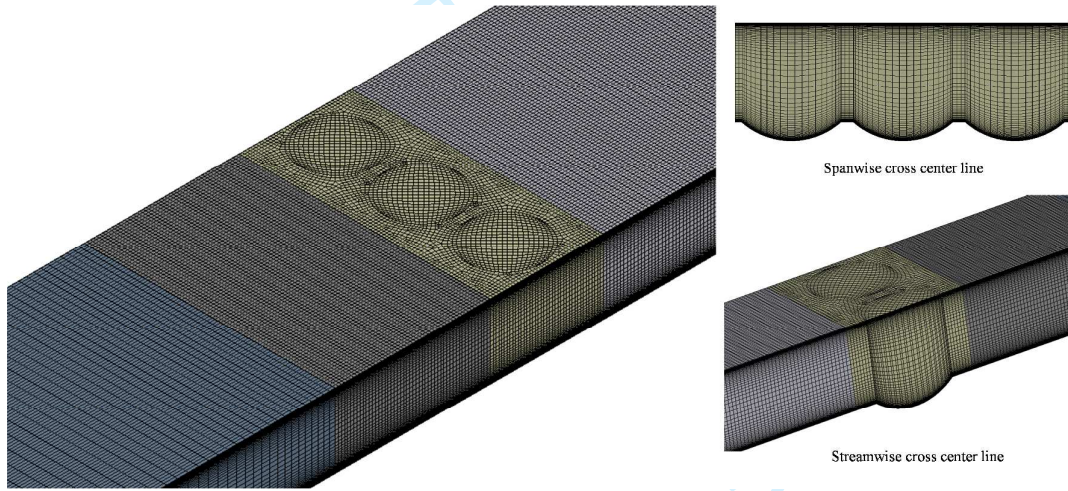
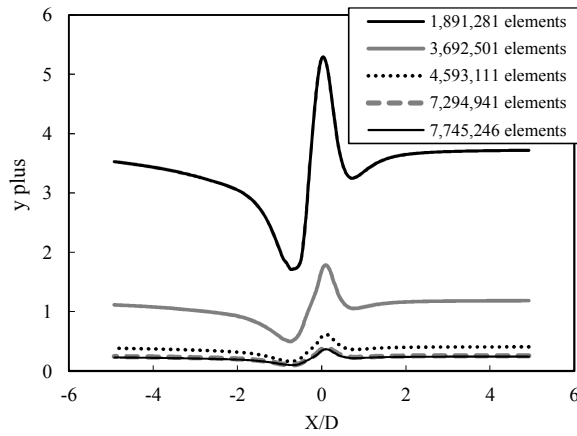
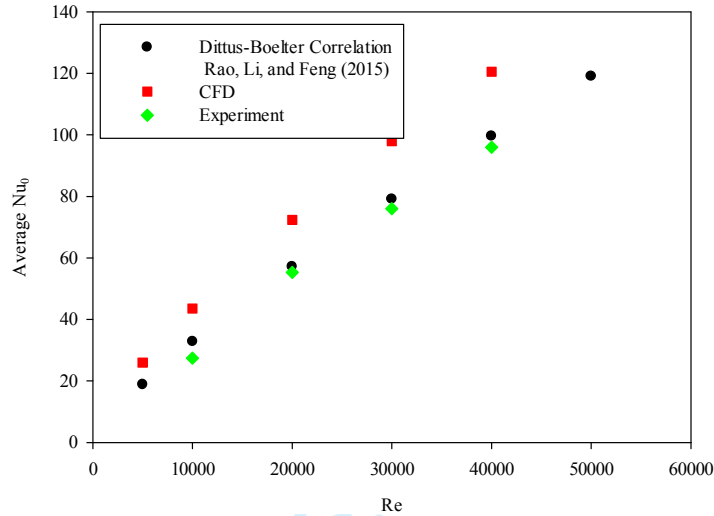


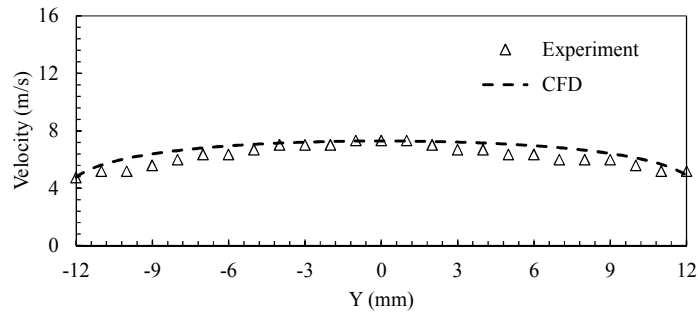
Figure 4 Generated grids.



1 **Figure 5 y plus distributions on the surface at dimple interval interval ($-5 \leq X/D \leq$**
 2 **5) ($Z/D=1$) of S=2D case.**

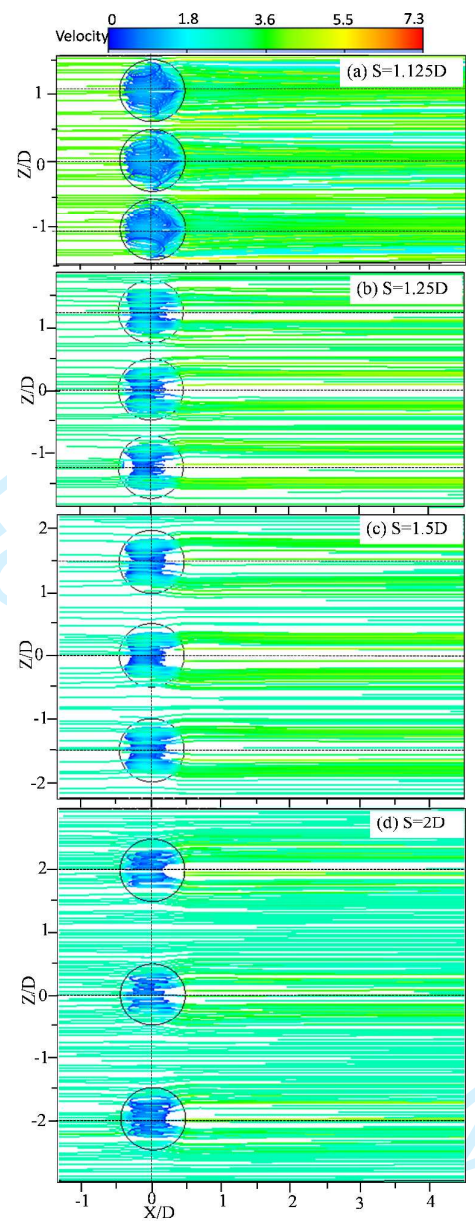


4 **Figure 6 Average Nusselt numbers versus Reynolds numbers of internal heat**
 5 **transfer correlation comparing with the experimental and the CFD results in this**
 6 **work.**



8 **Figure 7 The velocity profiles of flow before entering to the test section ($Z/D=0$ and**
 9 **1,560 mm from the inlet).**

1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
25
26
27
28
29
30
31
32
33
34
35
36
37
38
39
40
41
42
43
44
45
46
47
48
49
50
51
52
53
54
55
56
57
58
59
60



1
2
3

Figure 8 Streamline above the surface of dimples.

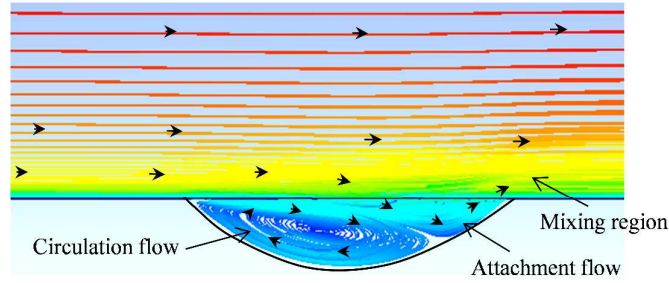


Figure 9 Streamline at the centre plan of middle dimple ($S/D=1.125$).

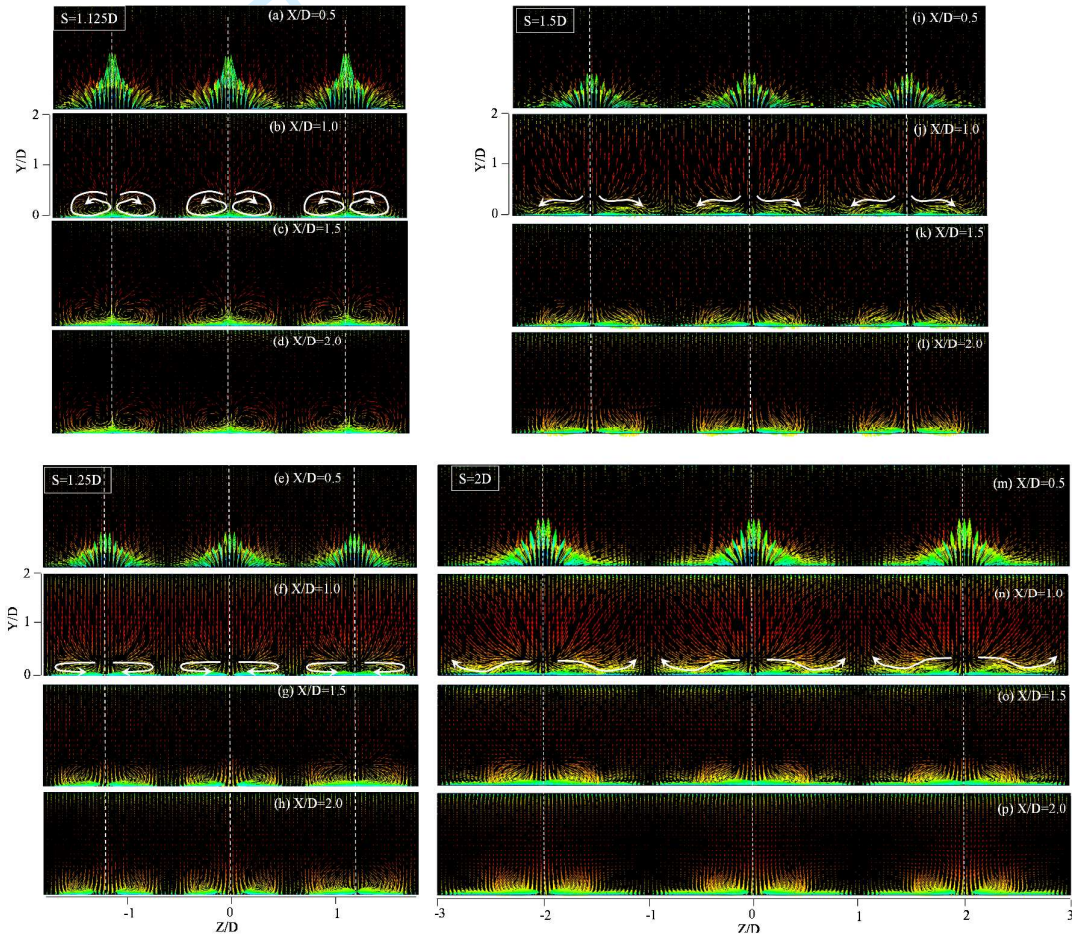
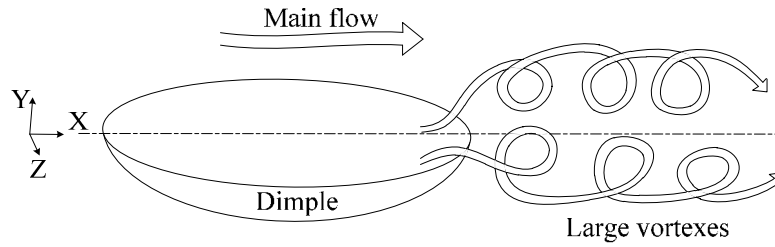
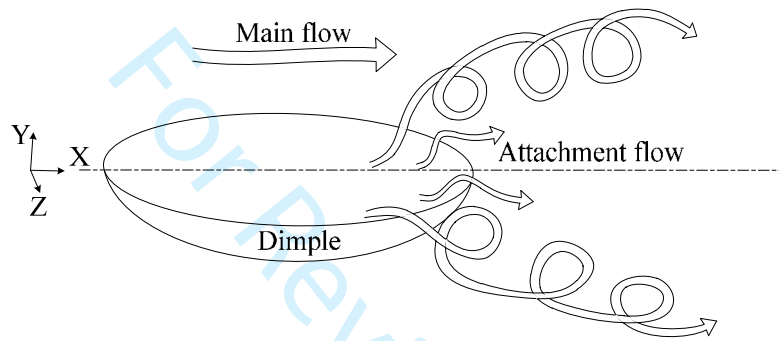


Figure 10 Velocity vectors on Y-Z plan (Dash straight line is the centre of dimples).

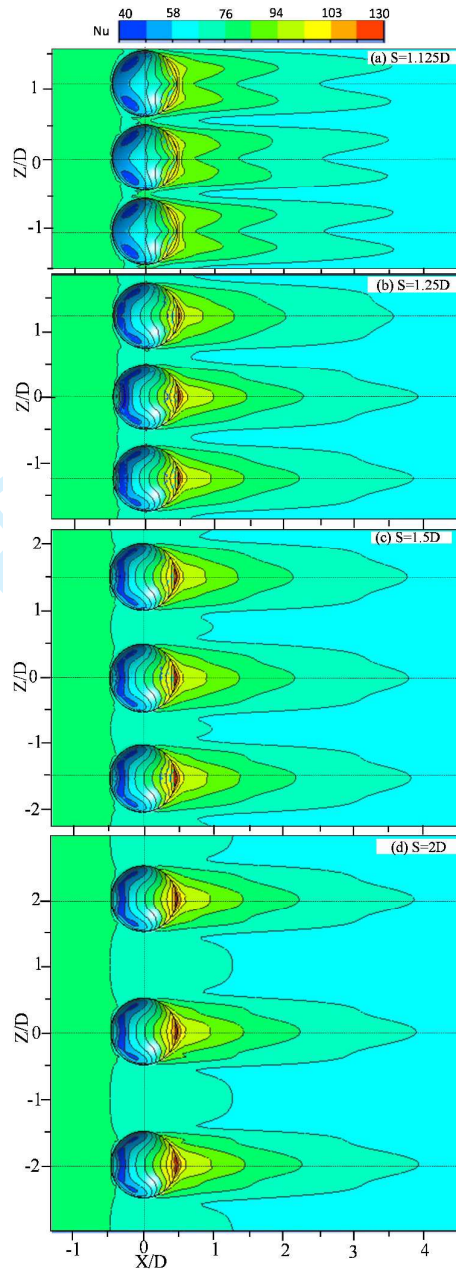


(a) Short dimple-to-dimple spacing



(b) Large dimple-to-dimple spacing

Figure 11 The sketch of flow structure along downstream of dimple.



1

2

Figure 12 Nusselt number distributions on the surface ($Re_H=20,000$).

1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
25
26
27
28
29
30
31
32
33
34
35
36
37
38
39
40
41
42
43
44
45
46
47
48
49
50
51
52
53
54
55
56
57
58
59
60

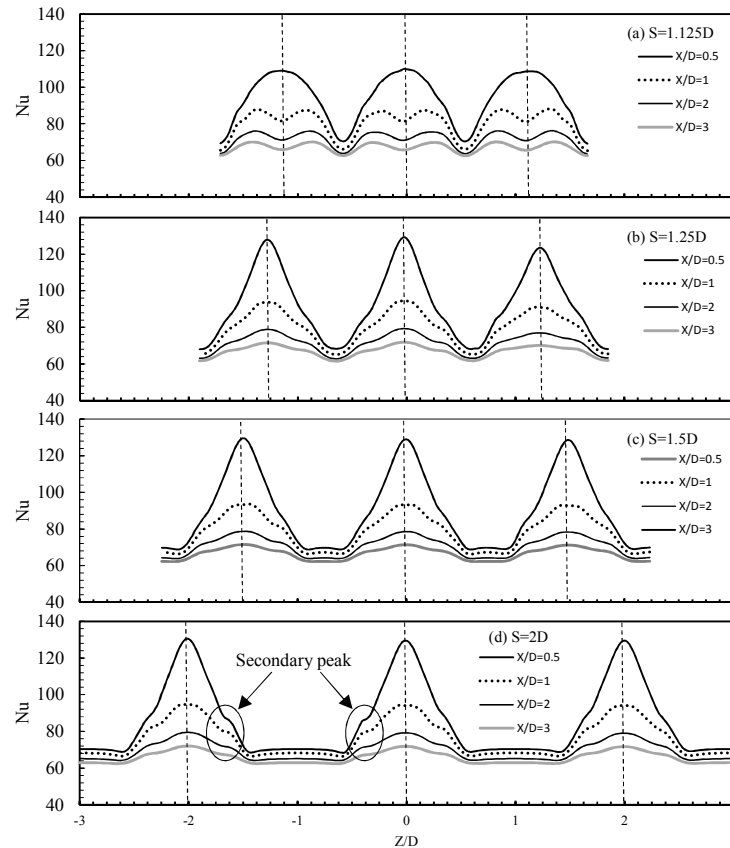


Figure 13 Nusselt number distributions in spanwise direction, Z/D (Dash straight line is the centre of dimple).

ภาคผนวก 3

ชื่อบทความ “Experimental and Numerical Study on the Effect of Conical and Hemispherical Protrusion Spacing on Flow Structure and Heat Transfer Characteristics”, อยู่ระหว่างร่างเพื่อส่งตีพิมพ์

1 **Experimental and Numerical Study on the Effects of Conical and Hemispherical Protrusion Spacing**
2 **on Flow Structure and Heat Transfer Characteristics**

3 Ye Min Oo^{1,2}, Makatar Wae-hayee^{1,2*}, and Chayut Nuntadusit^{1,2}

4 ¹Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering,
5 Prince of Songkla University, Hatyai, Songkhla, 90112, Thailand

6 ²Energy Technology Research Center, Faculty of Engineering,
7 Prince of Songkla University, Hatyai, Songkhla, 90112, Thailand

8 *Corresponding author: wmakatar@eng.psu.ac.th

9 Tel: +66-7428-7231, Fax: +66-7455-8830

10 **Abstract**

11 In this present study, flow and heat transfer characteristics on a surface having spherical and conical
12 protrusions in a rectangular wind tunnel were investigated experimentally and numerically. Single row of 5
13 protrusions was performed on the internal surface of wind tunnel distributing in the spanwise direction of the
14 flow. Every protrusion has a projected diameter of $D=26.4$ mm, and the height of protrusion was $H/D=0.2$.
15 The Reynolds number was considered with the hydraulic diameter of a rectangular wind tunnel at $Re_H=20,000$.
16 A protrusion-to-protrusion spacing was varied at $S/D=1.125, 1.25, 1.5$ and 2 . Temperature distributions on the
17 surface was measured using Thermochromic Liquid Crystal sheet (TLC_S) to evaluate heat transfer coefficient,
18 and Numerical simulation technique was also used to simulate flow structure using ANSYS, Fluent. The results
19 showed that the heat transfer for spherical protrusion was higher than that for conical protrusion. Heat transfer
20 became higher when the protrusion-to-protrusion spacing was narrower.

21 **Keywords:** Dimple; Protrusion; CFD; Heat Transfer; Turbulator

22
23 **1. Introduction**

24 Enhancing the heat transfer in certain engineering application is one of the technique to save thermal energy
25 consumption. Therefore, the variety of artificial turbulators have been studied to increase heat transfer

1 efficiency in industrial applications such as gas turbine engine passages, turbine blades, cooling system of heat
2 exchanger, micro channel cooling system and radiator etc. Installing on a surface with rib tabulators, pin fins,
3 dimple or protrusion, swirl chambers and surface roughness are very popular applications approaching heat
4 transfer enhancement. The activation of these turbulator devices creates secondary flows and enhance
5 turbulence intensity. In general, using such tabulator devices can improve the thermal efficiency with minimal
6 pressure drop [1]. An effective method using dimple or protrusion turbulator can enhance heat transfer rates
7 without significant pressure drop and flow resistance. Recently, many researches have investigated the
8 effective method using dimple or protrusion turbulator [2 - 10].

9
10 The heat transfer and flow characteristics that were affected by the cavities of dimples have been studied by
11 several researchers such as Mahmood et al. [2], Heo et al. [5], Ligrani et al. [6], Shen et al. [7] and Li et al. [8].
12 According to Mahmood et al. [2], they investigated the flow and heat transfer in a channel with dimples and
13 protrusions surface. They found that vortex pairs and vortical fluid appeared near dimple diagonal and these
14 vortex structures strengthened local Nusselt numbers near downstream rims of each dimple. Moreover, they
15 proved that the channels with dimples and protrusions were quite beneficial in the turbulent regime and
16 pressure drop penalty compared to other heat transfer augmentation surfaces.

17
18 Vorayos et al. [10] have investigated heat transfer behavior of flat plate having spherical dimples with different
19 arrangements and compared with smooth surface. Their results showed that the average Nusselt number of the
20 dimple surface was 26% and 25% higher than that of the smooth surface for staggered and inline arrangements,
21 respectively. They described that their further studies will be discussed the flow structures above the dimple.

22
23 Research on the flow and heat transfer of hemispherical and teardrop dimples using CFD technique, which is
24 one of the most effective and convenient methods to visualize flow and heat transfer characteristics of dimpled
25 and protruded surface, was carried out by Rao et al. [11]. They confirmed that the results of CFD simulation
26 and experiment of overall heat transfer measurement were almost acceptable. Also, the research on flow and

1 heat transfer in rectangular channel with different eccentricities of teardrop dimple/protrusion have been done
2 by Xie et al. [3] using CFD with a realizable $k-\omega$ turbulence model. They compared their results with
3 hemispherical dimple/protrusion and proved that the fluid flowed easily over the teardrop surface. The flow
4 impingement of teardrop dimple/protrusion was stronger than that of hemispherical ones at rear section of
5 dimple/protrusion. They also reported that the teardrop dimple/protrusion had a good performance for lower
6 Reynolds number.

7

8 Recently, Alam and Kim [9] have worked together to examine the thermal performance of solar air heater
9 (SAH) duct that was roughened with an array of conical protrusions and compared with case of spherical
10 protrusions by using CFD. They reported that the heat transfer of conical protrusions was larger than the one
11 of spherical protrusions and the pressure drop of conical protrusions was also lower than that of spherical
12 protrusions. This resulted on higher thermal performance of conical cases. However, the benchmarking
13 conditions for the height of spherical protrusion that was 0.5 time of printed protrusion diameter have not
14 reported to use this condition in previous investigations.

15

16 Using some different models of protrusions in aforementioned works were concentrated and focused on an
17 array of protrusions. In order to fundamentally understand the effect of protrusion on flow structure and heat
18 transfer characteristics without considering of neighboring protrusions (lateral, upstream and downstream
19 protrusions), single protrusion on a surface was focused such as the work of Xie et al. [3] and Acharya and
20 Zhou [12]. In this work, the flow interactions between protrusions in lateral sides under fully developed flow
21 was concerned. The aims of this present work were to investigate the effects of protrusion-to-protrusion
22 spacing on flow structure and heat transfer characteristics experimentally and numerically. The geometries of
23 protrusions were spherical and conical configurations based on the same height and printed diameter of the
24 protrusions.

25 **2. Experiment setup and data reduction**

26 **2.1 Experiment setup**

1 The configurations of wind tunnel which was used in this work are shown in Fig. 1 and 2. The wind tunnel
2 was rectangular cross-section with 300 mm in width and 26.4 mm (1D) in height. There are three sections of
3 wind tunnel. These were the upstream of the test section which had enough distance (1,700 mm) to get fully
4 developed flow. The inlet air temperature was heated at constant temperature of 25.7°C by 2-KW heater, which
5 was controlled with a temperature and power controllers. The second one was the test section, which was
6 formed in a distance of 280 mm. The last section was a downstream test section, which was connected with 3-
7 HP blower for sucking the air from the wind tunnel.

8
9 The bottom surface of the test section was drilled with rectangular hollow on the center and covered with a
10 stainless-steel foil having 0.03 mm in the thickness. This stainless-steel foil was stretched between copper bus
11 bars. The foil was supplied with the required electrical power through these copper bus bars using DC power
12 source which can be adjusted to get a variant currents and voltages. The TLC sheet was coated on the external
13 surface of the stainless-steel foil. A digital camera was used to capture the color patterns of TLC sheet. The
14 images of color patterns were converted from Red, Green, and Blue (RGB) system to a Hue, Saturation, and
15 Intensity (HIS) system. A temperature correlation was plotted from measuring temperature versus the Hue (H)
16 component. The details of temperature calibration for TLC sheet was described in previous works of Wae-
17 hayee et al. [13, 14].

18
19 The 5 protrusions which were made of plastic were attached on the internal surface of the foil as shown in Fig.
20 2. The air with fully developed flow passed through the surface. The test plate was 280 mm in length and 300
21 mm in width. The printed diameter (D) and the height (H) of the spherical and conical protrusions were $D=26.4$
22 mm and $H/D=0.2$ [15, 16]. The details of two geometrical configurations of protrusions for simulation and
23 experiment are shown in Fig. 3. The protrusion-to-protrusion spacing (S) was varied at $S/D=1.125, 1.25, 1.5$
24 and 2. The Reynolds number of air flow based on hydraulic diameter of wind tunnel was $Re_H=20,000$.

25

26 **2.2 Data reduction**

1 The dissipated electrical energy in the stainless-steel foil can be calculated from the following equation:

$$2 \quad \dot{Q}_{input} = I^2 \cdot R \quad (1)$$

3 where I was the electrical current and R was the electrical resistance of stainless-steel foil.

5 The convection heat loss from TLC sheet to the environment was evaluated by the following equation:

$$6 \quad \dot{Q}_{loss,convection} = h_c(\bar{T}_w - T_s) \cdot \quad (2)$$

7 where, h_c was the natural heat transfer coefficient from the outer heat transfer surface to the surrounding
8 obtained from an empirical equation, \bar{T}_w and T_s were the average of wall temperature and the temperature
9 of surrounding.

11 The radiation heat loss of rear side of TLC sheet was calculated from

$$12 \quad \dot{Q}_{loss,radiation} = \sigma \varepsilon_{TLC} (\bar{T}_w^4 - T_s^4) \cdot \quad (3)$$

13 In this equation, σ was the Stefan-Boltzmann constant, ε_{TLC} was the emissivity coefficient of TLC sheet
14 (0.9).

16 The temperature of entering air into the test section was controlled at 25.7°C . The coefficient of local heat
17 transfer by forced convection was defined by:

$$18 \quad h = \frac{\dot{Q}_{input} - \dot{Q}_{losses,convection} - \dot{Q}_{losses,radiation}}{A(T_w - T_a)} \quad (4)$$

19 The local Nusselt number was defined as follow:

$$20 \quad Nu = \frac{hD_H}{k} \quad (5)$$

21 Here, D_H was the tunnel hydraulic diameter, and k was the thermal conductivity of the air.

22

1 In order to measure pressure drop for calculating friction factor in the experiment, it is difficult to measure
2 because of small protrubution of single protrusion row in the flow. The friction factor of test section of wind
3 tunnel which was only detected in numerical simulations was defined by:

$$4 \quad f = \frac{\Delta P}{[(L/D_h)(1/2\rho u^2)]} \quad (6)$$

5 where ΔP was the pressure drop across test section of wind tunnel, u was the mean velocity of air flow, and
6 L was the length of the test section, which was 280 mm.

7
8 The heat transfer and the friction factor for fully developed turbulent flow of smooth surface of wind tunnel
9 was calculated to evaluate thermal performance of the protruded channel. The well-known Dittus-Boelter
10 correlation of Nusselt number for smooth surface of wind tunnel was:

$$11 \quad Nu_0 = 0.023Re^{0.8} Pr^{0.4}. \quad (7)$$

12 Here, Re and Pr were Reynolds number and Prandtl number respectively.

13
14 The friction factor of smooth surface of wind tunnel was evaluated by Blasius correlation which was defined
15 as follows:

$$16 \quad f_0 = 0.316 Re^{-0.25} \quad (8)$$

17 The thermal performance of the protruded channels was evaluated by;

$$18 \quad \eta = \frac{(Nu / Nu_0)}{(f / f_0)^{1/3}}. \quad (9)$$

19 **2.3 Numerical Simulation**

20 The simulations of flow and heat transfer for the protruded wind tunnel were created by using ANSYS Fluent
21 [3, 7 and 13]. In numerical simulation, analyzing on flow and heat transfer characteristics of spherical and
22 conical protruded surface in wind tunnel were considered with three-dimensional domain and steady state. The
23 computational domain and boundary conditions are shown in Fig.4. The internal fluid flow was assumed as

1 incompressible flow with constant thermal properties. All walls were insulated and assumed as an adiabatic
2 condition except for the bottom wall of the test section which was treated as heat transfer surface. The tunnel's
3 top and bottom walls were specified as no-slip boundary condition. For reducing computational efforts, the
4 lateral sides of the wind tunnel were given as symmetry condition remaining with three middle protrusions.
5 Therefore, the width of tunnel was varied with the different protrusion-to-protrusion spacing (S). The ratio of
6 protrusion-to-protrusion spacing to printed diameter (S/D) was 1.125, 1.25, 1.5 and 2. The heat flux of the
7 channel was set at 150 W/m² which was the same range using in the experiment. The velocity inlet boundary
8 condition was applied at the tunnel inlet, and the uniform velocity value for Re=20,000 based on hydraulic
9 diameter of wind tunnel was introduced at the inlet. The air was entered with uniform temperature of 25.7°C,
10 and the pressure outlet boundary condition was given at the outlet of tunnel.

11
12 The details of generated grid for computational model are illustrated in Fig. 5. In this Figure, the details of
13 internal grid system were described the spanwise cutting plane along the center of protrusion and different
14 view of protruded surface. For all simulation cases, even hexahedral meshes were applied for simulation model
15 of wind tunnel, but uneven hexahedral meshes were applied for the non-uniform surface of protruded area as
16 well as border of protruded regions. The grid system which was used in this study was examined by providing
17 the y^+ value being lower than unity [7, 20]. The grid numbers were saturated with various grid scale system
18 for simulation which was considered within the range of 1.8 to 7.7 million elements, and 7.2 million elements
19 were selected to use in computation domain.

20
21 Shear Stress Transport (SST) $k - \omega$ turbulence model was used because this model was good for detecting
22 flow structures and reducing computation cost [17, 18 and 19]. Moreover, a second order upwind spatial
23 discretization method was applied for momentum equation and turbulent capacity. In the terms of convergence
24 criteria, the root mean square (RMS) residual of continuity and energy equations were set to be minimum at
25 10^{-8} and that of momentum equation was set to be minimum at 10^{-5} [11, 13 and 14].

26

1 **3. Results and Discussions**

2 **3.1 Flow Characteristics**

3 Two dimensional streamlines at the center plane of spherical and conical middle protrusions are shown in Fig.
4 6. The velocity of streamlines which was lower than 2 m/s can be indicated the area of circulation and vortex
5 flows. At the front edge of spherical protrusion, small circulation flow was occurred which performed as a
6 blockage of flow while the fluid flowed parallelly over the conical protrusion surface with no small circulation
7 flow. In the downstream of protrusion, the size of circulation flow for conical protrusion was larger than that
8 of the spherical protrusion. It can be noted that larger circulation flow for conical protrusion was only occurred
9 at the center plane of the protrusion. In addition, the flow crossed over at the haft height of conical protrusion
10 as shown in the Fig. 6(b) while for the case of spherical protrusion, there is no flow crossing at the same
11 position. The sketches of the lateral separation flow of spherical protrusion and the cross-over flow (partial
12 separation flow) of conical protrusion in the front view are shown in the Fig. 7. These different flow structures
13 were affected directly on large circulation flows in the downstream of protrusions that would be discussed in
14 next section.

15
16 The streamlines over spherical and conical protruded surface are shown in Fig. 8. It can be seen generally that
17 the flow in upstream of protrusion was separated, and symmetric large scale vortexes or vortex pair were
18 developed in the downstream of protrusions. In the case of spherical protrusions, the upstream flow was
19 separated laterally when the flow passed through the protrusions. It was rather contrast to the case of conical
20 protrusions that the upstream flow was partially separated, and some part of the flow crossed over the
21 protrusion as can be seen the streamline being on the lateral side of the protrusion. The lateral separation flow
22 in the case of spherical protrusion influenced on larger vortex pair while the cross-over separation flow in the
23 case of conical protrusion influenced on smaller vortex pair. This can be notified that the sizes of vortex pair
24 for the case of spherical protrusions (Fig. 8(a), (c), (e) and (g)) were larger than those of the conical ones (Fig.
25 8(b), (d), (f) and (h)) for all protrusion-to-protrusion spacings.

26

1 Above section have mentioned that the area of low velocity (≥ 2 m/s) of streamlines could be indicated the
2 areas of circulation and vortex flows. Here, the areas of circulation flow for the case of spherical protrusions
3 at $S/D=1.125$ (Fig. 8(a)) seemed to be larger than the other cases. This is due to the confinement effect for
4 narrow protrusion-to-protrusion spacing influencing on stronger circulation flow. However, for the case of
5 conical protrusions at $S/D=1.125$ (Fig. 8(b)), the areas of circulation and vortex flows seemed to be smaller
6 than those of the spherical. This was also confirmed that the different separation flow characteristics affected
7 on the size of vortex pair along downstream of the protrusions and related to the heat characteristics. When
8 protrusion-to-protrusion spacing became larger, the areas of low velocity (≥ 2 m/s) became smaller. That can
9 be explained that the effects of confinement of lateral vortex pair in the case of short protrusion-to-protrusion
10 spacing ($S/D=1.125$) were greater than those of larger protrusion-to-protrusion spacing ($S/D \geq 1.25$).

11
12 Turbulent Kinetic Energy (TKE) contours above 1 mm on the test section surface from the simulation results
13 are shown in Fig. 9. Due to no slip wall condition, the TKE must be taken above the surface. The results show
14 that the areas of high TKE coincided to the area of occurring circulation flow as shown in the Fig. 8. When
15 the case of spherical and conical protrusions was compared, it was found that the areas of high TKE for conical
16 protrusions were smaller than those of spherical protrusions throughout protrusion-to-protrusions spacing.
17 These results were occurred due to the small vertex pair in downstream of conical protrusions (Fig. 8(b), (d),
18 (f) and (h)) comparing to the case of spherical protrusions (Fig. 8(a), (c), (e) and (g)). When the protrusion-to-
19 protrusions spacing became larger, the areas of high TKE of both spherical and conical protrusions became
20 smaller. This was showed clearly that when the protrusion-to-protrusions spacing became narrower, the
21 interactions of vortex pair with each other became stronger resulting in high TKE. In addition, the small areas
22 of high TKE in the upstream of spherical protrusions (Fig. 9(a), (c), (e) and (g)) were detected resulting from
23 the effect of small circulation flow that have been shown in Fig. 6(a). Here, the high TKE could be affected
24 on increasing of Nusselt number that would be discussed.

25

26 **3.2 Heat transfer**

1 The contours of Nusselt number distributions on the surface of middle three protrusions from the experiment
2 are shown in Fig. 10. The Nusselt number on the spherical and conical surface were not considered due to
3 limitation of measurement technique using in this work. It can be seen generally that the distributions of
4 Nusselt number were high in the downstream of protrusions where the areas of vortex pair were appeared (Fig.
5 8) and the areas of high TKE were occurred (Fig. 9). The area of high Nusselt number in the downstream of
6 protrusion became larger when protrusion-to-protrusion spacing was narrower. It was indicated that the
7 interaction between vortex pair and adjacent one was stronger resulting in high TKE (Fig. 9) and high Nusselt
8 number (Fig. 10). The Nusselt number for the case of spherical protrusions were larger than those of conical
9 protrusions. This would be discussed in the next section. In addition, it was found that the high area of Nusselt
10 number at just upstream of spherical protrusion that coincided to the small area of high TKE in the same
11 location (Fig. 9) resulting from small circulation flow as described in Fig. 6. The high areas of Nusselt number,
12 TKE and small circulation flow at just upstream of conical protrusion were not occurred.

13
14 The spanwise Nusselt number distributions in Z/D direction from the experiment are shown in Fig. 11. The
15 Nusselt number was high at $X/D=1$ and became low at $X/D \geq 2$ for all cases. For the comparison of the Nusselt
16 number distributions at $X/D=1$ between spherical and conical protrusions, it was found that the Nusselt number
17 for the case of spherical protrusions was quite higher than that of conical protrusions throughout protrusion-
18 to-protrusion spacing comparing the Nusselt number distributions at $X/D=2$ and 3 between spherical and
19 conical protrusions. The highest Nusselt number that was found at $X/D=1$ for all spherical protrusions was
20 resulted from larger vortex pair (compared between spherical and conical protrusions in Fig. 8) and higher
21 TKE (compared between spherical and conical protrusions in Fig. 9), especially in area around $X/D \approx 1$.

22
23 The Nusselt number distributions along streamline direction (X/D) at the center of protrusion ($Z/D=0$) from
24 the experiment are shown in Fig. 12. The Nusselt number in the range of $-0.5 \leq X/D \leq 0.5$ was not considered,
25 because it was the area of the spherical and conical protrusions. In addition, Turbulent Kinetic Energy (TKE)
26 distributions from the simulation results that was taken from those Fig. 9 at the center of protrusion ($Z/D=0$)

1 are shown in Fig. 13. Nusselt number distributions at just upstream of spherical protrusion ($-0.75 \leq X/D \leq 0.5$)
2 increased (Fig. 12(a)) corresponding to the increasing of TKE at the same location (Fig. 13(a)) resulting from
3 small circulation as discussed earlier. This high Nusselt number and the high TKE in the case of conical
4 protrusions at the same area was not found (Fig. 12(b) and Fig. 13(b)) due to no small circulation flow incident.
5 For the downstream direction ($X/D > 0.5$), Nusselt number distribution increased when the protrusion-to-
6 protrusion spacing was narrow. This is due to the effect of interactions between vortex pair and adjacent one.
7 When the protrusion-to-protrusion spacing became narrow, the vortex pair interactions was stronger resulting
8 in increasing of TKE as shown in Fig. 13. Moreover, the vortex pair interactions of spherical protrusion were
9 stronger than those of conical protrusions resulting in higher TKE and high Nusselt number, especially in the
10 case of the narrowest spacing ($S/D=1.125$).

11
12 Spanwise average Nusselt number distributions along X/D direction from the experiment are shown in Fig. 14.
13 It can be noted that the Nusselt number in the areas of protrusion was not considered. These average spanwise
14 values were accumulated the high and low Nusselt number; therefore, these values were lower than those the
15 local values (Fig. 12). The trends of these average spanwise values were similar to those the local values (Fig.
16 12). The decreasing of average spanwise values according to increasing of the protrusion-to-protrusion spacing
17 were clearly seen due to summation areas of low Nusselt number being larger than those of high Nusselt
18 number.

19
20 The heat transfer enhancement factors (\bar{Nu}/\bar{Nu}_0) with different protrusion-to-protrusion spacing at
21 $Re_H=20,000$ are shown in Fig. 15. The results from the experiment were evaluated over the smooth heat
22 transfer surface without considering the area of protrusions due to limitation of the measurement technique
23 that was early discussed while the results from the simulation were evaluated entire heat transfer surface
24 including protrusion surfaces. All values were higher than one that was indicated that heat transfer on the
25 surface of protrusion cases were higher than those the case of smooth surface. In general, the trends of the heat
26 transfer enhancement factor declined when the protrusion-to-protrusion spacing becomes larger. The trend

1 slops of heat transfer enhancement factor for the experiment seemed to be greater than those for the simulation.
2 This discrepancy was the limitation of heat transfer prediction in the CFD. The heat transfer enhancement
3 factor of $S/D=1.125$ for both spherical and conical protrusions was the highest. It can be clearly found that the
4 heat transfer enhancement of spherical protrusion case was higher than conical case for both simulation and
5 experimental results. At $S/D=1.125$, the heat transfer enhancement factors for spherical protrusions were
6 higher than conical protrusions for 16.1% of the experiment results and 10.28% of the simulation results.

7
8 The friction factors of spherical and conical protrusions from simulation results are shown in Fig. 16. It can be
9 noted that it was difficult to measure a small pressure drop across the test section of the experiment due to only
10 single row of protrusion blocking perpendicularly to the flow. The small pressure drop for the case of
11 simulation, however, can be detected. In general, the value of friction factors decreased gradually when the
12 protrusion-to-protrusion spacing was increased because higher pressure drop across the flow was found in the
13 narrow spacing case. Comparing the f/f_0 between spherical and conical protrusions, it was found that the values
14 of f/f_0 for spherical protrusion cases was higher than those for conical ones. This was from the effects of
15 blocking area of spherical protrusion being larger than that of the conical one as shown in Fig. 17.

16
17 The thermal performances for spherical and conical protruded surface are shown in Fig. 18. The thermal
18 performances were calculated from Eq. (9) including the term of friction factor that can't be measured in the
19 experiment as mentioned above. Therefore, these values can be evaluated from simulation results. The results
20 showed that the thermal performances increased gradually when the protrusion-to-protrusion spacing was
21 enlarged for both spherical and conical protrusions. Even though the heat transfer for the case of narrow
22 protrusion-to-protrusion spacing was higher than that of larger spacing, this narrow spacing case produced
23 larger vortex pair that blocked the flow resulting on high friction factor. In addition, it was found obviously
24 that the thermal performance of spherical protrusions was higher than those of conical protrusion throughout
25 the protrusion-to-protrusion spacing because the discrepancy of the relative high heat transfer for the case of

1 spherical protrusions respecting to the conical cases was greater than that of relative higher friction factor of
2 spherical protrusions respecting to the conical cases.

3
4 The new finding in this work was contrast to the results in the work of Alam and Kim [9] who have compared
5 the Nusselt number and friction factor between spherical and conical protrusion arrays in a rectangular channel
6 using CFD. They reported that the Nusselt number of spherical protrusions was higher than that of conical one
7 while the friction factor of spherical protrusions was lower than that of conical one. The reason of different
8 results was from that the ratio of the protrusion height to printed diameter in this work was 0.2 [15,16] while
9 this ratio in those work [9] was 0.5. The height of protrusion is effective factor that influence on a heat transfer
10 enhancement and a friction factor.

11

12 **4 Conclusions**

13 In the present study, the effect of protrusion geometries: conical and spherical configurations, and the
14 protrusion-to-protrusion spacing were investigated experimentally and numerically. The results can be
15 concluded as followed:

16

17 1. The lateral separation flow in the case spherical protrusions influenced on larger vortex pair resulting in
18 higher TKE in these areas while the cross-over separation flow in the case of conical protrusion influenced on
19 smaller vortex pair resulting in low TKE in the same locations. Consequently, the Nusselt number at the
20 downstream of spherical protrusions was higher than that of conical protrusions.

21

22 2. When protrusion-to-protrusion spacing became narrower, the interactions between the vortex pair and
23 each other became stronger resulting in higher TKE and Nusselt number. When protrusion-to-protrusion
24 spacing became larger, the TKE and Nusselt number became lower.

25

1 3. The thermal performances of the spherical protrusion were larger than that of the conical protrusion
2 throughout protrusion-to-protrusion spacing.

4 **6 Acknowledgements**

5 The research grant was supported by the Research and Development Office (RDO), Prince of Songkla
6 University (PSU), grant No. ENG590725S and the scholarship award of Thailand Education Hub (THE-AC)
7 from the graduate school of PSU.

9 **7 References**

- 10 [1] P.M. Ligrani, M.M. Oliverira, Comparison of heat transfer augmentation techniques, *AIAA Journal*
11 41 (3) (2003) 337-362.
- 12 [2] G.I. Mahmood, M.L. Hill, D.L. Nelson, P.M. Ligrani, H.K. Moon, B. Glezer, Local heat transfer and flow
13 structure on and above a dimpled surface in a channel, *Journal of Turbomachinery* 123 (1) (2000) 115-123.
- 14 [3] Y.Xie, H.Qu, D. Zhang, Numerical investigation of flow and heat transfer in rectangular channel with teardrop
15 dimple/protrusion, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 84 (2015) 486-496.
- 16 [4] M.A. Elyyan, D.K. Tafti, Large eddy simulation investigation of flow and heat transfer in a channel with
17 dimples and protrusions, *Journal of Turbomachinery* 130 (4) (2008) 041016-1-9.
- 18 [5] S.C. Heo, Y.H. Seo, T.W. Ku, B.S. Kang, Formability evaluation of dimple forming process based on
19 numerical and experimental approach, *Journal of Mechanical Science and Technology* 25 (2) (2011) 429-439.
- 20 [6] P.M. Ligrani, J.L. Harrison, G.I. Mahmmod, M. L. Hill, Flow structure due to dimple depressions on a channel
21 surface, *Physics of Fluids* 13 (11) (2001) 3442-3451.
- 22 [7] Z. Shen, Y. Xie, D. Zhang, Experimental and numerical study on heat transfer in trailing edge cooling passages
23 with dimples/protrusions under the effect of side wall slot ejection, *International Journal of Heat and Mass*
24 *Transfer* 92 (2016) 1218-1235.
- 25 [8] P.Li, D. Zhang, Y. Xie, Heat transfer analysis of Al₂O₃- water nanofluids in microchannel with dimple and
26 protrusion, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 73 (2014) 456-467.
- 27 [9] T. Alam, H.M. Kim, Heat transfer enhancement in solar air heater duct with conical protrusion roughness ribs,
28 *Applied Thermal Engineering* 126 (2017) 458-469.
- 29 [10] N. Vorayos, N. Katkhaw, T. Kiatsiriroat, A. Nuntaphan, Heat transfer behavior of flat plate having spherical
30 dimpled surfaces, *Case Studies in Thermal Engineering* 8 (2016) 370-377.
- 31 [11] Y. Rao, B. Li, Y. Feng, Heat transfer of turbulent flow over surfaces with spherical dimples and teardrop
32 dimples, *Experimental Thermal and Fluid Science* 61 (2015) 201-209.
- 33 [12] S. Acharya, F. Zhou, Experimental and Computational study of heat/mass transfer and flow structure for four
34 dimple shapes in a square internal passage, *Journal of Turbomachinery* 134 (6) (2012) 061028-1-13.

- 1 [13] M. Wae-hayee, P. Tekasakul, S. Eiamsa-ard, C. Nuntadusit, Effect of cross-flow velocity on flow and heat
2 transfer characteristics of impinging jet with low jet-to-plate distance, *Journal of Mechanical Science and*
3 *Technology* 28 (7) (2014) 2909-2917.
- 4 [14] M. Wae-hayee, P. Tekasakul, S. Eiamsa-ard, C. Nuntadusit, Flow and heat transfer characteristics of in-line
5 impinging jets with cross-flow at short jet-to-plate distance, *Experimental Heat Transfer* 28 (6) (2015) 511-
6 530.
- 7 [15] S.S. Kore, R.J. Yadav, N.K. Sane, Investigations of effect of dimple depth on heat transfer and fluid flow
8 within rectangular channel, *Procedia Engineering* 127 (2015) 1110–1117.
- 9 [16] S.Y. Won, Q. Zhang, P. M. Ligrani, Comparisons of flow structure above dimpled surfaces with different
10 dimple depths in a channel, *Physics of Fluids* 17 (4) (2005) 045105-1-9.
- 11 [17] H.K. Versteeg, W. Malalasekera, *An introduction to computational fluid dynamics, Second Edition*, Pearson
12 Prentice Hall, 2007, pp. 72-80.
- 13 [18] N. Zuckerman, N. Lior, *Jet Impingement heat transfer: physics, correlations, and numerical modeling*,
14 *Advance in Heat Transfer* 39 (2006) 565-630.
- 15 [19] A.Gerasimov, *Modeling Turbulent Flows with FLUENT*, Europe, ANSYS, Inc.2006.
- 16 [20] S.M. Salim, S.C. Cheah, Wall y^+ strategy for dealing with wall-bounded turbulent flows, *Proceeding of the*
17 *International Multi Conference of Engineers and Computer Scientists, IMECS 2009, Hong Kong, 2009.*
- 18
19
20
21
22
23
24
25
26
27
28
29
30
31
32
33
34
35

1 **Figure captions**

2 **Fig. 1.** Schematic diagram of experimental set-up

3 **Fig. 2.** Geometry of wind tunnel and position of protrusion

4 **Fig. 3.** The dimensions of the spherical and conical protrusions, (a) Spherical protrusion (b) Conical
5 protrusion

6 **Fig. 4.** The schematic diagram of wind tunnel for simulation

7 **Fig. 5.** Spherical and conical protrusions grid system for simulation domain

8 **Fig. 6.** Streamline at the center plane of (a) spherical middle protrusion and (b) conical middle protrusion for
9 $S/D=1.125$ (Simulation results, $Re_H=20,000$)

10 **Fig. 7.** The sketch of the flow characteristics in the front of spherical and conical protrusions (front view)

11 **Fig. 8.** Streamline above the protruded test section surface (Simulation results, $Re_H=20,000$)

12 **Fig. 9.** Turbulent Kinetic Energy (TKE) contours above 1 mm on the test section surface (Simulation results,
13 $Re_H=20,000$)

14 **Fig. 10.** Contour of Nusselt number distribution on the surface (Experimental results, $Re_H=20,000$) **Fig. 11.**

15 Spanwise Nusselt number distribution in Z/D direction at $X/D=1$, $X/D=2$ and $X/D=3$ (The dash lines
16 indicated the center of protrusions, Experimental results, $Re_H=20,000$)

17 **Fig. 12.** Local Nusselt number distributions in X/D direction at the center of protrusion ($Z/D=0$)
18 (Experimental results, $Re_H=20,000$),

19 (a) Spherical protrusion (b) Conical protrusion

20 **Fig. 13.** Turbulent Kinetic Energy (TKE) distribution along X/D direction at the center of middle protrusion
21 the protruded test section surface (Simulation results, $Re_H=20,000$),

22 (a) Spherical protrusion (b) Conical protrusion

23 **Fig. 14.** Spanwise average Local Nusselt number distributions along X/D direction in the range of -

24 $2.4 < Z/D < 2.4$ for $S=2D$, $-2 < Z/D < 2$ for $S=1.5D$, $-1.7 < Z/D < 1.7$ for $S=1.25D$, $-1.6 < Z/D < 1.6$ for $S=1.125D$

25 (Experimental results, $Re_H=20,000$)

26 (a) Spherical protrusion (b) Conical protrusion

- 1 **Fig. 15.** The comparison of heat transfer enhancement factor for both simulation and experiment results
- 2 ($Re_H=20,000$, Experimental and simulation results)
- 3 **Fig. 16.** Friction factor of spherical and conical protruded surface (Simulation results, $Re_H=20,000$)
- 4 **Fig. 17.** Comparison of blocking area between spherical and conical protrusions
- 5 **Fig. 18.** Thermal performance versus the protrusion-to-protrusion spacing (Simulation results, $Re_H=20,000$)
- 6
- 7

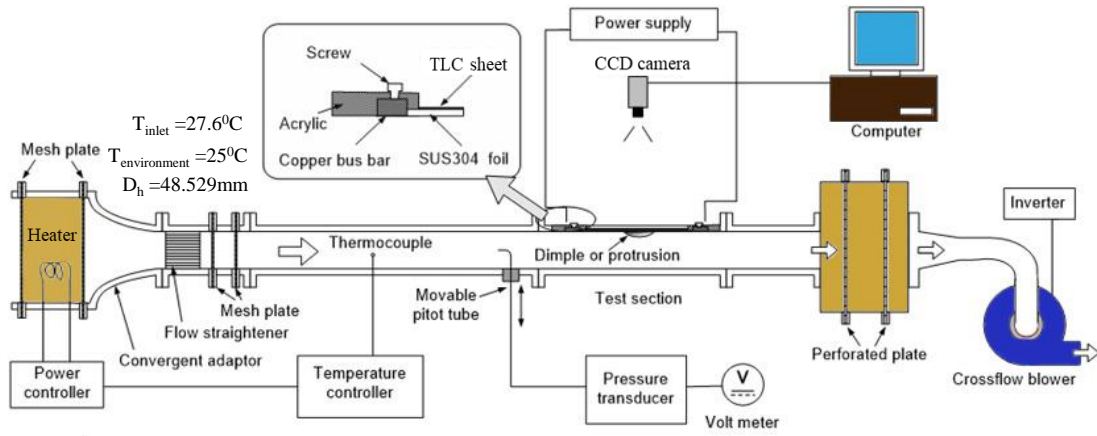


Fig. 1.

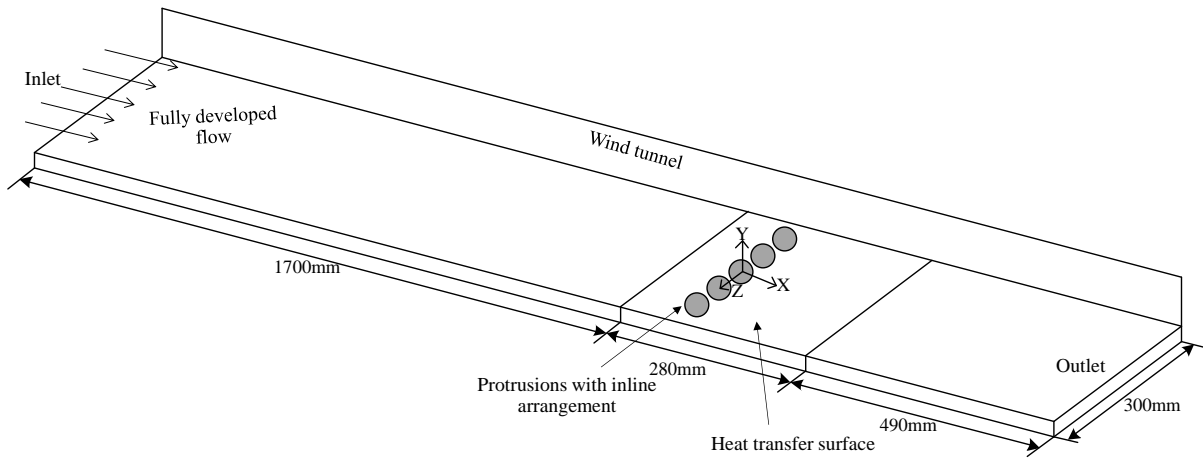
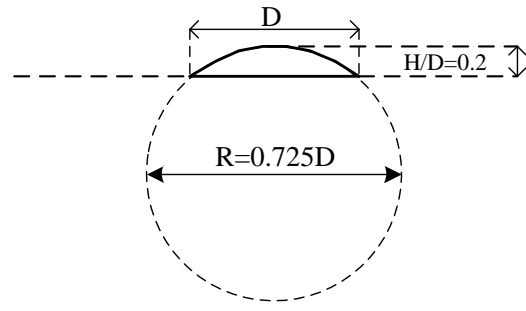


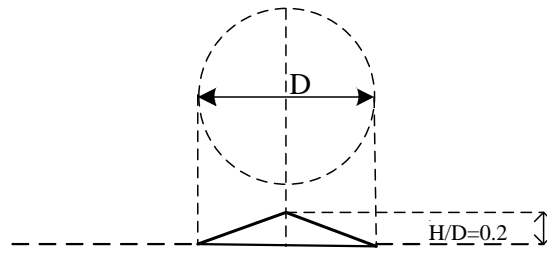
Fig. 2.

1
2

3
4
5
6
7
8
9
10



(a)



(b)

Fig. 3.

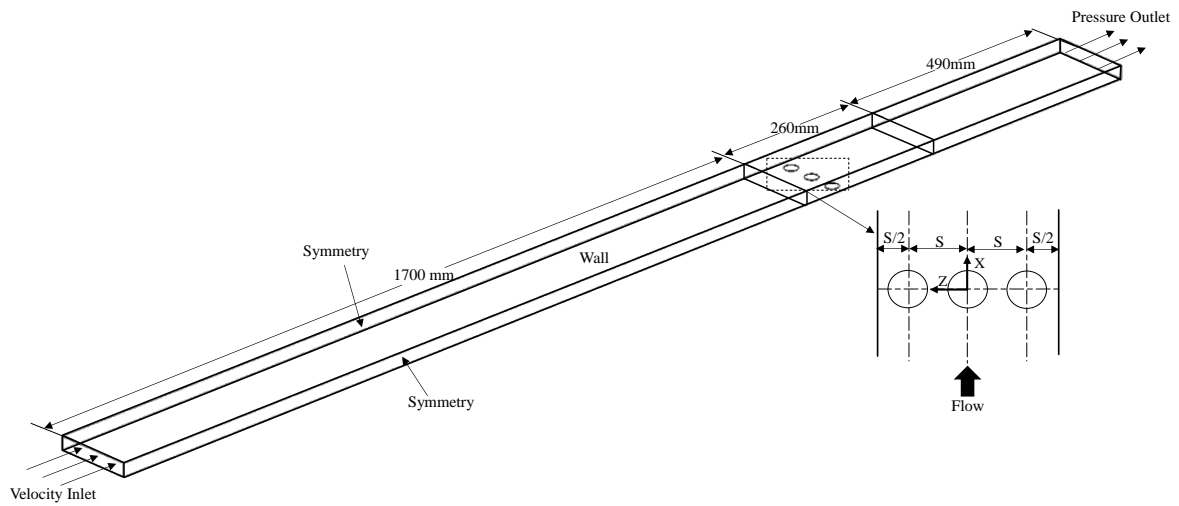


Fig. 4.

11

12

13

14

15

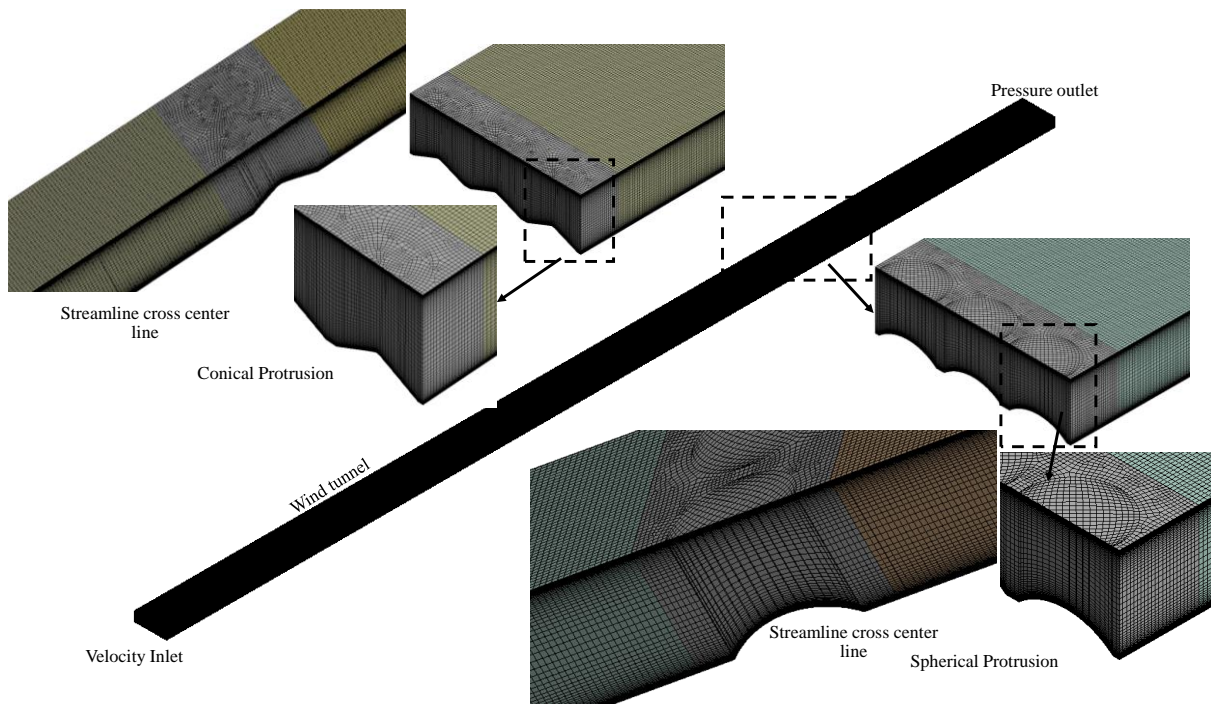
16

17

18

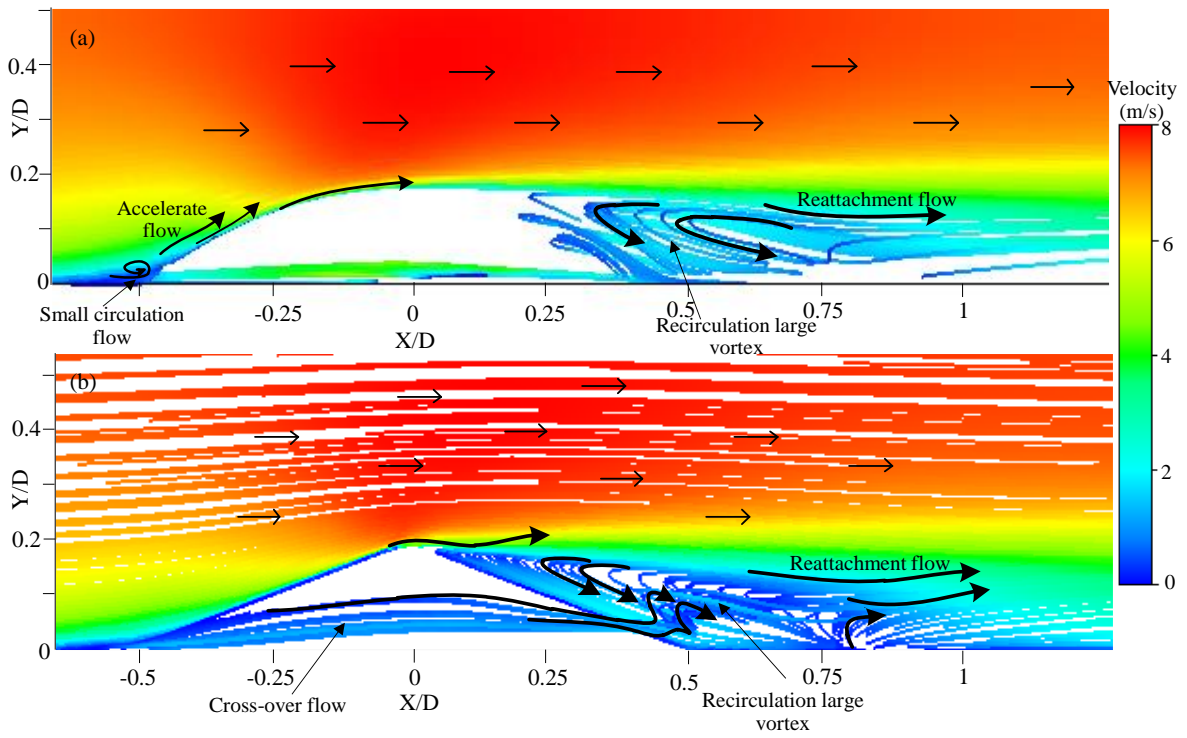
19

20



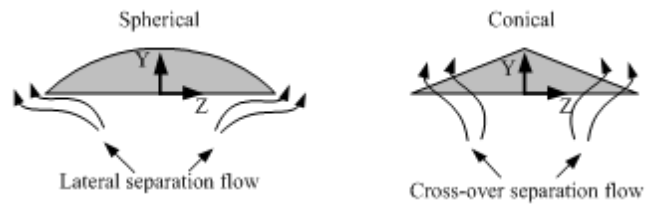
21
22
23
24

Fig. 5.



25
26
27

Fig. 6.

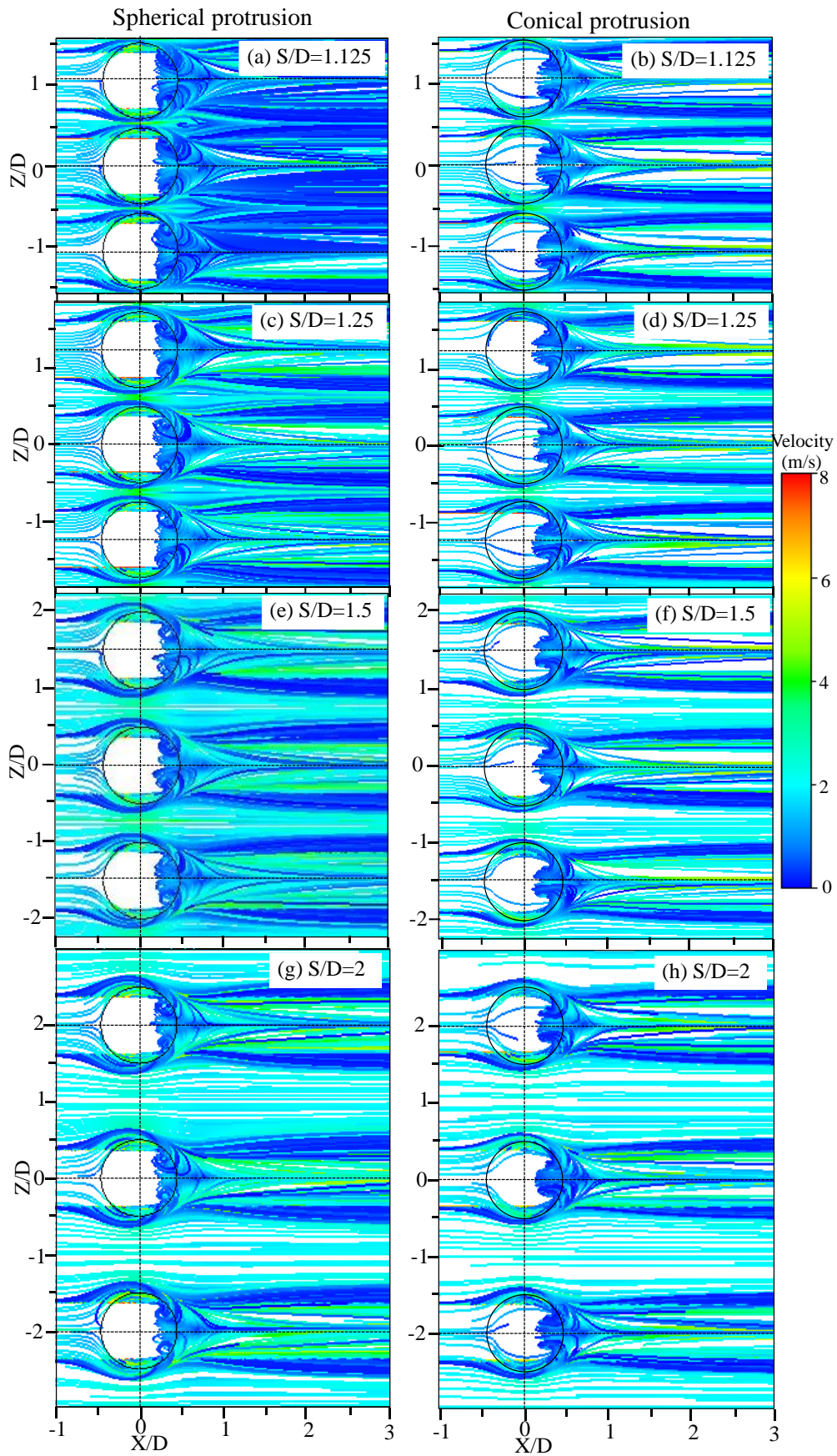


28

29

30

Fig. 7.



31

32

Fig. 8.

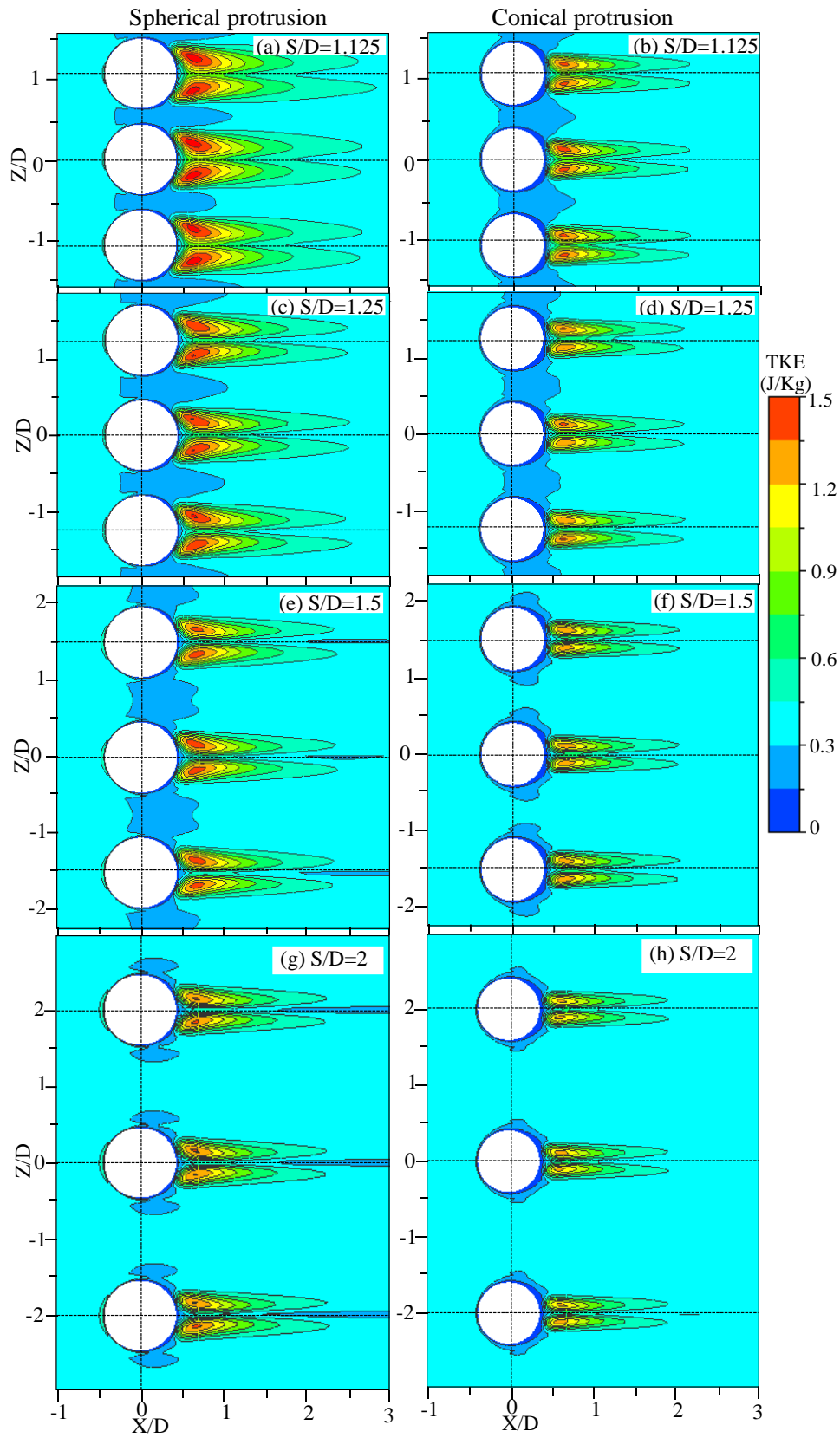


Fig. 9.

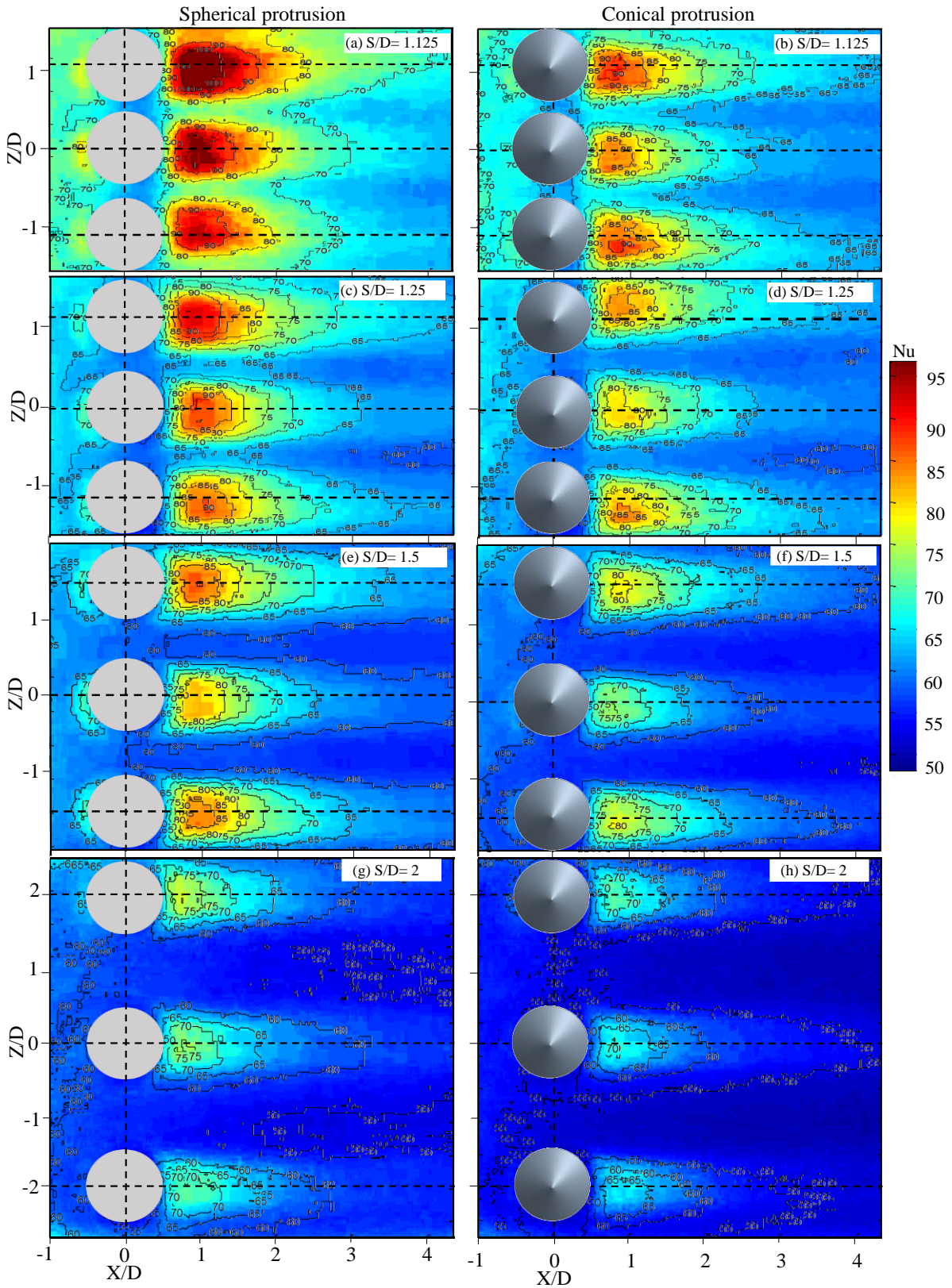


Fig. 10.

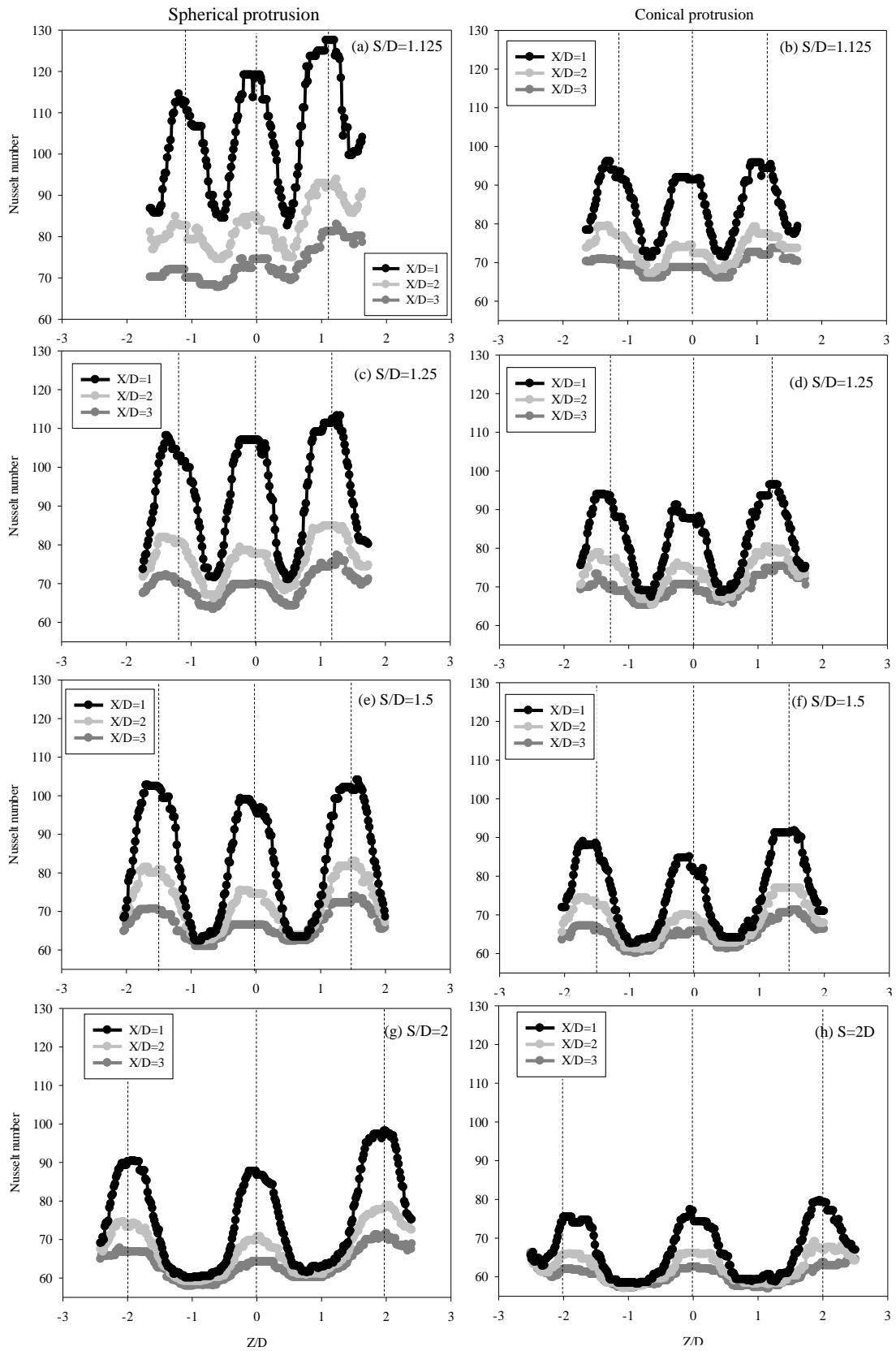
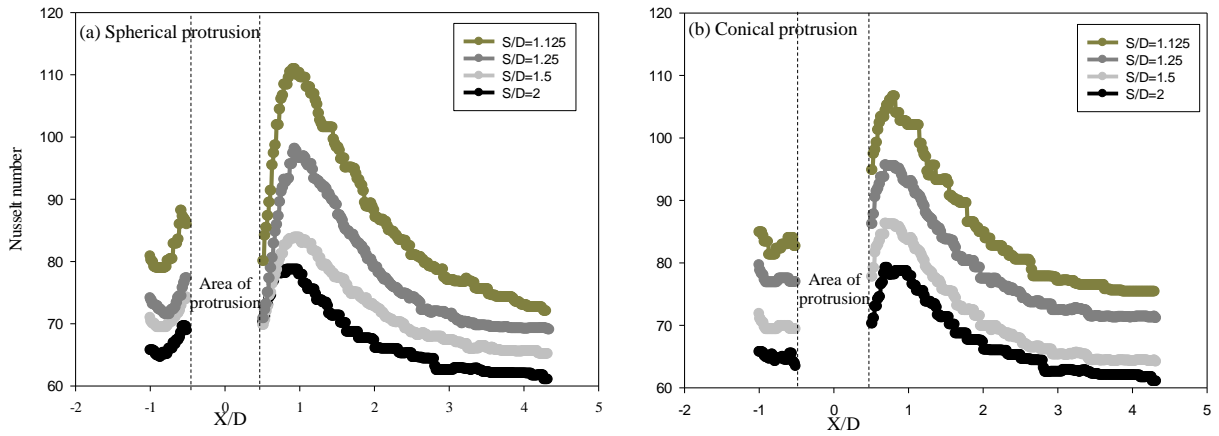


Fig. 11.

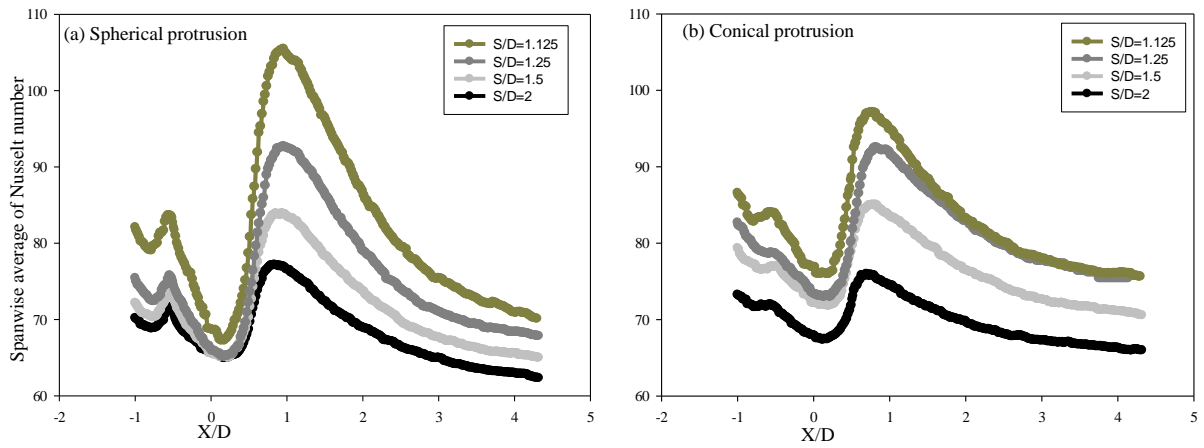
42



43

44

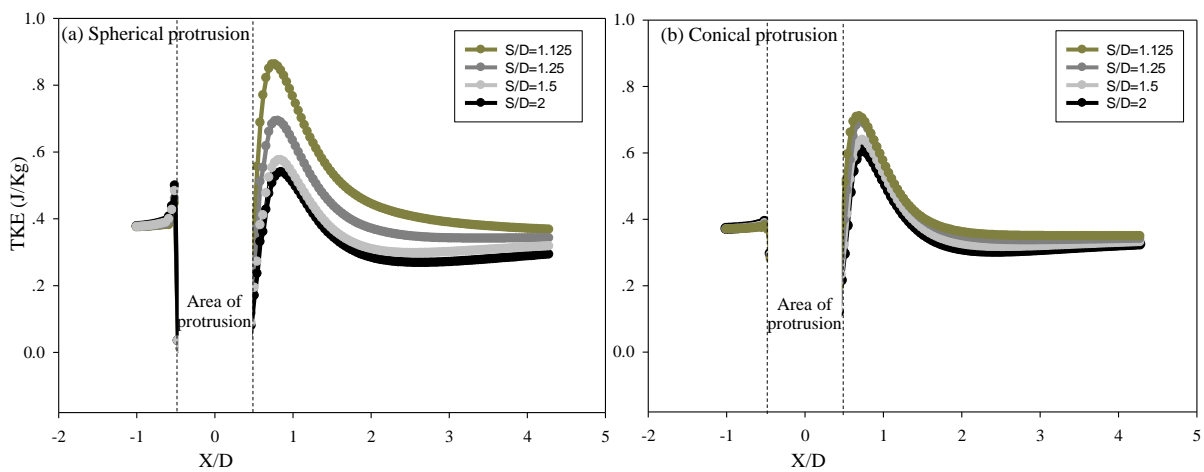
Fig. 12.



45

46

Fig. 13.

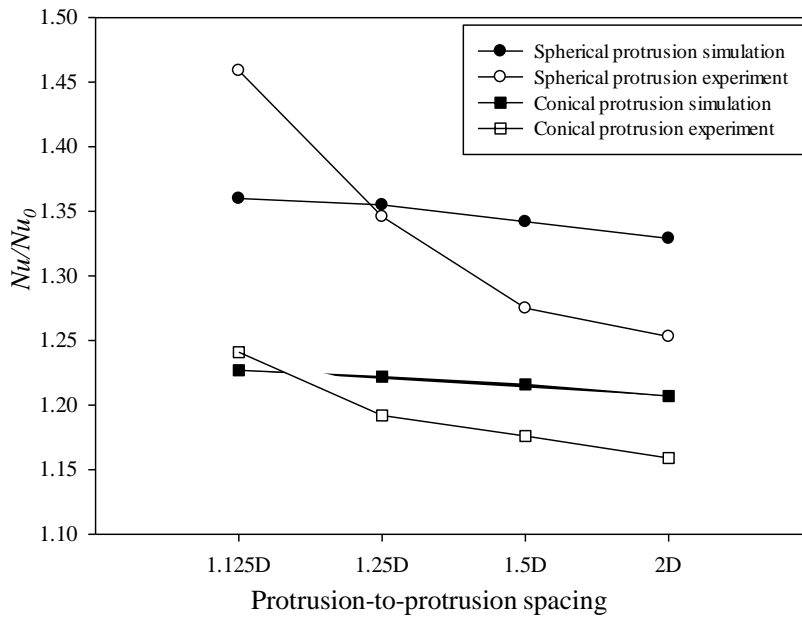


47

48

49

Fig. 14.

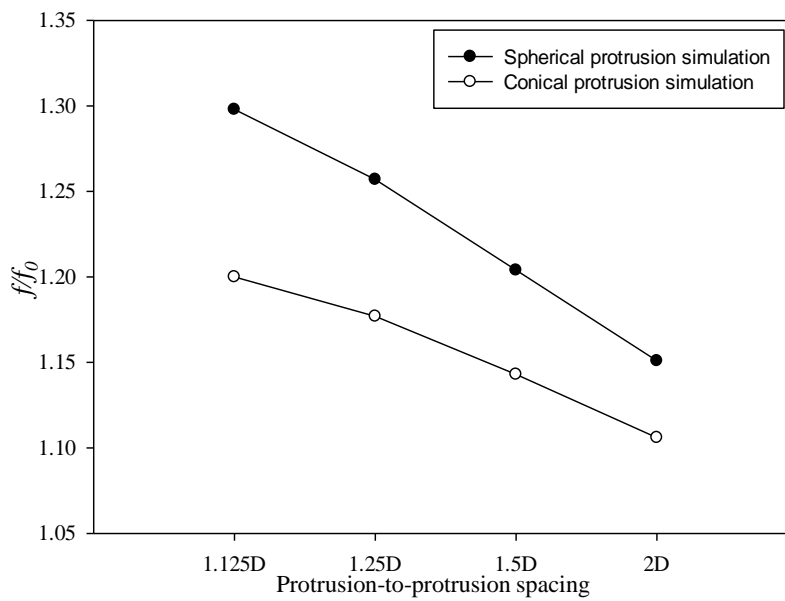


50

51

52

Fig. 15.

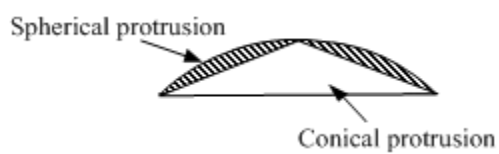


53

54

55

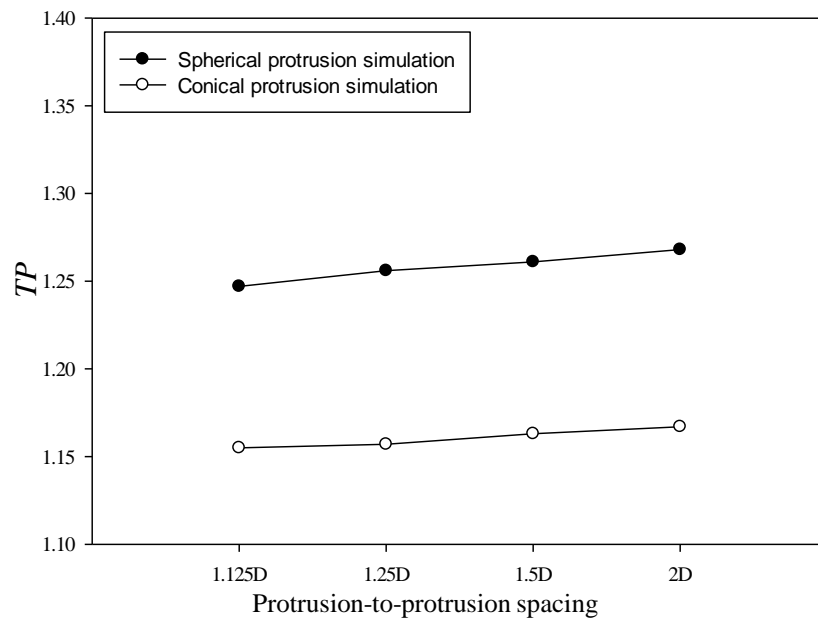
Fig. 16.



56

57

Fig. 17.

**Fig. 18.**

ภาคผนวก 4

ชื่อบทความ “Experimental and Numerical Study on the Effects of Teardrop Dimple/
Protrusion Spacing on Flow Structure and Heat Transfer Characteristics”, อยู่ระหว่างร่างเพื่อส่งตีพิมพ์

Experimental and Numerical Study on the Effects of Teardrop Dimple/ Protrusion Spacing on Flow Structure and Heat Transfer Characteristics

Ye Min Oo^{1,2}, Makatar Wae-hayee^{1,2,*} and Chayut Nuntadusit^{1,2}

Abstract: In this study, the flow characteristics and heat transfer are analyzed with rectangular wind tunnel which is installed teardrop dimples and protrusions on the tunnel's surface. The flow characteristics, spacing effect on the heat transfer enhancement, Turbulence Kinetic Energy (TKE) and thermal performance are the main objectives of this study under the constant Reynolds number 20,000. The projected diameter of dimple and protrusion is fixed with $D=26.4$ mm and the depth or height of dimples and protrusions is 5.28 mm ($H=0.2D$). The spacings of protrusion-to-protrusion and dimple-to-dimple are varied with different spacing cases i.e. $S=1.125, 1.25, 1.5$ and $2 D$. The computational fluid dynamics (CFD) is applied for simulation results. In the experimental results, the temperature of protruded surface covering with Thermo-chromic Liquid Crystal sheet (TLCs) was measured and converted into heat transfer coefficient. The results show that the heat transfer enhancement for teardrop dimple cases are higher than that for protrusion of simulation and experimental results. The thermal performance values for teardrop dimple cases decrease gradually but the values for teardrop protrusion cases increase gradually when the spacing is getting larger.

Keywords: CFD, heat transfer, dimples and protrusions, flow structure and TKE.

1 Introduction

Heat transfer enhancement techniques are very attracted in various applications of engineering such as internal cooling for turbine airfoil, electric cooling devices, heat exchanger and gas turbine blade to solve and save the thermal energy consumption. One of popular heat transfer enhancement techniques is passive heat transfer enhancement techniques such as ribs, pin fins, dimples, protrusion and other vortex generators. Among them, the technique using with dimples and protrusions is the most attractive method because it can increase the flow turbulence intensity, which causes heat transfer enhancement. The main function of this technique is to enhance heat transfer convection

¹ Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Prince of Songkla University, Hatyai, Songkhla, 90112, Thailand.

² Energy Technology Research Center, Faculty of Engineering, Prince of Songkla University, Hatyai, Songkhla, 90112, Thailand.

* Corresponding Author: Makatar Wae-hayee. Email: wmakatar@eng.psu.ac.th, Tel: +66-7428-7231, Fax: +66-7455-8830.

by reducing or destroying the thermal boundary layer [Ligrani and Oliverira (2003)]. Many researches have been carried out the analysis of dimples and protrusions geometries applications.

The heat transfer enhancement comparison of hemispherical and teardrop dimpled surface with staggered array using transient liquid crystal imaging system was experimentally analyzed by Chyu et al. [Chyu, Yu and Ding (1997)]. The Reynolds numbers based on the hydraulic diameter were arranged between 10,000 and 52,000. They found that the heat transfer rate for hemispherical and teardrop dimpled cases was increased about 17% and 22% comparing with smooth surface. For the issue of pressure drop, teardrop dimple case was the highest-pressure loss and, both cases were lower pressure penalty than other techniques such as rib turbulators and pin fins.

Relation between flow structure and local heat transfer characteristics over the dimpled surface was studied by Mahmood et al. [Mahmood, Hill, Nelson et al. (2000)]. Low Nusselt number ratio was found at the upstream half of dimples. The high Nusselt number was occurred at the downstream half of dimples. The highest values were found at just downstream of rims of dimples and smooth surface just downstream of dimples because the vortex pair and vortical pair were ejected at those regions.

Ligrani et al. [Ligrani, Harrison, Mahmmod et al. (2001)] studied the effect of channel height to dimple printed diameter (the ratio of channel height to dimple printed diameter ratio H/D were 0.25, 0.5 and 1). The Reynolds number varied from 600 to 11,000 and the ratio of depth to printed diameter of dimple was 0.2. The results of $H/D=1$ was showed that the primary and secondary vortices pairs became strong and lengthened. Moreover, the mixing intensity of smoke patterns and the vortices with streamwise development became stretched.

Recently, Xie et al. [Xie, Qu and Zhang (2015)] considered numerically flow and heat transfer characteristics of teardrop dimple and protrusion with positive and negative eccentricity (PE and NE) and compared with hemispherical dimple and protrusion by using CFD technique which is very popular to study flow and heat transfer properties. They used realizable k - ω turbulent model and arranged Reynolds number from 7,000 to 9,000. Their results showed the thermal performance of teardrop dimple was low at $e/D_h=0.1$. But, the thermal performance of teardrop dimple/protrusion was the highest at $e/D_h=0.4$. They concluded that the thermal performance of teardrop dimple/protrusion was good at lower Reynolds number.

Acharya et al. [Acharya and Zhou (2012)] studied experimentally and numerically on heat/mass transfer and flow structure for four dimple shapes which were (1) square, (2) triangular, (3) circular, and (4) teardrop in square internal passage at Reynolds number of 21,000. They used naphthalene sublimation method. Their results suggested that the teardrop dimple was the highest heat transfer for both experimental and computational results compared to other shapes.

Furthermore, Rao et al. [Rao, Feng and Li (2015)] presented the effect of different dimple shapes which were spherical, teardrop, elliptical, and inclined elliptical on the heat transfer and flow structures. All dimples have same depth and the Reynolds numbers were set the range between 8500 and 60,000. Their study showed that the heat transfer for teardrop dimple was the highest and the spherical dimple was the second highest model.

The lowest heat transfer was found in elliptical model. Different shapes of dimple can cause different heat transfer convection and different vortex flow structures.

A study was described numerically the analyzing of heat transfer enhancement in solar air heater duct which was installed with conical protrusion array by Alam and Kim [Alam and Kim (2017)]. In their study, four relative protrusion height and four relative rib pitch under the four Reynolds number of 4,000 - 16,000. The thermal efficiency was increased when Reynolds number increased in both different protrusion height and pitch. Moreover, they compared their conical protruded surface with spherical protruded surface. The result showed that the Nusselt number of conical protruded surface was higher than spherical one.

In according with above researches, the study of different model of dimple and protrusions can effect on heat transfer and flow characteristics. Some researcher showed the heat transfer enhancement for teardrop protrusion/dimple are higher than spherical dimple/protrusion. Therefore, the teardrop dimple /protrusion with constant eccentricities was researched experimentally and numerically in this study. The aims of this study were to report that the effect of different spacing and geometries of dimple-to-dimple and protrusion-to protrusion of teardrop model can affect the heat transfer and flow characteristics.

2 Experimental apparatus

Experiments have been performed to analyze heat transfer characteristics over the protruded teardrop surface of wind tunnel. The schematic of wind tunnel set up is shown in Fig. 1. The running fluid inside the rectangular wind tunnel was air supplied by a 3-HP blower which was controlled with adaptable frequency related to Reynolds number. The air was passed through the 2-KW heater for heating up the inlet temperature $T_{inlet}=25.7^{\circ}\text{C}$ which was adjusted by power controller. The flow straighteners were assembled at the inlet and, the mesh plate was used after the flow straighteners to prevent the unnecessary particles which disturb the air flow. The rectangular cross section wind tunnel which was conFig.d with 300 mm in width, 26.4 mm in height and 2,450 mm in length was connected after the mesh plate section. The wind tunnel was composed of three sections, i.e. the test section, upstream and downstream test section. The downstream test section having 490 mm in length was connected with blower. The upstream test section having 1700 mm in length was connected with mesh plate, flow straightener and heater was 1700 mm in length. The test section which was installed teardrop protrusion inline arrangement was 280 mm in length. The bottom surface of the test section was drilled with rectangular hollow and covered with stainless-steel foil having 0.03mm in thickness. The TLC sheet was attached on the stainless-steel foil on the external side. This stainless-steel foil was stretched between copper bus bars. The foil was supplied with the required electrical power through these copper bus bars using DC power source which can be adjusted to a different current and voltage. The TLC sheet was attached on the stainless-steel foil. A digital camera was used to capture the color patterns of TLC sheet on the surface by converting images of color pattern of TLC sheet, which was arranged at accurate scale size from red, green, and blue (RGB) system to a hue, saturation, and intensity (HSI) system. The correlated temperature equation which was examined by the experiment result of TLC sheet temperature was used in MATLAB. The details of temperature calibration for TLC

sheet was described in previous works of Wae-hayee et al. [Wae-hayee, Tekasakul, Eiamsa-ard et al. (2014); Wae-hayee, Tekasakul, Eiamsa-ard et al. (2015)].

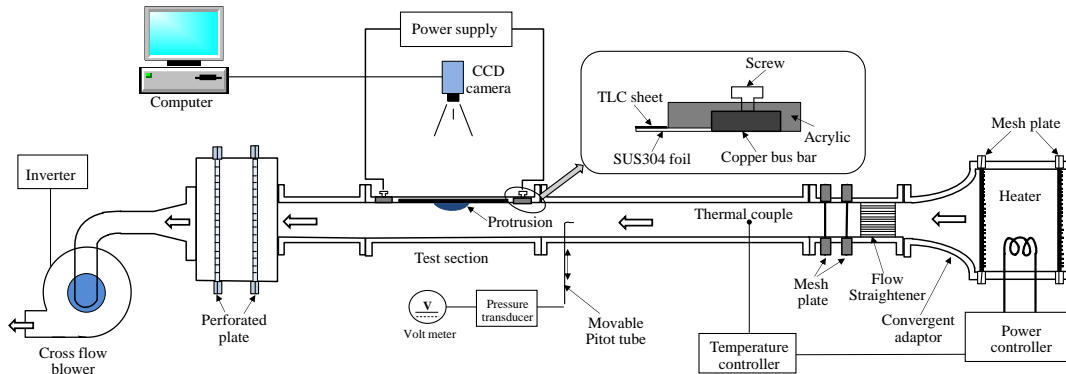


Figure 1: Schematic of the experimental set-up for the protruded channel

2.1 Model of study

The experiments have done on the heat transfer with five protrusions of teardrop with negative and positive eccentricity which were installed over the test section of wind tunnel as shown in Fig. 2. Due to the limitation of experimental set up, the protrusion cases are only studied in experiment. The sketches of teardrop protrusions and dimples with different PE and NE are shown in Fig. 3 and 4. The Figure shows clearly the position of teardrop protrusions over the test section which was designed to get enough fully developed flow and the coordinating system. The X, Y and Z coordinates which are located at the center of middle protrusion/dimple show flow direction, direction of wind tunnel height and perpendicular direction to the flow. The printed diameter of concave of teardrop was $D=26.4$ mm and the height of teardrop protrusion or the depth of teardrop dimple was $H=5.28$ mm. The spacing of protrusion-to-protrusion and dimple-to-dimple was varied with four cases i.e. $S/D= 1.125, 1.25, 1.5$ and 2 . In this study, the Reynolds number was considered base on hydraulic diameter of wind tunnel $Re_H=20,000$ [Won, Zhang and Ligrani (2005); Kore, Yadav and Sane (2015); Rao, Li and Feng (2015)].

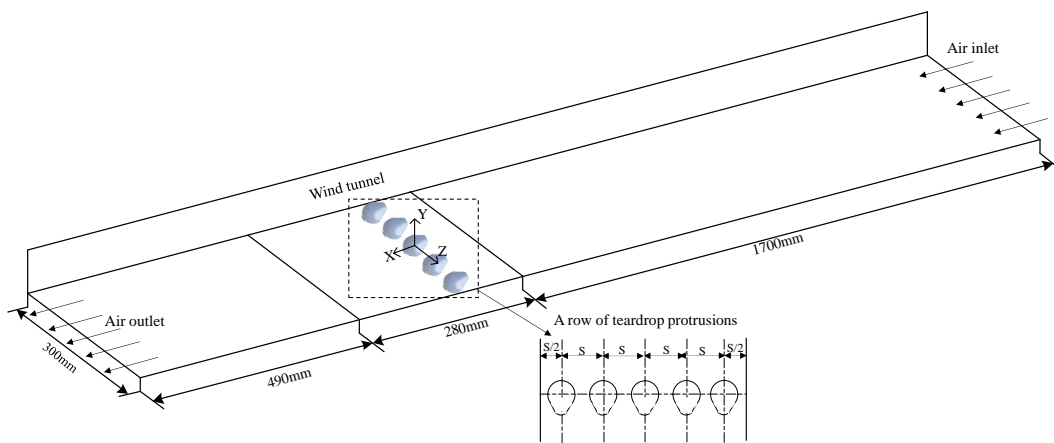


Figure 2: Diagram for position of teardrop protrusion in wind channel

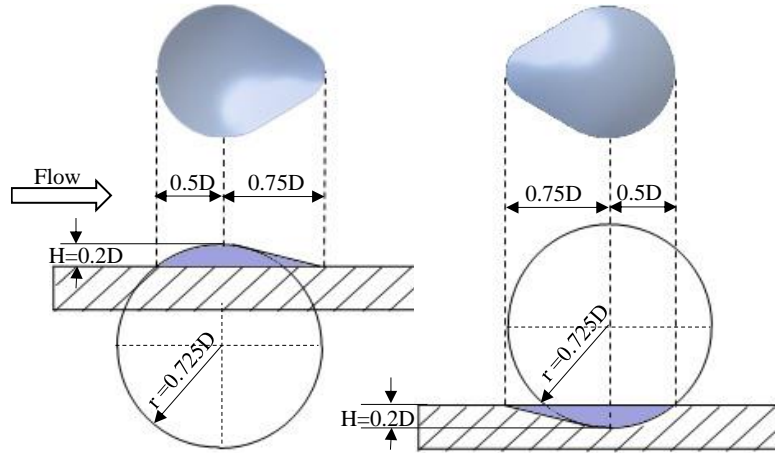


Figure 3: Geometrical parameter of teardrop dimple and protrusion

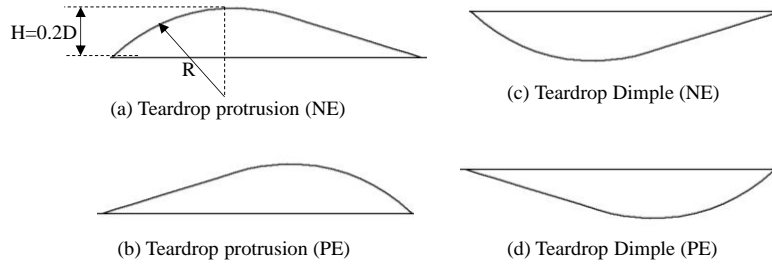


Figure 4: Teardrop protrusion and dimple with different structures

2.2 Heat transfer measurement

The coefficient of local heat transfer by force convection of heated test section surface was calculated from:

$$h = \frac{q_{input} - q_{loss,convection} - q_{loss,radiation}}{A(T_w - T_a)} \quad (1)$$

Where, T_w is wall temperature and T_a is temperature of entering air into wind tunnel.

The heat flux generation on the test section surface can be calculated from:

$$q_{input} = \frac{I^2 R}{A} \quad (2)$$

Where, I is the current of supplied electrical current, R is the electrical resistance of stainless-steel foil and A is the area of heat transfer surface.

The convection and radiation heat loss from TLC sheet to environment were evaluated from:

$$q_{loss,convection} = h_c (\bar{T}_w - T_s) \quad (3)$$

$$q_{loss,radiation} = \sigma \varepsilon_{TLC} (\bar{T}_w^4 - T_s^4) \quad (4)$$

Where, h_c is the natural heat transfer coefficient from horizontal surface to surrounding obtaining from empirical equation [], \bar{T}_w is average wall temperature and T_s is surrounding temperature. σ is the Stefan-Boltzman constant and ε_{TLC} is the emissivity coefficient of TLC sheet ($\varepsilon_{TLC}=0.9$).

The Nusselt number (Nu) is defined as:

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (5)$$

Here, D_h is the tunnel hydraulic diameter and k is the thermal conductivity of the air.

The friction factor (f) is obtained from;

$$f = \frac{P_1 - P_2}{\frac{1}{2} \rho u^2} \cdot \frac{D_h}{L} \quad (6)$$

where P_1 and P_2 are pressure of inlet point 1 and pressure of outlet point 2. Moreover, u and ρ are the mean velocity of inlet air and density of air.

To calculate thermal performance, Dittus-Boelter correlation of Nusselt number for smooth surface (Nu_0) of wind tunnel was used for fully developed turbulent flow.

$$Nu_0 = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (7)$$

where Re and Pr are Reynolds number and Prandtl number of inlet air temperature.

The Blasius correlation equation is used for the friction factor of smooth surface (f_0) of wind tunnel:

$$f_0 = 0.316 Re^{-0.25} \quad (8)$$

The thermal performance (η), which is the main objective of this study is evaluated as follow;

$$\eta = \frac{(Nu / Nu_0)}{(f / f_0)^{1/3}} \quad (9)$$

3 Numerical simulation

The three dimensional and steady state numerical simulation have done the heat transfer and flow characteristics for teardrop dimpled/protruded surface of test section. The descriptions of boundary conditions for simulation are shown in Fig. 5. The boundary condition and dimensions of numerical and experimental model are identical. The internal fluid flow was assumed as incompressible flow with constant thermal properties. All walls were insulated and assumed as an adiabatic condition except for the bottom wall of the test section which was treated as heat transfer surface. The tunnel's top and bottom walls were specified as no-slip boundary condition. For reducing computational efforts, the lateral sides of the wind tunnel were given as symmetry condition remaining with three middle protrusions. Therefore, the width of tunnel was varied with the different protrusion-to-protrusion/dimple-to-dimple spacing (S). The ratio of protrusion-to-protrusion/dimple-to-dimple spacing to printed diameter (S/D) was 1.125, 1.25, 1.5 and 2. The heat flux of the test section was set at 150 W/m^2 which was the same rage using in the experiment. The inlet of wind tunnel was considered as velocity inlet. The uniform velocity of inlet air was 6.44 m/s which was calculated according to the Reynolds number. The air was entered with uniform temperature of 25.7°C which is chosen according to experimental condition, and the pressure outlet boundary condition was used at the outlet of tunnel.

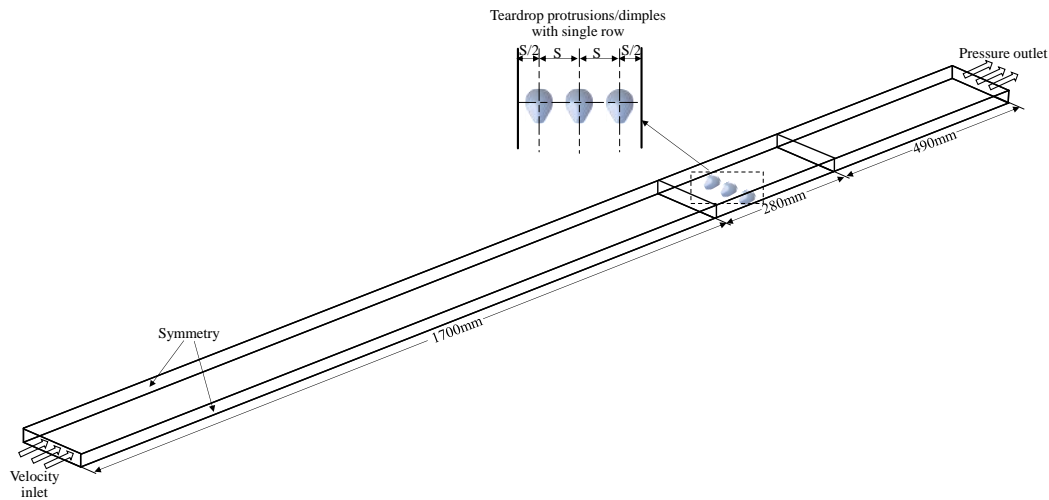


Figure 5: The schematic of boundary conditions for wind tunnel simulation

The computations for the flow and heat transfer in the dimpled/protruded channel were accomplished using ANSYS Fluent 15 software. The standard $k-\omega$ SST turbulence model was used in numerical simulation. According to the Shen et al. [Shen, Xie and Zhang (2016)] and Wright et al. [Wright and Gohardani (2008)], they compared their experimental result of Nusselt number with SST $k-\omega$, $k-\omega$, RNG $k-\omega$ and realizable $k-\omega$ models. They described that the data which was using SST $k-\omega$ model matched well with experimental data and this model is very suitable for dimple/protrusion structure. Therefore, SST $k-\omega$ turbulence model was used because this model was good for detecting flow structures and reducing computation cost [Versteeg and Malalasekera (2007); Zuckerman and Lior (2006); Gerasimov (2006)]. Moreover, a second order upwind spatial discretization method was applied for momentum equation and turbulent capacity to decrease the computational error. In the terms of convergence criteria, the root mean square (RMS) residual of continuity and energy equations were set to be minimum at 10^{-8} and that of momentum equation was set to be minimum at 10^{-5} [Rao, Li and Feng (2015); Wae-hayee, Tekasakul, Eiamsa-ard et al. (2014); Wae-hayee, Tekasakul, Eiamsa-ard et al. (2015)].

The details of generated grid for computational model are illustrated in Fig. 6. In this Fig., the details of internal grid system were described the spanwise cutting plane along the center of protrusion/dimple and different view of protruded surface. For all simulation cases, even hexahedral meshes were applied for simulation model of wind tunnel, but uneven hexahedral meshes were applied for the non-uniform surface of protruded area as well as border of protruded regions. The grid system which was used in this study was examined by providing the y^+ value being lower than one [Shen, Xie and Zhang (2016), Salim and Cheah (2009)]. The grid numbers were saturated with various grid scale system for simulation which was considered within the range of 1.8 to 7.7 million elements, and 7.2 million elements were selected to use in computation domain.

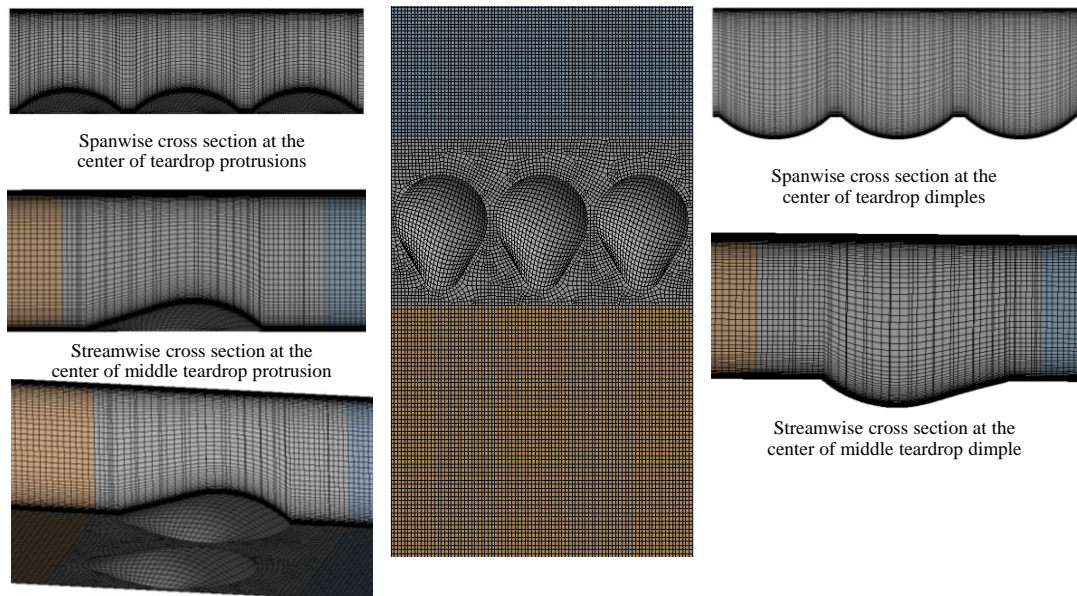


Figure 6: The generated mesh for teardrop dimple/protrusion computation

4 Results and discussion

4.1 Flow characteristics

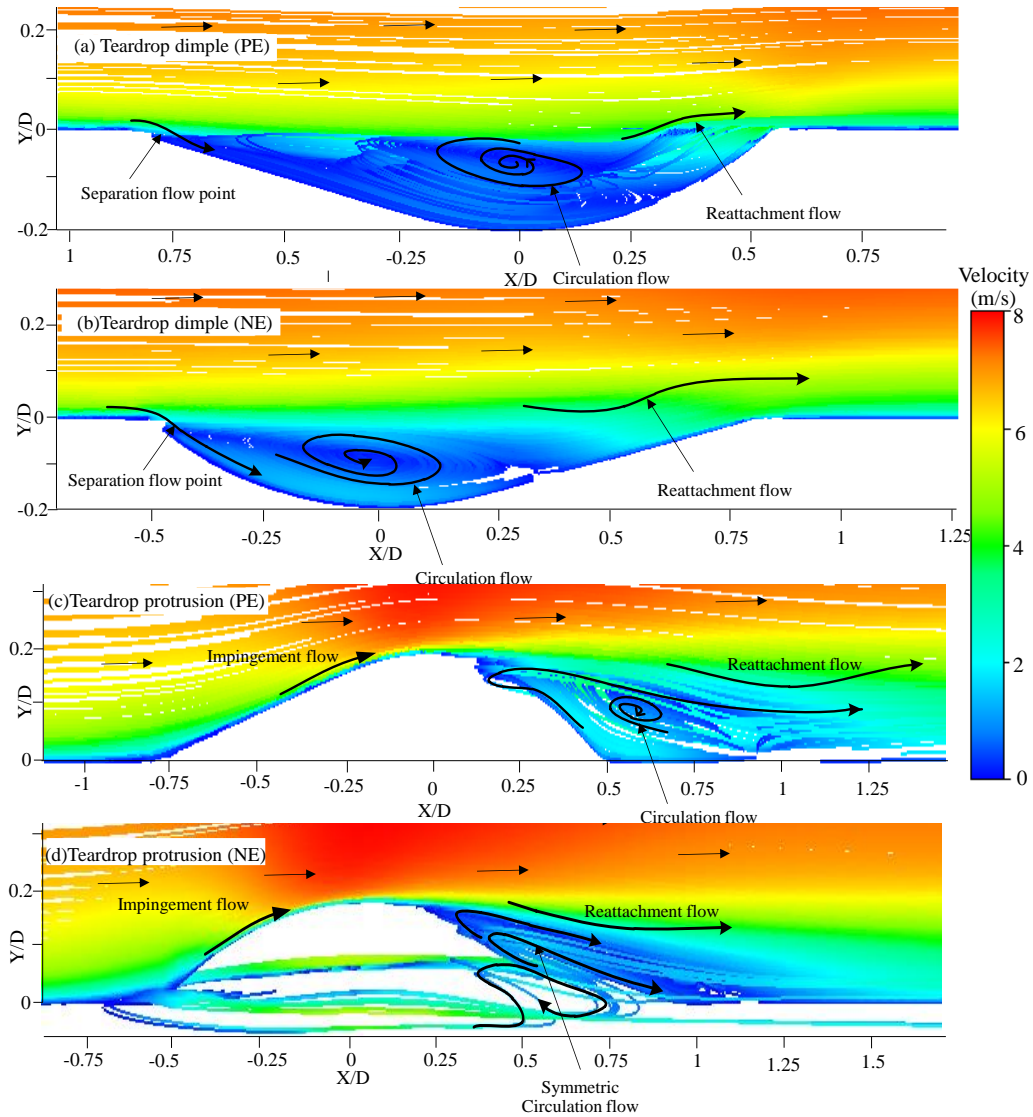


Figure 7: Streamline at the center of teardrop dimples/protrusions for $S=1.125D$ (Simulation results, $Re_H=20,000$)

The streamline flow conditions at the center of middle teardrop dimples/protrusions for $S=1.125D$ case are shown in Fig. 7. The flow starts separation when the flow enters to the dimple cavity. Inside the dimple, the recirculation flow which can reduce heat transfer. Some upstream flow moves toward to the downstream above these circulation regions, which can cause significant reattachment flow. The fluid flows smoothly into the teardrop dimple (PE) and the vortex structure was happened at the downstream half of dimple cavity. Compare with these two dimpled cases, the

reattachment flow region or length for teardrop dimple (NE) was larger or longer than that for teardrop dimple (PE). Inside the dimple cavity, the unsymmetrical vortex flow was occurred in teardrop dimple (PE) case.

For teardrop protrusion (PE), the fluid flows smoothly over the protrusion and some flows move along with the edge of both sides of protrusion to the downstream of protrusion. Therefore, the symmetrical vortex pair was occurred at the downstream region of protrusion. The reattachment flow was found over these symmetrical vortices. It can be clearly seen in Fig. 7(c). For teardrop protrusion (NE), the separation flow was found near the front edge of protrusion. Some of fluid flows along with the edge of protrusion to the trailing edge of downstream half of protrusion where the low-pressure region was occurred. Therefore, the separation flow was occurred at the trailing edge of protrusion and the reattachment flow was happened over these vortex pair at the same location. Comparing with those two Figures, the symmetrical vortex condition for teardrop protrusion (PE) is stronger than that for teardrop protrusion (NE). Moreover, the region or length of reattachment flow for teardrop protrusion (PE) is larger than that for teardrop protrusion (NE).

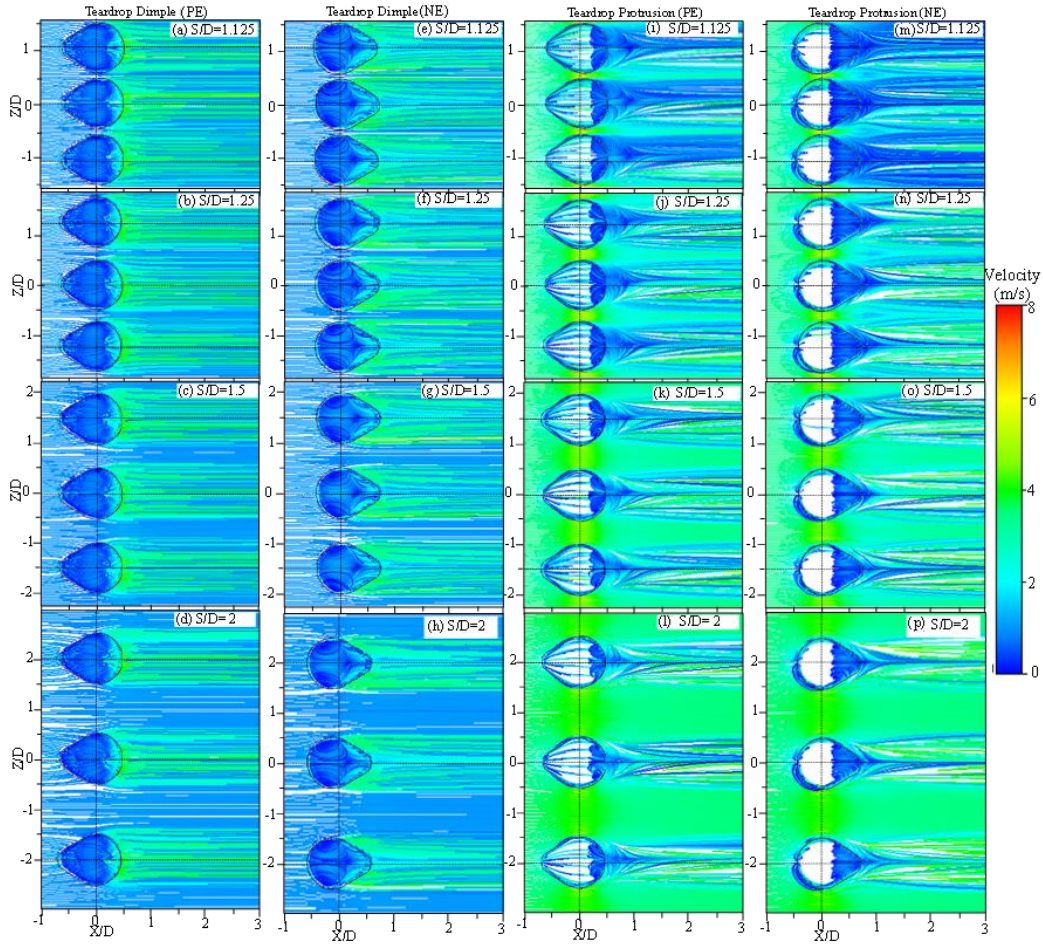


Figure 8: Streamline above the teardrop dimpled/protruded test section surface (Simulation results, $Re_H = 20,000$)

The streamlines flow over the above 1 mm of teardrop dimpled/protruded surface are shown in Fig. 8. It can be seen generally the flow with low velocity was found inside dimple cavity where circulation flow was found and the flow with high velocity was happened at downstream of dimple cavity where the reattachment flow was found. Inside the teardrop dimple (NE), symmetrical vortex pair was happened upstream half of dimple cavity and the reattachment flow was found at the downstream half of dimple cavity.

For protrusion cases, the symmetric vortex pairs happen near the edge of downstream rim of teardrop protrusion (PE). For teardrop protrusion (NE), the small separation flow was occurred at the front edge of protrusion and the vortex pair was occurred at the trailing edge of downstream half of protrusion. For both of those two cases, the area of separation and vortex pairs for $S=1.125D$ case are larger than that for other cases because the effect of narrow spacing between protrusion-

to-protrusion can cause stronger separation flow and because of the effect of the longitudinal vortex flow along with the flow between the protrusion-to-protrusion spacing.

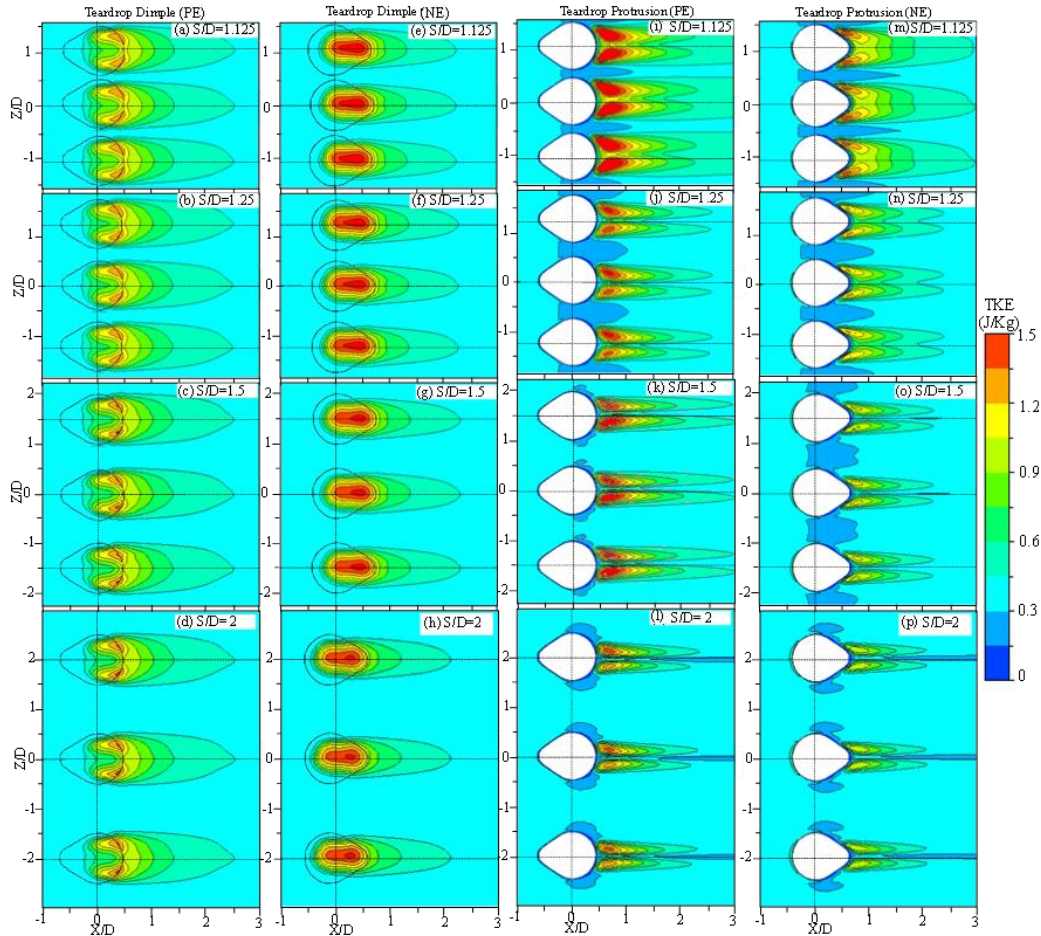


Figure 9: Turbulence Kinetic Energy (TKE) contours above 1mm over the dimpled/protruded test section surface (Simulation results, $Re_H = 20,000$)

The simulation results of Turbulent Kinetic Energy (TKE) contours above 1mm over the dimpled/protruded surface are shown in Fig. 9. The region of high TKE was occurred at the same location where the circulation or separation flow was occurred. The high TKE region of teardrop dimple (NE) is larger than that of teardrop dimple (PE) because the circulation flow inside the cavity of teardrop dimple (NE) is stronger than that of teardrop (PE). For teardrop dimple (PE), the flow enters easily inside the cavity and the symmetric vortex forms in both sides. Therefore, the symmetric contour of TKE was found in teardrop dimple (PE). Comparing all spacing case, the TKE region for $S=1.125D$ is larger than that for other cases. That is meant that the turbulence intensity for $S=1.125D$ case inside the dimpled cavity is stronger than that for others

In the teardrop protrusion cases, the high value of TKE was found behind the teardrop protrusion in both cases because the flow separation was occurred at this region. The high TKE area for teardrop protrusion (PE) is larger than teardrop protrusion (NE) because the flow was blocked in front of teardrop protrusion (NE) and the small separation flow was occurred at the trailing edge of teardrop protrusion (NE). The detail of flow conditions was explained in Figure 7. According to comparison of all spacing cases, the region of high TKE for $S=1.125D$ case was significantly larger than that for other cases because small spacing case causes the strong interaction of vortex pair between the spacing of protrusion-to-protrusion.

4.2 Heat transfer

The Fig. 10 shows contour of Nusselt number distribution on the teardrop dimpled/protruded test section surface at $Re_H=20,000$. The low Nusselt number region was occurred at the upstream half of dimpled cavity where circulation flow was found. The high Nusselt number area of teardrop dimple was found at just downstream of dimple. For teardrop dimple (PE), the reattachment flow region is lower than (NE) cases and the unsymmetrical vortex pair was occurred while symmetrical vortex pair was found in teardrop dimple (PE) case. Therefore, the area of high Nusselt number for teardrop dimple (NE) is higher than that for teardrop dimple (PE). Moreover, the two-peak region of Nusselt number distribution was found in teardrop dimple (NE) case while one peak region of Nusselt number distribution was found in teardrop dimple (PE). The high Nusselt number region becomes smaller when the spacing gets larger.

The high Nusselt number region was found at the upstream half of teardrop protrusion where the impingement flow was happened. For teardrop protrusion (PE), the fluid flows smoothly over the protrusion and the strong separation flow was occurred at the downstream half of protrusion. This effect can enhance heat transfer. However, the fluid was blocked at the upstream of teardrop protrusion (NE) and the vortex intensity at the trailing edge of protrusion was low because some fluid flows both side of protrusion rim. Therefore, the Nusselt number region behind the protrusions for teardrop protrusion (PE) is higher than that for teardrop protrusion (NE).

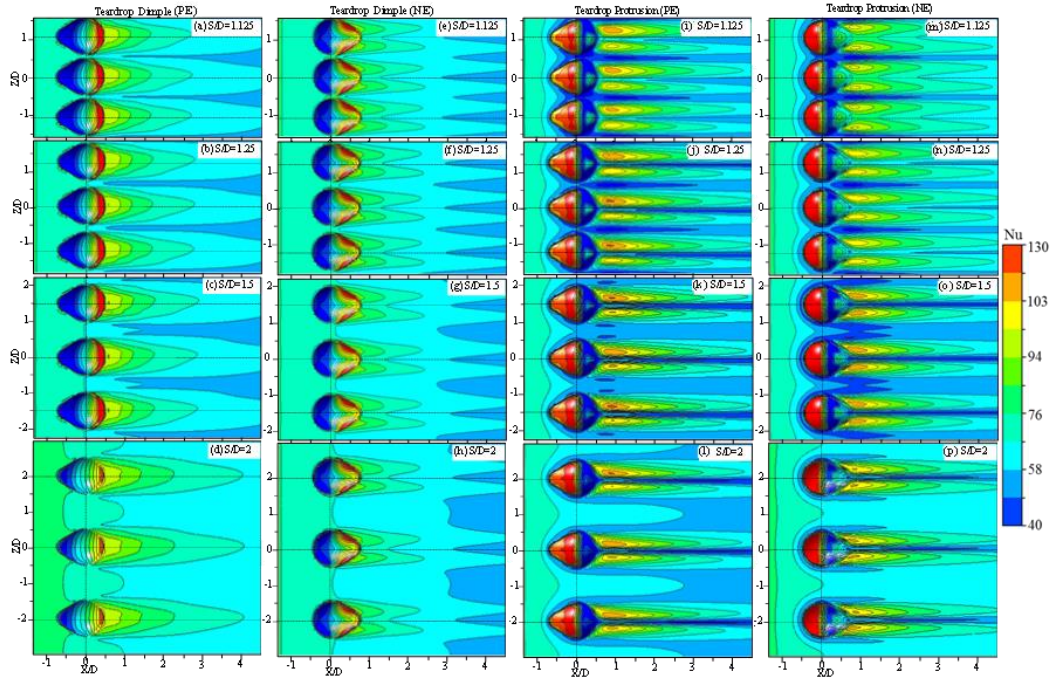


Figure 10: Contour of Nusselt number distribution on the teardrop dimpled/protruded test section surface (Simulation results, $Re_H = 20,000$)

The Fig. 11 shows the experimental results for contour of Nusselt number distribution over the middle three protrusion of test section. This study was not considered for the area of teardrop protrusion surface. All experimental results were considered under the same range ($50 \leq Nu \leq 100$). In general, the high Nusselt number regions was occurred at the downstream of teardrop protrusion where the reattachment flow was found. The low Nusselt number region was happened just near the downstream rim of teardrop protrusion where the separation flow was occurred. And then, the high Nusselt number area became smaller when the spacing became narrower because of the interaction vortex pair between the spacing of protrusion-to-protrusion. Therefore, the narrowest case can cause the high TKE, high Nusselt number value and strong turbulence intensity. According to the comparison between teardrop protrusion (PE) and (NE), the Nusselt number region for teardrop protrusion (PE) is higher than that for teardrop protrusion (NE) case in every single-spacing case because the turbulence intensity of teardrop protrusion (PE) is stronger than that of NE case. These results are agree well with the simulation results of TKE for teardrop protrusion, which was discussed in flow characteristic section.

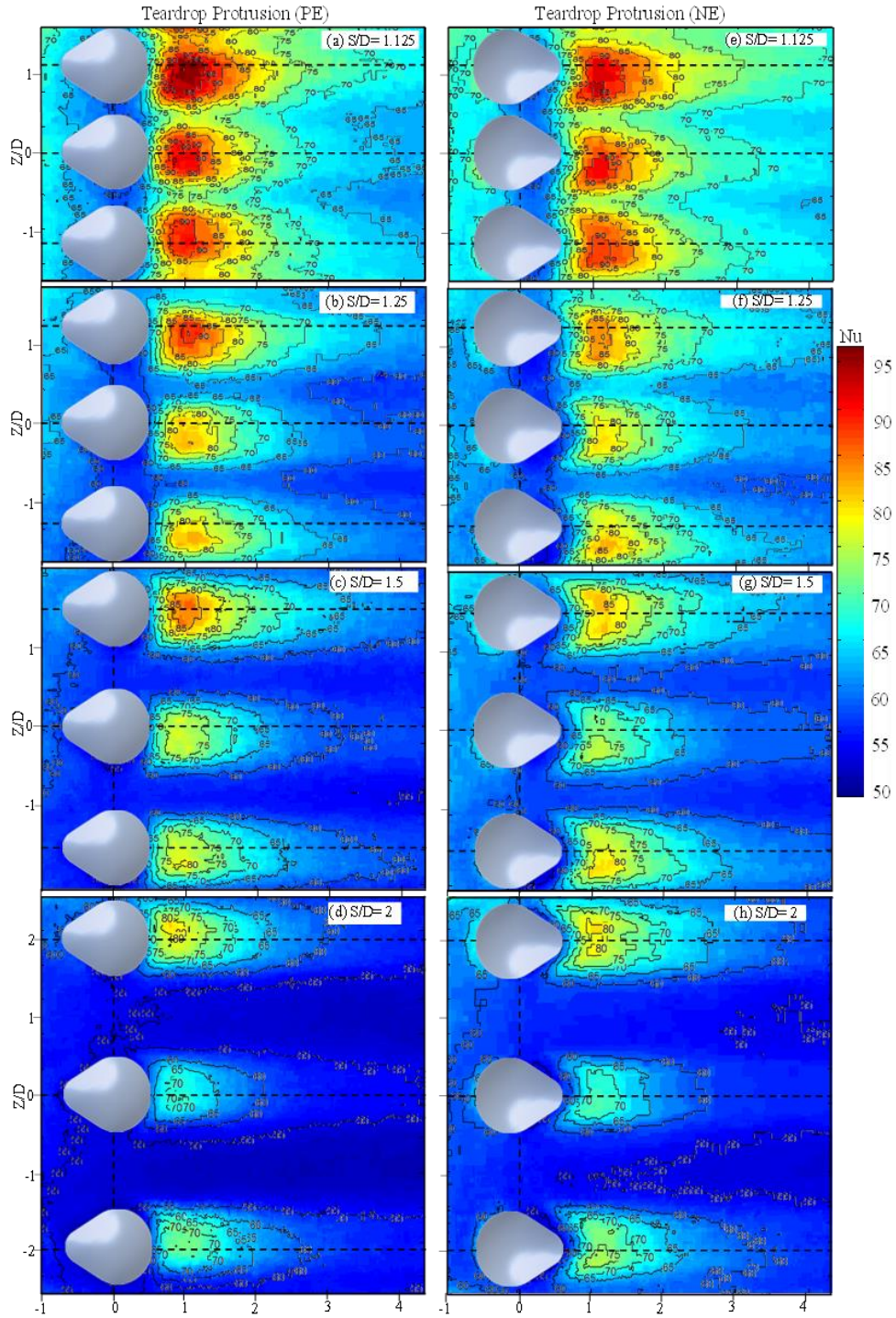


Figure 11: Contour of Nusselt number distribution on the teardrop protruded test section surface (Experimental results, $Re_H = 20,000$)

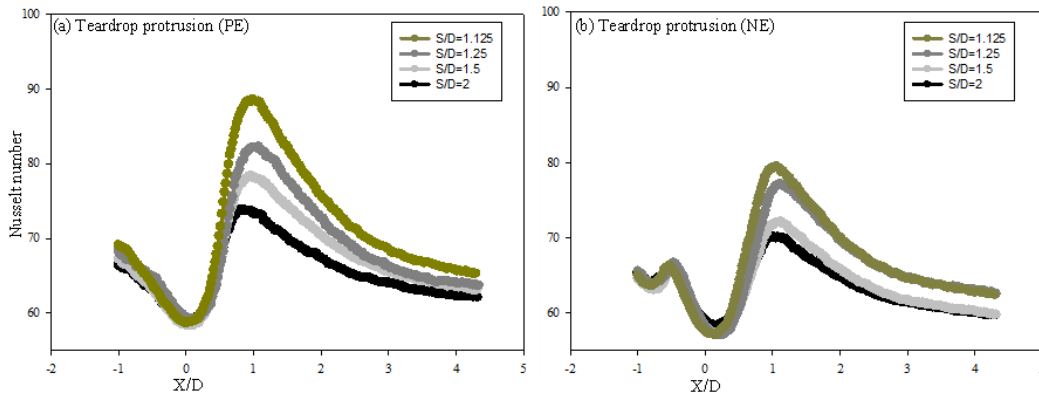


Figure 12: Average Nusselt number trend along with the X/D direction of protruded test section surfaces (Experimental results, $Re_H = 20,000$)

The Fig. 12 shows the average Nusselt number along with the streamline direction of protruded test section surfaces. For teardrop protrusion (PE), the fluid flows smoothly over the protrusion at the upstream of protrusion. Therefore, the Nusselt number values at the upstream of protrusion is normal. However, the flow was block at the upstream in the case of teardrop protrusion (NE). This condition cause small separation flow. Therefore, the Nusselt number value drop immediately at the upstream of protrusion where separation flow was occurred. The trend of average Nusselt number values are significantly high behind the teardrop protrusion where reattachment flow was found in both cases. It can be seen clearly that the values of teardrop protrusion (PE) is higher than that of teardrop protrusion (NE). The results of TKE and flow characteristics from simulation are quite match with experimental results.

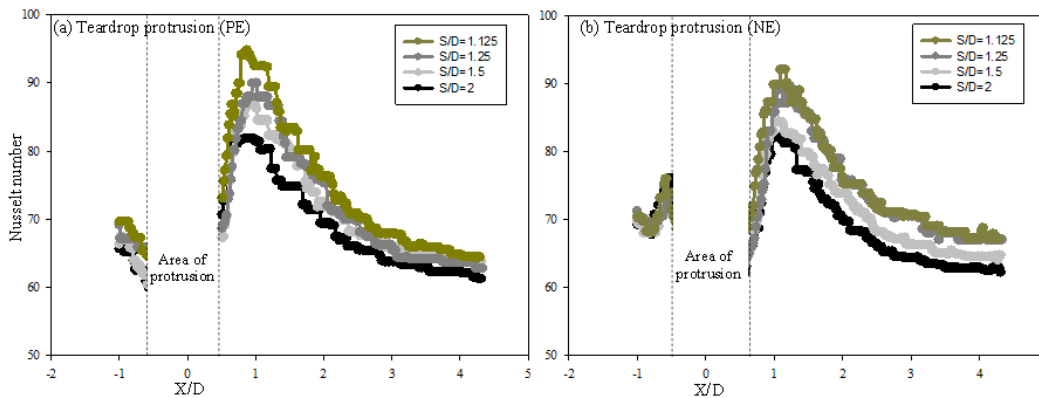


Figure 13: Local Nusselt number trend along with the X/D direction at the center of middle protrusion $Z/D=0$ (Experimental results, $Re_H = 20,000$)

The experimental results of local Nusselt number trend along with the X/D direction at the center of middle protrusion $Z/D=0$ are shown in Fig. 13. The protrusion area is not considered for Nusselt number. The trend condition is quite agreed well with TKE results from simulation at the center of middle protrusion. The highest Nusselt number values are found at around $X/D=1$ where the highest TKE values occur. The detail of Nusselt number value related with flow condition is discussed above paragraph. The highest Nusselt number cases are found at $S/D=1.125$ in both cases.

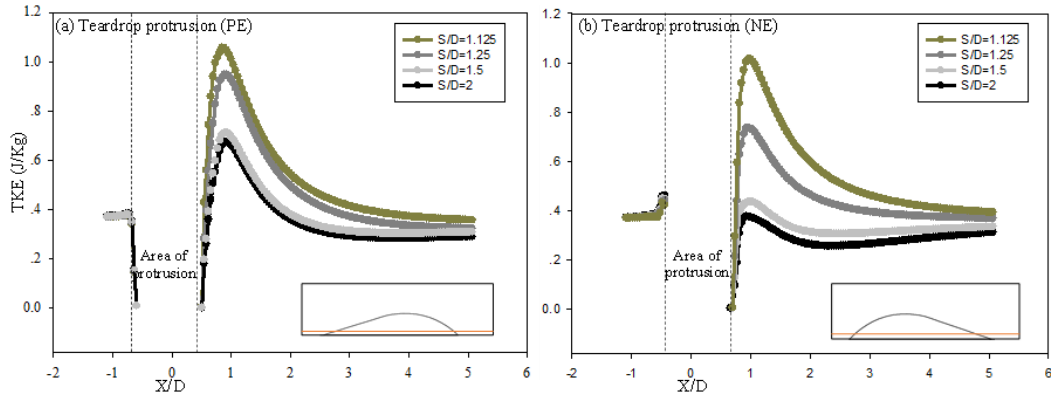


Figure 14: Turbulence Kinetic Energy (TKE) distribution along X/D direction at the center of middle protrusion above 1mm from the protruded test section surface

The Fig. 14 shows the Turbulence Kinetic Energy (TKE) distribution of simulation results at the center of middle protrusions ($Z/D=0$). For teardrop protrusion (PE), the flow passed through smoothly over the protrusion. Therefore, TKE value was low at in front of protrusion ($-1.2 \leq X/D \leq -0.75$). However, the small separation flow was found at the front edge of teardrop protrusion (NE). Therefore, the value of TKE of teardrop protrusion (NE) was a little higher than that of PE case at the position of ($-1.2 \leq X/D \leq -0.75$). In general, the TKE value is high just behind the protrusion where the separation flow was occurred. The value of TKE for teardrop protrusion (PE) is higher than that of NE case in every single-spacing cases behind the protrusion. Among four spacing cases, the $S=1.125D$ case was significantly higher than other cases.

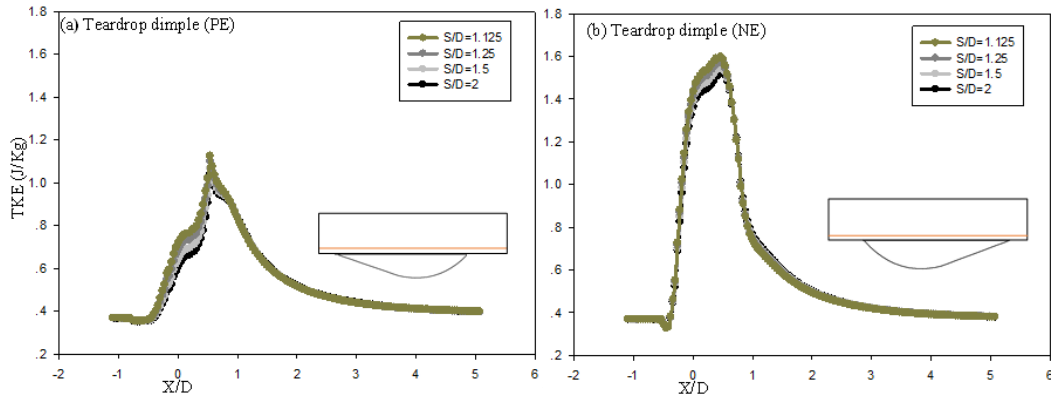


Figure 15: Turbulence Kinetic Energy (TKE) distribution along X/D direction at the center of middle dimple above 1mm from the dimpled test section surface

The distribution of Turbulence Kinetic Energy (TKE) along X/D direction at the center of middle dimple above 1 mm from surface is shown in Fig. 15. The trend of TKE for teardrop dimple (NE) is significantly higher than that for teardrop dimple (PE) because of the different condition of recirculation flow inside the dimple cavity, which was discussed in flow characteristics session. The results of TKE and flow condition are quite agreed well. The values of TKE trend was quite same in all spacing cases but the values are different at the position of occurring of recirculation flow ($-0.3 < X/D < 0.75$).

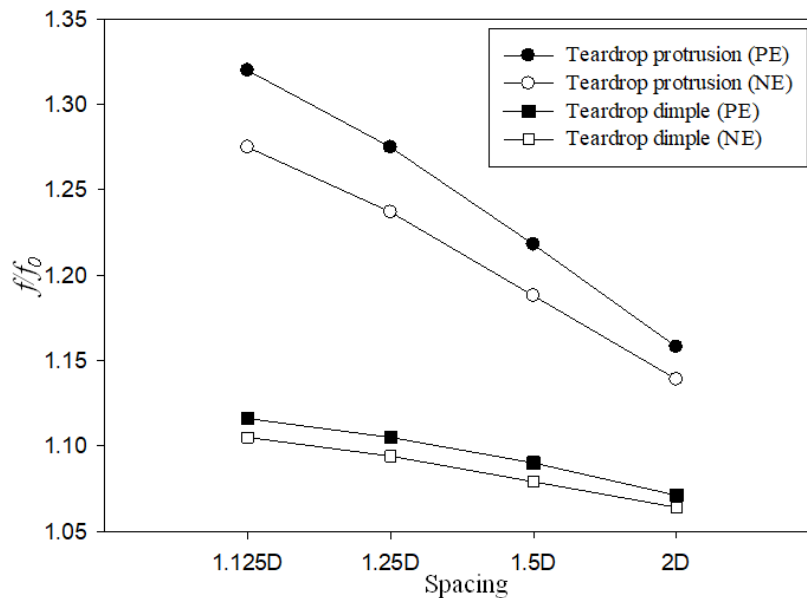


Figure 16: Friction factor of simulation result for teardrop dimple/protrusion ($Re_H = 20,000$)

The simulation results of friction factor for teardrop dimple/protrusion are shown in Fig. 16. In experiment, the pressure drop values of protruded test section surface is difficult to measure because this study was analyzed single row of protrusions. According to the simulation results, the teardrop protruded surfaces are higher friction factor than dimpled surfaces because protrusions structure block the upstream flow. It can be noted that the friction factor value gradually decreases when the spacing increase. The narrowest spacing case was the highest friction factor because the pressure drop value is high in narrow spacing case. The friction factor of teardrop protrusion (PE) is higher than that of teardrop protrusion (NE) because of the different flow conditions which was discussed above session. Moreover, the friction factor of dimple (PE) is higher than that of (NE) case.

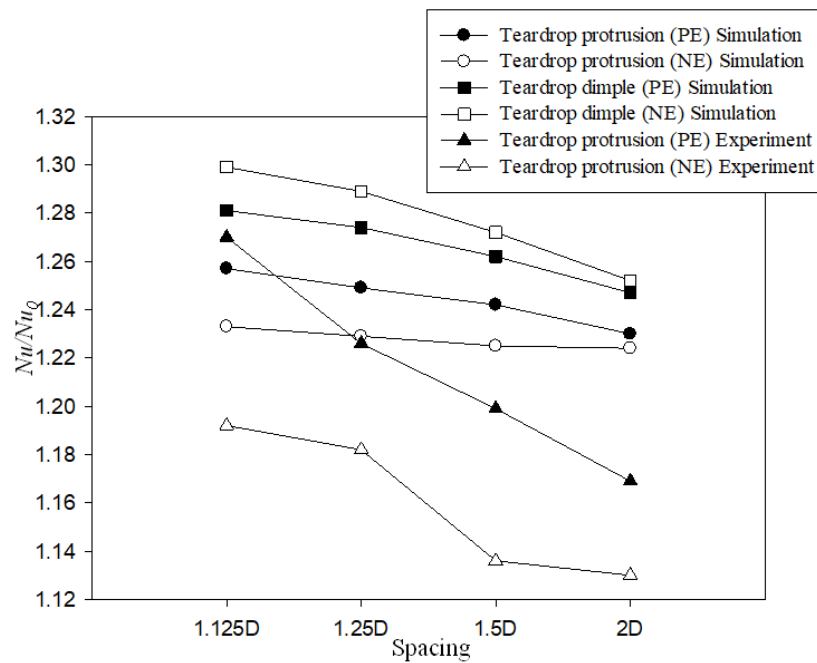


Figure 17: Heat transfer enhancement of simulation result for teardrop dimple/protrusion ($Re_H = 20,000$)

The Fig. 17 describes the heat transfer enhancement of simulation and experiment results of teardrop protruded/dimpled surface at $Re_H = 20,000$. In general, the heat transfer enhancement for teardrop dimpled surface was higher than that of protrusion cases because of different flow condition i.e. vortices generation, impingement flow, separation, recirculation and reattachment flow. The value of heat transfer enhancement in teardrop protrusion (PE) cases for both simulation and experiment are higher than that of NE cases. The teardrop protrusion (PE) of experiment for $S=1.125D$ case is 1.028% higher than that of simulation result. However, teardrop protrusion (NE) of simulation for $S=1.125D$ case is 3.381% higher than that of experimental result. The values of heat transfer enhancement get low when the spacing becomes larger. The highest heat transfer enhancement case is teardrop dimple (NE) case.

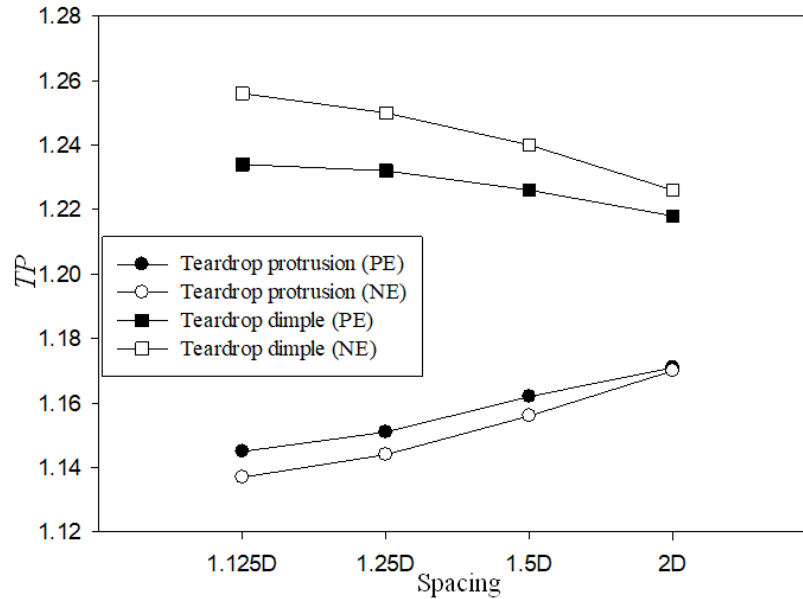


Figure 18: Thermal performance of simulation results for teardrop dimple/protrusion ($Re_H = 20,000$)

The thermal performance results of teardrop dimples/protrusions tested session surface for simulation are shown in Fig. 18. The value of thermal performance for experimental results were not described because the friction factor cannot calculate in the experiment. The thermal performance for teardrop dimple case is higher than that for protrusion case. According to the comparison of protrusion cases, the thermal performance of teardrop protrusion (PE) is higher than that of teardrop protrusion (NE) due to high heat transfer enhancement in PE case. However, the thermal performance of teardrop dimple (NE) is higher than that of teardrop dimple (PE) case because of high heat transfer enhancement and low friction factor values in NE case. The thermal performance values for teardrop dimple are gradually decrease but the values for teardrop protrusion are gradually increase. For teardrop dimple case, the value of thermal performance for $S=1.125D$ case is the highest among four spacing cases because of highest heat transfer enhancement value and lowest friction factor value. The friction factor value in teardrop dimple case is very close comparing with four spacing cases. But, the thermal performance of teardrop protrusion case for $S=2D$ is the highest even though the value of heat transfer enhancement value is lowest. That is because friction factor value for $S=2D$ case is quite lower than that for $S=1.125D$ case.

5 Conclusions

The flow characteristics and heat transfer of different structures of teardrop dimples/protrusions in rectangular wind tunnel with depth or height of $H=0.2D$ are investigated. The conclusions of this study are as follows;

1. The flow separation and recirculation inside the teardrop dimple (NE) is stronger than that of teardrop dimple (PE). For the teardrop protrusions, the symmetric vortex pairs are occurred strongly behind the teardrop protrusion (PE) while this flow is found at the trailing edge of teardrop protrusion (NE). Small separation flow is found at the upstream of teardrop protrusion (NE).
2. Among four spacing cases, the turbulent intensity for $S=1.125D$ is stronger than that for other cases because the effect of narrow spacing between protrusion-to-protrusion can cause stronger separation flow and due to the effect of the longitudinal vortex flow along with the flow between the protrusion-to-protrusion spacing.
3. The heat transfer enhancement for teardrop dimple cases are higher than that for protrusion of simulation and experimental results. The values of positive eccentricities for teardrop protrusions are higher than that of negative eccentricities for teardrop protrusions. However, the values of negative eccentricities for teardrop dimples are higher than that of positive eccentricities for teardrop dimples.
4. The highest values of average Nusselt number are occurred around the position of $X/D=1$ where the reattachment flow was found. Moreover, the position of the highest values of average Nusselt number is identity with the position of occurring of highest TKE values.
5. The thermal performance values for teardrop dimple cases decrease gradually but the values for teardrop protrusion cases increase gradually when the spacing become larger. That is because of the friction factor gap which is causing by the spacing between each other's.

Acknowledgement: The research grant was supported by the Research and Development Office (RDO), Prince of Songkla University (PSU), grant No. ENG590725S and the scholarship award of Thailand Education Hub (THE-AC) from the graduate school of PSU.

References

- Acharya, S.; Zhou, F.** (2012): Experimental and Computational study of heat/mass transfer and flow structure for four dimple shapes in a square internal passage. *Journal of Turbomachinery*, vol. 134, no. 6, pp. 061028-1-13.
- Alam, T.; Kim, H. M.** (2017): Heat transfer enhancement in solar air heater duct with conical protrusion roughness ribs. *Applied Thermal Engineering*, vol. 126, pp. 458-469.
- Chyu, M. K.; Yu, Y.; Ding, H.** (1997): Concavity enhanced heat transfer in an internal cooling passage, *The American Society of Mechanical Engineering paper*, pp. 97-GT-437.
- Gerasimov, A.** (2006): Modeling Turbulent Flows with FLUENT. Europe, ANSYS, Inc.2006.
- Kore, S. S.; Yadav, R. J.; Sane, N. L.** (2015): Investigations of effect of dimple depth on heat transfer and fluid flow within rectangular channel. *Procedia Engineering*, vol. 127, pp. 1110-1117.

- Ligrani, P. M.; Harrison, J. L.; Mahmmod, G. I.; Hill, M. L.** (2001): Flow structure due to dimple depressions on a channel surface. *Physics of Fluids*, vol. 13, no. 11, pp. 3442-3451.
- Ligrani, P. M.; Oliverira, M. M.** (2003): Comparison of heat transfer augmentation techniques. *AIAA Journal*, vol. 41, no. 3, pp. 337-362.
- Mahmood, G. I.; Hill, M. L.; Nelson, D. L.; Ligrani, P. M.; Moon, H. K.; Glezer, B.** (2000): Local heat transfer and flow structure on and above a dimpled surface in a channel. *Journal of Turbomachinery*, vol. 123, no.1, pp. 115-123.
- Rao, Y.; Feng, Y.; Li, B.; Weigand, B.** (2015): Experimental and numerical study of heat transfer and flow friction in channel with dimples of different shapes. *Journal of Heat Transfer*, vol. 137, pp. 031901-1-10.
- Rao, Y.; Li, B.; Feng, Y.** (2015): Heat transfer of turbulent flow over surfaces with spherical dimples and teardrop dimples. *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 61, pp. 201-209.
- Shen, Z.; Xie, Y.; Zhang, D.** (2016): Experimental and numerical study on heat transfer in trailing edge cooling passages with dimples/protrusions under the effect of side wall slot ejection. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 92, pp. 1218-1235.
- Salim, S. M.; Cheah, S. C.** (2009): Wall y^+ strategy for dealing with wall-bounded turbulent flows. *Proceeding of the International Multi Conference of Engineers and Computer Scientists, IMECS 2009, Hong Kong*.
- Versteeg, H. K.; Malalasekera, W.** (2007): An introduction to computational fluid dynamics, Second Edition, *Pearson Prentice Hall*, pp. 72-80.
- Wae-hayee, M.; Tekasakul, P.; Eiamsa-ard, S.; Nuntadusit, C.** (2014): Effect of cross-flow velocity on flow and heat transfer characteristics of impinging jet with low jet-to-plate distance. *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 28, no. 7, pp. 2909-2917.
- Wae-hayee, M.; Tekasakul, P.; Eiamsa-ard, S.; Nuntadusit, C.** (2015): Flow and heat transfer characteristics of in-line impinging jets with cross-flow at short jet-to-plate distance. *Experimental Heat Transfer*, vol. 28, no. 6, pp. 511-530.
- Won, S. Y.; Zhang, Q.; Ligrani, P. M.** (2005): Comparisons of flow structure above dimpled surface with different dimple depths in a channel. *Physics of Fluid*, vol. 17, pp. 045105-1-9.
- Wright, L. M.; Gohardani, A. S.** (2008): Effect of coolant ejection in rectangular and trapezoidal trailing edge cooling passage. *Proceeding of ASME Turbo Expo 2008: Power for land, Sea and Air*, pp. GT2008-50414.
- Xie, Y.; Qu, H.; Zhang, D.** (2015): Numerical investigation of flow and heat transfer in rectangular channel with teardrop dimple/protrusion. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 84, pp. 486-496.
- Zuckerman, N.; Lior, N.** (2006): Jet Impingement heat transfer: physics, correlations, and numerical modeling. *Advance in Heat Transfer*, vol. 39, pp. 565-630.

ภาคผนวก 5

ข้อบ่งชี้ “ผลของระยะห่างระหว่างรอยรูดที่มีต่อการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวภายในอุโมงค์ลม”
นำเสนอในที่ประชุมวิชาการ การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 30 วันที่ 5-8
กรกฎาคม 2559 จังหวัดสงขลา

ผลของระยะห่างระหว่างรอยนูนที่มีต่อการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวภายในอุโมงค์ลม The Effect of Protrusion-to-protrusion Spacing on Heat Transfer Characteristics on the Internal Surface of Wind Tunnel

มงคล เกื้อสกุล ปฐมพร นระระโต ชยุต นันทดุสิต และ มัทตาร์ แวหะยี*

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์ ตำบลคอหงส์ อำเภอหาดใหญ่ จังหวัดสงขลา 90112
*ติดต่อ: E-mail: wmakatar.eng.psu.ac.th, เบอร์โทรศัพท์: 074-287-231, เบอร์โทรสาร: 074-558830

บทคัดย่อ

ในบทความนี้ได้นำเสนอผลของการศึกษาการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่ติดตั้งรอยนูนแบบแถว ชุดทดลองเป็นแบบอุโมงค์ลมที่มีหน้าตัดสี่เหลี่ยมผืนผ้า พื้นผิวภายในอุโมงค์ลมได้ติดตั้งรอยนูน จำนวน 4 อัน เรียงเป็นแบบแถวตั้งฉากกับการไหลภายในอุโมงค์ลม รอยนูนเป็นแบบทรงกลมที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 40 mm และขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางส่วนที่ยื่นออกจากพื้นผิว (รอยปรีน) $D=27.0$ mm ความสูงของส่วนที่ยื่นออกจากพื้นผิว $H=0.22D$ โดยปรับระยะห่างระหว่างรอยนูน $S=1.125D, 1.25D, 1.5D$ และ $2D$ สำหรับเรย์โนลด์ส้นัมเบอร์ของการไหลของอากาศภายในอุโมงค์ลมได้กำหนดให้คงที่เท่ากับ $Re_H=20,000$ โดยคิดจากเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของการไหลภายในอุโมงค์ลม ในการวัดการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวได้ใช้แผ่น Thermo-chromic liquid crystal วัดอุณหภูมิที่กระจายบนพื้นผิว จากผลการศึกษาพบว่าที่ระยะ $S=1.125D$ ให้การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวสูงสุด

คำหลัก: รอยนูน การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน สัมประสิทธิ์การพาความร้อน

Abstract

This article, the study of heat transfer on the surface mounted protrusions with inline arrangement was presented. Experimental setup was wind tunnel with rectangular cross section. 4 protrusions were installed perpendicularly to air flow inside the tunnel. The protrusions were sphere with a diameter of 40 mm, and the printed diameter of protrusions on the surface was $D=27.0$ mm. The height of protrusions was $H=0.22D$. A protrusion-to-protrusion spacing were adjusted at $S=1.125D, 1.25D, 1.5D$ and $2D$. The Reynolds number of air flow inside the wind tunnel, based on hydraulic diameter of air flow inside the wind tunnel, was fixed at $Re=20,000$. The heat transfer on the surface was evaluated by measuring temperature distributions using a thermo-chromic liquid crystal sheet. The results show that the heat transfer rate for the case of $S=1.125D$ was the highest.

Keywords: Protrusion, Heat transfer enhancement, Heat transfer coefficient

1. บทนำ

การเพิ่มความสามารถถ่ายเทความร้อนเป็นวิธีหนึ่งที่สามารถช่วยประหยัดพลังงาน โดยเฉพาะในกระบวนการที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนเข้ามาเกี่ยวข้อง เช่น กระบวนการให้ความร้อน การระบายความร้อน การทำให้แห้งบนพื้นผิว หรือในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งกระบวนการส่วนใหญ่จะใช้หลักการถ่ายเทความร้อนแบบการพาความร้อน หากสามารถออกแบบระบบ

ให้มีสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูง จะสามารถลดการใช้พลังงานของปั๊ม พัดลม หรือลดขนาดและน้ำหนักของอุปกรณ์ รวมถึงต้นทุนในการผลิต

สำหรับวิธีการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสามารถทำได้โดยการลดความหนาของชั้นขอบเขต (Boundary layer) หรือทำลายชั้นขอบเขตที่เกิดขึ้นระหว่างของไหลกับพื้นผิว เนื่องจากภายในชั้นขอบเขตของไหลมีความเร็วต่ำเหมือนเป็นชั้นฉนวนความร้อน

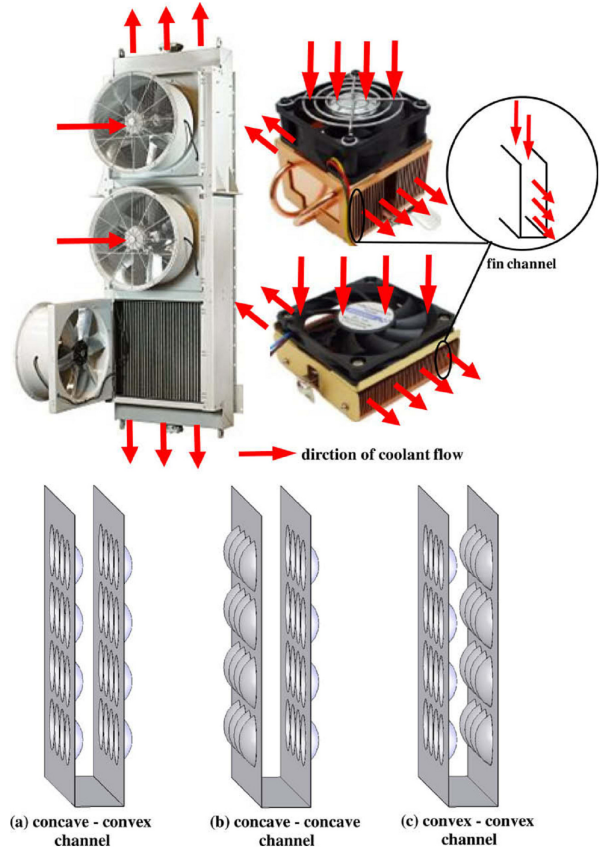
สำหรับการลดความหนาของชั้นขอบเขตสามารถทำได้โดยการเพิ่มความเร็วให้กับของไหล แต่วิธีนี้จำเป็นต้องเพิ่มกำลังของพัดลมหรือปั๊ม ส่วนวิธีการทำลายชั้นขอบเขตสามารถทำได้โดยการติดตั้งอุปกรณ์สร้างความปั่นป่วน (Turbulators) เช่น กลุ่มของริบส์ (Ribs) หรือพินส์ (Pins) บนพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งวิธีดังกล่าวไม่จำเป็นต้องเพิ่มความเร็วของของไหล เนื่องจากชั้นขอบเขตการไหลจะถูกทำลายเมื่อของไหลไหลผ่านอุปกรณ์ที่ติดตั้ง แต่อย่างไรก็ตาม วิธีนี้จำเป็นที่จะต้องคำนึงถึงการสูญเสียความดันที่เกิดขึ้น [1]

การทำให้อุปกรณ์เป็นรอยนูน (Protrusions) เป็นวิธีหนึ่งที่สามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิว รูปที่ 1 แสดงการออกแบบครีบบระบายความร้อนให้เป็นรอยนูนเพื่อเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อน [2] สำหรับรูปที่ 2 แสดงลักษณะโครงสร้างการไหลผ่านรอยนูน ลักษณะการไหลจะเกิดการแยกตัว (Separation flow) บริเวณต้นทางของรอยนูน บริเวณนี้จะเกิดกระแสหมุนวนขนาดเล็ก เมื่อของไหลผ่านรอยนูนจะเกิดการไหลแบบเกาะติดผนังอีกครั้ง (Reattachment flow) บนพื้นผิวเรียบด้านปลายทางการไหลของรอยนูน โดยบริเวณปลายทางการไหลที่เป็นพื้นผิวโค้งของรอยนูนจะเกิดเป็นกระแสหมุนวนที่อยู่กับที่ บริเวณที่เกิดการไหลเป็นกระแสหมุนวนอยู่กับที่เป็นบริเวณที่มีการถ่ายเทความร้อนต่ำ และบริเวณที่มีการไหลแบบเกาะติดผนังอีกครั้งเป็นบริเวณที่มีการถ่ายเทความร้อนสูง

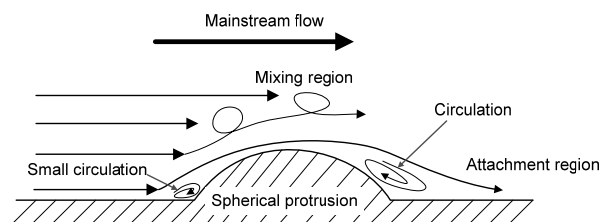
สำหรับจุดเด่นของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยการทำให้ผิวเป็นรอยเว้าหรือรอยนูน คือ รอยนูนมีขนาดบางเมื่อเทียบกับริบ ปีก หรือพิน ทำให้สามารถลดการใช้วัสดุในการสร้างอุปกรณ์ทางความร้อน รวมถึงสามารถลดการสูญเสียความดันในระบบ [3-6] นักวิจัยได้พยายามศึกษาเกี่ยวกับลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวในบริเวณที่มีกลุ่มของรอยเว้าหรือรอยนูน เช่น Rao และคณะ [7], Katkhw และคณะ [8] Xie และคณะ [9]

อย่างไรก็ตาม ในการศึกษาลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่มีรอยเว้าหรือรอยนูนกรณีที่เป็นแบบกลุ่ม พบว่า มีความยากลำบากที่จะอธิบายปรากฏการณ์การไหลและการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากผลของรอยนูนหรือรอยเว้าที่อยู่รอบๆ ดังนั้นนักวิจัยได้ศึกษาลักษณะการไหลกรณีของรอยเว้าหรือรอยนูนหนึ่งอันที่ติดบนพื้นผิว [10-12]

สำหรับจุดประสงค์ของงานวิจัยนี้ต้องการศึกษาผลของระยะห่างระหว่างรอยนูนที่มีต่อการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิว โดยติดตั้งรอยนูนทรงกลมจำนวน 4 อัน เรียงเป็นแบบแถวตั้งฉากกับการไหลที่เป็นแบบพัฒนาตัวแล้ว (Fully developed flow) ภายในอุโมงค์ลม



รูปที่ 1 ลักษณะพื้นผิวที่มีรอยนูน (Protrusion) ที่ใช้ในการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในอุปกรณ์ด้านความร้อน [2]



รูปที่ 2 แสดงลักษณะการไหลผ่านรอยนูน (Protrusion) [1]

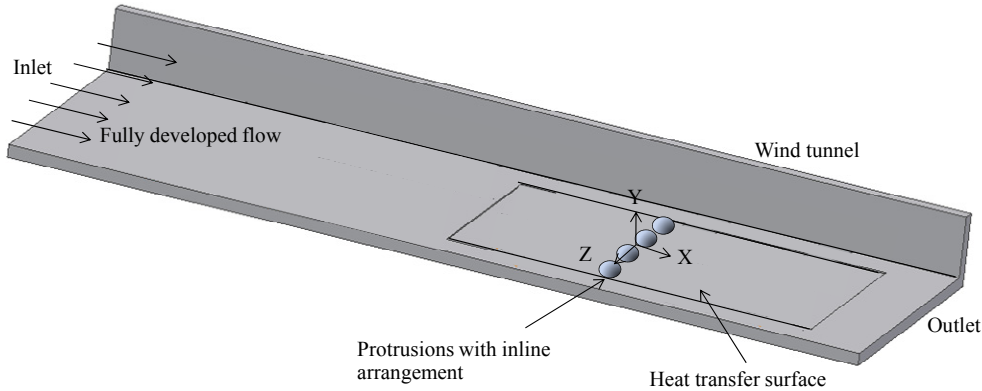
2. วิธีการทดลอง

2.1 โมเดลและตัวแปรที่ใช้ในการทดลอง

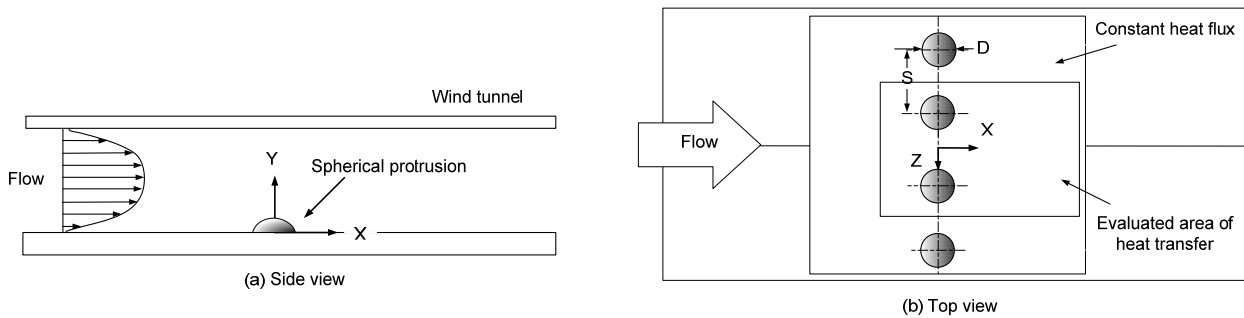
รูปที่ 3 และ 4 แสดงโมเดลที่ใช้ในการศึกษา จากรูปรอยนูนจำนวน 4 อัน 1 แถว ทำมาจากพลาสติก

ติดตั้งบนพื้นผิวภายในอุโมงค์ลม โดยเรียงเป็นแบบแถวตั้งฉากกับการไหลภายในอุโมงค์ลม สำหรับอุโมงค์ลมมีหน้าตัดสี่เหลี่ยมผืนผ้าขนาดความกว้าง 300 mm สูง 26 mm อุโมงค์ลมมีความยาวยาวเพียงพอที่จะทำให้การไหลเป็นแบบ Fully developed flow สำหรับระบบพิกัดฉาก

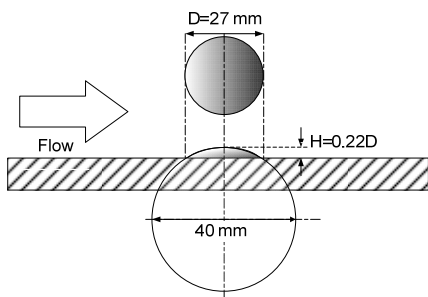
เริ่มต้นที่ตรงกลางระหว่างรอยเว้าหรือรอยนูน โดยกำหนดให้แกน X อยู่ในแนวเดียวกับการไหลภายในอุโมงค์ลม แกน Y อยู่ในแนวเดียวกับความสูงอุโมงค์ลม และแกน Z อยู่ในแนวตั้งฉากกับการไหล



รูปที่ 3 โมเดลที่ใช้ในการทดลองแบบ 3-D



รูปที่ 4 โมเดลที่ใช้ในการทดลองแบบ 2-D



รูปที่ 5 รูปแบบของรอยเว้าและรอยนูนที่ใช้ในการศึกษา

ตัวแปรที่ใช้ในการทดลองประกอบด้วย ระยะห่างระหว่างรอยเว้าหรือรอยนูน $S=1.125D, 1.25D, 1.5D$ และ $2D$ โดยที่ D คือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของภาพฉายรอยนูนทรงกลมมีค่าคงที่เท่ากับ 27.0 mm สำหรับเส้นผ่านศูนย์กลางของรอยนูนทรงกลมมีค่าเท่ากับ 40 mm ตามที่ได้แสดงรายละเอียดในรูปที่ 5 โดยส่วนที่ยื่น

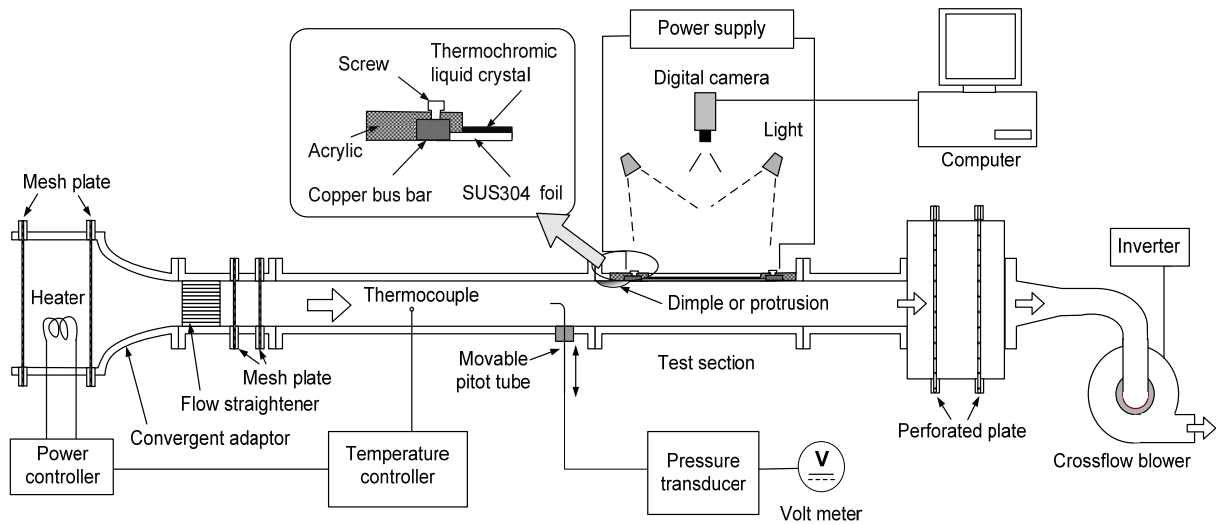
ออกจากพื้นผิวมีความสูง $H=0.22D$ ซึ่งเป็นค่าที่อยู่ในช่วงเดียวกับงานวิจัยในอดีต [7] สำหรับความเร็วของอากาศภายในอุโมงค์ลมกำหนดให้คงที่ที่ที่เรย์โนลด์นัมเบอร์ $Re=20,000$ โดยพิจารณาความเร็วที่กึ่งกลางอุโมงค์ลมวัดความเร็วโดยใช้ Pitot tube ตามที่ได้แสดงในรูปที่ 6

2.2 อุโมงค์ลม

รูปที่ 6 แสดงอุโมงค์ลมที่จะใช้ในการทดลองจากรูปอุโมงค์ลมมีหน้าตัดสี่เหลี่ยมผืนผ้าขนาดความกว้าง 300 mm สูง 26 mm โดยแบ่งออกเป็น 3 ส่วน คือ ส่วนทางเข้าอุโมงค์ลมก่อนเข้าสู่ Test section ออกแบบให้มีความยาวเพียงพอที่การไหลเป็น Fully developed flow ส่วนของ Test section ออกแบบให้ผนังอุโมงค์ลมสามารถติดตั้งแผ่นที่มีรอยเว้าและรอยนูนได้ และผนังที่เจ็ทพุ่งชนจะออกแบบให้สามารถเปลี่ยนถอด-ประกอบ

เพื่อใช้วัดการถ่ายเทความร้อน ส่วนของอุโมงค์ลมหลัง Test section จะต่อกับ Blower ที่อยู่ปลายทางการไหล

สำหรับดูดลมเข้าอุโมงค์ลม



รูปที่ 6 ลักษณะชุดทดลองที่ใช้ในการศึกษา

2.3 วิธีการวัดการถ่ายเทความร้อนเฉพาะจุดบนพื้นผิว

จากรูปที่ 6 แสดงชุด Test section เป็นบริเวณที่ติดตั้งอุปกรณ์ที่ใช้ในการศึกษาการถ่ายเทความร้อนเฉพาะจุดบนพื้นผิว อุปกรณ์ที่ใช้สำหรับวัดการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวประกอบด้วย แผ่นพลาสติกหนา 10 mm เป็นผนังอุโมงค์ลม บริเวณตรงกลางถูกเจาะเป็นช่องหน้าต่างสำหรับวัดอุณหภูมิและซึ่งแผ่นสแตนเลสบาง ที่มีความหนา 0.030 mm ให้เรียบและตั้งสำหรับใช้เป็นพื้นผิวให้ความร้อน โดยปลายทั้งสองข้างต่อเข้ากับแท่งทองแดง ในการทดลองจะจ่ายกระแสไฟฟ้าผ่านแท่งทองแดงเพื่อให้เกิดความร้อนสม่ำเสมอทั่วทั้งแผ่นสแตนเลส และจะทำการวัดกระแสไฟฟ้าและความต้านทานไฟฟ้าเพื่อที่จะคำนวณกำลังไฟฟ้าที่จ่ายให้แก่แผ่นสแตนเลส

สำหรับการกระจายอุณหภูมิบนพื้นผิวจะวัดโดยใช้แผ่น Thermo-chromic liquid crystals (TLC) ติดบนแผ่นสแตนเลสด้านตรงข้ามการไหล ซึ่งแผ่น TLC ที่ใช้จะแสดงการเปลี่ยนแปลงสีจากสีแดง สีเหลือง สีเขียว สีน้ำเงิน เมื่ออุณหภูมิเพิ่มขึ้น ซึ่งก่อนใช้แผ่น TLC จะต้องทำการสอบเทียบอุณหภูมิกับสีที่ปรากฏก่อนใช้วัดอุณหภูมิ ในการสอบเทียบอุณหภูมิจะใช้กล้องดิจิทัลบันทึกภาพสีของแผ่น TLC ที่อุณหภูมิต่างๆ และใช้วิธีทาง Image Processing เพื่อเปลี่ยนข้อมูลสีที่ปรากฏเป็นข้อมูลส่วนประกอบของสี R, G, B และเทียบกับข้อมูลอุณหภูมิ

สำหรับอัตราการเกิดความร้อนในแผ่นสแตนเลสสามารถคำนวณได้จากความสัมพันธ์ดังต่อไปนี้

$$\dot{Q}_{input} = I^2 \cdot R \quad (1)$$

ในที่นี้ I คือกระแสไฟฟ้าที่จ่ายให้กับแผ่นสแตนเลส และ R คือค่าความต้านทานไฟฟ้าของแผ่นสแตนเลส

จากนั้นอากาศที่ถูกควบคุมอุณหภูมิที่ 25 °C ไหลผ่านบนพื้นผิวแผ่นสแตนเลสเพื่อทำการระบายความร้อน โดยสามารถคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉพาะจุดบนพื้นผิว (h) ได้จากสมการ

$$h = \frac{\dot{Q}_{input} - \dot{Q}_{losses}}{A(T_{LC} - T_a)} \quad (2)$$

โดยที่ \dot{Q}_{input} คือ อัตราการเกิดความร้อนในแผ่นสแตนเลส

\dot{Q}_{losses} คือ อัตราการสูญเสียความร้อนที่เกิดจากการแผ่รังสีและการพาความร้อนแบบธรรมชาติบนผนังด้านหลังของแผ่นสแตนเลสที่ติดแผ่น TLC

A คือ พื้นที่ของพื้นผิวถ่ายเทความร้อน

T_{LC} คือ อุณหภูมิของเส้นแถบสีที่ปรากฏบนแผ่น TLC

T_a คือ อุณหภูมิของอากาศ

จากนั้นสามารถคำนวณค่าตัวเลขเชลต์นัมเบอร์ (Nusselt number, Nu) บนพื้นผิวได้จากสมการ

$$Nu = \frac{hD_H}{k} \quad (3)$$

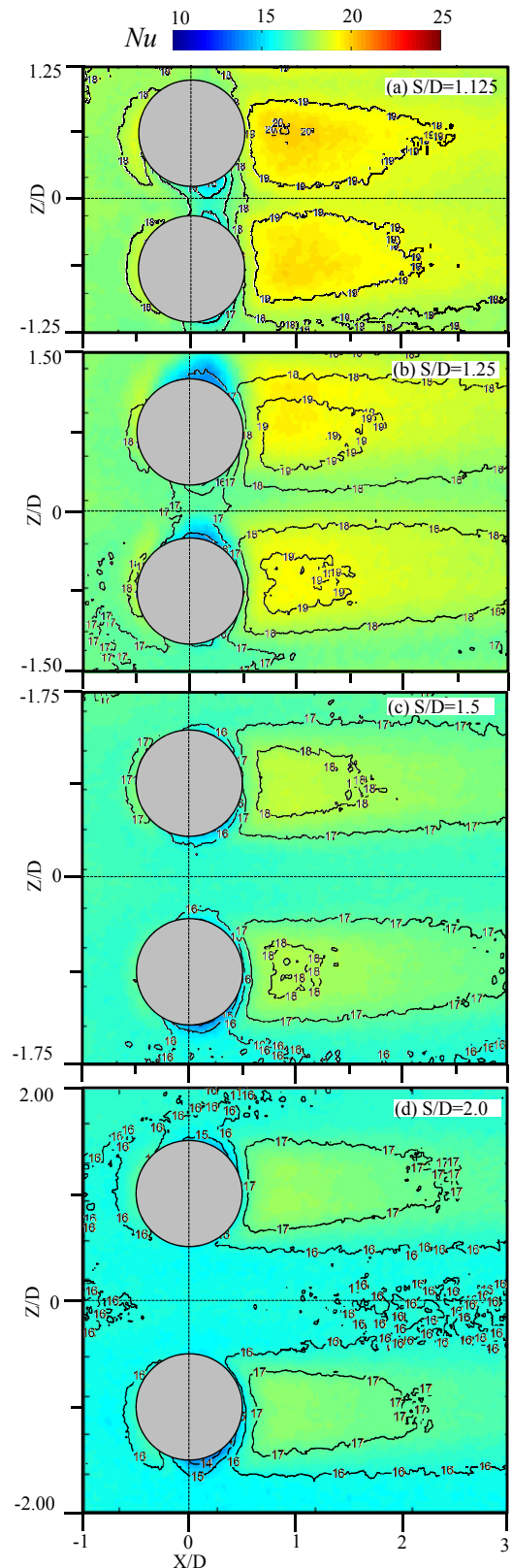
ในที่นี้ D_H คือเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของอุโมงค์ลม และ k คือค่าการนำความร้อนของอากาศ

สำหรับตัวเลขเชลต์นัมเบอร์เฉลี่ยบนพื้นผิวสามารถวัดได้จากการเฉลี่ยอุณหภูมิบนพื้นผิวถ่ายเทความร้อนแล้วนำไปแทนในสมการที่ (2) ซึ่งจะได้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย จากนั้นจึงนำมาแทนในสมการที่ (3)

3. ผลการทดลอง

ผลการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวจะพิจารณาเฉพาะรอยยูนที่อยู่ตรงกลาง 2 อัน รูปที่ 7 แสดงตัวเลขเชลต์นัมเบอร์ที่กระจายบนพื้นผิวที่ติดรอยยูน สำหรับวงกลมทึบที่แสดงบนพื้นผิวคือตำแหน่งรอยยูน จากรูปพบว่าบริเวณด้านหลังรอยยูน เลขเชลต์นัมเบอร์มีค่าเพิ่มขึ้นเนื่องจากผลของการไหลแบบเกาะติดผนังอีกครั้ง (Reattachment flow) สำหรับผลของระยะห่างระหว่างรอยยูนพบว่า เลขเชลต์นัมเบอร์เพิ่มขึ้นเมื่อระยะห่างระหว่างรอยยูนแคบลง

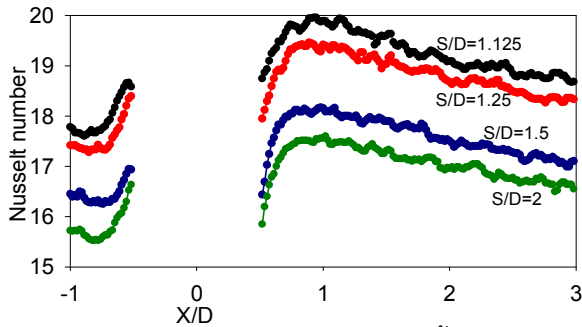
โดยทั่วไปแล้ว การไหลด้านหลังรอยยูนจะเกิดกระแสหมุนวนอยู่กับที่ (ดูรูปที่ 2 ประกอบ) ซึ่งจะมีผลทำให้เกิดบริเวณที่มีการถ่ายเทความร้อนต่ำ สำหรับการทดลองครั้งนี้ ปรากฏการณ์ดังกล่าวสามารถเห็นได้ชัดในกรณีระยะ $S/D=2.0$ (รูปที่ 7 (d)) ซึ่งด้านหลังรอยยูนปรากฏเป็นบริเวณที่มีการถ่ายเทความร้อนต่ำ อย่างไรก็ตาม เมื่อระยะห่างระหว่างรอยยูนแคบลง บริเวณที่มีการถ่ายเทความร้อนต่ำดังกล่าวจะแคบลง ซึ่งอาจจะเป็นผลมาจากการรบกวนการไหลระหว่างกระแสไหลวนที่ไหลผ่านรอยยูนแต่ละอัน ทำให้การไหลแบบปั่นป่วนเพิ่มขึ้น ส่งผลทำให้การถ่ายเทความร้อนบริเวณดังกล่าวเพิ่มขึ้น



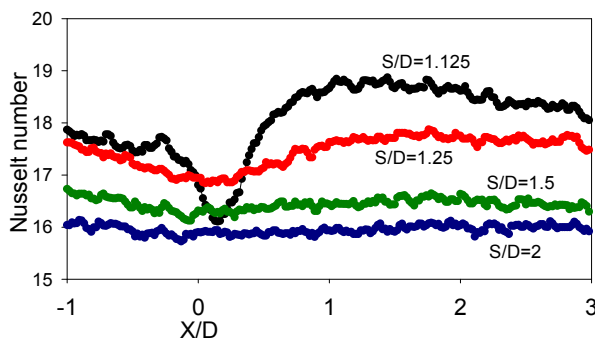
รูปที่ 7 เลขเชลต์นัมเบอร์ที่กระจายบนพื้นผิว (วงกลมทึบคือตำแหน่งรอยยูน, $Re_H=20,000$)

รูปที่ 8 แสดงเลขเชลต์นัมเบอร์ที่กระจายตามแนวศูนย์กลางรอยยูน สำหรับบริเวณที่อยู่ในช่วง

$-0.5D \leq X/D \leq 0.5D$ จะไม่นำมาพิจารณาเนื่องจากเป็นบริเวณที่อยู่ใต้พื้นผิวรอยนูน จากรูปพบว่า นัสเซลล์ต์นัมสูงสุด (Peak) แต่ละกรณีเกิดขึ้นในช่วง $0.75D \leq X/D \leq 1.25D$ โดยที่กรณีระยะ $S/D=1.125$ ให้ค่า นัสเซลล์ต์นัมเบอร์สูงสุดสูงกว่ากรณีอื่นๆ



รูปที่ 8 นัสเซลล์ต์นัมเบอร์ที่กระจายบนพื้นผิวตามแนวศูนย์กลางรอยนูน ($Z/D=0.625$ สำหรับ $S/D=1.125$, $Z/D=0.75$ สำหรับ $S/D=1.25$, $Z/D=0.875$ สำหรับ $S/D=1.5$, $Z/D=1.0$ สำหรับ $S/D=2.0$, $Re_H=20,000$)

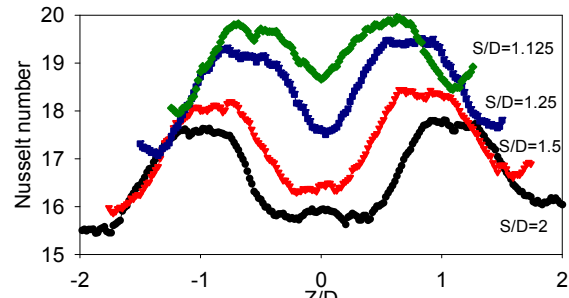


รูปที่ 9 นัสเซลล์ต์นัมเบอร์ที่กระจายบนพื้นผิวตามแนวระหว่างรอยนูน ($Z/D=0$, $Re_H=20,000$)

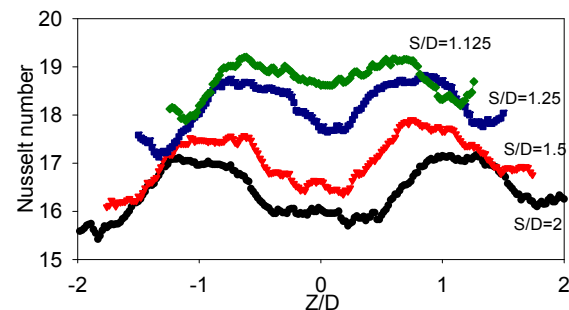
รูปที่ 9 แสดงนัสเซลล์ต์นัมเบอร์ที่กระจายตามแนวระหว่างรอยนูน (ที่ตำแหน่ง $Z/D=0$) สำหรับกรณี $S/D=1.5$ และ 2 ลักษณะการกระจายของนัสเซลล์ต์นัมเบอร์ตามแนวนี้เกือบเป็นเส้นตรงคงที่ตามแนวแกน X สำหรับกรณี $S/D=1.25$ นัสเซลล์ต์นัมเบอร์ที่อยู่ในช่วง $1D \leq X/D \leq 3D$ มีค่าเพิ่มขึ้นเล็กน้อยเมื่อเทียบกับบริเวณศูนย์กลางที่ติดรอยนูน ($X/D=0$) สำหรับกรณี $S/D=1.125$ บริเวณศูนย์กลางที่ติดรอยนูน ($X/D=0$) พบว่ามีค่า นัสเซลล์ต์นัมเบอร์ต่ำมาก ซึ่งสอดคล้องกับการกระจายของนัสเซลล์ต์นัมเบอร์ตามที่ได้แสดงในรูปที่ 7 (a) ซึ่งอาจจะเป็นผลมาจากเกิดการไหลแบบแยกตัวจาก

พื้นผิว ซึ่งจะเกิดขึ้นเฉพาะกรณีระยะห่างระหว่างรอยนูนที่แคบ

รูปที่ 10 และ 11 แสดงนัสเซลล์ต์นัมเบอร์ที่กระจายบนพื้นผิวตามแนวขวางการไหลที่ระยะ $X/D=1.0$ และ 2.0 ตามลำดับ จากรูปพบว่า นัสเซลล์ต์นัมเบอร์สูงสุด (Peak) ในแต่ละกรณีเกิดขึ้นสองตำแหน่งใกล้เคียงกับตำแหน่งตามแนวศูนย์กลางของการติดรอยนูน โดยระยะ Peak ทั้งสองห่างมากขึ้นเมื่อระยะห่างระหว่างรอยนูนเพิ่มขึ้น

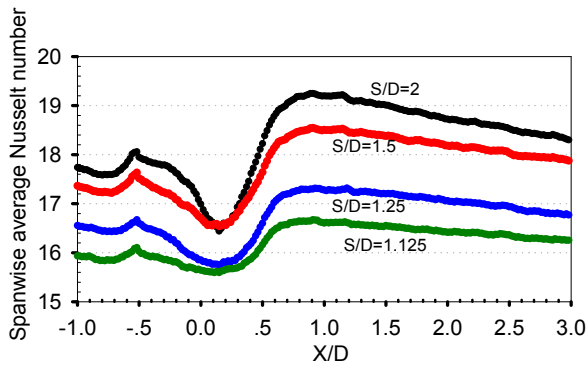


รูปที่ 10 นัสเซลล์ต์นัมเบอร์ที่กระจายบนพื้นผิวตามแนวขวางการไหลที่ระยะ $X/D=1.0$ ($Re_H=20,000$)

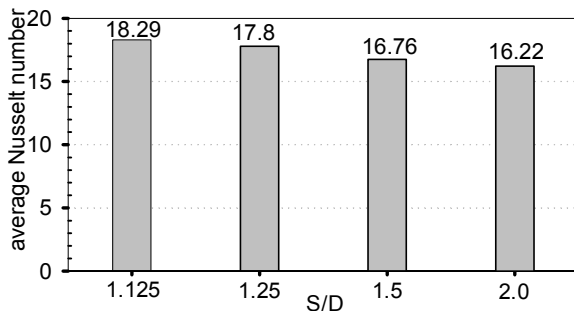


รูปที่ 11 นัสเซลล์ต์นัมเบอร์ที่กระจายบนพื้นผิวตามแนวขวางการไหลที่ระยะ $X/D=2.0$ ($Re_H=20,000$)

รูปที่ 12 แสดงนัสเซลล์ต์นัมเบอร์เฉลี่ยตามแนวขวางการไหล และรูปที่ 13 แสดงนัสเซลล์ต์นัมเบอร์ที่เฉลี่ยทั้งพื้นผิว โดยผลที่แสดงในรูปทั้งสองจะไม่พิจารณาบริเวณที่อยู่ใต้พื้นผิวรอยนูน จากรูปพบว่า นัสเซลล์ต์นัมเบอร์เฉลี่ยมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อระยะห่างระหว่างรอยนูนแคบลง โดยที่กรณีระยะ $S/D=1.125$ ให้ค่า นัสเซลล์ต์นัมเบอร์เฉลี่ยสูงกว่ากรณีอื่นๆ



รูปที่ 12 นัสเซลล์ต์นัมเบอร์ที่เฉลี่ยตามแนวขวางการไหล
($-1.25 \leq Z/D \leq 1.25$ สำหรับ $S/D=1.125$,
 $-1.50 \leq Z/D \leq 1.50$ สำหรับ $S/D=1.25$,
 $-1.75 \leq Z/D \leq 1.75$ สำหรับ $S/D=1.5$,
 $-2.0 \leq Z/D \leq 2.0$ สำหรับ $S/D=2.0$)



รูปที่ 13 นัสเซลล์ต์นัมเบอร์ที่เฉลี่ยทั้งพื้นผิว ($-1.0 \leq X/D \leq 3$,
 $-1.25 \leq Z/D \leq 1.25$ สำหรับ $S/D=1.125$,
 $-1.50 \leq Z/D \leq 1.50$ สำหรับ $S/D=1.25$,
 $-1.75 \leq Z/D \leq 1.75$ สำหรับ $S/D=1.5$,
 $-2.0 \leq Z/D \leq 2.0$ สำหรับ $S/D=2.0$)

4. สรุป

ในบทความนี้ได้ติดตั้งรอยนูนทรงกลมจำนวน 4 อัน บนพื้นผิวภายในอุโมงค์ลม โดยศึกษาผลของระยะห่างระหว่างรอยนูนที่มีต่อการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวจากการทดลองสามารถสรุปได้ดังนี้

1. นัสเซลล์ต์นัมเบอร์เฉลี่ยมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อระยะห่างระหว่างรอยนูนแคบลง โดยกรณีที่ระยะ $S/D=1.125$ ให้ค่าเฉลี่ยสูงที่สุดกว่ากรณีอื่นๆ

2. การไหลด้านหลังรอยนูนโดยทั่วไปแล้วจะเกิดกระแสหมุนวนอยู่กับที่ ซึ่งจะมีผลทำให้เกิดบริเวณที่มีการถ่ายเทความร้อนต่ำ อย่างไรก็ตาม เมื่อระยะห่างระหว่างรอยนูนแคบลง บริเวณที่มีการถ่ายเทความร้อนต่ำดังกล่าวจะแคบลง ซึ่งจะเกิดจากการรบกวนการไหล

ระหว่างกระแสไหลวนที่ไหลผ่านรอยนูนแต่ละอัน ทำให้การไหลแบบปั่นป่วนเพิ่มขึ้น ส่งผลทำให้การถ่ายเทความร้อนบริเวณดังกล่าวเพิ่มขึ้น

3. สำหรับที่เงื่อนไขระยะ $S/D=1.125$ ปรากฏบริเวณที่มีค่าเฉลี่ยสูงเกินไป ซึ่งอาจจะเป็นผลมาจากเกิดการไหลแบบแยกตัวจากพื้นผิว ซึ่งจะเกิดขึ้นเฉพาะกรณีระยะห่างระหว่างรอยนูนที่แคบ

5. กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้ได้รับทุนสนับสนุนจากมหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์ สัญญาเลขที่ ENG590725S

9. เอกสารอ้างอิง

[1] มักรัตน์ แวหะยี และ ชยุต นันทดลิต “การทบทวนเอกสาร: การไหลและการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่มีรอยเว้าและรอยนูน” การถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อนและกระบวนการ ครั้งที่ 15 วันที่ 30-31 มีนาคม 2559 สุราษฎร์ธานี

[2] S. W. Chang, F. Chiang, T.L. Yang and C.C. Huang, 2008, Heat transfer and pressure drop in dimpled fin channels, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol.33, pp.23-40.

[3] P. Li, D. Zhang and Y. Xie, 2014, Heat transfer and flow analysis of Al_2O_3 -water nanofluids in microchannel with dimple and protrusion, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.73, pp.456-467.

[4] Y. Chen, Y. T. Chew and B.C. Khoo, 2014, Heat transfer and flow structure on periodically dimple-protrusion patterned walls in turbulent channel flow, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.78, pp.871-882.

[5] W. Siddique, N. A. Khan and I. Haq, 2015, Analysis of numerical results for two-pass trapezoidal channel with different cooling configurations of trailing edge: The effect of dimples, Applied Thermal Engineering, Vol.89, pp.763-771.

[6] Y. Chen, Y. Tian, Chew and B. C. Khoo, 2012, Enhancement of heat transfer in turbulent channel flow over dimpled surface,

International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.55, pp.8100–8121.

[7] Y. Rao, B. Li and Y. Feng, 2015, Heat transfer of turbulent flow over surfaces with spherical dimples and teardrop dimples, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol.61, pp.201–209.

[8] N. Katkhaw, N. Vorayos, T. Kiatsiriroat, Y. Khunatorn, D. Bunturat and A. Nuntaphan, 2014, Heat transfer behavior of flat plate having 45° ellipsoidal dimpled surfaces, Case Studies in Thermal Engineering, Vol.2, pp.67–74.

[9] Y. Xie, H. Qu and D. Zhang, 2015, Numerical investigation of flow and heat transfer in rectangular channel with teardrop dimple/protrusion, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.84, pp.486–496.

[10] S. A. Isaev, A. V. Schelchkov, A. I. Leontiev, P. A. Baranov and M. E. Gulcova, 2016, Numerical simulation of the turbulent air flow in the narrow channel with a heated wall and a spherical dimple placed on it for vortex heat transfer enhancement depending on the dimple depth, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.94, pp. 426-448.

[11] S. A. Isaev, N .V. Kornev, A. I. Leontiev and E. Hassel, 2010, Influence of the Reynolds number and the spherical dimple depth on turbulent heat transfer and hydraulic loss in a narrow channel, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.94, pp. 426-448.

[11] S. S. Kore, R. J. Yadav, N. K. Sane, 2015, Investigations of Effect of Dimple Depth on Heat Transfer and Fluid Flow within Rectangular Channel, Procedia Engineering, Vol.127, pp. 1110-1117

ภาคผนวก 6

ชื่อบทความ “The Effect of Dimple-to-dimple Spacing on Flow and Heat Transfer Characteristics on the Internal Surface of Wind Tunnel Using Computational Fluid Dynamics”
นำเสนอในที่ประชุมวิชาการ การถ่ายทอดพลังงานความร้อนและมวลสารในอุปกรณ์ด้านความร้อนและกระบวนการ
ครั้งที่ 16, ระหว่างวันที่ 23-24 กุมภาพันธ์ 2560 ณ ศูนย์ฝึกอบรมธนาคารไทยพาณิชย์ จังหวัดเชียงใหม่

The Effect of Dimple-to-dimple Spacing on Flow and Heat Transfer Characteristics on the Internal Surface of Wind Tunnel Using Computational Fluid Dynamics

Ye Min Oo

Makatar Wae-hayee*

Pathomporn Narato

Krittayoch Yerane

Chayut Nuntadusit

Energy research institute and department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Prince of Songkla University, Hatyai, Songkhla, 90112, Thailand
Email: wmakatar@eng.psu.ac.th
Tel: 0-7428-7231, Fax: 0-7455-8830

Abstract

This article, the simulation study of flow and heat transfer on the dimple surface was presented. A 3-D model was wind tunnel with rectangular cross section. 3 dimples were formed on the internal surface of wind tunnel, and the centerline of dimples with inline arrangement was perpendicular to air flow. The dimples were sphere with a diameter of 40 mm, and the printed diameter of dimples on the surface was $D=26.4$ mm. The depth of dimple was $H/D=0.2$. A dimple-to-dimple spacing were adjusted at $S/D=1.125, 1.25, 1.5$ and 2 . The Reynolds numbers of internal flow, based on the hydraulic diameter of the wind tunnel, was $20,000$. The fluid flow and heat transfer were solved using a Shear Stress Transport (SST) $k-\omega$ turbulence model. The results show that the average Nusselt number is higher when S/D is smaller, and average values for the case of $S/D=1.125$ is the highest.

Keywords (3-5 words): dimple, Heat transfer enhancement, Heat transfer coefficient, CFD.

1. Introduction

The convective heat transfer between fluid and solid surface are used in very common in different engineering applications such as automotive and aerospace industries, heating and refrigerating, solar collectors, electronic devices, laser technology. In recent decades, lots of efforts have been made to improve thermal performance of the compact heat exchangers accompanying a reduction in their size, weight and cost. The heat transfer can be boosted using active and/or passive techniques. A variety of passive techniques such as flow additives, swirl flow devices, surface tension devices, rough surfaces, treated surfaces, pin fins, ribbed turbulators and surfaces with dimple and/or protrusions are used for enhancing heat transfer in different applications. Dimples or protrusions are regarded as one of the most effective structures heat transfer enhancement in the industrial applications, such as the cooling of gas turbine blade, combustion chamber and microelectronic component. The application of protrusion has been attracted the attention of many researchers due to its advantages for friction factors and enhancement for heat transfer [1-3].

Xie et al. [2] used numerical investigation to study flow and heat transfer in rectangular channel with array of dimples/protrusions. The effects of dimple/protrusion geometries, spherical and teardrop, on flow and heat transfer rate were studied. The results show that the teardrop dimple/protrusion shows good thermal performance for lower Reynolds number. They explained that the flow covers the teardrop surface easily and impinges onto the rear section with more energy in the teardrop dimple/protrusion with positive eccentricity compared with hemispherical dimple/protrusion.

Xie et al. [3] studied flow characteristics and heat transfer performances in rectangular tubes with protrusions using numerical investigation. Protrusion channels coupled with different Critical Micelle Concentration (CMC) concentration solutions are studied, and the results are compared with that of smooth channels with water flow. The results showed that protrusion structure can effectively enhance the heat transfer of CMC solution with low pressure penalty in specific cases (CMC solution shows the worst thermal performance). For a specific protrusion structure and a fixed flow velocity, there exists an

optimal solution concentration showing the best thermal performance.

Heat transfer characteristics and flow structures over periodically dimple protrusion patterned walls in a turbulent channel flow were systematically investigated by Chen et al. [4] using Detached Eddy Simulation (DES) method. The results showed that the larger depth/height induces higher friction factor and heat transfer. The highest Nusselt number is found to be located at the upstream portion of protrusion and downstream portion of dimple. In addition, Nusselt number exhibits symmetrical features for the small depth/height configuration and asymmetric characteristics for the large depth/height configuration.

According to the previous works as above reviewed, the effects of spacing between dimples/protrusions were not reported. Therefore, this parameter should be concerned to understand more how the characteristics of flow and heat transfer with varying the spacing. The aim of this research is to study numerically the effect of dimple-to-dimple spacing on flow and heat transfer characteristics on the internal surface of wind tunnel.

2. Method

The ANSYS ver. 13 (Fluent) was used to simulate the flow characteristics. A 3-D numerical model based on finite volume method was adopted to solve governing equations with boundary conditions. The details of investigations were given as follow:

2.1 Model of protrusion

The model of 3 dimples formed on the inner surface of the rectangular wind tunnel was shown in Fig. 1. The air with fully developed flow passes the test section. The origin of Cartesian coordinate system was located at the center of dimple. The X-axis is the direction to flow inside the wind tunnel, Y-axis is the direction of wind tunnel height and Z-axis is perpendicular to the flow.

The details of dimple are shown in Fig. 2. The spherical dimple with diameter of 40 mm and printed diameter on the surface was $D=26.4$ mm. The depth of dimple, from the surface to the dimple tip, was $0.2D$. The dimple-to-dimple spacing was adjusted at $S=1.125D$, $1.25D$, $1.5D$ and $2D$. The Reynolds number of air flow inside the wind tunnel, based on the hydraulic diameter of the wind tunnel, was fixed at $Re=20,000$.

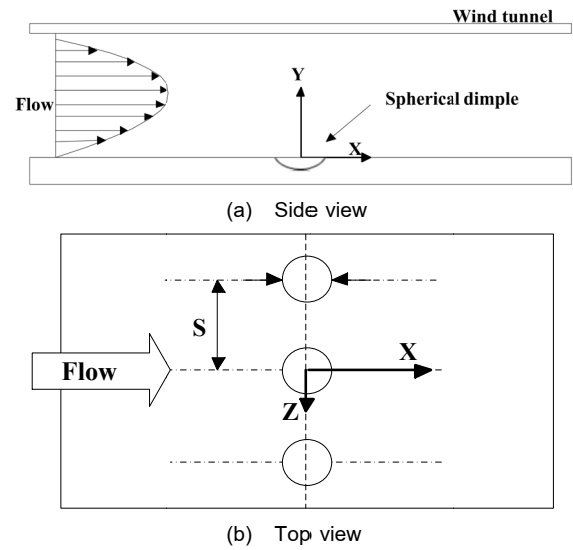


Fig. 1 The model of investigation

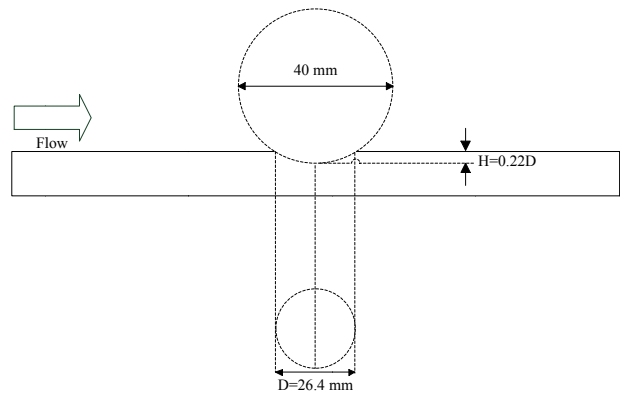


Fig. 2 The details of dimple

2.2 Wind tunnel

Fig. 3 shows the schematic of wind tunnel using for the simulation model. The cross-section of wind tunnel was rectangular. There are three parts of the wind tunnel: the upstream of test section (1700 mm), test section (280 mm) and the downstream of test section (490 mm). The length of the upstream section has a sufficient distance to achieve fully developed flow in the test section. The height of wind tunnel was 26.4 mm (1D) and the width was varied depending on a dimple-to-dimple spacing.

The details of generated grid are shown in Fig. 4. Cutting plane along centerline of dimple is shown to expose the internal grid system. The majority of elements were even rectangular. Uneven square elements were composed of dimple area and its surrounding regions. The elements were concentrated near the wall. Grid dependency in space between upper and lower wall is very important, especially, the thickness of the first layer above

the wall to resolve the flow field within the viscous sublayer. To consider grid dependence in this work, y^+ distributions on the

heat transfer surface is lesser than 1.

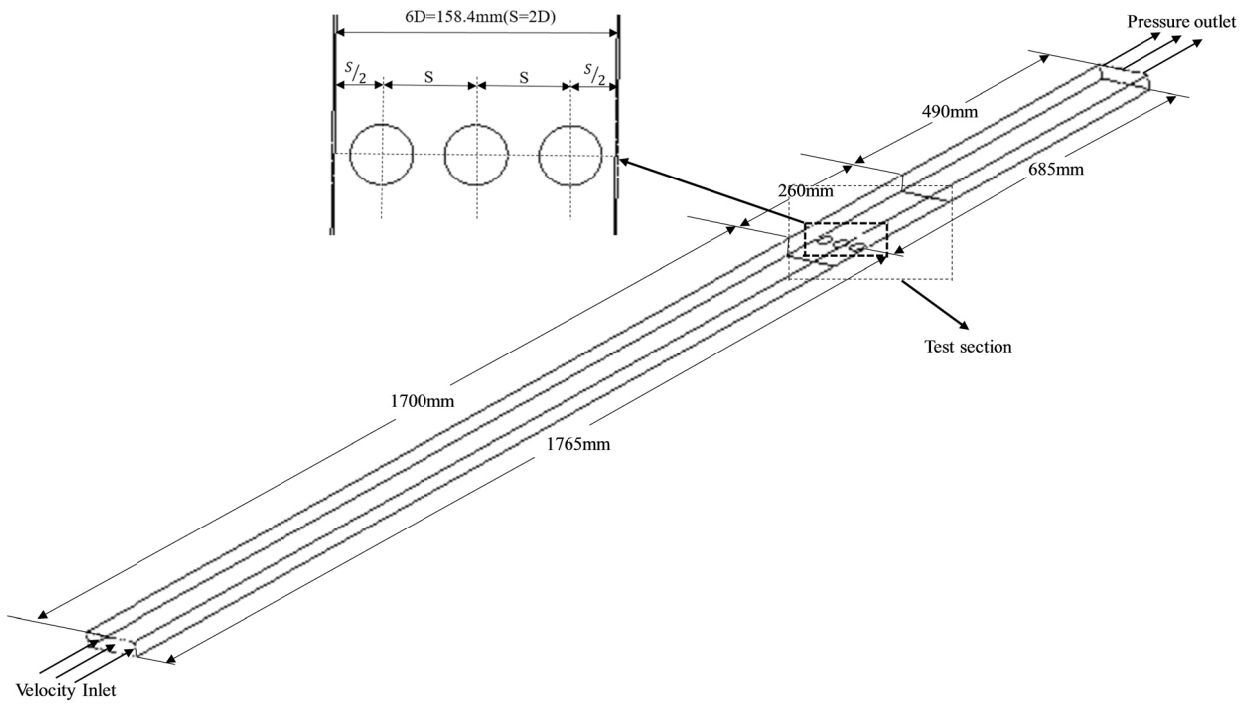


Fig. 3 The wind tunnel with spherical dimple

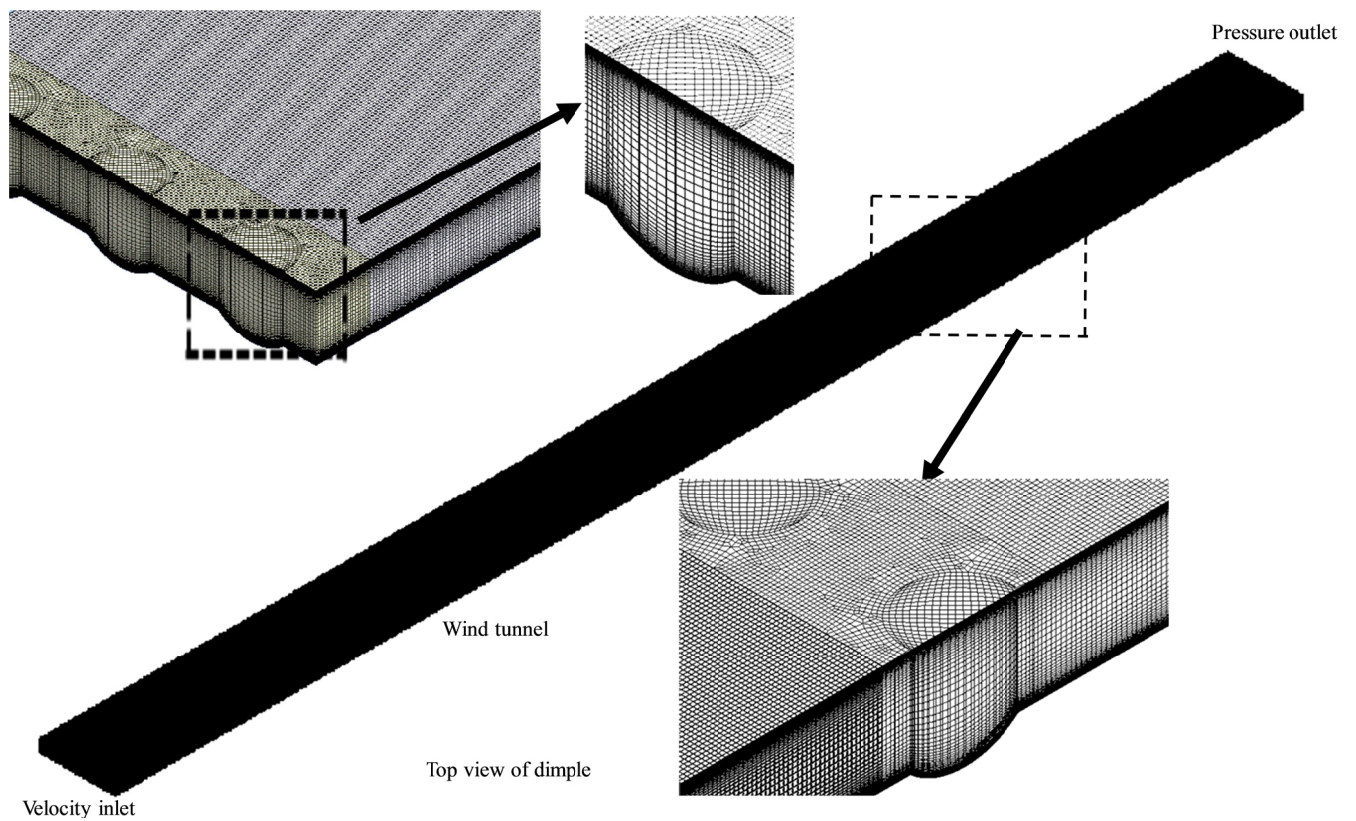


Fig. 4 Generated grids

At the air inlet, the uniform velocity was entered by getting Reynolds number at $Re=20,000$. The pressure outlet was set at the air outlet at 1 atm. The lateral walls were given to be symmetry. The temperature of air was $25^{\circ}C$. At the heat transfer surface, the internal surface mounted protrusion in test section was set as constant heat flux ($150 W/m^2$).

2.3 Nusselt number calculation

The heat transfer coefficient, h , could be calculated from:

$$h = \frac{\dot{Q}}{A(T_{wall} - T_{air})}$$

where, \dot{Q} is heat flux, A is heat transfer area, T_{wall} is wall temperature and T_{air} is air temperature.

The Nusselt number, Nu , was calculated from:

$$Nu = \frac{hD_H}{k}$$

where D_H was the hydraulic diameter of the tunnel and k was a thermal conductivity of the air.

2.4 Numerical Calculation Method

The fluid flow and heat transfer were solved using a Shear Stress Transport (SST) $k-\omega$ turbulence model. Throughout the study, the fluid is considered to be incompressible with constant thermal properties. The solution method was based on Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations (SIMPLE) algorithm with second order upwind for all spatial discretization. To consider solutions to be convergent, the root mean square (RMS) residual of continuity and energy equation were lesser than 10^{-8} and that of momentum equation was lesser than 10^{-5} [6, 7].

3. Results and discussions

3.1 Verification of simulation

The well-known Dittus-Boelter correlation [5], $Nu_o = 0.23Re^{0.8} Pr^{0.4}$ where Re and Pr are Reynolds number and Prandtl number, were used to be basically correlation for comparing internal heat transfer in the smooth channel. The average Nusselt numbers versus Reynold numbers for smooth wind tunnel compared between the correlation and the CFD method from this work is shown in Fig.5. The current data agrees well with the correlation that overall heat transfer increase according to increasing of Reynolds number. The discrepancies of comparison were found in the same range with the work of Rao et al. [5].

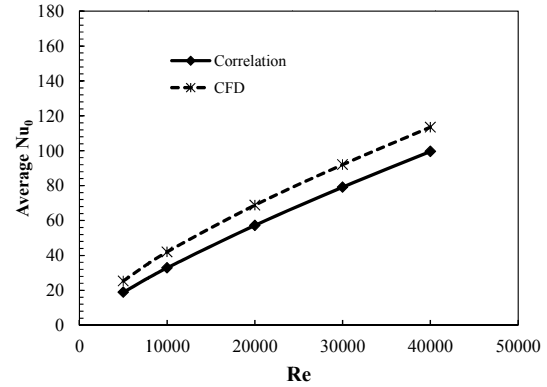


Fig. 5 Average Nusselt numbers versus Reynold numbers of internal heat transfer correlation [5] and the CFD method in this work

The velocity profiles of cross-flow in wind tunnel height before entering to test section at $Z/D=0$ are shown in Fig. 6. The experimental results are also compared to verify the CFD results. The experiment setup is the same with the previous work [7], belonging the authors. The velocity profiles can be agreed with both CFD and experiment and can be seen that the highest velocity exist at the center of the wind tunnel. The blunt profiles correspond to the characteristics of internal turbulent flow.

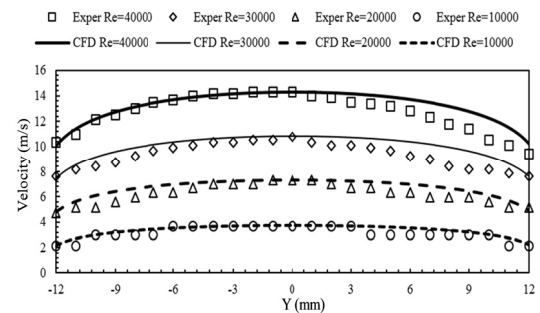


Fig. 6 The velocity profiles of cross-flow before entering to test section ($Z/D=0$).

3.2 Flow characteristics

Streamlines of flow over dimple surface are shown in Fig. 7. It can be observed that circulation flow occurs in dimple surfaces and the majority of the area of circulation flow is being in the upstream portion of dimples. This static circulation flow (see in Fig. 8) acts as thermal insulator resulting in low heat transfer on the surface [8].

In Fig. 7, the characteristics of upstream streamline (Before passing dimple) are straight whereas those of downstream streamlines (immediately after passing dimple, $X/D=0.5$) tend to

lateral side. This is the occurring of longitudinal vortex pair after flow passing dimple. It is difficult to illustrate in the result, but it was commonly reported in the literatures [2, 4 and 8]. Generally, a longitudinal vortex pair results in increasing heat transfer [8]. For the case of $S/D=1.125$ as shown in Fig.7 (a), the interaction between longitudinal circulation flows of neighboring dimples seem to be stronger than the other cases.

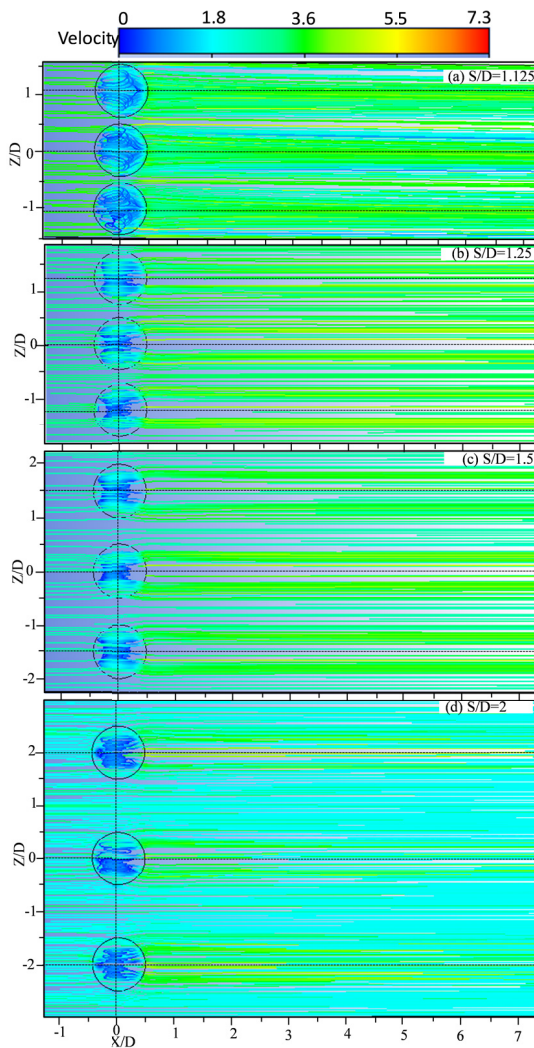


Fig. 7 Streamline above the surface of dimples

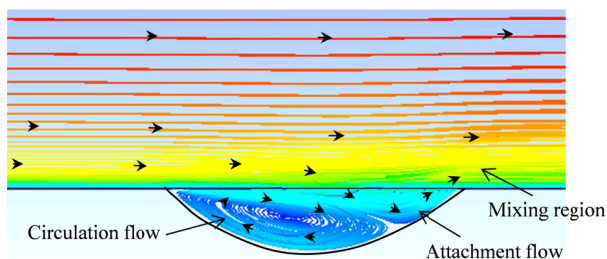


Fig. 8 Streamline at the center plan of middle dimple ($S/D=1.125$, $Re=20,000$)

Streamline passing the center of middle dimple ($Z/D=0$) for the case of $1.125D$ is shown in Fig.8. Due to the all cases being the same characteristics, the results just show only one case. Flow inside the dimple, it can see that the static circulation flow occurs in upstream portion of dimple while attachment flow occurs in downstream portion of dimple. The attachment flow result in increasing heat transfer that would be discussed.

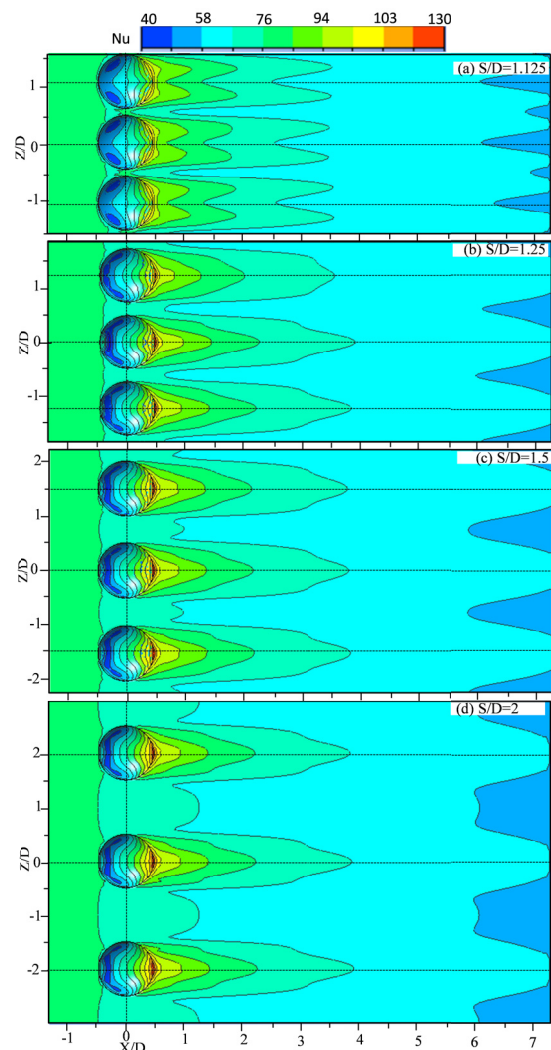


Fig. 9 Nusselt number distributions on the surface

3.3 Heat transfer and turbulence kinetic energy

The contours of Nusselt number on the surface are shown in Fig. 9, and the contours of turbulence kinetic energy (TKE) above 1 mm from the surface are shown in the Fig. 10. Noted, due to no slip wall, the turbulence kinetic energy distributions were taken above 1 mm from the surface. In the surface of dimples, it is found that Nusselt number distributions are high on the downstream portion of dimple surface, especially near the

rear rim of the dimples because of the attachment flow. In other hand, Nusselt numbers are low on the upstream portion of dimple surface due to circulation flow [6]. Both attachment and circulation flows result in increasing or decreasing of Nusselt number that was previously discussed.

Fig. 10, it can be seen that the contours of high turbulence kinetic energy (TKE>0.6) took place on dimple surface and flat surface at the downstream of dimples, especially near the rear rim of the dimples. The peak area of high turbulence kinetic energy (TKE>1.2) coincides with the area of high Nusselt number (Nu>103 as shown in Fig. 9) and area of attachment flow (see Fig. 8).

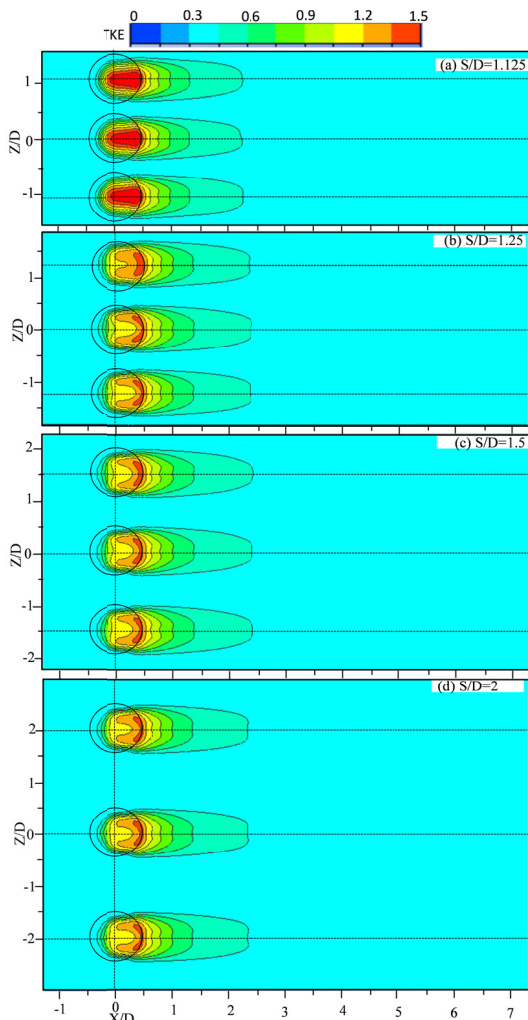


Fig. 10 Turbulence Kinetic Energy (TKE) distributions above 1 mm from the surface

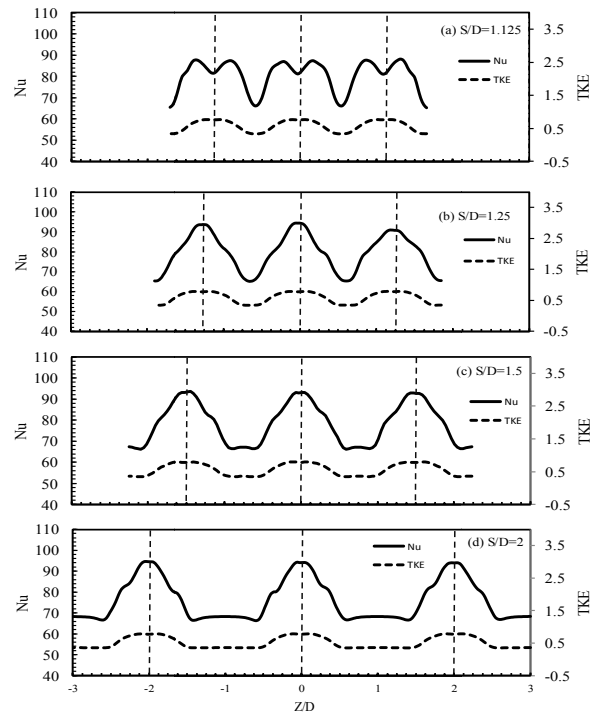


Fig. 11 Nusselt number and turbulence kinetic energy distributions in Z/D direction at X/D=1 (Dash straight line is the center of protrusions)

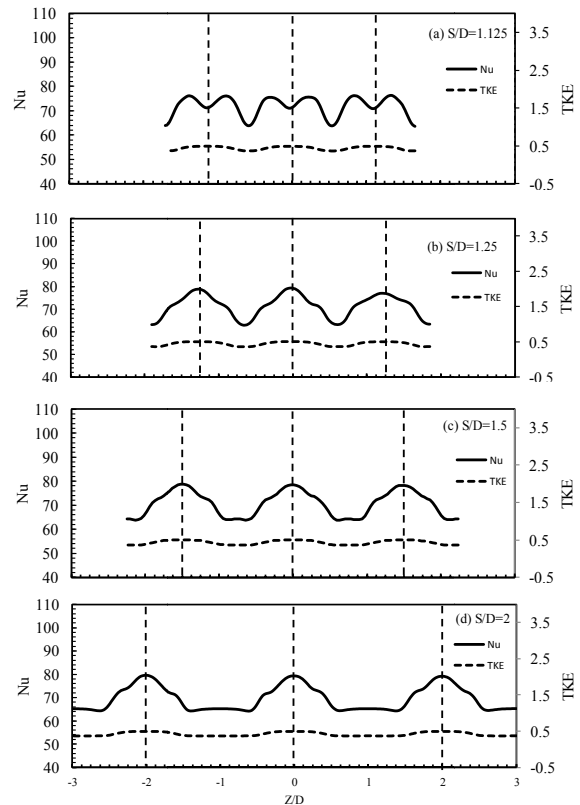


Fig. 12 Nusselt number and turbulence kinetic energy distributions in Z/D direction at X/D=2 (Dash straight line is the center of protrusions)

Nusselt number and turbulence kinetic energy (TKE) distributions in spanwise direction (Z/D) at $X/D=1, 2$ and 3 are shown in the Fig. 11, 12 and 13, respectively. Nusselt number and turbulence kinetic energy at $X/D=1$ (Fig.11) are high and then become lower when $X/D \geq 2$ (Fig.12 and 13). From Fig.11-13, the peak of Nusselt number in one dimple area for all cases can be seen in single region. However, this is exception for the case of $S/D=1.125D$ (Fig.11(a), Fig.12(a) and Fig.13(a)) that the peak of Nusselt number in one dimple area can be found in double regions. This can be attributed the effect of the smallest S/D that the interaction of longitudinal vortex pair between neighboring dimples.

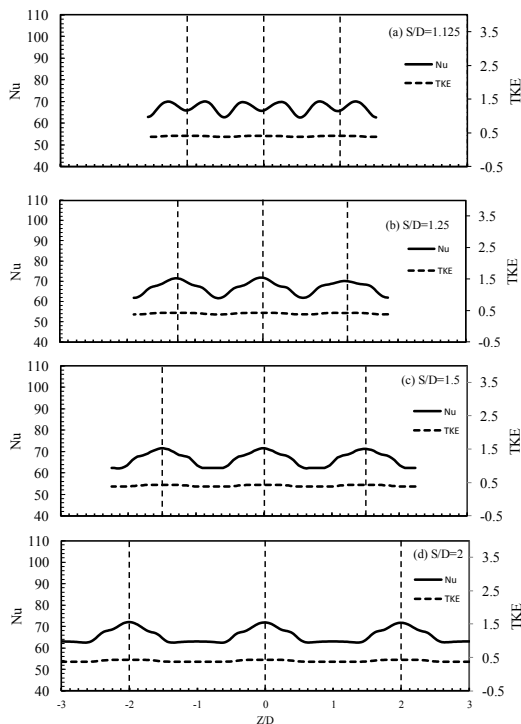


Fig. 13 Nusselt number and turbulence kinetic energy distributions in Z/D direction at $X/D=3$ (Dash straight line is the center of protrusions)

The average of Nusselt number on the smooth and the dimple surfaces is shown in Fig. 14. The average values for every dimple surface are higher than that of the smooth surface. The trend of average values is lower when S/D is larger. The average Nusselt number for the case of $S/D=1.125$ is the highest.

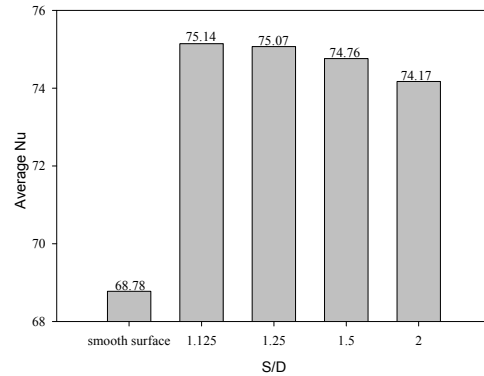


Fig. 14 Average Nusselt number ($Re=20,000$)

4. Conclusions

In this article, 3 dimples that are formed on the surface of wind tunnel were studied by using 3-D simulation. A dimple-to-dimple spacing were adjusted at $S/D=1.125, 1.25, 1.5$ and 2 . The main results can be concluded as followed:

1. The area of high Nusselt number ($Nu > 103$) is found in the zone of attachment flow. It coincides with the occurring of high turbulence kinetic energy ($TKE > 1.2$).
2. The peak of Nusselt number on the flat surface at the downstream of one dimple for the case of $S/D=1.125D$ is found in two regions. The other cases have only one peak of Nusselt number.
3. The trend of average Nusselt number is higher when S/D is smaller, and average values for the case of $S/D=1.125$ is the highest.

5. Acknowledgement

The research grant was supported by the Research and Development Office (RDO), Prince of Songkla University, grant No. ENG590725S.

6. References

- [1] Ebrahimi, A. and Naranjani, B. (2016). An investigation on thermos-hydraulic performance of a flat-plate channel with pyramidal protrusions, *Applied Thermal Engineering*, vol.106, June 2016, pp. 316–324.
- [2] Xie, Y., Qu, H. and Zhang, D. (2015). Numerical investigation of flow and heat transfer in rectangular channel with teardrop dimple/protrusion, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.84, January 2015, pp. 486–496.
- [3] Xie, Y., Zhang, Z. and Zhang, D. (2014). Numerical investigation of Non-Newtonian flow and heat transfer characteristics in rectangular tubes with protrusions,

Mathematical Problems in Engineering, vol.2015, October 2014, pp. 1–11.

[4] Mahmood, G. and Ligrani P. (2001). Heat transfer in a dimpled channel: combined influences of aspect ratio, temperature ratio, Reynold number and flow structure, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.45, October 2001, pp. 2011–2022.

[5] Chen, Y., Chew, Y. and Khoo, B. (2014). Heat transfer and flow structure on periodically dimple-protrusion patterned walls in turbulent channel flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.78, July 2014, pp. 871–882.

[6] Rao, Y., Li, B., and Feng, Y. (2015). Heat transfer of turbulent flow over surfaces with spherical dimples and teardrop dimples, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol.61, October 2014, pp. 201–209.

[7] Wae-Hayee, M., Tekasakul, P., Eiamsa-ard, S. and Nuntadusit, C. (2015). Flow and heat transfer characteristics of in-line impinging jets with cross-flow at short jet-to-plate distance, *Experimental Heat Transfer*, vol.28, pp. 511–530.

[8] Ligrani, P. M., Oliveira, M. M and Blaskovich, C. (2003). Comparison of heat transfer augmentation techniques, *AIAA Journal*, vol.41, No.3, pp.337-362.

ภาคผนวก 7

ชื่อบทความ “The Effect of Teardrop Protrusion-to-protrusion Spacing on Heat Transfer Characteristics on the Internal Surface of Wind Tunnel” นำเสนอในที่ประชุมวิชาการ การประชุมวิชาการ เครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 31 วันที่ 4 – 7 กรกฎาคม 2560 จังหวัดนครนายก

The Effect of Teardrop Protrusion-to-protrusion Spacing on Heat Transfer Characteristics on the Internal Surface of Wind Tunnel

Yemin O¹, Wae-Hayee M^{1*} and Nuntadusit C¹

¹ Energy Research Center and Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Prince of Songkla University, Hat Yai, Songkhla 90112, Thailand

*Corresponding Author: wmakatar.eng.psu.ac.th, Telephone Number: 074-287-231, Fax. Number: 074-558830

Abstract

In this study, the investigation of heat transfer over the teardrop protrusions surface with inline arrangement was reported. Single row of 5 protrusions with the inline arrangement was formed on the internal surface of rectangular wind tunnel in experimental setup. The air flow was perpendicular to the center of every protrusion. The depth of protrusion from the surface of with tunnel was $H/D=0.2$, and the projected diameter of spherical protrusion was $D=26.4\text{ mm}$. Teardrop protrusion-to-protrusion spacing was varied $S=1.125D$, $1.25D$, $1.5D$ and $2D$. The Reynolds number of internal air flow of the wind tunnel based on hydraulic diameter was 20,000 ($Re_H=20,000$). The thermochromic liquid crystal sheet was used to detect the distributions of temperature and for measuring the heat transfer on the surface. It was found that the heat transfer rate for the case of $S=1.125D$ was the highest. The highest Nusselt number value was existed at just behind the downstream of protrusion and the value became lower along the downstream of protrusions.

Keywords: Protrusion, Heat transfer enhancement, Heat transfer coefficient

1. Introduction

To enhance heat transfer performance is one of the ways to save energy. Particularly for the process of heat exchanger is mostly depended on heat transfer convection. If the system can be designed to have a high coefficient of heat transfer convection, it can reduce power consumption. One of the way to get high heat transfer coefficient is to reduce or destroy the thickness of boundary layer which occurs between fluid and the surface of heat flux area because the fluid flow is low within boundary the layer and perform as insulating layer. To reduce the thickness of boundary layer which can be achieved by increasing flow velocity. So, this method requires more power supply. The next way to destroy the of boundary layer can be achieved by installing tabulator devices such as ribs or pins on the heat transfer surface. This method does not need to increase the rate of fluid flow because the boundary layer is destroyed when the fluid flows pass through the installed tabulator device.

Dimples or protrusions are regarded as one of the most effective structures heat transfer enhancement in the industrial applications, such as the cooling of gas turbine blade, combustion chamber and microelectronic component. The applications of dimples or protrusions have been attracted the attention of many researchers due to its advantages for

friction factors and enhancement for heat transfer [1-3].

The flow and heat transfer characteristics of teardrop dimple and protrusion with different was investigated and compared with hemispherical dimple/protrusion by Xie et al. [1]. They showed the thermal performance for teardrop dimple and protrusion is higher than hemispherical dimple and protrusion for lower Reynold number and thermal performance increase gradually as the centre moves downwards for the teardrop dimple/protrusion.

Rao et al. [4] investigated an experiment and a numerical study on the heat transfer of turbulent flow in channel with staggered arrangement of spherical and teardrop dimples 11 rows. They found that heat transfer performance of teardrop dimple has distinctively higher than spherical dimple. Although many researchers have studied about heat transfer and flow characteristics with many dimple and protrusion row on the surface, it is still difficult to describe the phenomenon of flow and heat transfer characteristics. Therefore, the heat transfer characteristics with single protrusion row over the surface was researched in this work.

The aim of this work was to investigate experimentally the effect of spacing between protrusion-to-protrusion on heat transfer characteristics with single protrusion row with various protrusion-to-protrusion spacing.

2. Methodology

2.1 Model of protrusion

Figure 1 shows the model of 5 protrusions which was made by plastic was installed on the internal surface of rectangular wind tunnel. The air with fully developed flow passes through the tear drop protrusions. The origin of Cartesian coordinate system was existed at the center of middle dimple such as X-axis is the along the flow direction of wind tunnel, Y-axis is the rectangular wind tunnel height direction and Z-axis is normal direction to the flow.

The details of protrusion are shown in Figure 5. The spherical protrusion with the radius of $r=0.725D$ and the projected diameter on the surface was $D=26.4\text{mm}$. The depth of protrusion from the surface was $0.2D$. The spacing between protrusion-to-protrusion was varied with $S/D=1.125, 1.25, 1.5$ and 2 . The Reynolds number of mainstream air inside the wind tunnel based on the hydraulic diameter of wind tunnel is fixed at $Re_H=20,000$ at the middle of wind tunnel by using Pitot tube to measure velocity was shown in Figure 6.

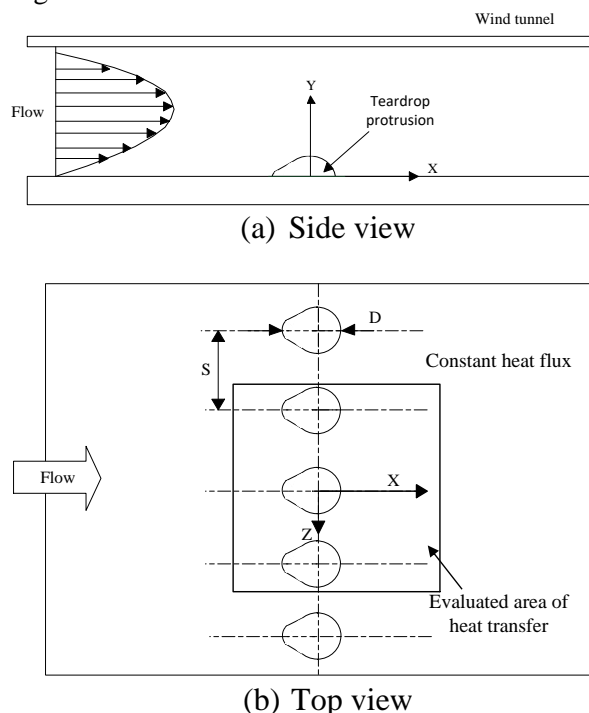


Fig. 1 The model of investigation

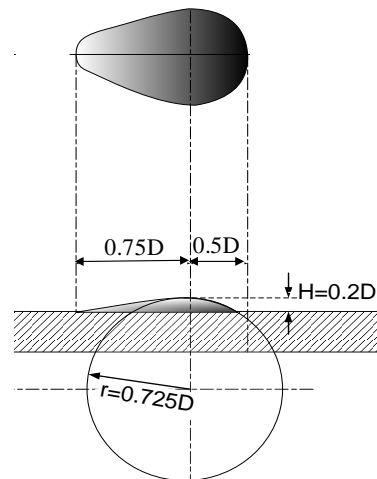


Fig. 2 The detail of protrusion

2.2. Wind tunnel

Figure 3 show the detail of wind tunnel in the experiment. The rectangular wind tunnel has three parts: the upstream of test section (1700 mm) that was sufficient distance to get fully developed flow, test section (280mm) where was formed conical dimples and downstream of test section where the air was leave out from the wind tunnel. The wind tunnel height was 26.4 mm ($1D$).

2.2. Measurement of heat transfer

The test section for heat transfer measurement is shown in Figure 4. The heat transfer surface was made of a stainless- steel foil with thickness of 0.03mm . The foil was attached with Thermochromics liquid crystals (TLC) sheet on side of the wall. The stainless-steel foil was stretched between a couple of copper bus bars. The heat transfer surface was heated by DC power source that can supply current through the copper bus bars. A digital camera was used to capture color on the TLC sheet. Images of color pattern on the TLC sheet were converted from a red, green, and blue (RGB) system to a hue, saturation, and intensity (HSI) system. To simulate cross-flow, air was introduced through the inlet chamber, flow straightener, two layer of mesh plates, test section and chamber outlet by using blower.

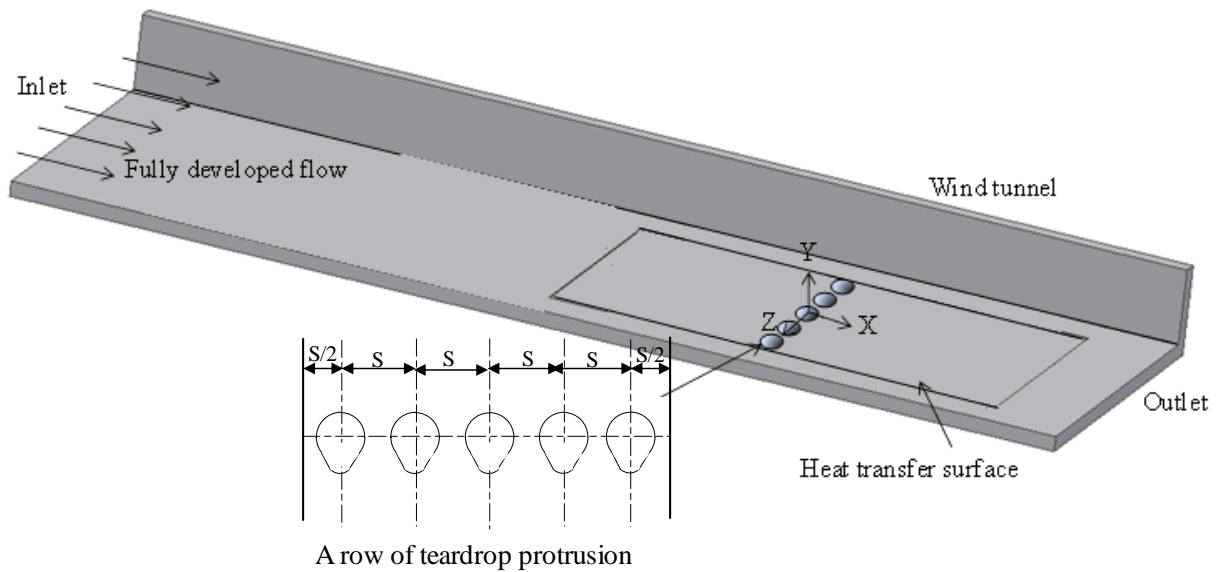


Fig. 3 Experimental 3D model of wind tunnel with single teardrop row

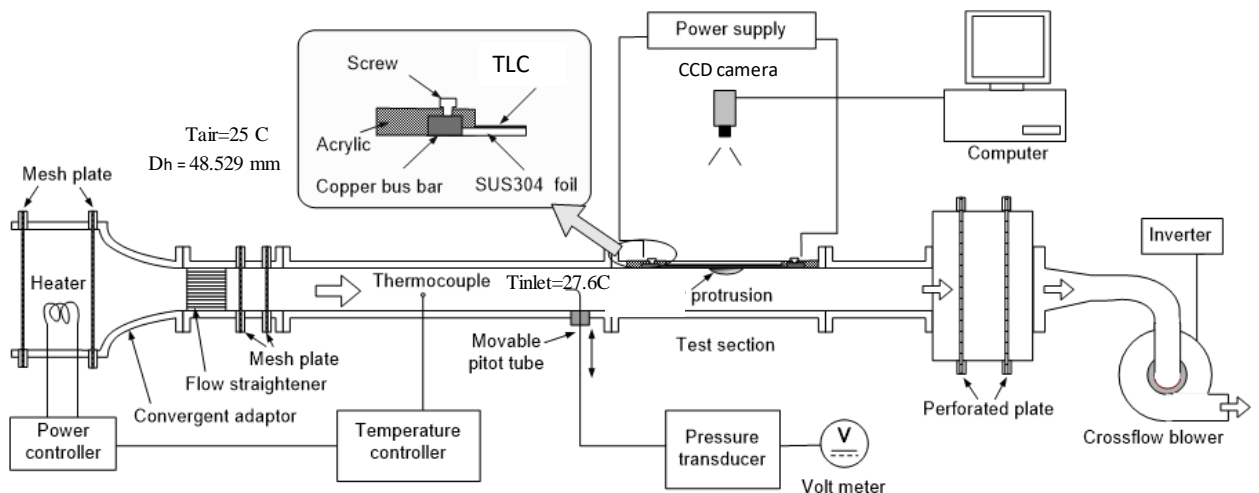


Fig. 4 Schematic diagram of experimental set-up

Electrical energy dissipated in the stainless-steel foil can be calculated from:

$$\dot{Q}_{input} = I^2 \cdot R$$

where, I is the supplied electrical current and R is the electrical resistance of stainless-steel foil.

The air temperature was controlled at 27.6°C and flow on the surface of stainless-steel sheet. The local heat transfer coefficient (h) can be calculated from this equation:

$$h = \frac{\dot{Q}_{input} - \dot{Q}_{losses}}{A(T_{LC} - T_a)}$$

where, \dot{Q}_{input} is the rate of heat generation in the stainless plate, \dot{Q}_{losses} is the rate of heat loss for convection and radiation, A is the area of heat transfer surface, T_{LC} is the temperature of the

color that appears on the TLC plate and T_a is air temperature.

The local Nusselt number can be calculated from

$$Nu = \frac{hD_H}{k}$$

where, D_H is hydraulic diameter and k is thermal conductivity of air.

3. Results and discussions

The contours and the values of Nusselt number on the surface of only three protrusions are described in Figure 5. The solid part area of teardrop is not considered about Nusselt number. The distribution of high Nusselt number can be seen at the downstream of protrusions due to the flow separate and circulation flow appear downstream the protrusion and attachment flow

appear immediately along the downstream of protrusion [1, 5] and this effect enhance heat transfer augmentation. Increasing or decreasing Nusselt number on the dimple and protrusion surface can be occurred because of both attachment and circulation flow effects that was studied in literature [1, 4]. And then, the results were found that the Nusselt number increases when the spacing between protrusion-to-protrusion decrease because the flow tendency to the lateral side of longitudinal vortex pair between protrusion-to-protrusion spacing and turbulent flow increases between spacing.

The distribution of Nusselt number value along the protrusion center $Z/D=0$ for all S/D cases was shown in Figure 6. For the area of the range $(-0.75 \leq X/D \leq 0.5)$ was not taken into account because it is a protruded teardrop. It was found that the maximum peak trend occurs at $S/D=1.125$ and this trend was higher than the other S/D cases.

Figure 7, 8 and 9 shows the span wise Nusselt number distributions at the downstream portion of protrusion ($X/D=1, 2$ and 3) for all S/D cases. Three peak regions of maximum Nusselt number cases were occurred behind the protruded teardrop. When the distance of downstream behind the protrusion became larger, the value of Nusselt number was smaller. It can be seen clearly that Nusselt number distribution trends for $S/D=1.125$ case have $70 < Nu < 90$ at $X/D=1$, $65 < Nu < 80$ at $X/D=2$ and $62 < Nu < 72$ at $X/D=3$.

The average stream wise Nusselt number distribution of respective each spacing case was illustrated in Figure 10. Moreover, Figure 11 shows the average Nusselt number over protrusion surface of evaluated heat transfer area. The result can be shown that the trend of average value become lower when S/D become larger. The highest average Nusselt number case is $S/D=1.125D$.

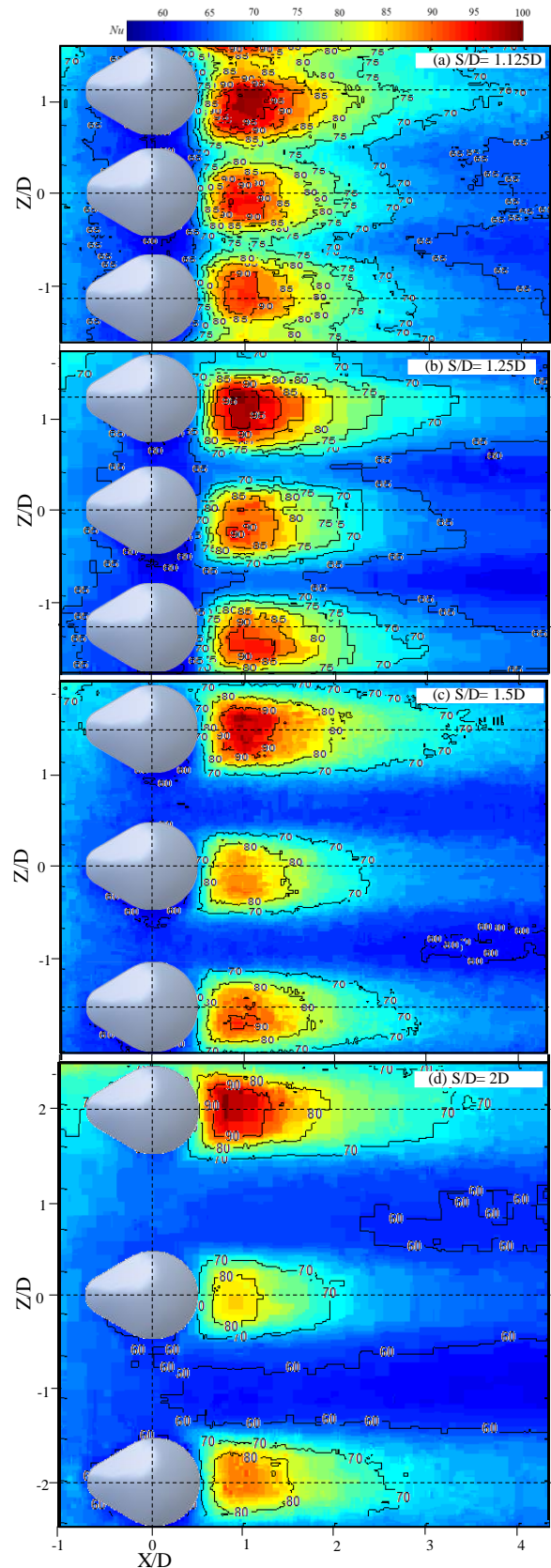


Fig. 5 Contour of Nusselt number on teardrop protrusion surface

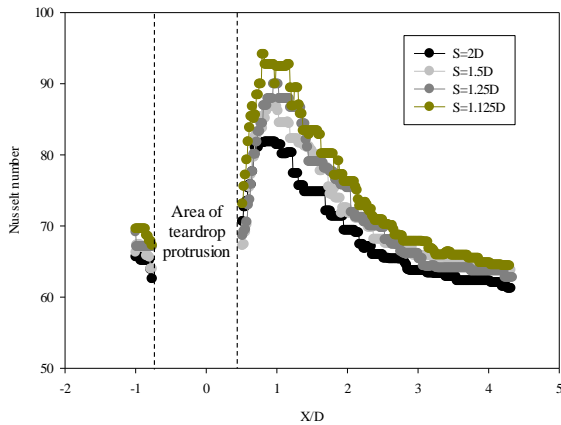


Fig. 6 Nusselt number distributions in stream wise direction (X/D) ($Z/D=0, Re_H=20,000$)

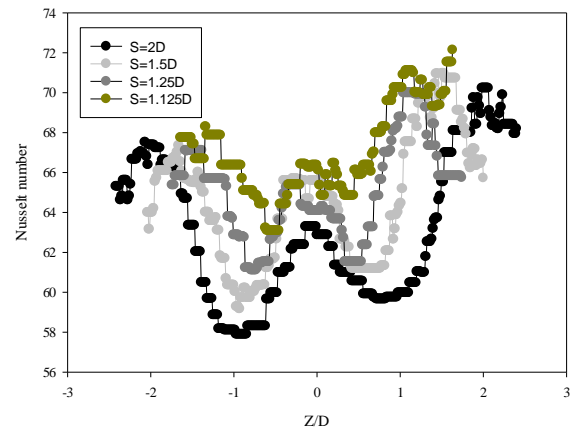


Fig. 9 Nusselt number distributions in streamwise direction (Z/D) ($X/D=3, Re_H=20,000$)

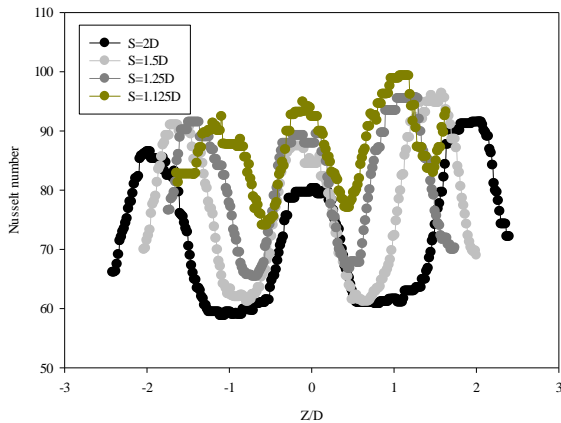


Fig. 7 Nusselt number distributions in span wise direction (Z/D) ($X/D=1, Re_H=20,000$)

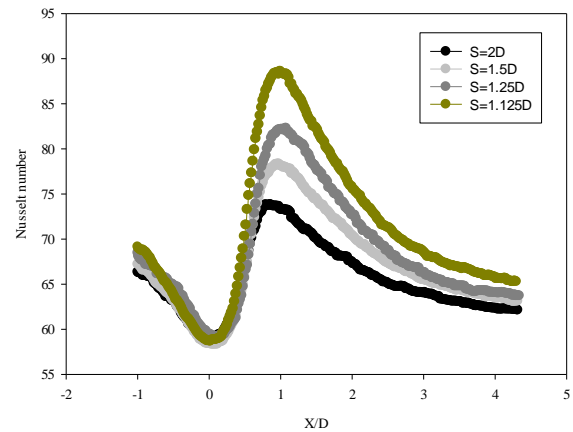


Fig. 10 Nusselt number distributions in streamwise direction (X/D) ($-2.4 < Z/D < 2.4$ for $S=2D$, $-2 < Z/D < 2$ for $S=1.5D$, $-1.7 < Z/D < 1.7$ for $S=1.25D$, $-1.6 < Z/D < 1.6$ for $S=1.125D$, $Re_H=20,000$)

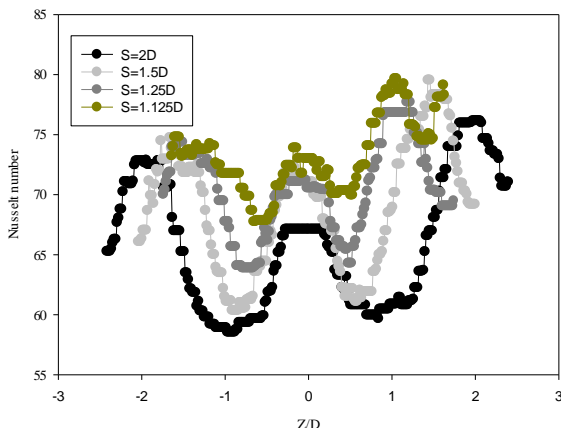


Fig. 8 Nusselt number distributions in stream wise direction (Z/D) ($X/D=2, Re_H=20,000$)

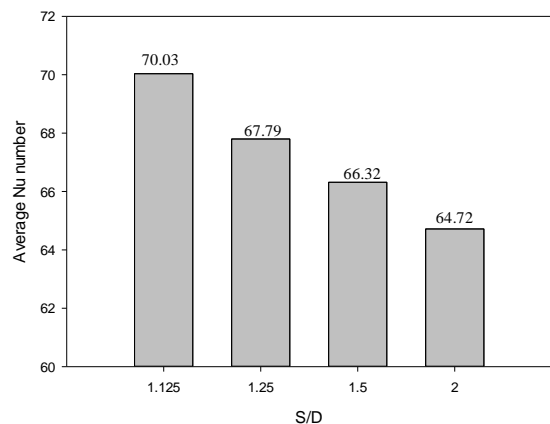


Fig. 11 Average Nusselt number ($Re_H=20,000$)

4. Conclusions

In this work, the investigation of heat transfer characteristics over the teardrop protrusion surface of evaluated heat transfer area in wind tunnel was studied. The spacing was

varied by different spacing at $S/D=1.125, 1.25, 1.5$ and 2 . The summary of this work are as follow:

1. The value of average Nusselt number increase when the spacing between protrusion-to-protrusion decreased. The highest Nusselt number average value can be found in $S/D=1.125$ case.
2. The heat transfer was low at just behind the protrusion at $0.5 \leq X/D \leq 0.7$ due to circulation flow appear at this region. After this region, the heat transfer was high because of reattachment flow.
3. The high Nusselt number can be observed at downstream of protrusion ($X/D=1$) because of reattachment flow after that the values became lower along the downstream of smooth surface

4. Acknowledgement

The research grant was supported by the Research and Development Office (RDO), Prince of Songkla University, grant No. ENG590725S.

7. References

- [1] Xie, Y., Qu, H. and Zhang, D. (2015). Numerical investigation of flow and heat transfer in rectangular channel with teardrop dimple/protrusion, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.84, May 2015, pp. 486 – 496.
- [2] Chang, S.W., Chiang, F., Yang, T.L. and Huang, C.C. (2008). Heat transfer and pressure drop in dimpled fin channels, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol.33(1), October 2008, pp. 23 – 40.
- [3] Li, P., Zhang, D. and Xie, Y. (2014). Heat transfer and flow analysis of Al_2O_3 – water nanofluid in microchannel with dimple and protrusion, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.73, June 2014, pp. 456 – 467.
- [4] Rao, Y., Li, B. and Feng, Y. (2015). Heat transfer of turbulent flow over surfaces with spherical dimples and teardrop dimples, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol.61, February 2015, pp. 201 – 209.
- [5] Mohammad, A.E. and Danesh K.T. (2008). Large eddy simulation investigation of flow and heat transfer in a channel with dimple and protrusions, *Journal of Turbomachinery*, vol.130, October 2008, pp. 0410161– 0410169.
- [6] Wae-Hayee, M., Tekasakul, P., Eiamsa-ard, S. and Nuntadusit, C. (2015). Flow and heat transfer characteristics of in-line impinging jets with cross-flow at short jet-to-plate distance,

Experiment of Heat Transfer, vol.28, May 2015, pp. 511 – 530.

ภาคผนวก 8

ชื่อบทความ The Effect of Conical Dimple Spacing on Flow Structure and Heat Transfer Characteristics of Internal Flow Using CFD, The 2nd International Conference on Computational Fluid Dynamics in Research and Industry 2017 (CFDRI 2017), August 3rd–4th, 2017, Songkhla, Thailand (IOP Conference Series-Materials Science and Engineering, Online ISSN: 1757-899X, indexed by SCOPUS)

PAPER • OPEN ACCESS

The effect of conical dimple spacing on flow structure and heat transfer characteristics of internal flow using CFD

To cite this article: O Yemin *et al* 2017 *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* **243** 012002

View the [article online](#) for updates and enhancements.

Related content

- [Heat transfer characteristics in forced convection through a rectangular channel with 60° tilted staggered ribs](#)
M Cucchi, D Fustinoni, P Gramazio et al.
- [Non-Darcy natural convection in a square cavity filled with a porous medium](#)
Nawaf H Saeid and I Pop
- [Industrial wind tunnels](#)
J A Balchin

The effect of conical dimple spacing on flow structure and heat transfer characteristics of internal flow using CFD

O Yemin¹, M Wae-Hayee^{1*}, P Narato¹, K Yerane¹, K Abdullah² and C Nuntadusit¹

¹ Energy Research Centre and Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Prince of Songkla University, Hat Yai, Songkhla 90112, Thailand

² Department of Energy and Thermofluid Engineering, Faculty of Mechanical and Manufacturing Engineering, Universiti Tun Hussein Onn Malaysia, Johor, Malaysia

E-mail: wmakatar@eng.psu.ac.th.

Abstract. In the present study, heat transfer and flow characteristics simulations over the surface of conical dimple were investigated. Single dimple row with inline arrangement was formed on the internal surface of the 3-D rectangular wind tunnel model. The air flow was perpendicular to the centre line of every dimple and the printed diameter of dimples on the surface was $D=26.4\text{mm}$. The depth of dimple on the surface of wind tunnel was $H/D=2$. The space between dimple-to-dimple was varied for $S/D=1.125, 1.25, 1.5,$ and 2 . The Reynold number based on the hydraulic diameter of internal air flow was $20,000$ depending on the wind tunnel hydraulic diameter. The numerical computation was applied with a Shear Stress Transport (SST) $k-\omega$ turbulence model. The average Nusselt number for the $S/D=1.125$ case is the highest. When the spacing becomes increase, the value of average Nusselt number tends to decrease.

1. Introduction

Dimple is one of the most effective structures for heat transfer enhancement in the industrial applications, such as the cooling of gas turbine blade and high pressure disk, the cooling of microelectronic components, and automotive, heating and refrigerating. Although these approaches are the effective method to improve the heat transfer performance; however, the increasing of fluid stream pressure drop should be concerned. The dimple surface is one of the effective methods to improve the heat transfer rates without significant pressure drop [1, 2]. Normally, the dimpled surface generates the vortex flow within its hole and the argumentation of heat transfer is obtained.

In past decades, lots of efforts have been made to improve efficiency and performance of thermal equipment accompanying a reduction in their size, weight and cost. The heat transfer can be enhanced by using either active and/or passive techniques. There are multifarious passive techniques such as swirl flow devices [3], surface tension devices, rough surfaces [3, 4], pin fins [3], ribbed tabulators [3] and surfaces with dimple [5, 6]. These are used for enhancing heat transfer in different utilizations. Dimple is regarded as one of the most effective heat transfer enhancement because of its profits for low pressure losses comparing with other devices and enhancing for heat transfer [7].

A wind tunnel investigation on an array of hemispherical dimple in staggered arrangement has been conducted by Manmood et al. [8]. In this work, they informed the formation of large vortexes pair on the dimple surface. Won et al. [9], Ligrani et al. [10], Won and Ligrani [11] and Shin Et al. [12] have reported about flow structure of dimple.



Previous studies, a CFD technique has been carried out popularly to investigate flow and heat transfer of dimple array in channel flow because of more accurate prediction of results by adopting of excellent turbulence model. Rao et al. [5] studied the flow and heat transfer of hemispherical and tear drop dimples by using CFD technique. The dimensions of hemispherical dimples were similar to the case of Mahmood et al. [8]. The results have been reported the heat transfer characteristics on the dimple surface in detail and proved CFD and experimental results for measuring overall heat transfer. Moreover, flow and heat transfer of dimple array in channel flow was investigated by Kim and Shin [13], Yoon et al. [14], Elyyan et al. [15] Xie et al. [7] using CFD technique. To reduce calculation load for computational modelling, the evaluated area of heat transfer was applied on some parts of dimple array.

The flow and heat transfer characteristics of teardrop dimple and protrusion was investigated and compared with hemispherical dimple and protrusion by Xie et al. [7]. They showed the thermal performance for teardrop dimple and protrusion is higher than hemispherical dimple and protrusion for lower Reynolds number and thermal performance increase gradually as the centre moves downwards for the teardrop dimple/protrusion.

Therefore, many researchers have been studied about different shapes such as spherical, teardrop and square shape [16] but conical shape have not been studied yet. Conical shape has many advantages for forming or creating easier than spherical or tear-drop shape. In this work, heat transfer effects and flow characteristics on a surface of conical dimple were investigated. Single row of conical dimples were designed over the internal surface of wind tunnel. The wind tunnel was arranged to get enough fully developed flow. Computational Fluid Dynamic (CFD) was used to visualize flow characteristics of dimples and compare with some experimental results.

2. Method

2.1. Model of dimple

The model of conical dimple row was formed over the inner bottom surface of the rectangular wind tunnel as shown in figure 1. The air with fully developed flow passed through the test section. The origin of Cartesian coordinate system was existed at the centre of middle dimple. X-axis is the along the flow direction of wind tunnel, Y-axis is the rectangular wind tunnel height direction and Z-axis is normal direction to the flow.

Figure 2 shows the details of conical dimple with projected diameter was $D=26.4$ mm. The depth of dimple, from the surface to the dimple bottom tip, was $0.2D$ [5,13 and 17]. The spacing of dimple-to-dimple was adjusted at $S=1.125D$, $1.25D$, $1.5D$ and $2D$. The Reynolds number of air inside the wind tunnel is $Re_H=20,000$ that was based on the hydraulic diameter of wind tunnel [5,8].

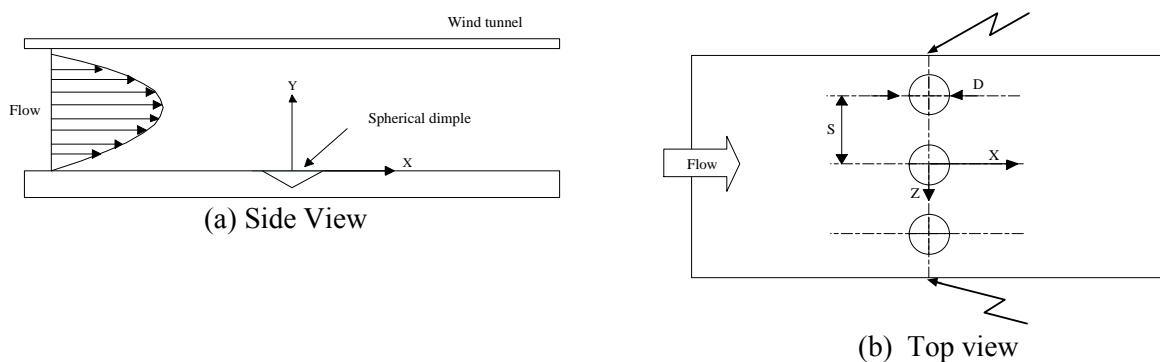


Figure 1. The model of investigation

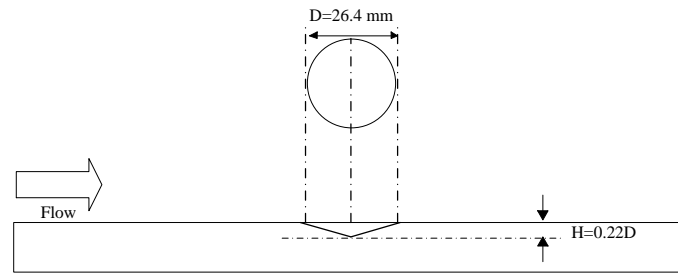


Figure 2. The details of dimple

2.2. Wind tunnel

The experimental setting for wind tunnel was utilized to prove and compare with CFD results. By using TLC technique, the heat transfer and temperature on the surface of smooth wall test section was measured. The wind tunnel measurement details were explained in previous works of M. Wae-Hayee et al. [18, 19]. The schematic diagram of wind tunnel simulation model was shown in figure 3. The wind tunnel geometries and dimensions for simulation were identical with the experimental design. The rectangular wind tunnel has three parts: the upstream of test section (1700 mm) that was sufficient distance to get fully developed flow, test section (280mm) where was formed conical dimples and downstream of test section where the air vent from the wind tunnel. The wind tunnel height was 26.4 mm (1D). The width of wind tunnel was varied with the spacing of dimple-to-dimple to reduce moderate computational loads of simulations.

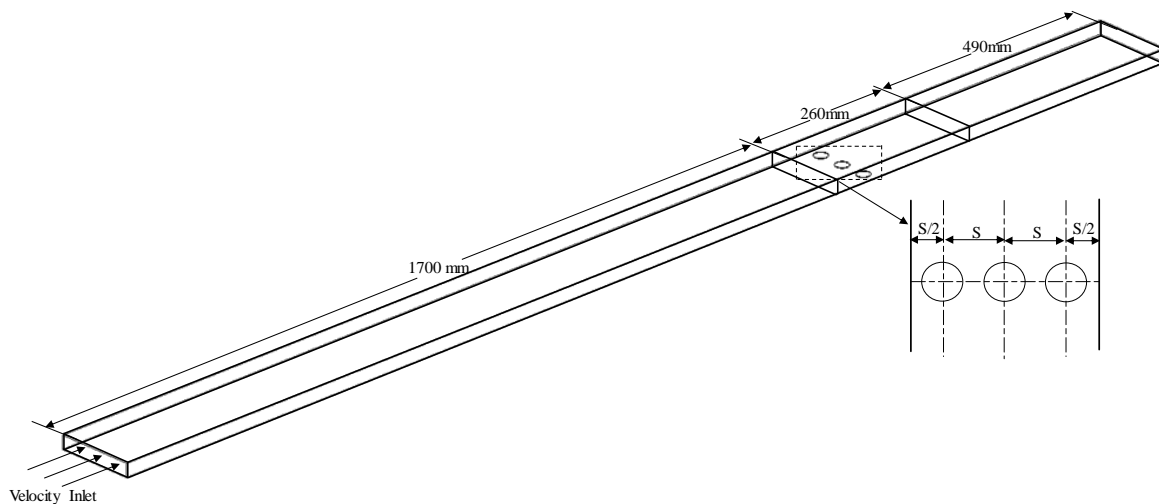


Figure 3. The wind tunnel with conical dimple

The generated grid details used in this work were illustrated in figure 4. Cutting plane along centreline of dimple was shown to expose the internal grid system. The majority of mesh elements were even rectangular. Uneven square elements were composed of dimple area and their surrounding regions. The elements were concentrated near the wall. Grid dependency in space between upper and lower wall is very important, especially, the thickness of the first layer above the wall to resolve the flow field within the viscous sublayer. To consider grid dependence in this work, y^+ distributions on the heat transfer surface were lesser than 1. The selected element was 7,294,941 elements.

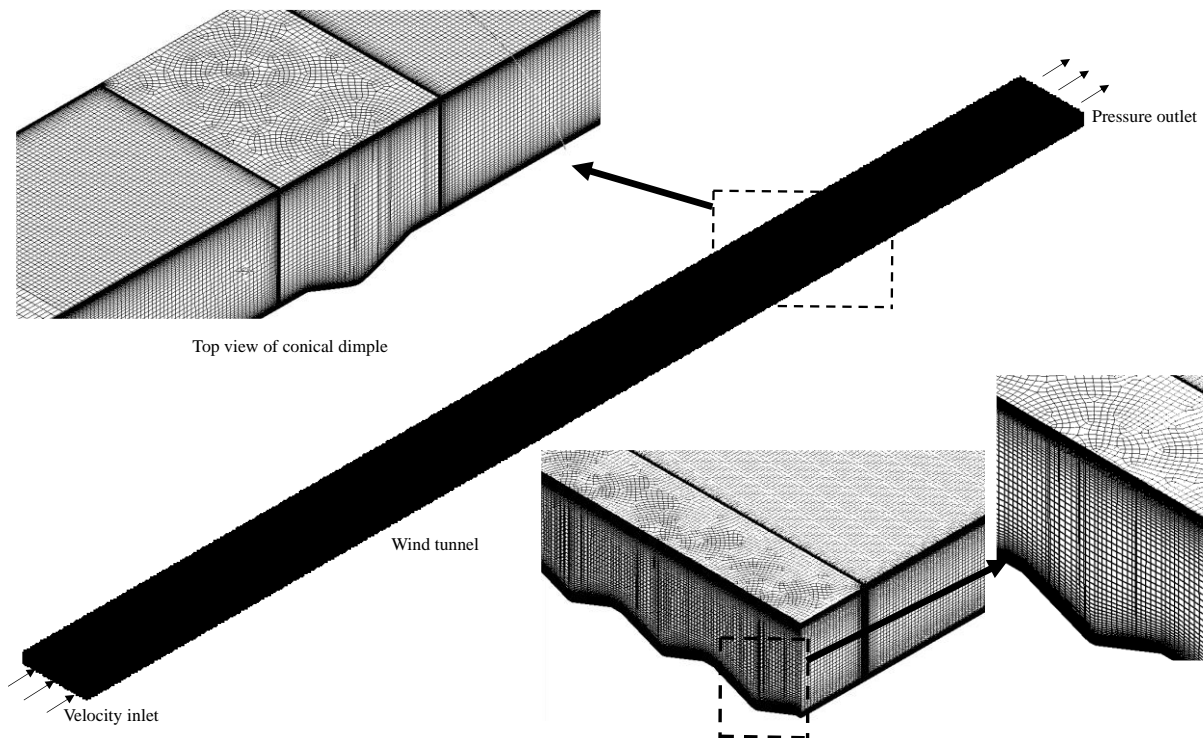


Figure 4. Generated grids

2.3. Assumptions and boundary conditions

In numerical model, the upper and the lower wall were set to have no slip condition. All walls, except bottom wall of test section, were insulated for performing as adiabatic condition. The fluid was considered as an incompressible flow with constant thermal properties and there is no gravitational effect in this simulation. At the air inlet, the uniform velocity was entered by getting Reynolds number at $Re_H=20,000$. The pressure outlet was set at 1 atm. Both of lateral walls were set as symmetry with the temperature of air was at 25°C. At the heat transfer surface formed with dimples was set at constant heat flux (150 W/m^2).

2.4. Numerical calculation method

The numerical 3-D model which based on the finite volume method was adopted to solve governing equations with boundary conditions. The details of equation can be found in [20]. The fluid flow and heat transfer were solved using a Shear Stress Transport (SST) $k-\omega$ turbulence model due to accurate prediction with moderate computation cost [20]. This turbulence model had been used in relative studies [5, 7 and 18].

The solution method was based on Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations (SIMPLE) algorithm with second order upwind for all spatial discretization. To consider solutions to be convergent, the root mean square (RMS) residual of continuity and energy equation were lesser than 10^{-8} and that of momentum equation was lesser than 10^{-5} [5, 18].

2.5. Nusselt number calculation

The heat transfer coefficient, h , could be calculated from:

$$h = \frac{\dot{q}}{T_{\text{wall}} - T_{\text{air}}} \quad (1)$$

Where, \dot{q} was heat flux, T_{wall} was wall temperature and T_{air} was air temperature.

The Nusselt number, Nu , was calculated from:

$$Nu = \frac{hD_H}{k} \quad (2)$$

where D_H was the hydraulic diameter of the tunnel and k was a thermal conductivity of the air.

3. Result and discussions

3.1. Verification of simulation

The well-known Dittus-Boelter correlation, $Nu_o = 0.23Re^{0.8} Pr^{0.4}$ where Re and Pr are Reynolds number and Prandtl number, were used for comparing internal heat transfer in the smooth channel. The average Nusselt numbers versus Reynold numbers for smooth wind tunnel was compared between the correlation, the experimental results, and the CFD method from this work is shown in figure 5. The current data agrees well with the correlation and the experimental results and overall heat transfer increase according to increasing of Reynolds number. The discrepancies of comparison were found in the same range with the work of Rao et al. [5].

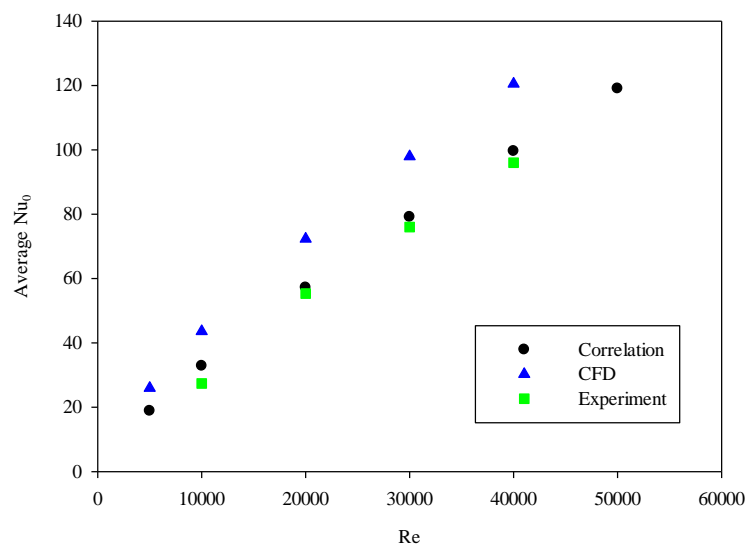


Figure 5. Average Nusselt numbers versus Reynold numbers of internal heat transfer correlation and the CFD method in this work

3.2. Flow characteristics

Streamlines flow over dimple surface were shown in figure 7. The occurrence of circulation flow in the dimple cavity was described obviously at the upstream part of the dimple cavity. The streamline inside the dimple cavity was shown in figure 6. This figure could also be proved that the circulation flows were happened at upstream half of the dimple cavity. The static circulation flow acted as thermal insulator resulting in low heat transfer on upstream portion of dimple surface.

For the case of 1.125D, the streamline which pass through the centre of middle dimple cavity ($Z/D=0$) where the flow condition inside the dimple was shown in figure 6. The stationary circulation flow appeared in upstream portion of dimple and attachment flow appeared in downstream portion of

dimple. This effect enhances heat transfer augmentation which had been described in literature reviews.

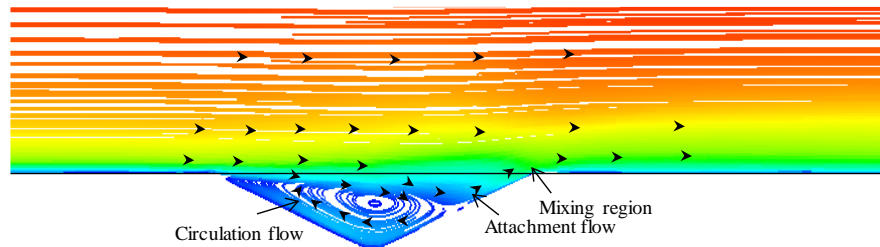


Figure 6. Streamline at the centre of plan of middle dimple ($S/D=1.125D$, $Re=20,000$).

In figure 7, the characteristics of upstream streamline (before passing dimple) were straight whereas those of downstream streamline (immediately after passing dimple, $X/D \approx 0.5$) were separated from its centre-line and tend to lateral side. This is from the effect of the longitudinal vortex pair occurrence after flow passing dimple which had also been reported in the literatures [5,7 and 23]. Here, it can be noted that for the case of $S/D=1.125D$ as shown in figure 7 (a), the flow tendency to lateral sides of this vortex pair seems to be slighter than those other cases due to confinement from near neighbouring vortex pair in condition of short dimple-to-dimple spacing.

The conditions of the contour of Nusselt number on the surface of test section were illustrated in figure 8. High distribution of Nusselt number can be seen at the downstream portion of dimple cavity due to the attachment flow especially near the rear rim of dimples that was previously described in figure 6. But low Nusselt number distribution can be found at the upstream portion of dimple cavity because of stationary circulation flow. Increasing or decreasing Nusselt number on the dimple surface can be caused because of both attachment and circulation flow effects that was also studied in literature [5,7]. For all case, the Nusselt number distribution on the surface of smooth wall along downstream of every dimple have one peak for $X/D=0.5$ case and other X/D cases have two peak regions that was caused by the longitudinal vortex pair effect resulting in stronger circulating over the heat transfer surface of test section of wind tunnel. Simultaneously, these double peak regions area can be found along the downstream of smooth surface and this effect can remove more heat.

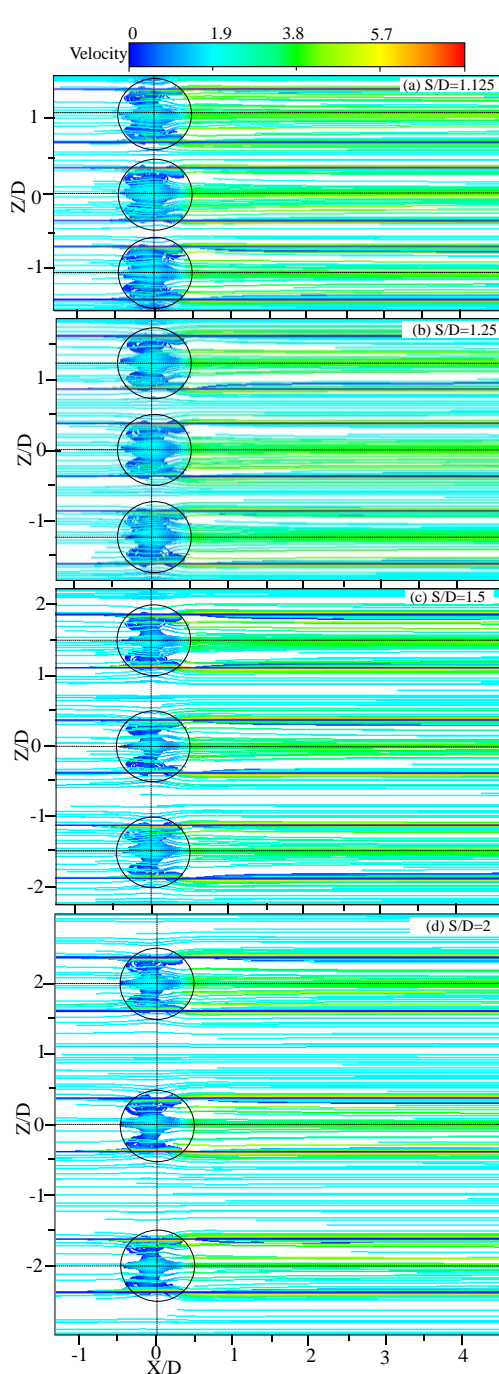


Figure 7. Streamline above the surface of dimples.

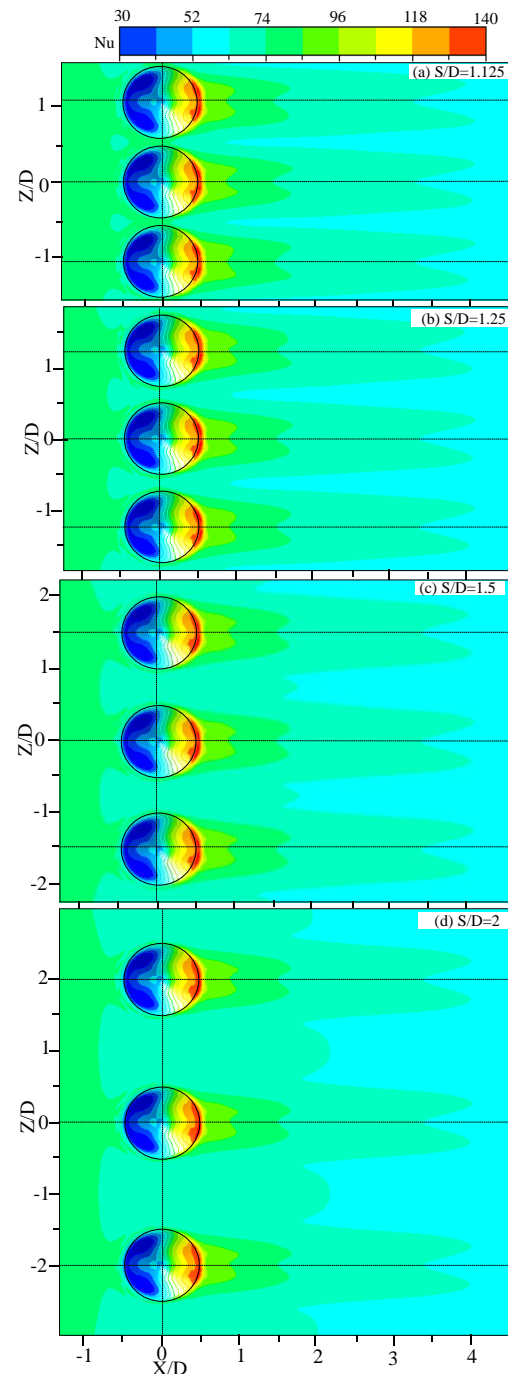


Figure 8. Nusselt number distributions on the surface ($Re_H=20,000$).

Span wise direction of Nusselt number distributions was shown in figure 9. Commonly for all S/D cases, high Nusselt number can be observed at just downstream of dimple cavity and became lower and lower along the direction of downstream. For every S/D cases, the single peak regions at every $X/D=0.5$ were extremely high and area of these peak regions were large because of the effect of attachment flow and double peak regions that was caused by the effect of neighbouring vortex pair between spacing

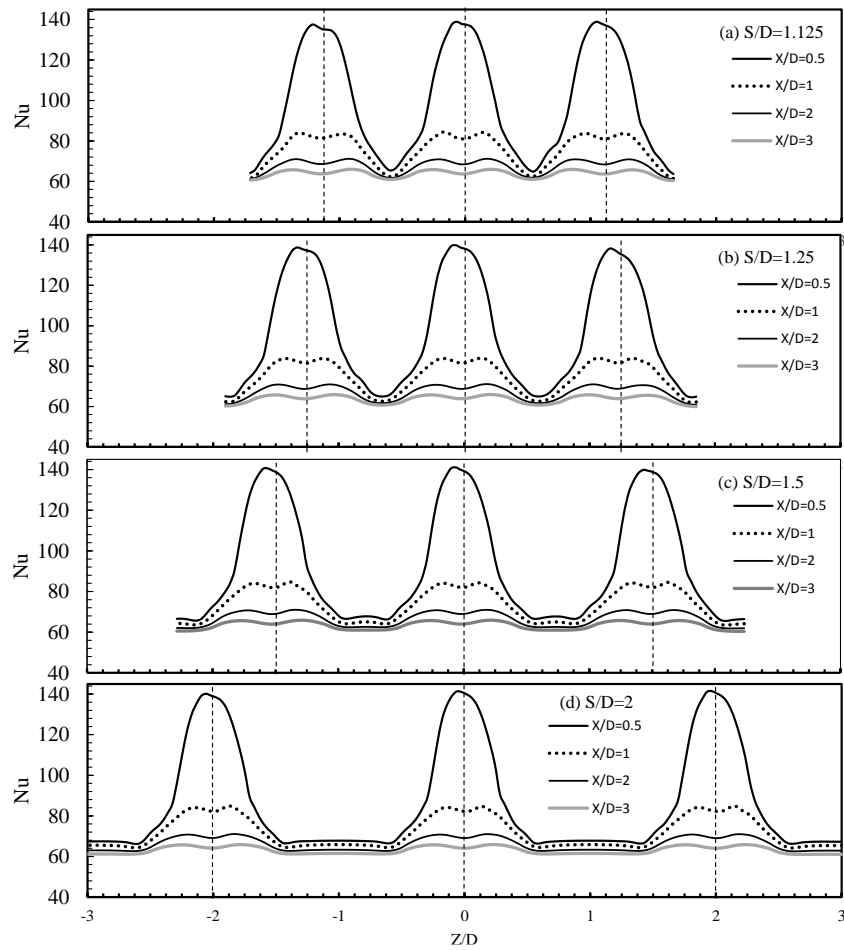


Figure 9. Nusselt number distributions in span wise direction (Dash straight line is the centre of dimple)

The average Nusselt number comparison for smooth and dimple surface was shown in figure 10. Every dimple surface's average value was higher than smooth surface. The trend of average Nusselt number became lower and lower when the spacing became larger and larger but the values were the same for $S/D=1.25$ and 1.5 cases.

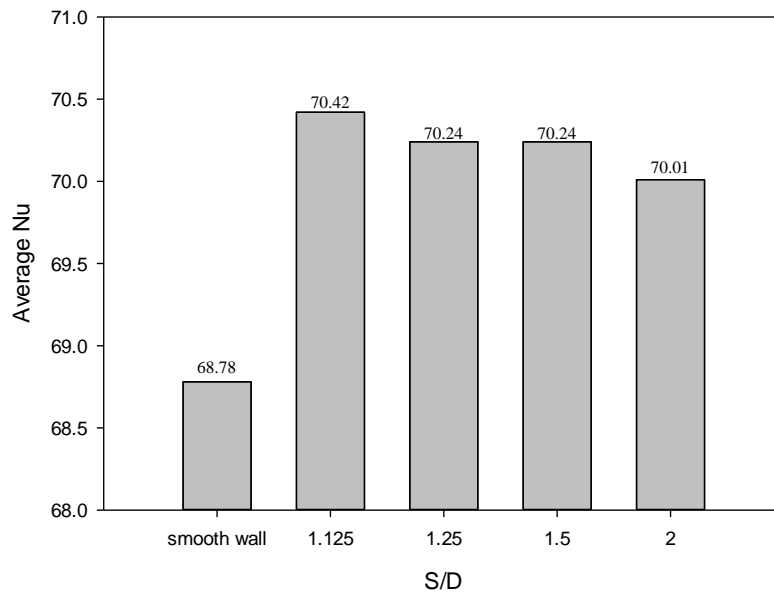


Figure 10. Comparison of Average Nusselt number for spherical and conical dimple

4. Conclusions

In this work, investigation of flow structure and heat transfer over the test section of wind tunnel for conical case that was adjusted by different spacings ($1.125 \leq S/D \leq 2$). The conclusions of this work are described as follow.

1. High Nusselt number regions were observed at the attachment flow region. At this place, the Nusselt number value are over 140.
2. Along the downstream of dimple, the pattern of Nusselt number was found into two peak regions ($X/D > 0.5$) for all S/D case.
3. The flow for $S/D=1.125$ case, the circulation flow was seemed to be stronger than other cases. This effect can enhance heat transfer.
4. For the Nusselt number average, the dimple surfaces were higher than smooth surface. Moreover, the trend of average Nusselt number was lower when the spacing was increased.

Acknowledgement

The research grant was supported by the Research and Development Office (RDO), Prince of Songkla University, grant No. ENG590725S.

References

- [1] Heo S C, Seo Y H, Ku T W and Kang B S 2011 Formability evaluation of dimple forming process based on numerical and experimental approach *J. Mech. Sci. Technol.* **25** 429–439
- [2] Lan J, Xie Y and Zhang D 2011 Effect of leading edge boundary layer thickness on dimple flow structure and separation control *J. Mech. Sci. Technol.* **25** 3243–51
- [3] Ligrani P M, Oliveira M M and Blaskovich T 2003 Comparison of heat transfer augmentation techniques *AIAA J.* **41** 337–362
- [4] Kurniawan R, Kiswanto G and Ko T J 2017 Surface roughness of two-frequency elliptical vibration texturing (TFEVT) method for micro-dimple pattern process *Int. J. Mach. Tools Manuf.* **116** 77–95
- [5] Rao Y, Li B and Feng Y 2015 Heat transfer of turbulent flow over surfaces with spherical dimples and teardrop dimples *Exp. Therm. Fluid Sci.* **61** 201–209

- [6] Vorayos N, Katkhaw N, Kiatsiriroat T and Nuntaphan A 2016 Heat transfer behavior of flat plate having spherical dimpled surfaces *Case Stud. Therm. Eng.* **8** 370–377
- [7] Xie Y, Qu H and Zhang D 2015 Numerical investigation of flow and heat transfer in rectangular channel with teardrop dimple/protrusion *Int. J. Heat Mass Transf.* **84** 486–496
- [8] Mahmood G I, Hill M L, Nelson D L, Ligrani P M, Moon H K and Glezer B 2000 Local Heat Transfer and Flow Structure on and Above a Dimpled Surface in a Channel *J. Turbomach.* **123** 115–123
- [9] Won S Y, Zhang Q and Ligrani P M 2005 Comparisons of flow structure above dimpled surfaces with different dimple depths in a channel *Phys. Fluids* **17** 0451051–9
- [10] Ligrani P M, Harrison J L, Mahmmod G I and Hill M L 2001 Flow structure due to dimple depressions on a channel surface *Phys. Fluids* **13** 3442–51
- [11] Won S Y and Ligrani P M 2007 Flow characteristics along and above dimpled surfaces with three different dimple depths within a channel *J. Mech. Sci. Technol.* **21** 1901–09
- [12] Shin S, Lee K S, Park S D and Kwak J S 2009 Measurement of the heat transfer coefficient in the dimpled channel: effects of dimple arrangement and channel height *J. Mech. Sci. Technol.* **23** 624–630
- [13] Kim K Y and Shin D Y 2008 Optimization of a staggered dimpled surface in a cooling channel using Kriging Model *Int. J. Therm. Sci.* **47** 1464–72
- [14] Yoon H S, Park S H, Choi C and Ha M Y 2015 Numerical study on characteristics of flow and heat transfer in a cooling passage with a tear-drop dimple surface *Int. J. Therm. Sci.* **89** 121–135
- [15] Elyyan M A and Tafi D K 2008 Large eddy simulation investigation of flow and heat transfer in a channel with dimples and protrusions *J. Turbomach.* **130** 0410161–9
- [16] Acharya S and Zhou F 2012 Experimental and computational study of heat/mass transfer and flow structure for four dimple shapes in square internal passage *J. Turbomach.* **134** 0610281–13
- [17] Isaev S A, Schelchkov A V, Leontiev A I, Baranov P A and Gulcova M E 2016 Numerical simulation of the turbulent air flow in the narrow channel with a heated wall and a spherical dimple placed on it for vortex heat transfer enhancement depending on the dimple depth *Int. J. Heat Mass Transf.* **94** 426–448
- [18] Wae-Hayee M, Tekasakul P, Eiamsaard S and Nuntadusit C 2015 Flow and heat transfer characteristics of in-line impinging jets with cross-flow at short jet-to-plate distance *Experimental Heat Transfer.* **28** 511–530
- [19] Wae-Hayee M, Tekasakul P, Eiamsaard S and Nuntadusit C 2014 Effect of cross-flow velocity on flow and heat transfer characteristics of impinging jet with low jet-to-plate distance *J. Mech. Sci. Technol.* **28** 2909–17
- [20] Versteeg H K and Malalasekera W 2007 *An Introduction to Computational Fluid Dynamics*, Second Edition, Pearson Prentice Hall
- [21] Mahmood G I and Ligrani P M 2002 Heat transfer in a dimpled channel: combined influences of aspect ratio, temperature ratio, Reynolds number, and flow structure *Int. J. Heat Mass Transf.* **45** 2011–20

ภาคผนวก 9

ชื่อบทความ “Experimental Study on the Heat Transfer Enhancement of the Effect of Teardrop Protrusion-to-protrusion Spacing”, The 8th TSME International Conference on Mechanical Engineering (TSME-IcoME2017), December 12-15, 2017, Bangkok, Thailand (IOP Conference Series-Materials Science and Engineering, Online ISSN: 1757-899X, indexed by SCOPUS,



AECXXX

(this number will be assigned after full manuscript is accepted)

Experimental Study on the Heat Transfer Enhancement of the Effect of Teardrop Protrusion-to-protrusion Spacing

O. Yemin¹, M. Wae-Hayee^{1,*}, and C. Nuntadusit¹

¹Energy Technology Research Center and Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Prince of Songkla University, Hat Yai, Songkhla 90112, Thailand

* Corresponding Author: wmakatar@eng.psu.ac.th

Abstract. An experimental analysing was presented for heat transfer on the surface of teardrop protrusions with inline arrangement. The air flow was passed through perpendicularly over the single row of 5 protrusions in the rectangular wind tunnel. The protrusion height from the bottom of wind tunnel was $H/D=0.2$ and the spacing of teardrop protrusion-to-protrusion was adjusted by different four spacing cases such as $S/D= 1.125, 1.25, 1.5$ and 2 . The spacing can affect heat transfer enhancement and flow characteristics. Therefore, the spacing which was analysed in this study was considered four cases because of experimental limitations. The temperature distributions of surface with protrusions was detected by using the thermochromic liquid crystal sheet (TLC) at $Re_H=20,000$. Image processing was used to evaluate distribution of Nusselt number. The result shows that the highest average Nusselt number was found in $S/D=1.125D$ case.

1. Introduction

Using passive heat transfer enhancement techniques such as ribs, pin fins, vortex generators, dimpled surface and surface with arrays of protrusions can enhance heat transfer in internal flow passages and can increase secondary flow and turbulence level for mixing enhancement. These kinds of flow can remove heat away from surfaces. Therefore, this passive heat transfer enhancement techniques were used in many industrial applications such as cooling of turbine airfoil, combustion chamber, electronics cooling devices and heat exchangers. Dimples and protrusions are an attractive method for internal cooling due to significant enhancement of turbulence level, enhancement in heat transfer convection with minimal pressure drop penalties and form multiple vortex pair that enhance Nusselt number distributions.

Acharya et al. [1] investigated experimentally and numerically on heat transfer and flow structure for four types of dimple shape (square, triangular, circular, and teardrop) in square internal passage. They showed that the teardrop dimple was the highest heat/mass transfer among four dimples by comparing with both experimental and numerical results. And then, the triangular dimple was the lowest heat transfer enhancement. For flow pattern, the circular and teardrop geometries have single vortex roll that was formed in wake region, but square dimple was not noticeable vortex roll.

The flow and heat transfer characteristics of teardrop dimple and protrusion with different was investigated and compared with hemispherical dimple/protrusion by Xie et al. [1]. They showed the thermal performance for teardrop dimple and protrusion is higher than hemispherical dimple and

protrusion for lower Reynold number and thermal performance increase gradually as the centre moves downwards for the teardrop dimple/protrusion.

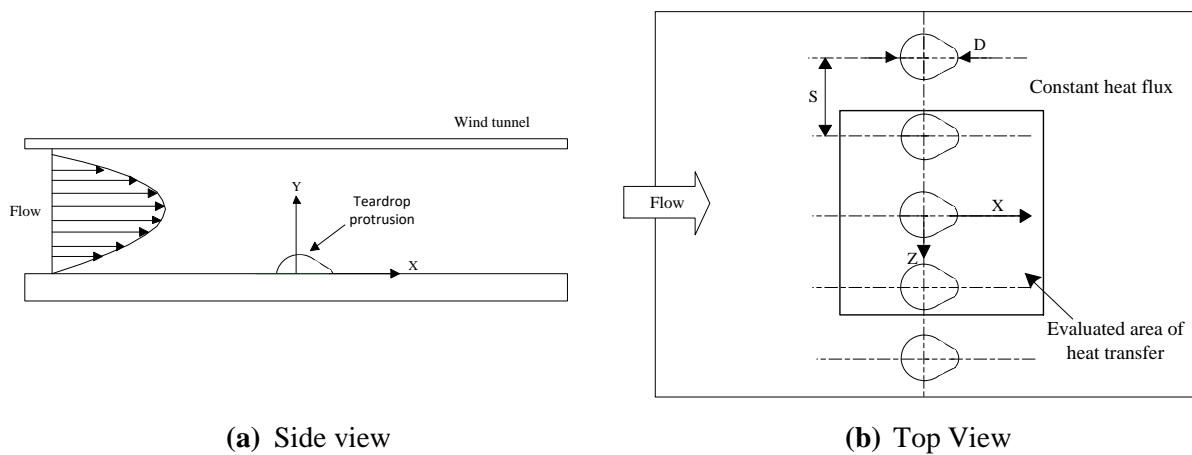
Rao et al. [4] investigated an experiment and a numerical study on the heat transfer of turbulent flow in channel with staggered arrangement of spherical and teardrop dimples 11 rows. They found that heat transfer performance of teardrop dimple has distinctively higher than spherical dimple. Although many researchers have studied about heat transfer and flow characteristics with many dimple and protrusion row on the surface, it is still difficult to describe the phenomenon of flow and heat transfer characteristics. Therefore, the heat transfer characteristics with single protrusion row over the surface was researched in this work.

Many literatures have been analysed about the different arrangement of dimpled and protruded surface. The aim of this work was to investigate experimentally the effect of spacing between protrusion-to-protrusion on heat transfer characteristics with single row of 5 protrusions. The spacing can affect the different value of heat transfer enhancement. The different four spacings in this work was considered according to experimental dimensions. Methodology

1.1. Model of protrusion

Figure 1 shows the model of 5 protrusions which was made by plastic was installed on the internal surface of rectangular wind tunnel. The air with fully developed flow passes through the tear drop protrusions. The origin of Cartesian coordinate system was existed at the centre of middle dimple such as X-axis is the along the flow direction of wind tunnel, Y-axis is the rectangular wind tunnel height direction and Z-axis is normal direction to the flow.

The details of protrusion are shown in Figure 2. The spherical with the radius of $r=0.725D$ and the projected diameter on the surface was $D=26.4\text{mm}$. The height of protrusion from the surface was $0.2D$. The spacing between protrusion-to-protrusion was varied with $S/D= 1.125, 1.25, 1.5$ and 2 . The Reynolds number of mainstream air inside the wind tunnel based on the hydraulic diameter of wind tunnel was fixed at $Re_H=20,000$ at the middle of wind tunnel by using Pitot tube to measure velocity. The position of Pitot tube is shown in Figure 4.



(a) Side view

(b) Top View

Figure 1. The model of investigation for teardrop test section.

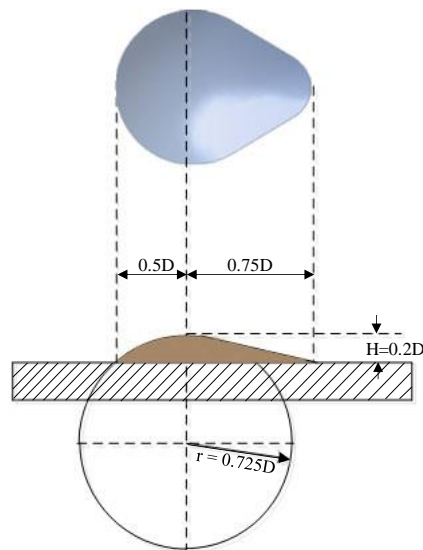


Figure 2. The detail of protrusion.

1.2. Wind tunnel

Figure 3 shows the details of wind tunnel in the experiment. The rectangular wind tunnel was designed with three parts: the upstream of test section (1700 mm) that was sufficient distance to get fully developed flow, test section (280mm) where was formed teardrop protrusions and downstream of test section where the air was leaved out from the wind tunnel. The wind tunnel height was 26.4 mm (1D).

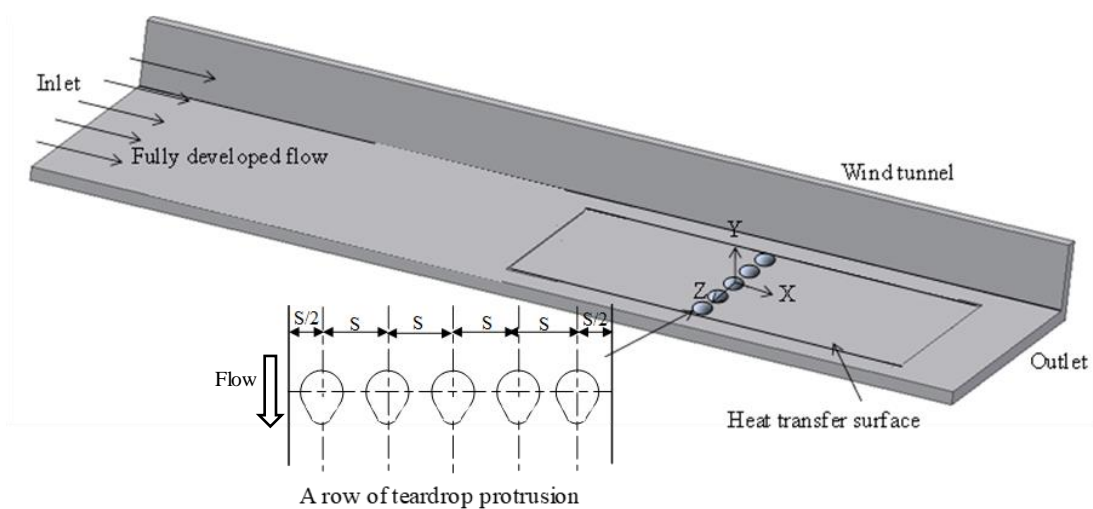


Figure 3. Experimental 3D model of wind tunnel with single teardrop protrusions row.

1.3. Measurement of heat transfer

The test section for heat transfer measurement is shown in Figure 4. The heat transfer surface was made of a stainless- steel foil with thickness of 0.03mm. The foil was attached with Thermochromics liquid crystals sheet (TLCs) on side of the wall. The stainless-steel foil was stretched between a couple of copper bus bars. The heat transfer surface was heated by DC power source that can supply current through the copper bus bars. A digital camera was used to capture color on the TLC sheet. Images of color pattern on the TLC sheet were converted from a red, green, and blue (RGB) system to a hue, saturation, and intensity (HSI) system. The air was introduced through the inlet chamber, flow straightener, two layer of mesh plates, test section and chamber outlet by using blower.

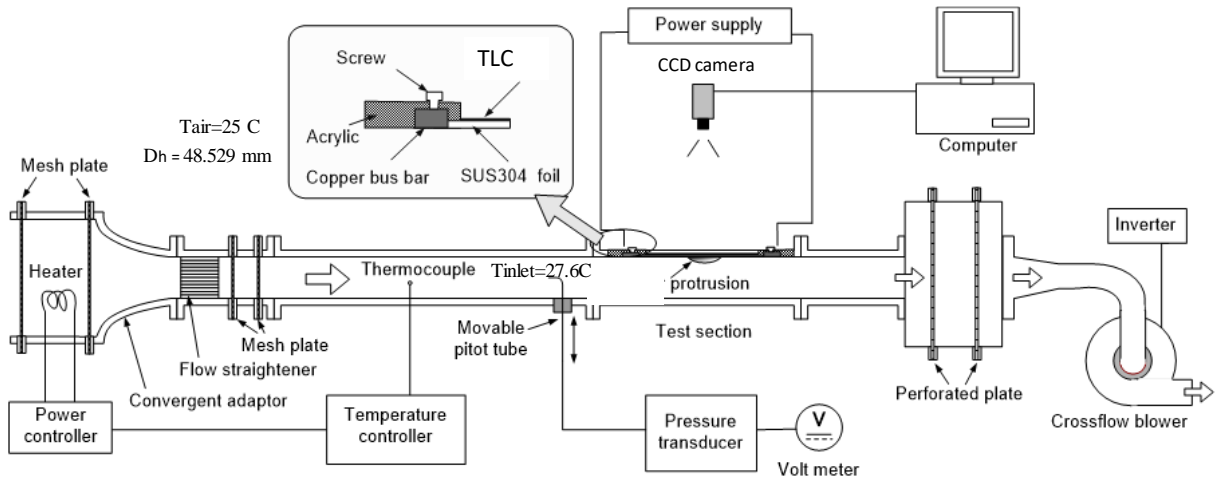


Figure 4. Schematic diagram of experimental set-up.

Electrical energy dissipated in the stainless-steel foil can be calculated from:

$$\dot{Q}_{input} = I^2 \cdot R \quad (1)$$

where, I is the supplied electrical current and R is the electrical resistance of stainless-steel foil.

The air temperature was controlled at 27.6°C and flow on the surface of stainless-steel sheet. The local heat transfer coefficient (h) can be calculated from this equation:

$$h = \frac{\dot{Q}_{input} - \dot{Q}_{losses}}{A(T_{LC} - T_a)} \quad (2)$$

where, \dot{Q}_{input} is the rate of heat generation in the stainless plate, \dot{Q}_{losses} is the rate of heat loss for convection and radiation, A is the area of heat transfer surface, T_{LC} is the temperature of the colour that appears on the TLC plate and T_a is air temperature.

The local Nusselt number can be calculated from

$$Nu = \frac{hD_H}{k} \quad (3)$$

where, D_H is hydraulic diameter and k is thermal conductivity of air.

3. Results and discussion

The contours and the values of Nusselt number on the surface of only three protrusions are described in Figure 5. The solid part area of teardrop was not considered about Nusselt number. At the front edge of teardrop protrusion, low Nusselt number value was found because flow impingement became strong and this effect caused the small circulation flow region. In addition, the flow separation mainly occurred over the downstream half of teardrop protrusion surface, and the turbulent wake reattached immediately downstream of the protrusion. Low-pressure region formed in the rear section of protrusion and, the flow coming from two side was entered this region. Therefore, the distribution of high Nusselt number could be seen at the downstream of protrusions due to the flow separation and attachment flow immediately appeared along the downstream of protrusion [1, 5] and, this effect can enhance heat transfer augmentation. Increasing or decreasing Nusselt number on the dimple and protrusion surface can be occurred because of both attachment and circulation flow effects that was studied in literature [1, 4]. Furthermore, the results were found that the Nusselt number increased when the protrusion-to-

protrusion spacing decreased because of the flow tendency to the lateral side of longitudinal vortex pair between protrusion-to-protrusion spacing and turbulent flow.

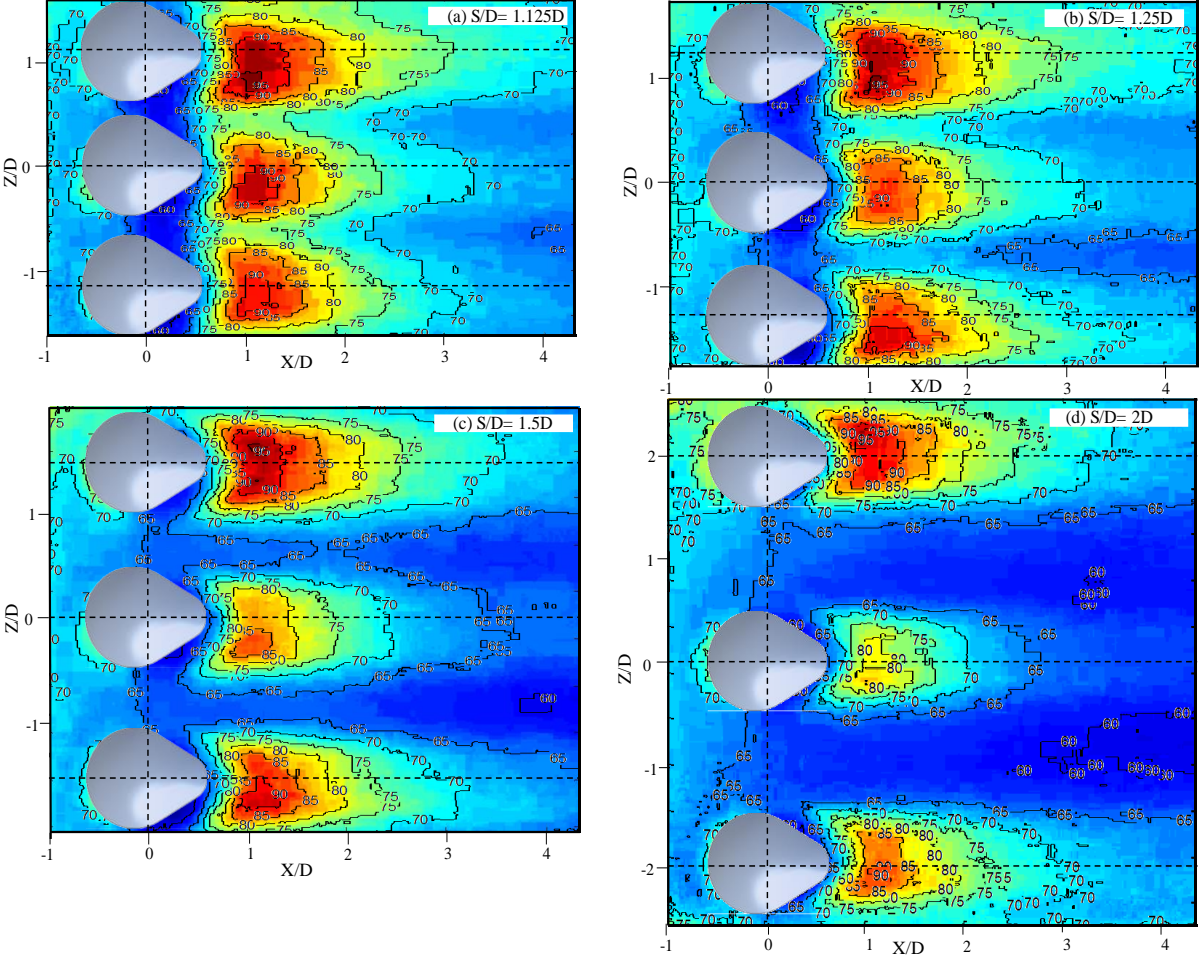


Figure 5. Contour of Nusselt number on teardrop protrusion surface.

The distribution of Nusselt number value along the protrusion centre $Z/D=0$ for all S/D cases was shown in Figure 6. The area of the range $(-0.5 \leq X/D \leq 0.75)$ was not considered because it is a protruded teardrop. It was found that the maximum peak trend occurred at $S/D=1.125$ and this trend was higher than the other S/D cases.

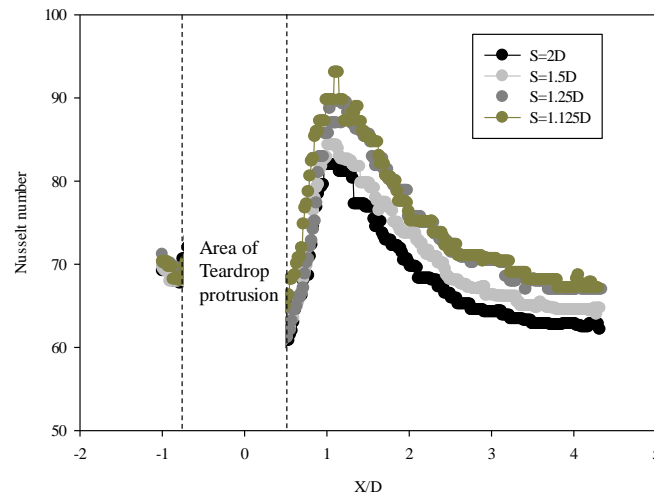


Figure 6. Nusselt number distributions in stream wise direction (X/D) ($Z/D=0, Re_H=20,000$)

Figure 7, 8 and 9 show the span wise Nusselt number distributions at the downstream portion of protrusion ($X/D=1, 2$ and 3) for all S/D cases. Three peak regions of maximum Nusselt number cases were occurred behind the protruded teardrop smooth surface. When the distance of downstream behind the protrusion became large, the value of Nusselt number became small because the reattachment flow was occurred at the position just behind the teardrop protrusion. It can be clearly seen that $S/D=1.125$ case was the highest Nusselt number distribution trend for every X/D cases among different spacing cases. In Figure 7, the value of Nusselt number values for $S=1.125D$ case was $75 < Nu < 100$. However, the value of Nusselt number values for $S=2D$ case was $60 < Nu < 95$. In addition, the smallest spacing case ($S=1.125D$) can develop more turbulent wake and longitudinal flow compared to other cases.

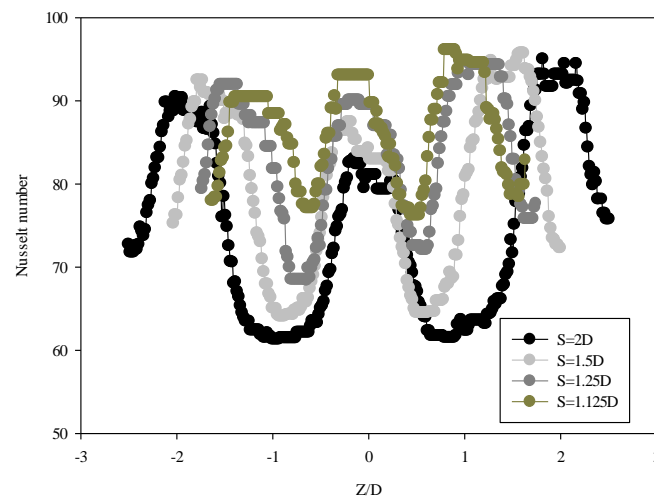


Figure 7. Nusselt number distributions in span wise direction (Z/D) ($X/D=1, Re_H=20,000$).

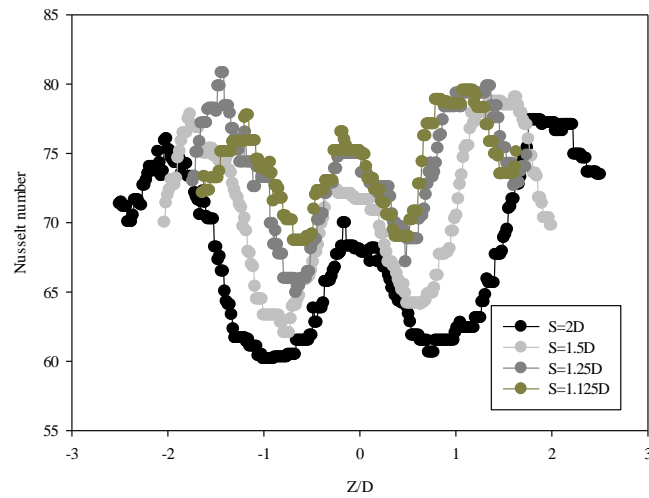


Figure 8. Nusselt number distributions in stream wise direction (Z/D) ($X/D=2$, $Re_H=20,000$).

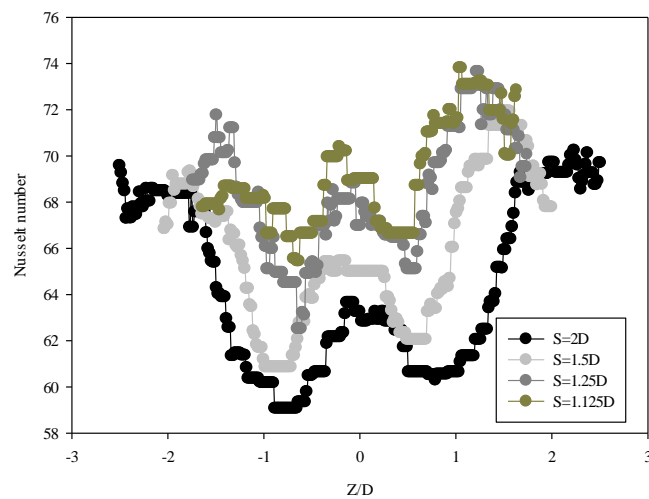


Figure 9. Nusselt number distributions in stream wise direction (Z/D) ($X/D=3$, $Re_H=20,000$).

The average stream wise Nusselt number distribution of respective spacing case is illustrated in Figure 10. The trend of Nusselt number distribution for $S=1.125D$ case was the highest Nusselt number. The position of $0.5 < X/D < 2$ was the highest Nusselt number region because the reattachment flow was happened in this area. Moreover, Figure 11 shows the average Nusselt number over protrusion surface of evaluated heat transfer area. The value of average Nusselt number was 71.287 for $S=1.125D$ case while the other cases were 70.467, 68.617 and 66.837. The result can be shown that the trend of average value become low when S/D become large. The highest average Nusselt number case was the narrowest spacing case ($S/D=1.125D$).

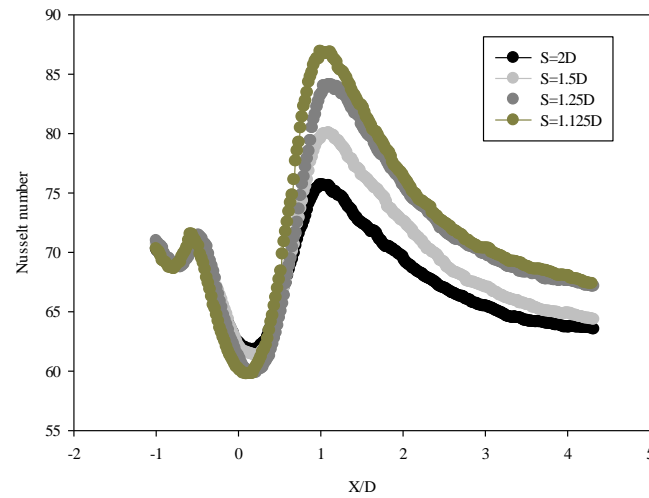


Figure 10. Nusselt number distributions in streamwise direction (X/D) ($-2.4 < Z/D < 2.4$ for $S=2D$, $-2 < Z/D < 2$ for $S=1.5D$, $-1.7 < Z/D < 1.7$ for $S=1.25D$, $-1.6 < Z/D < 1.6$ for $S=1.125D$, $Re_H=20,000$).

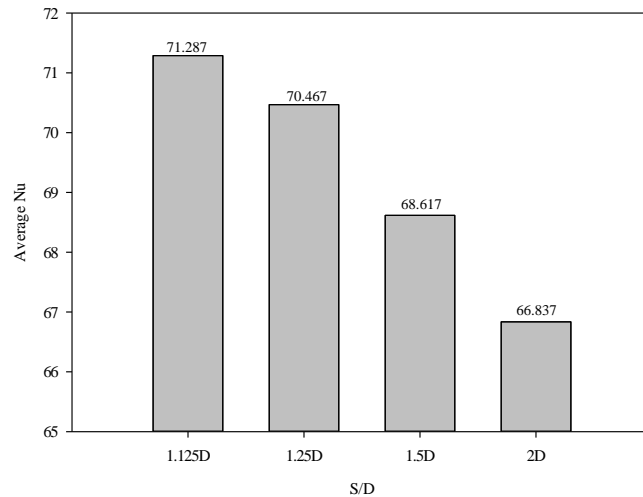


Figure 11. Average Nusselt number of teardrop protruded test section surface ($Re_H=20,000$).

4. Conclusions

In this work, the investigation of heat transfer characteristics over the teardrop protrusion surface of evaluated heat transfer area in wind tunnel was studied. The spacing was varied with different spacing at $S/D=1.125, 1.25, 1.5$ and 2 . The summary of this work are as follow:

1. The value of average Nusselt number was increase when protrusion-to-protrusion spacing was decrease. The highest Nusselt number average value can be found in $S/D=1.125$ case.
2. The heat transfer was low at just front of the protrusion due to circulation flow appeared in this region. The region for the downstream of protrusion, the heat transfer was high because of reattachment flow.
3. The high Nusselt number can be observed at the position for the downstream of protrusion ($X/D=1$) because of reattachment flow after that Nusselt number values became low along the downstream of smooth surface.

5. Acknowledgement

The research grant was supported by the Research and Development Office (RDO), Prince of Songkla University, grant No. ENG590725S.

References

- [1] Acharya S and Zhou F 2012 *J. Turbomach.* **134** pp 0610281– 06102813
- [2] Xie Y, Qu H and Zhang D 2015 *Int. J. Heat Mass Transf.* **84** pp 486–496
- [3] Chang S W, Chiang F, Yang T L and Huang C C 2008 *Exp. Therm. Fluid Sci* **33** pp 23–40
- [4] Li P, Zhang D and Xie Y 2014 *Int. J. Heat Mass Transf.* **73** pp 456–467
- [5] Rao Y, Li B and Feng Y 2015 *Exp. Therm. Fluid Sci* **61** pp 201–209
- [6] Mohammad A E and Danesh K T 2008 *J. Turbomach.* **130** pp 0410161–0410169
- [7] Wae-Hayee M, Tekasakul P, Eiamsa-ard S and Nuntadusit C 2015 *Experiment of Heat Transfer* **28** pp 511–530

List of changes

Review 1. It was unclear why the author limited the range of S/D to between 1.125 to 2. The spacing can affect heat transfer enhancement and flow characteristics. Therefore, the spacing which was analyzed in my work was considered four cases because of experimental limitations.

Review 2. Please add the number in equation. 2. More explain the Fig. 7-9 and Fig.10-11. I have added number of equation. I explained more about Fig.7-9 and Fig. 10-11.