การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวของกลุ่มเจ็ทพุ่งชนโดยติดตั้งปลอกท่อเหนี่ยวนำอากาศ

Heat Transfer Enhancement on an Impingement Surface of Impinging Jet Array by Mounting Air-Induced Duct

กฤตยชญ์ เยรานี
Kirttayoth Yeranee

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญา
วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์
A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements for the
Degree of Master of Mechanical Engineering
Prince of Songkla University
2562

ลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์

ชื่อวิทยานิพนธ์ การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวของกลุ่มเจ็ทพุ่งชนโดยติดตั้งปลอกท่อเหนี่ยวนำอากาศ

ผู้เขียน นายกฤตยชญ์ เยรานี

สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก

.....

(ดร.มักตาร์ แวหะยี)

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ร่วม

.....

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ชยุต นันทดุสิต)

คณะกรรมการสอบ

.....ประธานกรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.วีรชัย ชัยวรพฤกษ์)

.....กรรมการ

(ดร.มักตาร์ แวหะยี)

.....กรรมการ

(ศาสตราจารย์ ดร. Yu Rao)

.....กรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ชยุต นันทดุสิต)

.....กรรมการ

(ดร.กิตตินันท์ มลิวรรณ)

บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์ อนุมัติให้นับวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา ตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

.....

(ศาสตราจารย์ ดร.ดำรงศักดิ์ ฟ้ารุ่งสาง)

คณบดีบัณฑิตวิทยาลัย

ขอรับรองว่า ผลงานวิจัยนี้มาจากการศึกษาวิจัยของนักศึกษาเอง และได้แสดงความขอบคุณบุคคลที่มีส่วนช่วยเหลือแล้ว

ลงชื่อ.....
(ดร.มักตาร์ แวหะยี)
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์

ลงชื่อ.....
(นายกฤตยชญ์ เยรานี)
นักศึกษา

ข้าพเจ้าขอรับรองว่า ผลงานวิจัยนี้ไม่เคยเป็นส่วนหนึ่งในการอนุมัติปริญญาในระดับใดมาก่อน และไม่ได้ถูกใช้ในการยื่นขออนุมัติปริญญาในขณะนี้

ลงชื่อ.....
(นายกฤตยชญ์ เยรานี)
นักศึกษา

ชื่อวิทยานิพนธ์ การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวของกลุ่มเจ็ทพุ่งชนโดยติดตั้งปลอกท่อเหนี่ยวนำอากาศ
ผู้เขียน นายกฤตยชญ์ เยรานี
สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล
ปีการศึกษา 2561

บทคัดย่อ

ในปัจจุบันมีการศึกษาวิธีการต่างๆเพื่อเพิ่มความสามารถการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวของเจ็ทพุ่งชน (Impinging jet) งานวิจัยก่อนหน้านี้ได้มี การติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศที่ทางออกของเจ็ทพบว่า สามารถช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชนได้ แต่ได้ศึกษาเฉพาะกรณีเจ็ทลำเดียว (Single impinging jet) เท่านั้น จุดประสงค์ของงานวิจัยนี้เพื่อศึกษาลักษณะของการไหลและการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวของกลุ่มเจ็ทที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศ โดยกลุ่มเจ็ทไหลออกจากท่อที่มีการไหลแบบพัฒนาตัวแล้ว (Fully developed flow) พุ่งชนตั้งฉากบนพื้นผิวที่ต้องการระบายความร้อน กลุ่มท่อเจ็ทถูกจัดเรียงแบบแถวตรง (Inline) ที่มีขนาด 5 แถว x 5 คอลัมน์ เส้นผ่านศูนย์กลางท่อเจ็ทมีขนาด d=17.2 mm โดยที่ปลายท่อเจ็ทมีการติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศ

ตัวแปรที่ใช้ในการทดลองประกอบด้วย (1) ความยาว (L) ของท่อเหนี่ยวนำอากาศ L/d=2, 4, 6 และ (2) ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง (D) ของท่อเหนี่ยวนำอากาศที่ D/d=2, 4, 6 (3) ระยะจากปลายท่อเจ็ทถึงพื้นผิว (H) ที่ H/d=2, 4, 6, 8 (4) ระยะห่างระหว่างเจ็ท (S) ที่ S/d= 4, 6, 8 และ (5) ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ที่ Re=10,000, 20,000, 30,000 และ 40,000 นอกจากนี้ได้ศึกษากรณีเจ็ทจากท่อเปล่า (Conventional jet) ที่อัตราการไหลเท่ากัน เพื่อทำการเปรียบเทียบผลกับกรณีของท่อเจ็ทที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศ ในการหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิว ได้ใช้กล้องอินฟราเรดวัดอุณหภูมิที่กระจายบนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชน และได้ใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ ANSYS Fluent จำลองการไหลของเจ็ทโดยใช้โมเดลความปั่นป่วนแบบ v^2-f

ผลการทดลองพบว่า อากาศที่อยู่โดยรอบถูกดูดไหลเข้ามาในท่อเหนี่ยวนำอากาศผสมกับลำเจ็ท อากาศที่ถูกดูดเข้ามาจะมีความเร็วเพิ่มขึ้นเมื่อท่อเหนี่ยวนำอากาศมีความยาวมากขึ้น และบริเวณของอากาศที่ถูกดูดมีขนาดกว้างขึ้น เมื่อเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อเหนี่ยวนำอากาศมีขนาดกว้างขึ้น ส่งผลทำให้การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวเพิ่มขึ้นเมื่อเทียบกับท่อเปล่า ซึ่งจะเห็นผลได้ชัดที่ระยะห่างระหว่างเจ็ทแคบ (S/d=4) และระยะจากปลายท่อเจ็ทถึงพื้นผิวสูง (H/d=8) ในการทดลองนี้ได้สร้างสมการสหสัมพันธ์ (Correlation equation) ของการถ่ายเทความร้อนของตัวแปรทั้งหมด

Thesis Title Heat transfer enhancement on an impingement surface of impinging jet array by mounting air-induced duct
Author Mr. Kirttayoth Yeranee
Major Program Mechanical Engineering
Academic Year 2018

ABSTRACT

Recently, jet impingement has been studied by many researchers especially focusing on heat enhancement on an impingement surface. In previous work, mounting an expansion pipe or an air-induced duct at nozzle exit can enhance heat transfer on the target surface. However, a single impinging jet was only focused. Therefore, the purpose of this research is to investigate the effects of mounting air-induced ducts on flow and heat transfer characteristics of impinging jet array. Jets discharging from pipe nozzle with fully developed flow impinged normally on the target surface for cooling. Pipe nozzles having d=17.2 mm of diameter were arranged in 5 rows × 5 columns with an in-line configuration, and air-induced ducts were mounted at the end of each nozzle.

The parameters studied were varied including: (1) the length of air-induced duct (L) at L/d=2, 4, 6 and (2) the inner diameter of an air-induced duct (D) at D/d=2, 4, 6, (3) the jet-to-plate distance (H) at H/d=2, 4, 6, 8, (4) the jet-to-jet distance (S) at S/d=4, 6, 8, and (5) Reynolds number of the jets at Re=10,000, 20,000, 30,000 and 40,000. The conventional impinging jets were also performed with the same mass flow rate for benchmarking. The temperature distributions on the impingement surface were measured by using an infrared camera for evaluating heat transfer coefficient. Flow characteristics were simulated using computational fluid dynamics (CFD) with v^2-f turbulence model.

Results showed that the ambient air was induced into the air-induced duct. An entrainment of induced air became greater when the duct was longer, and the entrainment area was expanded when the diameter of the duct was enlarged. This influenced on a heat transfer enhancement of impinging jets with mounting air-induced duct which was greater than the case of conventional impinging jets, especially at the condition of the narrow jet-to-jet distance and the large jet-to-plate distance. Finally, the heat transfer correlation of the impinging jet array mounting air-induced duct was performed under the parameter studied.

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงด้วยดี เนื่องจากได้รับการช่วยเหลือจากหลายๆ ท่าน ผู้วิจัยขอขอบพระคุณ ดร.มักตาร์ แวหะยี อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ชยุต นันทดุสิต ศาสตราจารย์ ดร. Yu Rao อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ร่วม ที่ได้กรุณาให้ความรู้ คำแนะนำ คำปรึกษา ข้อคิดเห็น ตลอดจนแก้ไขข้อบกพร่องต่างๆ และเสนอแนวทางในการศึกษาค้นคว้าด้วยความเอาใจใส่อย่างดียิ่งตลอดมา ทำให้งานวิจัยสำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี

ขอขอบพระคุณ ดร.วีรชัย ชัยวรพฤกษ์ ประธานคณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์ และ ดร. กิตตินันท์ มลิวรรณ คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์ ที่กรุณาให้แนวคิดและคำแนะนำเพิ่มเติมจนทำให้วิทยานิพนธ์เล่มนี้มีความถูกต้องสมบูรณ์ยิ่งขึ้น อีกทั้งขอขอบคุณ อาจารย์ วิวัฒน์ สุทธิวิภากร สำหรับคำปรึกษาในการเขียนบทความเพื่อการตีพิมพ์ในระดับนานาชาติ

ขอขอบคุณ สำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย รหัสโครงงาน MRG5980082 สำหรับเงินทุนในการทำวิจัย และ บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์ ที่ได้อนุเคราะห์ทุนอุดหนุนในการทำวิทยานิพนธ์ จากเงินงบประมาณแผ่นดิน ปีงบประมาณ 2560

ขอขอบคุณ คำแนะนำและการสนับสนุนอุปกรณ์เครื่องมือในงานวิจัยนี้จาก คุณนิยม พรหมรัตน์ และภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์ ที่ช่วยสร้างชุดทดลองให้สมบูรณ์

คุณประโยชน์ใดๆ อันพึงมีจากวิทยานินพนธ์ ผู้วิจัยขอมอบแด่ บิดา มารดา ครูบาอาจารย์ ตลอดจนสถานศึกษาที่ได้ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้ให้แก่ผู้วิจัยตลอดมา และขอมอบแด่ทุกท่านที่มีส่วนสำคัญต่อความสำเร็จในการทำวิทยานิพนธ์ฉบับนี้

กฤตยชญ์ เยรานี

สารบัญ

รายการ	หน้า
หน้าอนุมัติ	(2)
หนังสือรับรอง	(3)
บทคัดย่อไทย	(5)
บทคัดย่ออังกฤษ	(6)
กิตติกรรมประกาศ	(7)
สารบัญ	(8)
สารบัญตาราง	(10)
สารบัญภาพ	(11)
รายงานผลงานที่ตีพิมพ์และการประชุมวิชาการ	(14)
สำเนาที่ได้รับการยินยอมจากผู้พิมพ์ผลงาน	(16)
บทที่ 1 บทนำ	
1.1 ความเป็นมาของงานวิจัย	1
1.2 หลักการทั่วไปของเจ็ทพุ่งชน	2
1.3 การศึกษาลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนด้วยวิธีเชิงตัวเลข	12
1.4 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	14
1.5 วัตถุประสงค์	17
บทที่ 2 วิธีการศึกษา	
2.1 โมเดลที่ใช้ในการศึกษา	18
2.2 ชุดทดลอง	19
2.3 การคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิว	20
2.4 การจำลองการไหลโดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์	22
บทที่ 3 ผลและการวิเคราะห์	
3.1 ลักษณะการไหลของเจ็ท	25
3.2 ลักษณะการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิว	30
3.3 สมการสหสัมพันธ์ (Correlation equation)	39
บทที่ 4 สรุปผลการวิจัย ข้อเสนอแนะ	
4.1 สรุปผลการทดลอง	40
4.2 ข้อเสนอแนะ	41
บรรณานุกรมหรือเอกสารอ้างอิง	42

สารบัญ (ต่อ)

รายการ		หน้า
ภาคผนวก		
ภาคผนวก ก.	Effects of air-induced duct diameter characteristics of multiple impinging jet	47
ภาคผนวก ข.	การศึกษาการไหลและการถ่ายเทความร้อนของกลุ่มเจ็ทพุ่งชนปะทะพื้นผิวที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศโดยวิธีเชิงตัวเลข	60
ภาคผนวก ค.	The study of flow and heat transfer characteristics of impinging jet array mounting air-induced duct	68
ภาคผนวก ง.	Heat transfer correlation of impinging jet array from pipe nozzle under fully developed flow	79
ภาคผนวก จ.	Heat transfer enhancement on an impingement surface of impinging jet array by mounting air-augmented duct	106
ภาคผนวก ฉ.	แบบชุดทดลอง	126
ภาคผนวก ช.	รูปชุดทดลอง	149
ประวัติผู้เขียน		155

สารบัญตาราง

สารบัญตาราง	หน้า
ตารางที่ 1 ผลของการปรับเปลี่ยนลักษณะหัวฉีด	5
ตารางที่ 2 แสดงการเปรียบ Turbulence model ต่างๆ ที่ใช้ในการแก้ปัญหาด้านเจ็ทพุ่งชน	13
ตารางที่ 3 รายละเอียดของค่าตัวแปรต่างๆของชุดทดลอง	19
ตารางที่ 4 การกำหนดสภาพขอบเขตที่ใช้ในการคำนวณ	22

สารบัญภาพ

สารบัญภาพ	หน้า
รูปที่ 1 โครงสร้างของเจ็ทพุ่งชนแบบท่อเดียว [26]	2
รูปที่ 2 การกระจายของค่านัสเซิลนัมเบอร์บนพื้นผิวของเจ็ทตามแนวรัศมีของเจ็ทแบบท่อที่ระยะระหว่างเจ็ทถึงพื้นผิวต่างๆ (Re=23,750) [27]	3
รูปที่ 3 การกระจายความเร็วและระดับความปั่นป่วนเจ็ทของหัวฉีดกลมแบบต่างๆ [6]	4
รูปที่ 4 การติดแถบสามเหลี่ยมที่ปากทางออกของท่อเจ็ท [8]	5
รูปที่ 5 ค่านัสเซิลนัมเบอร์ที่ระยะระหว่างเจ็ทถึงพื้นผิวและที่ระดับความหนาแน่นของตาข่าย (σs) ต่างๆ [11]	6
รูปที่ 6 โมเดลศึกษาเจ็ทพุ่งชนแบบหมุนควงของ Nuntadusit และคณะ [15]	6
รูปที่ 7 ชุดทดลองที่ใช้ศึกษาเจ็ทพุ่งชนแบบหมุนควงของ Nuntadusit และคณะ [15]	7
รูปที่ 8 การเปรียบเทียบลักษณะการกระจายของเจ็ทที่ Swirling number [15]	8
รูปที่ 9 นัสเซิลนัมเบอร์เฉลี่ยบนพื้นผิวของเจ็ทหมุนควงที่ Swirling number ต่างๆ [15]	8
รูปที่ 10 การเปรียบเทียบนัสเซิลนัมเบอร์ของเจ็ทปกติและเจ็ทหมุนควง (Sw=0.4) ที่ระยะห่างระหว่างเจ็ทต่างๆ [16]	9
รูปที่ 11 ลักษณะการไหลของกลุ่มเจ็ทพุ่งชน (Multiple impinging jet) [36]	10
รูปที่ 12 กลุ่มเจ็ทที่มีลักษณะหัวฉีดแตกต่างกัน	10
รูปที่ 13 การกระจายของนัสเซิลนัมเบอร์บนพื้นผิวของเจ็ทจากการทดลองของ Wae-hayee และคณะ [40]	11
รูปที่ 14 การเปรียบนัสเซิลนัมเบอร์เฉลี่ยในแนวแถวที่ตำแหน่งหัวฉีดต่างๆ ระหว่างการจัดเรียงแบบแถว และการจัดเรียงแบบซ้อนกัน [40]	11
รูปที่ 15 ผลกระทบจาก Crossflow ต่อกลุ่มเจ็ทแบบ (ก) ออริฟิส (ข) ท่อยาว	12
รูปที่ 16 การเปรียบเทียบผลการทดลองจริงกับการคำนวณด้วยโมเดล v^2-f [41]	13
รูปที่ 17 การเปรียบเทียบค่านัสเซิลนัมเบอร์ของเจ็ทที่มีระดับการหมุนควงสูง (Sw=0.89) ระหว่างการทดลองและทำนายด้วยวิธีเชิงตัวเลขด้วยโมเดลความปั่นป่วนต่างๆ [42]	14
รูปที่ 18 โมเดลท่อขยายที่ศึกษาโดย Zheng และคณะ [21]	14
รูปที่ 19 ความแตกต่างของการกระจายความเร็ว (Velocity spread) และขนาดความเร็วที่ลดลง (Velocity decay) ของเจ็ทที่ติดท่อขยายขนาดต่างๆ [21]	15
รูปที่ 20 โมเดลการปรับแต่งท่อขยายแบบ A และ V ของ Zheng และคณะ [22]	15
รูปที่ 21 โมเดลการปรับแต่งท่อขยายของ Kaewchoothong และคณะ [24]	16
รูปที่ 22 โมเดลท่อเหนี่ยวนำอากาศที่ศึกษาโดย Nuntadusit และคณะ [25]	16
รูปที่ 23 การเปรียบเทียบค่านัสเซิลนัมเบอร์ตามแนวรัศมีบนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชนกรณีเจ็ทแบบปกติและเจ็ทที่ติดท่อเหนี่ยวนำอากาศขนาดต่างๆ [25]	17
รูปที่ 24 ชุดทดลองของกลุ่มเจ็ทพุ่งชน	18

สารบัญภาพ (ต่อ)

สารบัญภาพ	หน้า
รูปที่ 25 แผนภาพของการติดตั้งชุดทดลอง	19
รูปที่ 26 อุปกรณ์ที่ใช้ในการวัดค่าการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวพุ่งชน	20
รูปที่ 27 โมเดลและขอบเขตที่สร้างด้วยโปรแกรม ANSYS, Fluent	22
รูปที่ 28 แสดงลักษณะของ Mesh ภายในและภายนอก	23
รูปที่ 29 y^+ ที่กระจายตามเส้นตัดผ่านศูนย์กลางท่อเจ็ทบนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชน	23
รูปที่ 30 ลักษณะการกระจายของนัสเซิลนัมเบอร์ (Nu) ต่อนัสเซิลนัมเบอร์สูงสุด (Nu_m) ตามเส้นตัดผ่านศูนย์กลางท่อเจ็ทบนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชนเปรียบเทียบผลระหว่างการทดลอง (Experimental results) และ การจำลองการไหล (CFD results) ที่ H/d=6 และ Re=30,000	24
รูปที่ 31 แสดงเวคเตอร์ของความเร็วที่ระนาบตัดผ่านศูนย์กลางท่อเจ็ทที่ตำแหน่ง Y/d=0 สำหรับกรณีระยะห่างระหว่างเจ็ทเท่ากับ S/d=4 และ 8, H/d=8 (ผลจากการจำลองการไหลด้วย CFD ที่ Re=30,000)	25
รูปที่ 32 แสดงเวคเตอร์ความเร็วที่อยู่ในช่วง -4≤X/d≤4 สำหรับกรณีที่ระยะห่างระหว่างเจ็ทเท่ากับ S/d=8, H/d=8 (ผลจากการจำลองการไหลด้วย CFD ที่ Re=30,000)	26
รูปที่ 33 แสดงโปรไฟล์ของ (ก) ความเร็วของเจ็ทที่ปากทางออกของท่อเจ็ท (ข) การกระจายของความดันบนพื้นผิว ตามแนวศูนย์กลางของเจ็ท (ผลจากการจำลองการไหลด้วย CFD ที่ Re=30,000, S/d=6, H/d=6, D/d=4)	27
รูปที่ 34 แสดงเวคเตอร์ความเร็วบนระนาบ Z-X ที่ Y/d=0 สำหรับกรณีของกลุ่มเจ็ทจากท่อเปล่าและกลุ่มเจ็ทที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางต่างๆ (ผลจากการจำลองการไหลด้วย CFD ที่ Re=30,000, H/d=6, L/d=4)	28
รูปที่ 35 แสดงลักษณะของ (ก) ความเร็ว (ข) พลังงานของความปั่นป่วน (Turbulent Kinetic Energy) ของเจ็ท ที่ตัดผ่านศูนย์กลางของเจ็ท (ผลจากการจำลองการไหลด้วย CFD ที่ Re=30,000, S/d=8, H/d=6, L/d=4)	29
รูปที่ 36 นัสเซิลนัมเบอร์เฉลียที่ค่าเรย์โนล์ดนัมเบอร์ต่างๆ จากผลการทดลองของงานวิจัยนี้กับงานวิจัยอื่นๆ ที่เงื่อนไขระยะห่างระหว่างเจ็ท S/d=6 และระยะจากปลายท่อเจ็ทถึงพื้นผิว H/d=6	30
รูปที่ 37 แสดงการกระจายของนัสเซิลนัมเบอร์สำหรับกรณีที่ระยะห่างระหว่างเจ็ท S/d=4, ระยะจากปลายท่อเจ็ทถึงพื้นผิว H/d=4, 6, 8, ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อเหนี่ยวนำอากาศ D/d=2 (ผลจากการทดลองที่ Re=30,000)	31
รูปที่ 38 แสดงการกระจายของนัสเซิลนัมเบอร์สำหรับกรณีที่ระยะห่างระหว่างเจ็ท S/d=6 และระยะจากปลายท่อเจ็ทถึงพื้นผิว H/d=8 (ผลจากการทดลองที่ Re=30,000)	32
รูปที่ 39 แสดงการกระจายของนัสเซิลนัมเบอร์สำหรับกรณีที่ระยะห่างระหว่างเจ็ท S/d=8 และระยะจากปลายท่อเจ็ทถึงพื้นผิว H/d=8 (ผลจากการทดลองที่ Re=30,000)	33

สารบัญภาพ (ต่อ)

สารบัญภาพ	หน้า
รูปที่ 40 แสดงการกระจายของนัสเซิลนัมเบอร์ที่ผ่านกึ่งกลางท่อเจ็ท (Y/d=0) โดย (ก) S/d=4 (ข) S/d=6 และ (ค) S/d=8 ที่ระยะจากปลายท่อเจ็ทถึงพื้นผิว H/d=8 (ผลจากการทดลองที่ Re=30,000)	35
รูปที่ 41 แสดงการกระจายของนัสเซิลนัมเบอร์ที่ตัดผ่านระหว่างเจ็ท (ก) S/d=4 ที่ Y/d=2 (ข) S/d=6 ที่ Y/d=3 และ (ค) S/d=8 ที่ Y/d=4 ที่ระยะจากปลายท่อเจ็ทถึงพื้นผิว H/d=8 (ผลจากการทดลองที่ Re=30,000)	36
รูปที่ 42 แสดงนัสเซิลนัมเบอร์เฉลี่ยสำหรับกรณีที่ระยะห่างระหว่างเจ็ท S/d=4 และขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อเหนี่ยวนำอากาศ D/d=2 (ผลจากการทดลองที่ Re=30,000)	37
รูปที่ 43 แสดงนัสเซิลนัมเบอร์เฉลี่ยสำหรับกรณีที่ระยะห่างระหว่างเจ็ท S/d=6 (ผลจากการทดลองที่ Re=30,000)	37
รูปที่ 44 แสดงเส้นสตรีมไลน์ของเจ็ทบนระนาบ Z-X ที่ตัดผ่านกึ่งกลางของท่อเจ็ท (Y/d=0) ในช่วง 0≤X/d≤6, H/d=6, S/d=6, D/d=4 (ก) L/d=2 และ (ข) L/d=4 [30] (ผลจากการจำลองการไหลด้วย CFD ที่ Re=30,000) [30]	38
รูปที่ 45 แสดงนัสเซิลนัมเบอร์เฉลี่ยสำหรับกรณีที่ระยะห่างระหว่างเจ็ท S/d=8 (ผลจากการทดลองที่ Re=30,000)	38
รูปที่ 46 นัสเซิลนัมเบอร์จากสมการที่ (5) เทียบกับนัสเซิลนัมเบอร์ที่ได้จากการทดลอง	39

รายงานผลงานตีพิมพ์และประชุมวิชาการ

รายงานผลงานตีพิมพ์และประชุมวิชาการจะแบ่งตามลักษณะผลงานซึ่งประกอบด้วย 2 กลุ่ม ดังนี้

การเผยแพร่ผลงานตีพิมพ์ในวารสารระดับนานาชาติ

Yeranee, K., Wae-hayee, M., Piya, I., Rao, Y., Nuntadusit, C., ***"Effects of Air-Induced Duct Diameter on Flow and Heat Transfer Characteristics of Multiple Impinging Jet."*** Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences 51 (2), (2018), pp. 247-258, **indexed by Scopus.** (ภาคผนวก ก.)

การเผยแพร่ผลงานประชุมวิชาการ

กฤตยชญ์ เยรานี, มักตาร์ แวหะยี และ ชยุต นันทดุสิต. "***การศึกษาการไหลและการถ่ายเทความร้อนของกลุ่มเจ็ทพุ่งชนปะทะพื้นผิวที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศโดยวิธีเชิงตัวเลข***" การประชุมวิชาการ เรื่องการถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อนและกระบวนการ ครั้งที่ 16, 23 – 24 กุมภาพันธ์ 2560 จังหวัดเชียงใหม่ ประเทศไทย (ภาคผนวก ข.)

Yeranee, K., Wae-hayee, M., Piya, I., Rao, Y., Nuntadusit, C., ***"The Study of Flow and Heat Transfer Characteristics of Impinging Jet Array Mounting Air-Induced Duct."*** 2nd International Conference on Computational Fluid Dynamics in Research and Industry (CFDRI 2017): IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2017, 243. (ภาคผนวก ค.)

รายงานวารสารตีพิมพ์ที่อยู่ระหว่างการดำเนินการ

รายงานวารสารตีพิมพ์ที่อยู่ระหว่างดำเนินการประกอบด้วย 2 งาน ดังนี้

Yeranee, K., Wae-hayee, M., Piya, I., Rao, Y., Nuntadusit, C., "***Heat Transfer Correlation of Impinging Jet Array from Pipe Nozzle under Fully Developed Flow.***" ได้ส่งเพื่อขอตีพิมพในวารสาร Applied Thermal Engineering แล้ว ซึ่งอยู่ระหว่างการทบทวนโดย Reviewers) (ภาคผนวก ง.)

Yeranee, K., Wae-hayee, M., Piya, I., Rao, Y., Nuntadusit, C., ***"Heat Transfer Enhancement on an Impingement Surface of Impinging Jet Array by Mounting Air-Augmented Duct,"*** อยู่ระหว่างร่างเพื่อส่งตีพิมพ์ ซึ่งคาดว่าจะส่งตีพิมพ์ในวารสาร International Journal of Heat and Mass Transfer (ภาคผนวก จ.)

สำเนาที่ได้รับการยินยอมจากผู้พิมพ์ผลงาน
ภาคผนวก ก.

Gmail KRITTAYOCH YERANEE <krittayoch.y@gmail.com>

Request permission to reprint my Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Science in my Thesis

2 messages

KRITTAYOCH YERANEE <krittayoch.y@gmail.com> Tue, Mar 5, 2019 at 6:50 AM
To: azwadi@utm.my

Dear Editor-in-chief,
Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Science

I would like to request permission to reprint my paper in my Thesis.

Kirttayoth Yeranee, Makatar Wae-hayee, Yu Rao, Chayut Nuntadusit, ***Effects of Air Induced Duct Diameter on Flow and Heat Transfer Characteristics of Multiple Impinging Jet,*** Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences 51 (2), (2018), pp. 247-258.

Thank you very much for your kind consideration and warm cooperation.
Best Regards,
Kirttayoth Yeranee

NOR AZWADI BIN CHE SIDIK FKM <azwadi@utm.my> Tue, Mar 5, 2019 at 6:58 AM
To: KRITTAYOCH YERANEE <krittayoch.y@gmail.com>

Yes. Permission granted.

Thank you
[Quoted text hidden]
DISCLAIMER: The information in this e-mail and any attachment(s) transmitted with it ("Message") is intended only for the use of the intended recipient(s) and may contain confidential or privileged information. UTM are not responsible for any unauthorised changes made to the information or for the effect of such changes. You are hereby notified that any action in reliance upon, or any review, retransmission, dissemination, distribution, printing or copying of this Message or any part thereof by anyone other than the intended recipient(s) is strictly prohibited. Any opinions, conclusions and other information in this Message that do not relate to the official business of UTM shall be understood as neither given nor endorsed by UTM. UTM shall not be liable for loss or damage caused by viruses transmitted by this Message.

บทที่ 1 บทนำ

1.1 ความเป็นมาของงานวิจัย

ปัจจุบัน ได้มีการพยายามที่จะสร้างอุปกรณ์ทางด้านความร้อนให้มีประสิทธิภาพสูง ซึ่งแนวทางการเพิ่มความสามารถถ่ายเทความร้อนแบ่งได้ 2 รูปแบบ คือ แบบ Active และ แบบ Passive โดยวิธีการแบบ Active นั้นต้องมีพลังงานภายนอกมาช่วยกระตุ้นการไหลเพื่อที่จะเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ในขณะที่แบบ Passive ไม่ต้องการพลังงานภายนอกมาช่วยกระตุ้นการไหล

การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวแบบพาความร้อน (Convection) เป็นหลักการถ่ายเทของพลังงานความร้อนระหว่างของไหลกับพื้นผิวของแข็ง วิธีการหนึ่งที่นิยมมาใช้ในการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวคือ เจ็ทพุ่งชน (Impinging jet) เนื่องจากมีค่าสัมประสิทธิ์ในการถ่ายเทความร้อนในบริเวณที่เจ็ทพุ่งชนสูง โดยพื้นฐานแล้ว อัตราการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวของเจ็ทพุ่งชนขึ้นอยู่กับ 2 ปัจจัยคือ (1) โมเมนตัมของเจ็ทพุ่งชนบนพื้นผิว และ (2) ความปั่นป่วนของเจ็ทก่อนพุ่งชนบนพื้นผิว หลังจากเจ็ทพุ่งออกจากหัวฉีด ผลของการขยายตัวทำให้ความเร็วในแนวแกนลดลงและเพิ่มความปั่นป่วนในการไหลของเจ็ท จุดสมดุลระหว่างความเร็วในแนวแกนและความปั่นป่วนในการไหลของเจ็ทจะเกิดขึ้นที่ตำแหน่งสิ้นสุดของ Potential core อย่างไรก็ตามตำแหน่งดังกล่าวขึ้นอยู่กับ ระยะจากปลายท่อเจ็ทถึงพื้นผิว รูปร่างของหัวฉีดและค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ของเจ็ท ที่เงื่อนไขดังกล่าวนี้ ค่าสูงสุดของการถ่ายเทความร้อนที่กระจายบนพื้นผิว (Local heat transfer) จะเกิดที่บริเวณที่ตำแหน่งศูนย์กลางที่เจ็ทพุ่งชน (Stagnation point) [1-3] สำหรับกรณีกลุ่มเจ็ทพุ่งชน ปัจจัยสำคัญที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวมีอีก 2 ประการ คือ (1) ระยะห่างระหว่างเจ็ท และ (2) การจัดเรียงเจ็ท [3-7]

นักวิจัยหลายคนได้ศึกษาการเพิ่มความสามารถการถ่ายเทความร้อนบนผิวที่เจ็ทพุ่งชนโดยการเพิ่มความปั่นป่วนในการไหลของเจ็ท ตัวอย่างเช่น การติดตั้งแถบสามเหลี่ยม [8, 9] หรือตาข่ายที่ปากทางออกเจ็ท [10, 11] การใส่ใบพัดนำทางไว้ที่หัวฉีด [12] หรือชุดหมุนควง [13-16] และการปรับแต่งหัวฉีด [17-20] ปัจจัยที่สำคัญที่จะเพิ่มการไหลแบบปั่นป่วนของเจ็ทคือ การเพิ่มการดึงของของไหลที่อยู่รอบๆ มาผสมกับการไหลของเจ็ท (Flow entrainment)

การติดตั้งท่อขยายที่ปากทางออกท่อเจ็ท (Expansion pipe) เป็นวิธีการหนึ่งที่สามารถเพิ่มความปั่นป่วนในการไหลของเจ็ท [21-24] โดยทั่วไปแล้ว วิธีนี้จะถูกนำไปใช้ในการเพิ่มการผสมและการกระจายตัวของเจ็ทเปลวไฟที่ใช้ในการสันดาปของหัวเผาในโรงงานอุตสาหกรรม [23] นอกจากนี้ได้มีการประยุกต์การติดตั้งท่อขยาย หรือเรียกว่า “ท่อเหนี่ยวนำอากาศ (Air-induced duct)” ที่ปากทางออกเจ็ทที่พุ่งชนพื้นผิว [25] เพื่อเพิ่มความปั่นป่วนในการไหลของเจ็ท ซึ่งส่งผลทำให้การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชนสูงขึ้น แต่ได้มีการศึกษาเฉพาะเจ็ทพุ่งชนแบบลำเดียว (Single impinging jet) เท่านั้น

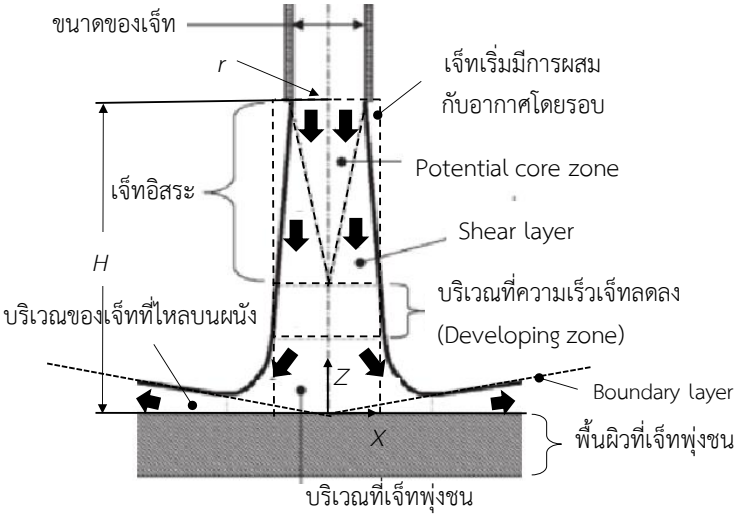
ในกรณีที่ต้องการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่มีบริเวณกว้าง จะต้องใช้กลุ่มเจ็ทพุ่งชน (An array of impinging jets) ในงานวิจัยนี้ จะประยุกต์การติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศที่ปากทางออกของเจ็ทกรณีที่เป็นกลุ่มเจ็ทพุ่งชนพื้นผิว โดยจะศึกษาผลของ ความยาว (L) และขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง (D) ของท่อเหนี่ยวนำอากาศ ระยะจากปลายท่อเจ็ทถึงพื้นผิว (H) ระยะห่าง

ระหว่างเจ็ท (S) และค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ (Re) ที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวของกลุ่มเจ็ทพุ่งชน

1.2 หลักการทั่วไปของเจ็ทพุ่งชน

1.2.1 ลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนของเจ็ทพุ่งชนแบบท่อเดียว

เจ็ทพุ่งชนคือของไหลที่พ่นออกจากหัวฉีดแล้วบังคับให้ไหลบนพื้นผิว ซึ่งมีการนำมาใช้อย่างกว้างในอุตสาหกรรมด้านความร้อน เนื่องจากมีการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่ให้อัตราการถ่ายเทความร้อนสูง ในอดีตได้มีการศึกษาถึงลักษณะของการไหลและการถ่ายเทความร้อนของเจ็ทพุ่งชนมานานกว่าครึ่งศตวรรษ [1-3] โครงสร้างของเจ็ทพุ่งชนแบบท่อเดียว (Single impinging jet) ได้แสดงไว้ในรูปที่ 1



รูปที่ 1 โครงสร้างของเจ็ทพุ่งชนแบบท่อเดียว [26]

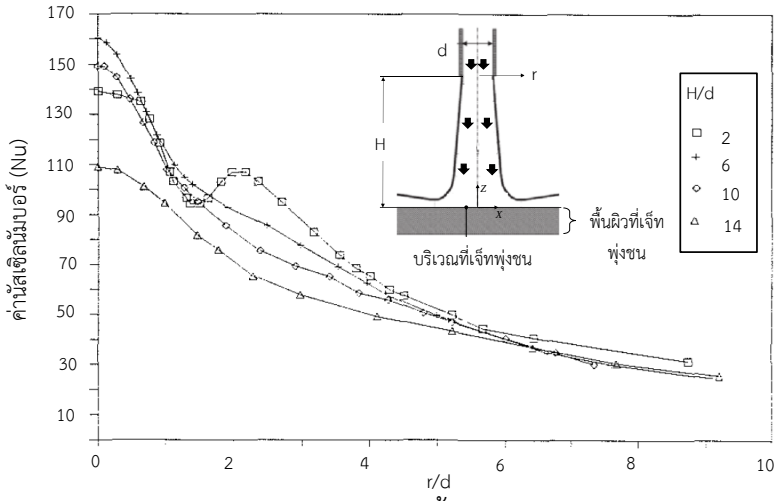
ลักษณะการไหลของเจ็ทพุ่งชนแบบท่อเดียวสามารถแบ่งออกเป็น 3 บริเวณคือ

1. บริเวณของเจ็ทอิสระ เป็นบริเวณที่เจ็ทเริ่มไหลออกจากหัวฉีด มีลักษณะโครงสร้างคล้ายกับโครงสร้างของเจ็ทอิสระ (Free jet) ซึ่งประกอบด้วย บริเวณที่เจ็ทเริ่มออกจากหัวฉีด (Potential core zone), บริเวณที่โมเมนตัมลดลง (Developing zone) และ บริเวณที่เจ็ทเปลี่ยนแปลงความเร็วอย่างสมบูรณ์ (Fully developed zone) ทั้งนี้จะขึ้นอยู่กับระยะระหว่างเจ็ทถึงพื้นผิว

2. บริเวณที่เจ็ทพุ่งชน หรือ Stagnation region เป็นส่วนที่เจ็ทพุ่งชนผนัง ก่อนเจ็ทพุ่งชนผนัง ความเร็วของเจ็ทเริ่มลดลงและมีความเร็วเป็นศูนย์ที่ตำแหน่งจุดศูนย์กลางของเจ็ทพุ่งชน หลังจากนั้นเจ็ทจะไหลบนผนังที่ถูกชนรอบ Stagnation point ภายในบริเวณนี้จะเกิดความเร่งของของไหลรอบ Stagnation point บนผนัง เนื่องจากการเปลี่ยนทิศทางการไหลของเจ็ทกะทันหันหลังจากการชน

3. บริเวณของเจ็ทที่ไหลบนผนัง หรือ Wall jet region เป็นการไหลรอบๆ Stagnation region บนผนังหลังจากการพุ่งชน ในบริเวณนี้ความเร็วของเจ็ทของไหลเริ่มลดลงและชั้นขอบเขตการไหลบนผนัง (Boundary layer) จะค่อยๆหนาขึ้น

Baughn และ Shimizu [27] ได้ทดลองเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนของเจ็ทแบบลำเดียวที่พุ่งออกมาจากหัวฉีดแบบท่อ (Pipe nozzle) และพุ่งชนตั้งฉากกับแผ่นระนาบ ในการทดลองได้ศึกษาเกี่ยวกับผลกระทบของระยะจากปลายท่อเจ็ทถึงพื้นผิว (H) โดยวัดการกระจายของค่านัสเซิลนัมเบอร์ (Nusselt number) ที่จุดต่างๆ ตามแกนรัศมีของเจ็ท (r) ซึ่งรูปที่ 2 แสดงถึงการกระจายของค่านัสเซิลนัมเบอร์ที่ระยะจากปลายท่อเจ็ทถึงพื้นผิว (H/d) ต่างๆ ที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ (Reynolds number) ของเจ็ทเท่ากับ 23,750 พบว่ากรณีระยะจากปลายท่อเจ็ทถึงพื้นผิว H/d=2 อัตราการถ่ายเทความร้อนจะสูงสุดที่ตำแหน่ง (r/d=0) และจะค่อยๆลดลง แต่ที่ r/d=1.5 อัตราการถ่ายเทความร้อนจะค่อยๆเพิ่มอีกครั้งจนถึงตำแหน่ง r/d=2 เกิดเป็น Secondary peak heat transfer หลังจากนั้นอัตราการถ่ายเทความร้อนจะลดลงอย่างต่อเนื่อง ส่วนสาเหตุของการเกิด Secondary peak เกิดจากการที่ Potential core ของเจ็ทพุ่งชนพื้นผิว หลังจากนั้นเจ็ทผนังจะเปลี่ยนจากการไหลแบบราบเรียบไปสู่การไหลแบบปั่นป่วน ทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นเล็กน้อย หรืออาจเกิดจากความเร่งของการไหลบนพื้นผิวใน Stagnation region ทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นในช่วงจาก r/d=1-2 และพบว่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุดอยู่ในช่วง 4≤H/d≤8 อย่างไรก็ตามการถ่ายเทความร้อนขึ้นอยู่กับค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์และรูปร่างปากทางออกของเจ็ทตามที่นำเสนอโดย [17-20]

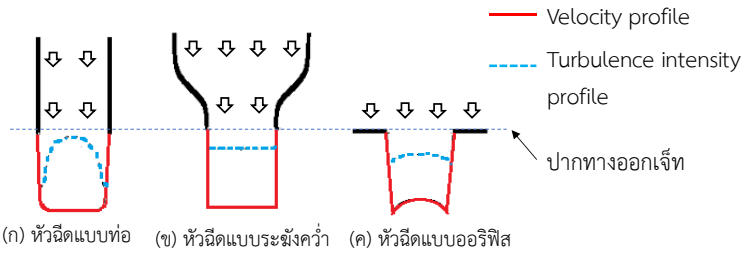


รูปที่ 2 การกระจายของค่านัสเซิลนัมเบอร์บนพื้นผิวของเจ็ทตามแนวรัศมีของเจ็ทแบบท่อที่ระยะระหว่างเจ็ทถึงพื้นผิวต่างๆ (Re=23,750) [27]

โดยปกติแล้วปัจจัยหลักของการถ่ายเทความร้อนของเจ็ทที่พุ่งชนบนพื้นผิวประกอบด้วย (1) โมเมนตัมของเจ็ทที่พุ่งชนพื้นผิว และ (2) ความปั่นป่วนของเจ็ทก่อนการพุ่งชน จากปัจจัยนี้พบว่าการเร่งอัตราการไหลสามารถเพิ่มโมเมนตัมของเจ็ทได้โดยง่าย แต่ทว่าต้องใช้พลังงานในการขับปั้มหรือโบลเวอร์ที่มากขึ้น ดังนั้นนักวิจัยหลายคนได้มุ่งเน้นศึกษาวิธีการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยการเพิ่มความปั่นป่วนของเจ็ทก่อนการพุ่งชน โดยเฉพาะอย่างยิ่งวิธีการแบบ Passive ที่ไม่จำเป็นต้องใช้พลังงานเพิ่มในการขับปั้มหรือโบลเวอร์ ซึ่งจะนำเสนอไว้ในหัวข้อถัดไป

1.2.2 ผลของการปรับแต่งหัวฉีดของเจ็ท

จากการศึกษาลักษณะการไหลของเจ็ทพบว่าการกระจายความเร็ว (Velocity profile) และระดับความปั่นป่วน (Turbulence intensity profile) ของเจ็ทขึ้นอยู่กับรูปร่างของปากทางออกของหัวฉีด สำหรับเจ็ทพุ่งชนที่มีปากทางออกแบบไม่กลม (Non-circular nozzles) เช่น Slot jet [28-32], Rosette nozzles [33] หรือ หัวฉีดแบบ Elongated orifice [34] ได้นำมาประยุกต์ใช้ในอุตสาหกรรมทางด้านความร้อน แต่ยังไม่แพร่หลายและนิยมเท่ากับหัวฉีดแบบกลม (Circular nozzles) ดังนั้นในงานวิจัยนี้จึงได้เลือกศึกษาลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนของเจ็ทแบบกลม โดยหัวฉีดแบบกลมที่นิยมใช้โดยทั่วไป สามารถแบ่งได้ 3 แบบคือ (1) หัวฉีดแบบท่อ (Pipe nozzles) (2) หัวฉีดแบบระฆังคว่ำ (Bell-shaped nozzles) และ (3) หัวฉีดแบบออริฟิส (Orifice) ซึ่งได้แสดงรูปร่างของการกระจายความเร็วและระดับความปั่นป่วนในรูปที่ 3



รูปที่ 3 การกระจายความเร็วและระดับความปั่นป่วนเจ็ทของหัวฉีดกลมแบบต่างๆ [6]

กรณีหัวฉีดแบบท่อ (Pipe nozzle) ดังแสดงในรูป 3(ก) ของไหลถูกพ่นออกจากท่อยาวที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่ การกระจายของความเร็วที่ปากทางออกจะมีลักษณะเหมือนกับการกระจายความเร็วของของไหลในท่อ ส่วนระดับความปั่นป่วนค่อนข้างสูงบริเวณขอบของท่อเจ็ท สำหรับหัวฉีดแบบระฆังคว่ำ (Bell-shaped nozzle) ดังแสดงในรูป 3(ข) ของไหลถูกฉีดออกจากหัวฉีดที่มีลักษณะคล้ายระฆังที่มีการเปลี่ยนพื้นที่หน้าตัดของหัวฉีดก่อนเจ็ทไหลออกจากปากทางออก จึงมีผลทำให้การกระจายของความเร็วและระดับความปั่นป่วนที่ปากทางออกค่อนข้างสม่ำเสมอ อีกทั้งมีระดับความปั่นป่วนต่ำ ในกรณีหัวฉีดแบบออริฟิส (Orifice) ดังแสดงในรูป 3(ค) ของไหลจะถูกฉีดออกจากรูเจ็ทที่เจาะบนแผ่นบางอย่างกระทันหัน ความเร็วที่ปากทางออกเจ็ทบริเวณใกล้ขอบเจ็ทจะสูงกว่าบริเวณตรงกลางเจ็ท และเจ็ทของไหลมีความเร็วเพิ่มขึ้นในบริเวณใกล้ปากทางออก เกิดปรากฏการณ์ *Vena contracta* เนื่องจากทำให้พื้นที่หน้าตัดของเจ็ทที่ตำแหน่งปากทางออกมีขนาดลดลง ระดับความปั่นป่วนที่ปากทางออกมีค่าค่อนข้างสูงและสม่ำเสมอเมื่อเทียบกับหัวฉีดแบบท่อ

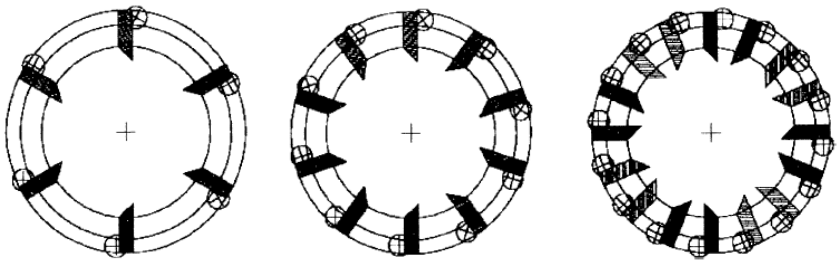
ระดับความปั่นป่วนจึงมีความสำคัญอย่างมากต่อลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนของเจ็ทพุ่งชน ซึ่งได้มีการศึกษาอย่างมากมายในงานวิจัยก่อนหน้า [1-2, 25, 25, 35-36] จากการปรับเปลี่ยนลักษณะหัวฉีด Zuckerman และ Lior [26] ได้สรุปผลกระทบที่มีต่อตัวแปรต่างๆ เช่น ความเร็วที่ปากทางออกหัวฉีด (Velocity profile at nozzle exit) ระดับความปั่นป่วน (Initial turbulence) แรงเฉือนของเจ็ทอิสระ (Free jet shearing force) และความดัน (Pressure drop) ไว้ในตารางที่ 1

ตารางที่ 1 ผลของการปรับเปลี่ยนลักษณะหัวฉีด

ลักษณะหัวฉีด	ลักษณะความเร็วที่ปากทางออก	ระดับความปั่นป่วนที่ปากทางออก	แรงเฉือนของเจ็ทอิสระ	ความดันลด
แบบท่อ	คล้ายพาราโบลิค	สูง	ต่ำ	สูง
แบบระฆังคว่ำ	เรียบแบนสม่ำเสมอ	ต่ำ	ปานกลางถึงสูง	ต่ำ
แบบออริฟิส	เรียบระดับปานกลาง	ต่ำ	สูง	สูง

มีหลายๆงานวิจัยที่ได้ทดลองการเพิ่มระดับความปั่นป่วนของเจ็ทพุ่งชนเพื่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวเช่น การติดแถบสามเหลี่ยม (Triangular tabs) [8, 9] หรือ ติดตาข่าย (Mesh screen) [10, 11] ที่ปากทางออกเจ็ท การสอดใบพัดนำทาง (Multichannel) [12] หรือแผ่นหมุนควง (Twist tapes) [13-16] ในท่อเจ็ท

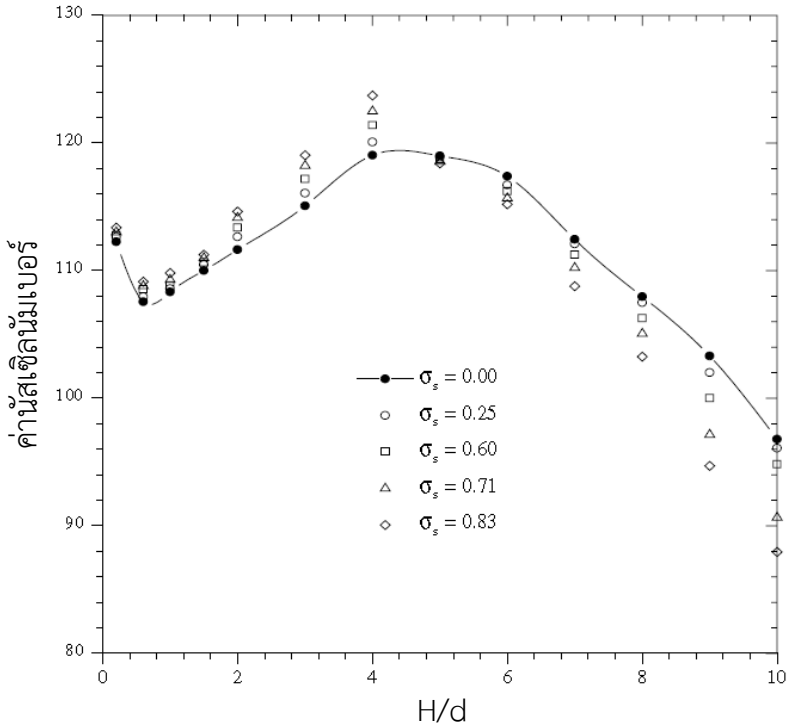
Gao และคณะ [8] ติดกลุ่มของแถบสามเหลี่ยมในท่อเจ็ทแบบกลมที่มีลักษณะการไหลแบบพัฒนาตัวแล้ว (Fully developed flow) ดังแสดงในรูปที่ 4 ระยะจากปลายท่อเจ็ทถึงพื้นผิวแคบ พบว่าการถ่ายเทความความร้อนเฉพาะที่ (Local Nusselt number) เพิ่มมากกว่ากรณีเจ็ทปกติถึง 25% ต่อมา Lee และคณะ [9] ได้ศึกษาต่อโดยใช้เทคนิค SPIV (Stereoscopic Particle Image Velocimetry) พบว่าระยะระหว่างแถบสามเหลี่ยมมีผลอย่างมากต่อการเพิ่มการผสมของเจ็ทกับอากาศโดยรอบ โดยถ้ามีการจัดวางแถบสามเหลี่ยมอย่างเหมาะสม ระดับความปั่นป่วนของเจ็ทจะเพิ่มขึ้นอย่างมาก ส่งผลต่อการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิว จากการศึกษานี้ชี้ให้เห็นว่าอากาศโดยรอบที่ถูกเหนี่ยวนำเข้ามาผสมกับลำเจ็ทหลักจะช่วยเพิ่มระดับความปั่นป่วนก่อนการพุ่งชนของเจ็ทได้



(ก) 6 แถบ (ข) 10 แถบ (ค) 16 แถบ

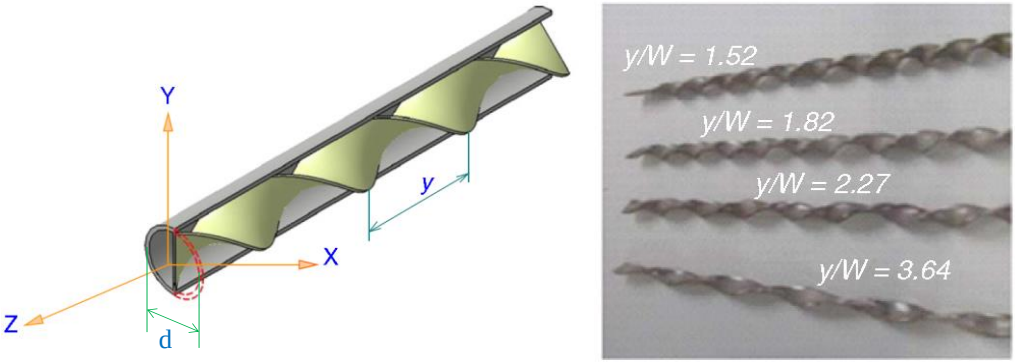
รูปที่ 4 การติดแถบสามเหลี่ยมที่ปากทางออกของท่อเจ็ทกลม [8]

Zhou และ Lee [11] ศึกษาลักษณะการถ่ายเทความร้อนของออริฟิสแบบ Sharp-edged ที่ติดตาข่ายไว้ที่ปากทางออก ผลปรากฏว่าการติดตาข่ายช่วยเพิ่มความปั่นป่วนของเจ็ทก่อนการพุ่งชน ส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวสูงขึ้น อย่างไรก็ตามการติดตั้งตาข่ายที่ทางออกเจ็ทที่มีระยะระหว่างเจ็ทถึงพื้นผิวมากกว่า 4 (H/d>4) จะทำให้การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวลดลง ซึ่งแสดงให้เห็นว่าระดับความปั่นป่วนของเจ็ทถูกจำกัดด้วยปัจจัยอื่นๆด้วย เช่น ระยะระหว่างเจ็ทถึงพื้นผิว ซึ่งในกรณีนี้พบว่าที่ระยะระหว่างเจ็ทถึงพื้นผิวเท่ากับ 4 (H/d=4) ให้การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวได้สูงสุดดังแสดงในรูปที่ 5



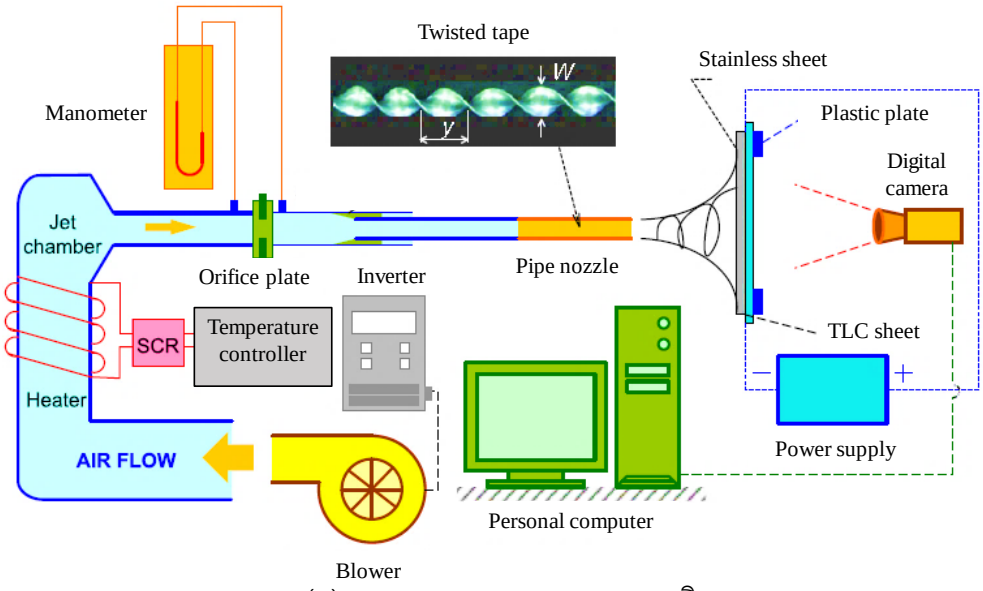
รูปที่ 5 ค่านัสเซิลนัมเบอร์ที่ระยะระหว่างเจ็ทถึงพื้นผิวและที่ระดับความหนาแน่นของตาข่าย (**σ**s) ต่างๆ [11]

Nuntadusit และคณะ [15] ศึกษาการไหลของเจ็ทหมุนควง (Swirling impinging jet) ที่มีระยะระหว่างเจ็ทถึงพื้นผิว H/d=4 โดยทำการสอดแผ่นหมุนควง (Twisted tape) ในท่อเจ็ทกลมและศึกษาที่ระยะบิดของแผ่นหมุนควง (y/W) ต่างๆ ดังแสดงในรูปที่ 6 เทคนิค TLC ได้ถูกใช้ในการศึกษาการกระจายของอุณหภูมิ สำหรับลักษณะการไหลได้ใช้เทคนิค Dye injection และ Oil film ศึกษาลักษณะการไหลดังแสดงแผนผังชุดทดลองไว้ในรูปที่ 7

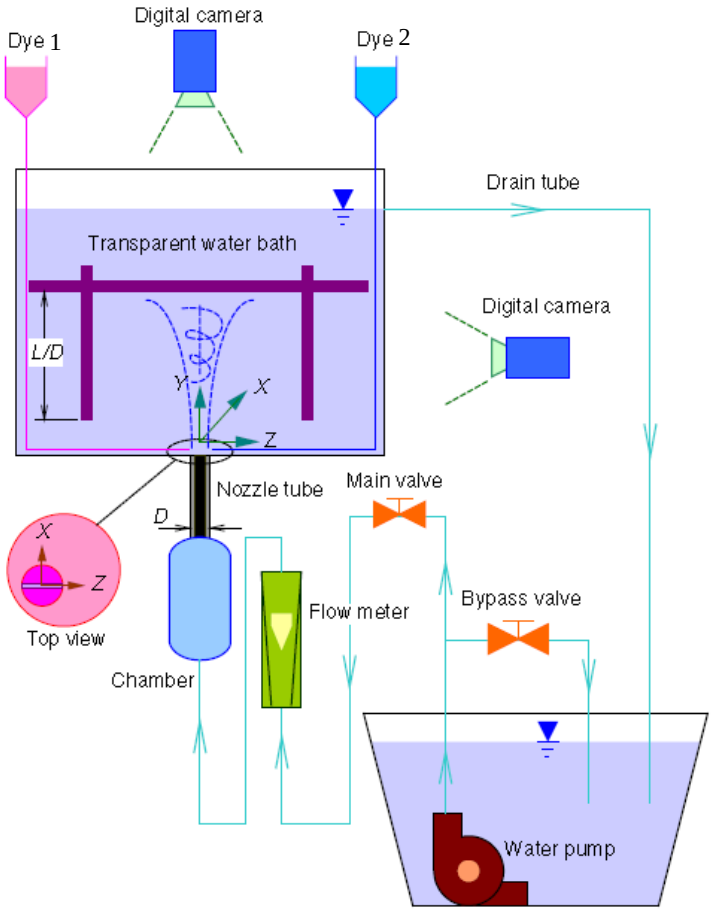


(ก) ท่อเจ็ทที่สอดแผ่นหมุนควง (b) แผ่นหมุนควงที่ระยะบิดต่างๆ

รูปที่ 6 โมเดลศึกษาเจ็ทพุ่งชนแบบหมุนควงของ Nuntadusit และคณะ [15]



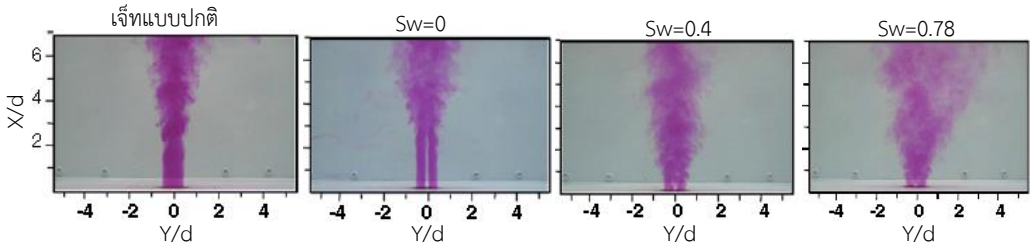
(ก) ชุดทดลองการกระจายอุณหภูมิ



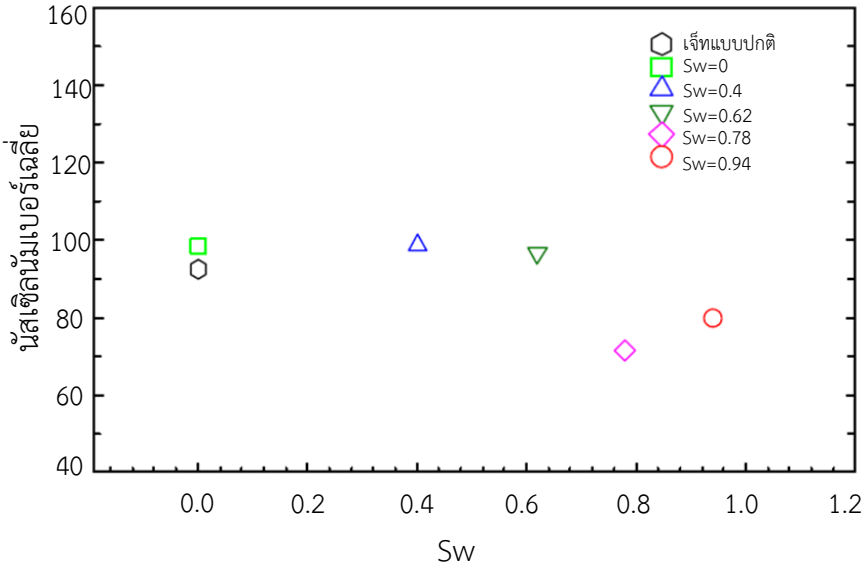
(ข) ชุดทดลองที่ใช้ Dye injection ในการศึกษาลักษณะการไหล

รูปที่ 7 ชุดทดลองที่ใช้ศึกษาเจ็ทพุ่งชนแบบหมุนควงของ Nuntadusit และคณะ [15]

สำหรับลักษณะการกระจายของเจ็ทแบบหมุนควงแบบอิสระ (Free swirling jet) แสดงไว้ในรูปที่ 8 โดยเมื่อ Swirling number (Sw) เพิ่มขึ้น การกระจายของเจ็ทจะกว้างขึ้น สำหรับการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชนพบว่ามีค่าสูงสุดในกรณีที่ใช้ Sw เท่ากับ 0.4 ดังแสดงนัสเซิลนัมเบอร์เฉลี่ยไว้ในรูปที่ 9

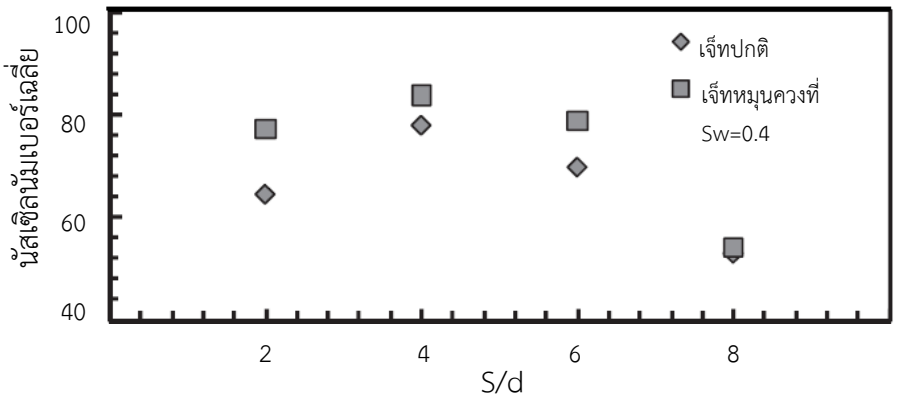


รูปที่ 8 การเปรียบเทียบลักษณะการกระจายของเจ็ทที่ Swirling number ต่างๆ [15]



รูปที่ 9 นัสเซิลนัมเบอร์เฉลี่ยบนพื้นผิวของเจ็ทหมุนควงที่ Swirling number ต่างๆ [15]

นอกจากนั้น Nuntadusit และคณะ [16] ได้ศึกษาต่อในกรณีแบบกลุ่มเจ็ทที่จัดเรียงแบบแถว (in-line configuration) ขนาด 3 แถว x 3 คอลัมน์ โดยศึกษาที่ระยะห่างระหว่างเจ็ท (S/d) เท่ากับ 2, 4, 6 และ 8 ระยะจากปลายท่อเจ็ทถึงพื้นผิว และ Swirling number คงที่ H/d=4 และ Sw=0.4 ตามลำดับ ผลปรากฏว่าที่ระยะจากปลายท่อเจ็ทถึงพื้นผิว H/d=4 มีการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวสูงสุดดังแสดงในรูปที่ 10 สำหรับกรณีที่ระยะห่างระหว่างเจ็ทแคบ (S/d=2) สังเกตได้ว่าค่านัสเซิลนัมเบอร์เฉลี่ยระหว่างกรณีเจ็ทปกติกับเจ็ทหมุนควงมีความแตกต่างกันมาก ในขณะที่กรณีระยะห่างระหว่างเจ็ทกว้าง (S/d=8) มีความแตกต่างกันน้อย จากการนี้บ่งบอกถึงระยะห่างระหว่างเจ็ทมีผลอย่างมากต่อการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิว ซึ่งได้นำเสนอผลกระทบของเจ็ทกลุ่มไว้ในหัวข้อถัดไป



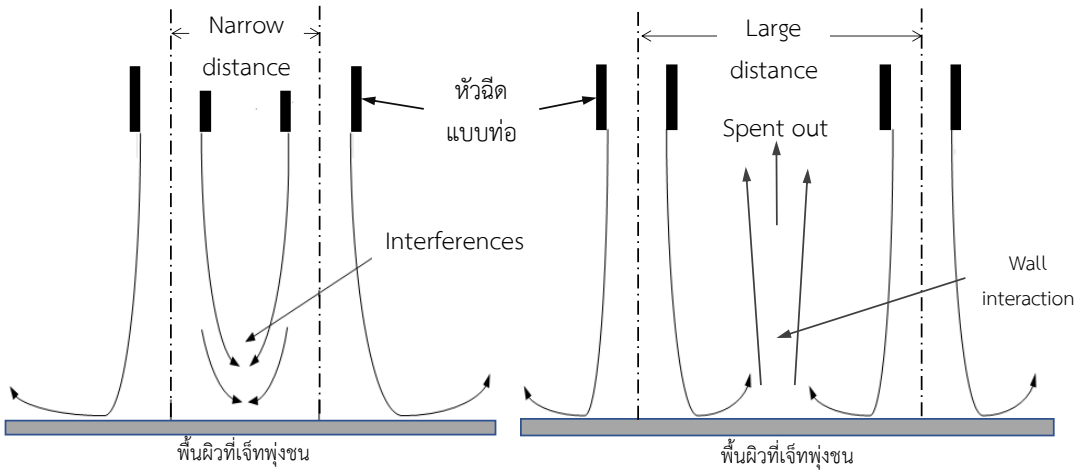
รูปที่ 10 การเปรียบเทียบนัสเซิลนัมเบอร์ของเจ็ทปกติและเจ็ทหมุนควง (Sw=0.4) ที่ระยะห่างระหว่างเจ็ทต่างๆ [16]

1.2.3 โครงสร้างการไหลของเจ็ทพุ่งชนแบบกลุ่ม

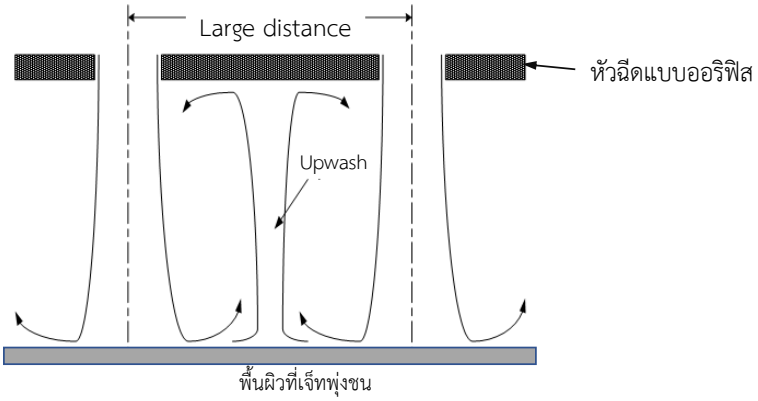
โดยปกติเจ็ทท่อเดียวมักจะถูกนำไปใช้ในกรณีที่พื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อนมีบริเวณจำกัดหรือเป็นจุด แต่ในกรณีที่พื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อนมีบริเวณกว้าง จะนิยมใช้กลุ่มของเจ็ทพุ่ง (Multiple impinging jet) แทนเจ็ทท่อเดียว เพื่อให้การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวกว้างนั้นมีค่าสูงและสม่ำเสมอ แต่ในกรณีของเจ็ทกลุ่ม ระยะห่างระหว่างเจ็ท (Jet-to-jet distance) และรูปแบบการเรียงตัวของเจ็ท (Nozzle configuration) จะเป็นตัวแปรสำคัญที่มีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวด้วย

ในกรณีที่ระยะห่างระหว่างเจ็ทแคบดังแสดงในรูปที่ 11(ก) ลำเจ็ทจะถูกรบกวน (interference) จากเจ็ทรอบข้างก่อนพุ่งชนพื้นผิวทำให้ Potential core มีขนาดสั้นลง แต่ระดับความปั่นป่วนจะเพิ่มสูงขึ้นเมื่อเปรียบเทียบกับกรณีเจ็ทท่อเดียว ในทางตรงกันข้ามการรบกวนจากเจ็ทรอบข้างจะลดลงอย่างมากสำหรับกรณีที่ระยะระหว่างเจ็ทกว้างดังแสดงในรูปที่ 11(ข) ซึ่งมีลักษณะคล้ายกับเจ็ทท่อเดียว แต่เมื่อเจ็ทพุ่งชนพื้นผิวจะเกิดการชนกันของเจ็ทที่ไหลบนผนัง (Wall jet) ส่งผลให้เกิดระดับความปั่นป่วนสูงขึ้นในบริเวณระหว่างลำเจ็ท [36] เจ็ทที่ไหลบนผนังหลังจากชนกันจะไหลออกตามแนวท่อ แต่สำหรับกรณีของกลุ่มเจ็ทแบบออริฟิส เจ็ทจะไหลชนผนังด้านบนเป็นผลทำให้เกิดการรบกวนลำเจ็ทหลักดังแสดงในรูปที่ 11(ค)

รูปที่ 12 แสดงลักษณะกลุ่มเจ็ทของหัวฉีดแบบต่างๆที่ นิยมใช้ในอุตสาหกรรมด้านความร้อน กลุ่มเจ็ทที่มีลักษณะหัวฉีดแบบต่างๆ ถูกออกแบบมาเพื่อใช้ในงานที่หลากหลายเช่น Orifice nozzles มักใช้ในการหล่อเย็นกังหันความร้อนเนื่องจากมีขนาดที่แคบ [37] ส่วน Slot jet ประยุกต์ใช้ในงานที่มีขนาดกว้างและยาวต่อเนื่องกัน ซึ่งการหล่อเย็นหรือให้ความร้อนบนพื้นผิวที่ต้องการความสม่ำเสมอเช่น การหล่อเย็นแผ่นเหล็กหรือกระจกเทมเปอร์ (Tempering glass) หรือการอบแห้งกระดาษ [28-32] สำหรับ Pipe nozzles นิยมใช้ในอุตสาหกรรมการอบแห้ง การให้ความร้อน หรือ แช่แข็งอาหาร เนื่องจากโดยส่วนมากจะไม่มีข้อจำกัดด้านขนาดและน้ำหนัก [38-39]

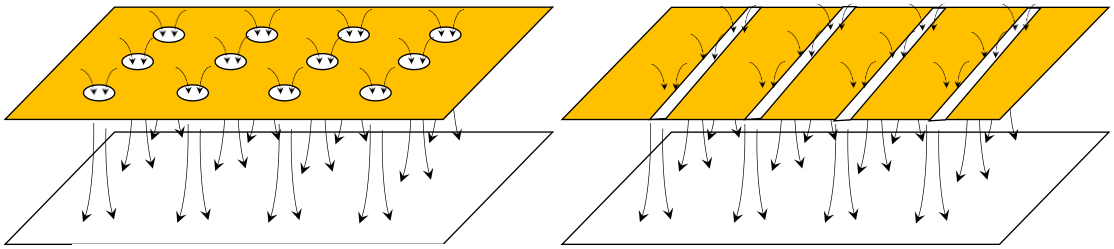


(ก) ระยะระหว่างเจ็ทแคบ (ข) ระยะระหว่างเจ็ทกว้าง

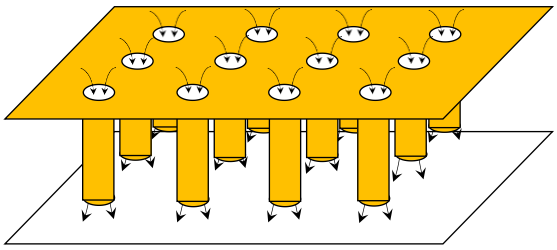


(ค) ระยะระหว่างเจ็ทกว้างสำหรับหัวฉีดแบบออริฟิส

รูปที่ 11 ลักษณะการไหลของกลุ่มเจ็ทพุ่งชน (Multiple impinging jet) [36]



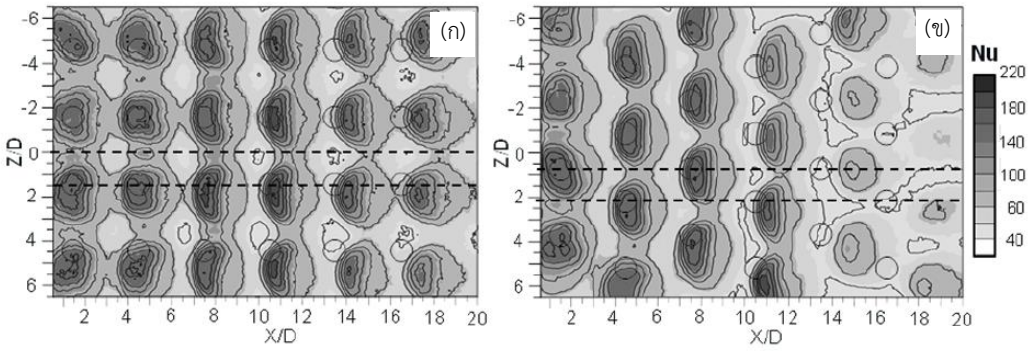
(ก) Orifice nozzle (ข) Slot nozzle



(ค) Pipe nozzle

รูปที่ 12 กลุ่มเจ็ทที่มีลักษณะหัวฉีดแตกต่างกัน

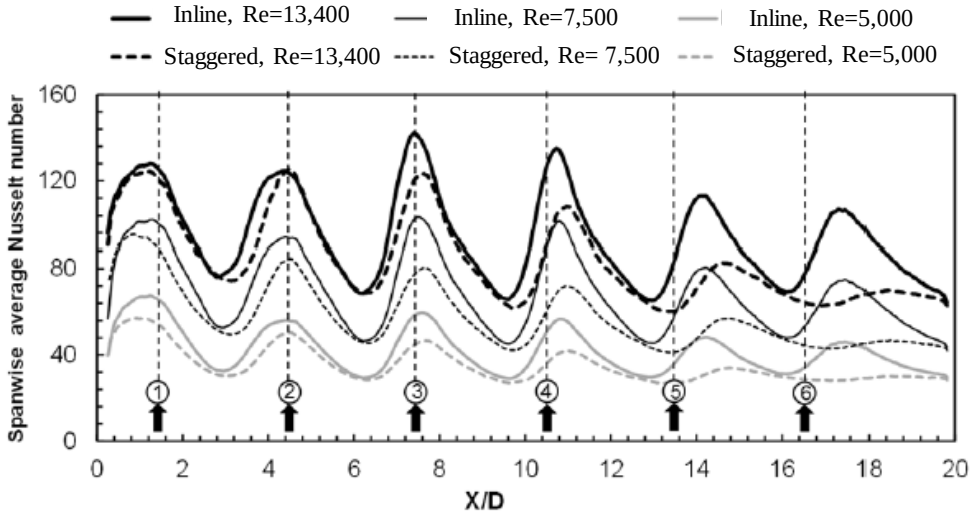
สำหรับรูปแบบการเรียงตัวของเจ็ทนิยมจัดเรียงแบบแถวตรง (In-line) และแบบแถวสลับ (Staggered) [3-7, 16, 17, 20, 40] ซึ่ง Wae-hayee และคณะ [40] ได้ทำการทดลองลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนของกลุ่มเจ็ทจากออริฟิสที่มีการจัดเรียงแบบแถวตรงและแบบแถวสลับ พบว่าการจัดเรียงแบบแถวตรงมีผลกระทบจาก Crossflow น้อยกว่าการจัดเรียงแบบแบบแถวสลับ ดังแสดงในรูปที่ 13



(ก) In-line arrangement (ข) Staggered arrangement

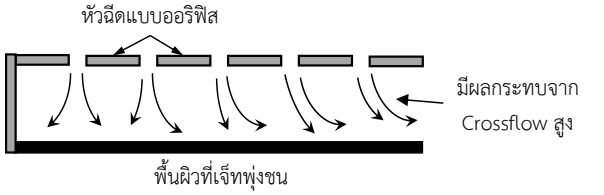
รูปที่ 13 การกระจายของนัสเซิลนัมเบอร์บนพื้นผิวของเจ็ทจากการทดลองของ Wae-hayee และคณะ [40] โดย (ก) การจัดเรียงแบบแถวตรง และ (ข) การจัดเรียงแบบแถวสลับ

ในการจัดเรียงแบบแถวตรง สังเกตได้ว่า Crossflow จะไหลผ่านบริเวณระหว่างเจ็ท ในขณะที่การจัดเรียงแบบแถวสลับ Crossflow จะไหลชนกับลำเจ็ทหลักที่อยู่ถัดไปส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนที่ปลายทางการไหล (Downstream) ลดลงอย่างมาก ดังแสดงนัสเซิลนัมเบอร์เฉลี่ยในแนวแถว (Spanwise) ไว้ในรูปที่ 14

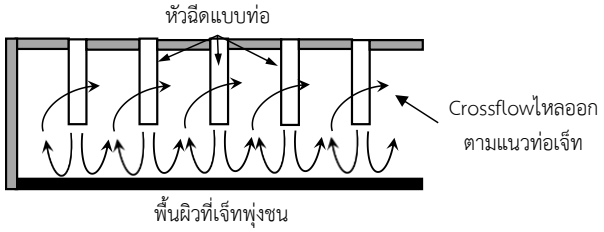


รูปที่ 14 การเปรียบนัสเซิลนัมเบอร์เฉลี่ยในแนวแถวที่ตำแหน่งหัวฉีดต่างๆ ระหว่างการจัดเรียงแบบแถว และการจัดเรียงแบบซ้อนกัน [40]

อย่างไรก็ตามการใช้กลุ่มเจ็ทที่มีหัวฉีดแบบท่อสามารถลดผลกระทบจาก Crossflow ได้ เนื่องจากมีพื้นที่กว้างกว่ากรณีกลุ่มเจ็ทแบบออริฟิสดังแสดงในรูปที่ 15 ในกรณีเจ็ทแบบออริฟิส (รูปที่ 15(ก)) Crossflow จะมีความรุนแรงขึ้นที่ปลายทางออกของช่องลม (Downstream) ส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนลดลงอย่างมาก ในขณะที่การใช้กลุ่มเจ็ทแบบท่อ (รูปที่ 15(ข)) Crossflow จะก่อตัวขึ้นเหนือพื้นผิวและไหลออกจากช่องลม ถึงแม้ว่าการใช้กลุ่มเจ็ทแบบท่อไม่สามารถใช้ในงานที่มีข้อจำกัดด้านขนาดและน้ำหนักได้เช่น การหล่อเย็นเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ แต่ปัจจุบันกลุ่มเจ็ทแบบท่อได้มีการประยุกต์ใช้อย่างกว้างแล้วในอุตสาหกรรมอาหาร ผ้าทอ กระดาษ และ Solar collectors



(ก) กลุ่มเจ็ทแบบออริฟิส



(ข) กลุ่มเจ็ทแบบท่อ

รูปที่ 15 ผลกระทบจาก Crossflow ต่อกลุ่มเจ็ทแบบ (ก) ออริฟิส (ข) ท่อยาว

1.3 การศึกษาลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนด้วยวิธีเชิงตัวเลข

Zuckerman และ Lior [26] ได้สรุปวิธีเชิงตัวเลขในการศึกษาปัญหาด้านเจ็ทพุ่งชน โดยแนะนำว่าโมเดลที่ใช้ในการคำนวณ (CFD model) ควรมีลักษณะเหมือนกับโมเดลที่ใช้ทดลองจริง (Experimental model) และผลที่ได้จากการคำนวณควรนำมาเปรียบเทียบกับการทดลองจริงด้วย Turbulence model ที่นิยมใช้ในการวิเคราะห์ปัญหาด้านเจ็ทพุ่งชนได้แก่ k-ε, k-ω, Shear Stress Transport (SST), Normal Velocity Relaxation (v^2-f), Direct Numerical Simulation (DNS) และ Large Eddy Simulation (LES) ซึ่งได้แสดงการเปรียบเทียบทรัพยากรในการคำนวณ (Computational cost) ความแม่นยำในการทำนายนัสเซิลนัมเบอร์ และ ความแม่นยำในการทำนาย Secondary peak ไว้ในตารางที่ 2

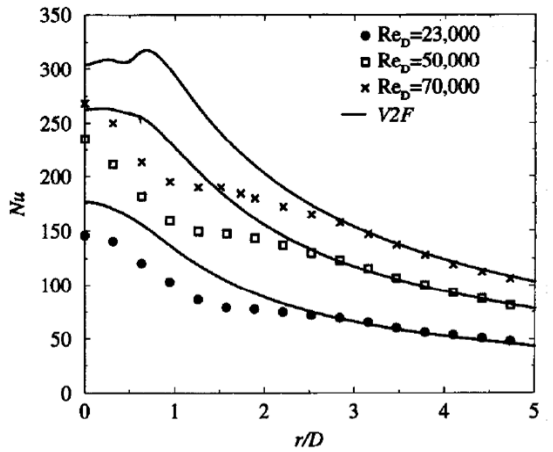
อย่างไรก็ตาม โมเดล v^2-f และ SST เป็นที่นิยมใช้ในการวิเคราะห์ปัญหาด้านเจ็ทพุ่งชนมากที่สุด เนื่องจากมีความแม่นยำในการทำนายลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวค่อนข้างสูง อีกทั้งเวลาที่ใช้ในการคำนวณไม่นานมากนัก ในขณะที่ DNS และ LES ใช้เวลาในการคำนวณยาวนานมาก ซึ่งมักใช้ในการวิเคราะห์สำหรับกรณีที่ต้องการความแม่นยำสูงมากเท่านั้น

ตารางที่ 2 แสดงการเปรียบ Turbulence model ต่างๆ ที่ใช้ในการแก้ปัญหาด้านเจ็ทพุ่งชน

Turbulence model	Computational cost	Impinging jet transfer coefficient	Ability to predict secondary peak
k-ε	★★★★ คำนวณเร็ว	★ ด้อย: มีความคลาดเคลื่อน 15-60%	★ แย่
k- ω	★★★★ คำนวณเร็วถึงปานกลาง	★★ ปานกลาง: มีความคลาดเคลื่อน 10-30%	★★ ปานกลาง: อาจมีคำนวณผิดบางตำแหน่ง
Realizable k-ε และ k-ε variations อื่นๆ	★★★★ คำนวณเร็ว	★★ ปานกลาง: มีความคลาดเคลื่อน 15-30%	★★ แย่: อาจมีคำนวณผิดบางตำแหน่ง
SST, hybrid method	★★★ คำนวณเร็วถึงปานกลาง	★★★ ปานกลาง: มีความคลาดเคลื่อน 25-40%	★★ ปานกลาง
v^2-f	★★★ คำนวณช้า	★★★★ ดี: มีความคลาดเคลื่อน 2-30%	★★★★ ดี
DNS/LES time-variant models	★ คำนวณช้ามาก	★★★★ ดีมาก	★★★★ ดีมาก

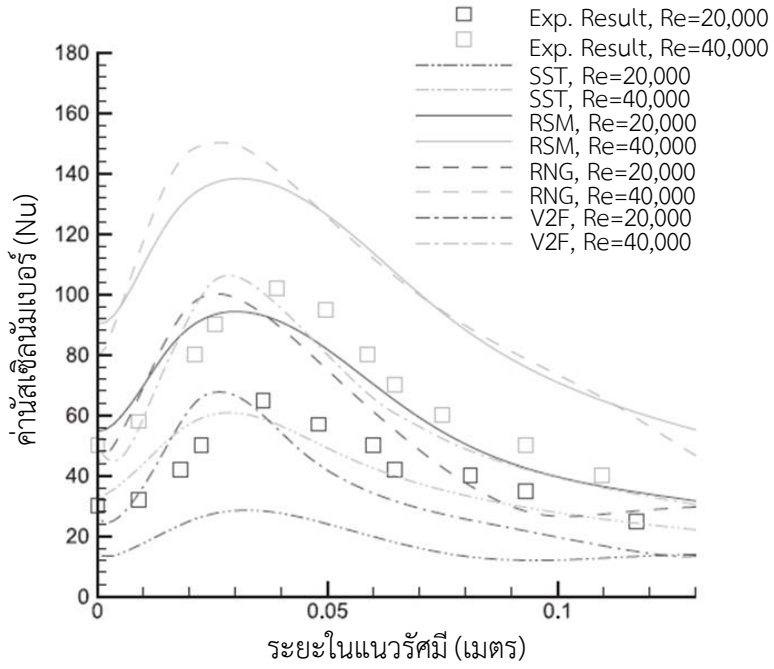
[สัญลักษณ ★ คือระดับด้อย และสัญลักษณ์ ★★★★ คือดีมาก]

Behnia และคณะ [41] ได้ศึกษาการถ่ายเทความร้อนของเจ็ทพุ่งชนบนผิวเรียบด้วยวิธีเชิงตัวเลขซึ่งเปรียบระหว่างโมเดล v^2-f กับ k-ε ที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ต่างๆ พบว่าโมเดล v^2-f สามารถทำนายค่านัสเซิลนัมเบอร์เฉพาะจุดได้ใกล้เคียงกับผลการทดลองจริงที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ต่างๆ ดังแสดงในรูปที่ 16 ในขณะที่การคำนวณด้วยโมเดล k-ε มีความผิดพลาดสูงมาก



รูปที่ 16 การเปรียบเทียบผลการทดลองจริงกับการคำนวณด้วยโมเดล v^2-f [41]

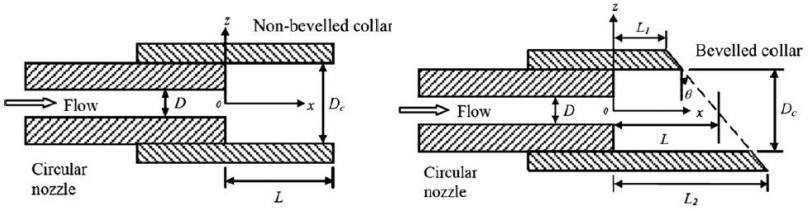
ต่อมา Sunden และคณะ [42] ได้ทำการเปรียบเทียบการทำนายการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวของเจ็ทพุ่งชนแบบหมุนควงด้วยโมเดล k-ε, SST k-ε, RSM และ v^2-f สำหรับเจ็ทพุ่งชนแบบหมุนควงจะมีของไหลหมุนวนรอบสูงบริเวณรอบเจ็ท ซึ่งมีผลต่อการคำนวณการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวมาก อย่างไรก็ตามพบว่าโมเดล v^2-f สามารถทำนายการถ่ายเทความร้อนที่มีระดับการหมุนควงสูง (Sw=0.89) ได้แม่นยำกว่าโมเดลอื่นๆ ดังแสดงในรูปที่ 17



รูปที่ 17 การเปรียบเทียบค่านัสเซิลนัมเบอร์ของเจ็ทที่มีระดับการหมุนควงสูง (Sw=0.89) ระหว่างการทดลองและทำนายด้วยวิธีเชิงตัวเลขด้วยโมเดลความปั่นป่วนต่างๆ [42]

1.4 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

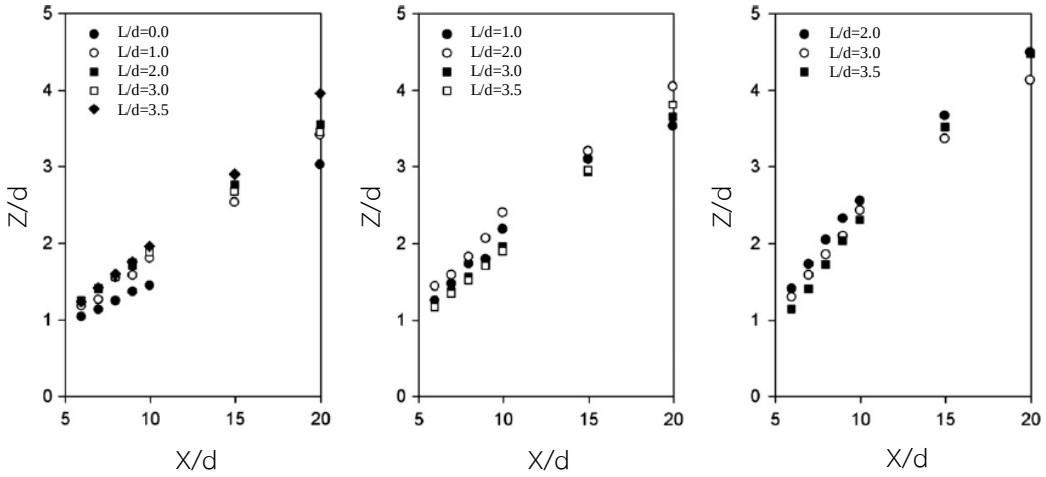
การเพิ่มระดับความปั่นป่วนในการไหลของเจ็ทพุ่งชน วิธีการหนึ่งคือการติดท่อขยายที่ปากทางออกของหัวฉีด ซึ่งส่วนมากจะศึกษาเฉพาะกรณีหัวฉีดแบบท่อ Zheng และคณะ [21] ทำการติดท่อขยายทรงกระบอกแบบปกติ (Non-bevelled) และแบบขอบเอียง (Bevelled) ที่ปลายทางออกเจ็ทซึ่งมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อขยายเป็น 3 เท่าของขนาดท่อเจ็ท ดังแสดงในรูปที่ 18 ในการศึกษาลักษณะการไหลของเจ็ทจะใช้เทคนิค Hot-wire anemometry ในการวัดความเร็ว



(ก) ท่อขยายแบบปกติ (ข) ท่อขยายแบบขอบเอียง

รูปที่ 18 โมเดลท่อขยายที่ศึกษาโดย Zheng และคณะ [21]

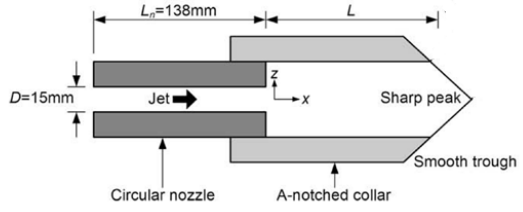
ในการศึกษานี้ Zheng และคณะ [21] ได้ทำการปรับขนาดมุมเอียง (Angle of collar) ที่ 0°, 20°, 40° และความยาวของท่อขยาย ที่ L/d=0, 1, 2, 3, 3.5 ผลการทดลองพบว่าความเร็วของเจ็ทจะมีการกระจายสูงขึ้นตามขนาดมุมและความยาวที่เพิ่มขึ้น แต่ขนาดความเร็วของเจ็ทจะลดลงตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ 19



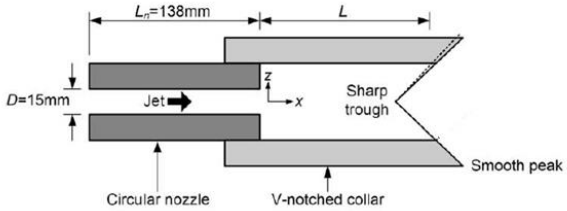
(ก) ท่อขยายแบบปกติ (ข) ท่อขยายขอบเอียง 20° (ค) ท่อขยายขอบเอียง 40°

รูปที่ 19 ความแตกต่างของการกระจายความเร็ว (Velocity spread) และขนาดความเร็วที่ลดลง (Velocity decay) ของเจ็ทที่ติดท่อขยายขนาดต่างๆ [21]

ต่อมา Zheng และคณะ [22] ได้ทำการปรับแต่งรูปร่างของท่อขยายเป็นแบบรูปตัว V และ A ดังแสดงในรูปที่ 20 พบว่าความเร็วเจ็ทจะมีลักษณะการไหลที่แตกต่างกันไป ซึ่งได้ข้อสรุปว่าการปรับแต่งท่อขยาย การเพิ่มขนาดหรือความยาวของท่อขยายจะมีผลกระทบต่อลักษณะการไหลของเจ็ท อย่างไรก็ตาม Zheng และคณะ [21-22] ได้ศึกษาเฉพาะกรณีของเจ็ทแบบอิสระเท่านั้น



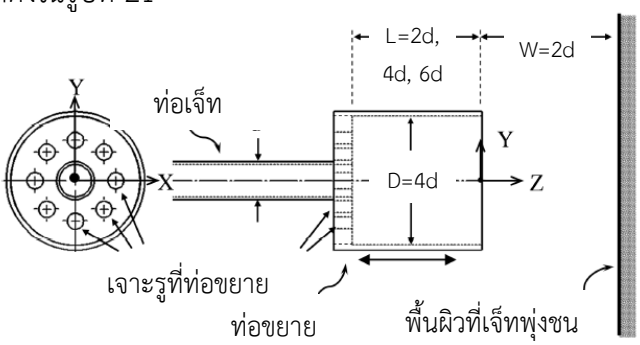
(ก) ท่อขยายที่มีรูปร่างทางออกเป็นรูปตัว A



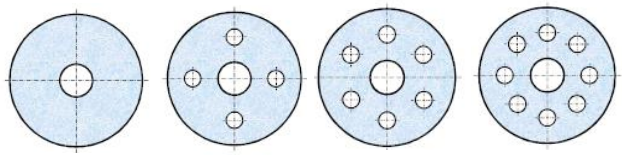
(ข) ท่อขยายที่มีรูปร่างทางออกเป็นรูปตัว V

รูปที่ 20 โมเดลการปรับแต่งท่อขยายแบบ A และ V ของ Zheng และคณะ [22]

Kaewchoothong และคณะ [24] ทดลองเจาะรูท่อขยายที่ด้านล่างของท่อเพื่อศึกษาเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวของเจ็ทพุ่งชน โดยใช้กล้องอินฟราเรดวัดการกระจายของอุณหภูมิบนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชน และศึกษาลักษณะการไหลโดยใช้ CFD ซึ่งโมเดลมีการปรับความยาวของท่อขยาย ส่วนระยะระหว่างปลายท่อขยายถึงพื้นผิว (W/d=2) ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์เท่ากับ 20,000 ดังแสดงในรูปที่ 21



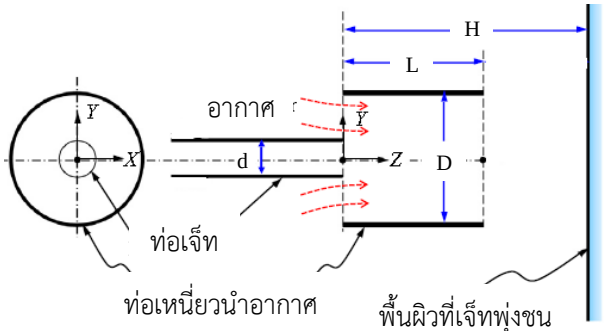
(ก) โมเดลที่ใช้ทดลอง



(ข) จำนวนรูเจาะที่ใช้ทดลอง

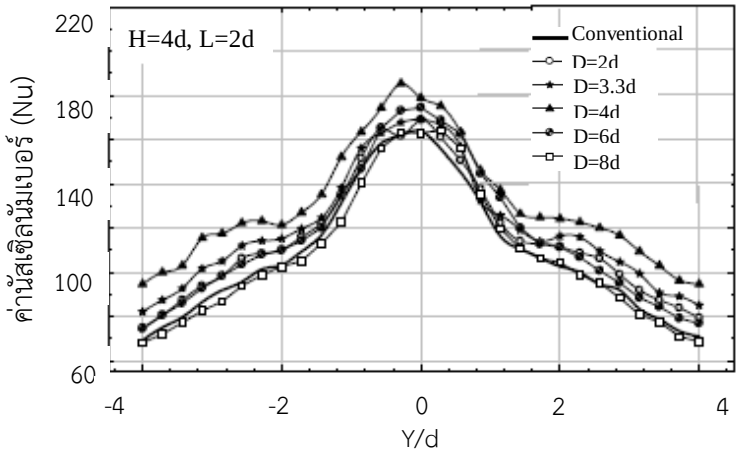
รูปที่ 21 โมเดลการปรับแต่งท่อขยายของ Kaewchoothong และคณะ [24]

ผลปรากฏว่าการติดท่อขยายทุกแบบช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวได้ดีกว่ากรณีเจ็ทที่ไม่ได้ติดท่อขยาย อีกทั้งจำนวนรูที่เจาะที่มากขึ้นช่วยเพิ่มอากาศโดยรอบที่ถูกดูดเข้ามาในท่อขยายและผสมกับลำเจ็ทหลักมากขึ้น ทำให้ระดับความปั่นป่วนของลำเจ็ทก่อนการพุ่งชนเพิ่มสูงขึ้น ต่อมา Nuntadusit และคณะ [25] ได้ทำการต่อยอดศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของเจ็ทพุ่งชนด้วยการติดท่อขยายแบบกลวงหรือท่อเหนี่ยวนำอากาศ (Air-augmented duct) โดยปรับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อขยาย (D) ขนาดความยาวท่อขยาย (L) และระยะระหว่างเจ็ทถึงพื้นผิว (H) ดังแสดงในรูปที่ 22



รูปที่ 22 โมเดลท่อเหนี่ยวนำอากาศที่ศึกษาโดย Nuntadusit และคณะ [25]

ซึ่งผลการทดลองพบว่ากรณีที่ท่อเหนี่ยวนำอากาศมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางระหว่าง 2≤D/d≤4 และความยาว L/d=2 มีการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวสูงกว่ากรณีของเจ็ทปกติ เนื่องจากอากาศถูกดูดเข้ามาในท่อเหนี่ยวนำอากาศผสมกันกับลำเจ็ทหลัก และเมื่อทำการเปรียบเทียบกับกรณีของเจ็ทปกติพบว่ามีการถ่ายเทความร้อนเพิ่มมากที่สุดถึง 25.42% ในกรณีที่เส้นผ่านศูนย์กลาง D/d=4 และ ความยาวท่อเหนี่ยวนำอากาศ L/d=2 ที่ระยะระหว่างเจ็ทถึงพื้นผิว H/d=4 ดังแสดงในรูปที่ 23



รูปที่ 23 การเปรียบเทียบค่านัสเซิลนัมเบอร์ตามแนวรัศมีบนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชนกรณีเจ็ทแบบปกติและเจ็ทที่ติดท่อเหนี่ยวนำอากาศขนาดต่างๆ [25]

อย่างไรก็ตามการศึกษาลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนของเจ็ทพุ่งชนที่ติดท่อขยายมักพบในกรณีแบบเจ็ทท่อเดียว แต่สำหรับการประยุกต์ใช้งานเจ็ทพุ่งชนด้วยส่วนมากมักนิยมใช้แบบกรณีของกลุ่มเจ็ท เนื่องจากมีให้การถ่ายเทความร้อนเป็นบริเวณที่กว้างกว่า ซึ่ง Kirttayoth และคณะ [43] ได้ทำการศึกษาเบื่องต้นถึงลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนของกลุ่มเจ็ทพุ่งชนที่ติดท่อเหนี่ยวนำอากาศ โดยกลุ่มเจ็ทจัดเรียงแบบแถว มีระยะระหว่างเจ็ท (S/d) ที่ 6 และ 8 โดยผลปรากฏว่าการติดท่อเหนี่ยวนำอากาศช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวได้ดีกว่ากรณีเจ็ทที่ไม่ได้ติดท่อเหนี่ยวนำอากาศ อย่างไรก็ตาม ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง (D) และความยาว (L) ของท่อเหนี่ยวนำอากาศยังไม่ได้มีการทดลองกับกลุ่มเจ็ท ดังนั้นการศึกษาในกรณีเหล่านี้จึงมีความน่าสนใจอย่างยิ่ง

1.5 วัตถุประสงค์

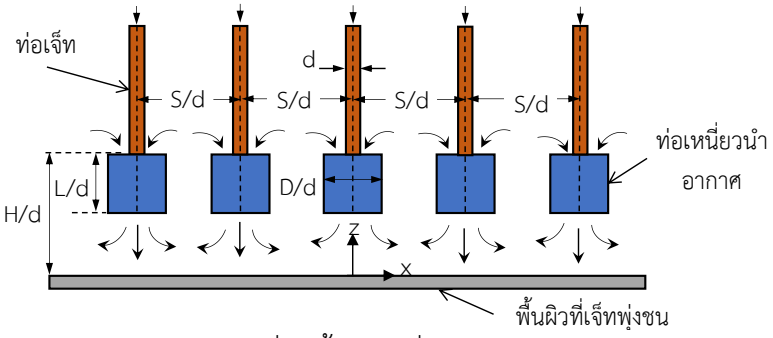
(1) เพื่อศึกษาลักษณะการไหลและกลไกที่ช่วยในการเพิ่มการถ่ายความร้อนบนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชนแบบกลุ่มในกรณีที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศ

(2) เพื่อศึกษาปัจจัยที่มีผลต่อการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของเจ็ทพุ่งชนที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศ เช่น ผลของ ความยาว (L) และขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง (D) ของท่อเหนี่ยวนำอากาศที่ ระยะจากปลายท่อเจ็ทถึงพื้นผิว (H) ระยะห่างระหว่างเจ็ท (S) และค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ (Re)

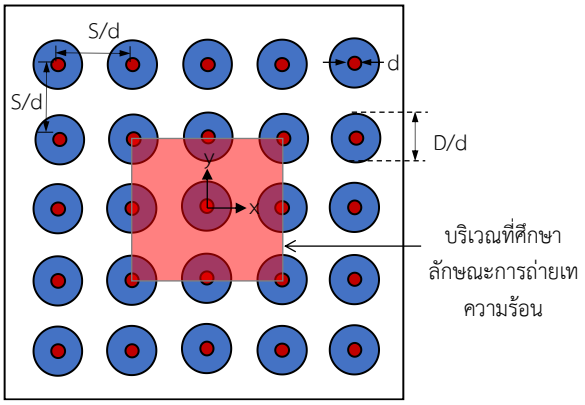
บทที่ 2 วิธีการศึกษา

2.1 โมเดลที่ใช้ในการศึกษา

โมเดลที่ใช้ในการศึกษาแสดงในรูปที่ 24 เจ็ทไหลออกจากหัวฉีดที่เป็นแบบท่อพุ่งชนตั้งฉากบนพื้นผิวที่ต้องการระบายความร้อน กลุ่มท่อเจ็ทที่มีขนาด 5 แถว x 5 คอลัมน์ ถูกจัดเรียงแบบแถวตรง (Inline) โดยท่อเจ็ทมีความยาวเพียงพอที่ทำให้เกิดการไหลแบบพัฒนาตัวแล้ว (Fully developed flow) ที่ปลายท่อเจ็ทมีการติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศ สำหรับจุดเริ่มต้นของระบบพิกัดฉากเริ่มที่ตรงกลางบนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชน โดยที่แกน Z อยู่ในแนวเดียวกับท่อเจ็ท ส่วนแกน X และแกน Y มีทิศทางที่ตั้งฉากกับแนวแกนของเจ็ทในแนวนอนและแนวตั้งตามลำดับ



(ก) กลุ่มเจ็ทที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศ



(ข) การจัดเรียงท่อหัวฉีด

รูปที่ 24 โมเดลของกลุ่มเจ็ทพุ่งชนที่ติดตั้งปลอกท่อเหนี่ยวนำอากาศ

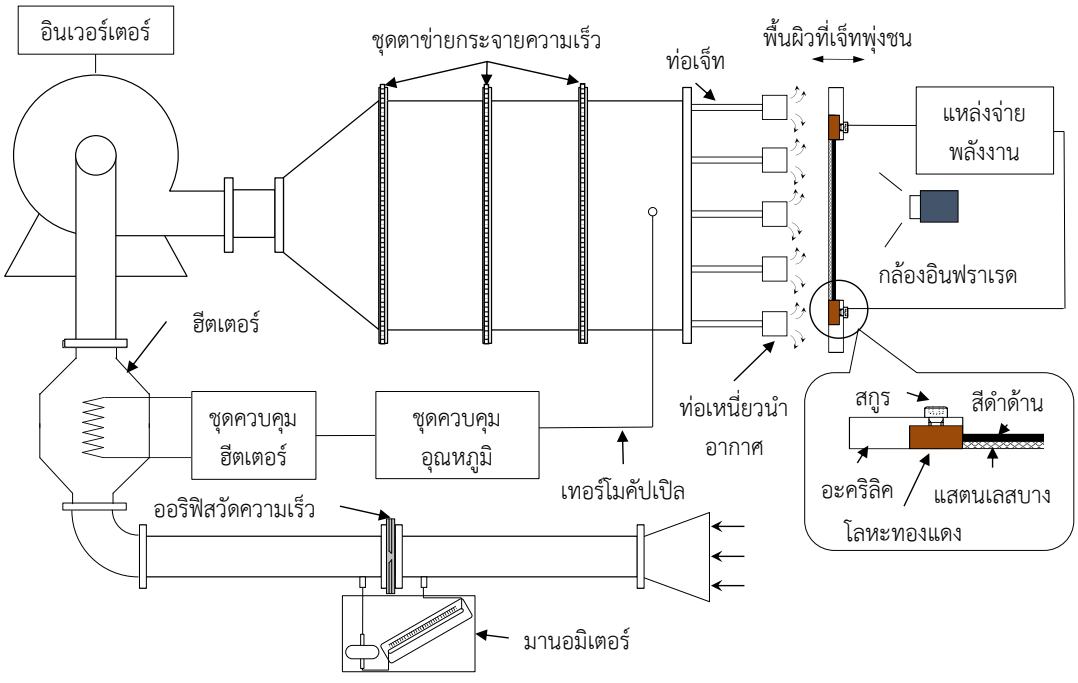
เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อเจ็ท (d) มีขนาด 17.2 mm ยาว 300 mm ความยาว (L) และขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน (D) ของท่อเหนี่ยวนำอากาศ กำหนดให้มีค่าเท่ากับ L/d=2, 4, 6 และ D/d=2, 4, 6 ตามลำดับ ระยะจากปลายท่อเจ็ทถึงพื้นผิว (H) และระยะห่างระหว่างเจ็ท (S) กำหนดที่ H/d=2, 4, 6, 8 และ S/d=4, 6, 8 ตามลำดับ ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์กำหนดที่ Re=10,000, 20,000, 30,000 และ 40,000 นอกจากนี้ได้ทดลองกรณีกลุ่มเจ็ทจากท่อเปล่า (ที่ไม่ได้ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศ) เพื่อใช้ในการเปรียบเทียบ ตัวแปรต่างๆที่ใช้ในการทดลองได้สรุปไว้ในตารางที่ 3

ตารางที่ 3 รายละเอียดของค่าตัวแปรต่างๆของชุดทดลอง

รายละเอียด	ตัวแปร
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของหัวฉีด (*d*)	*d*=17.2 mm
ความยาวของท่อเหนี่ยวนำอากาศ (*L*)	*L/d*=2, 4 และ 6
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อเหนี่ยวนำอากาศ (*D*)	*D/d*=2, 4 และ 6
ระยะจากปลายท่อเจ็ทถึงพื้นผิว (*H*)	*H/d*=2, 4, 6 และ 8
ระยะระหว่างเจ็ท (*S*)	*S/d*=4, 6 และ 8
ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ (*Re*)	*Re*=10,000, 20,000, 30,000, 40,000

2.2 ชุดทดลอง

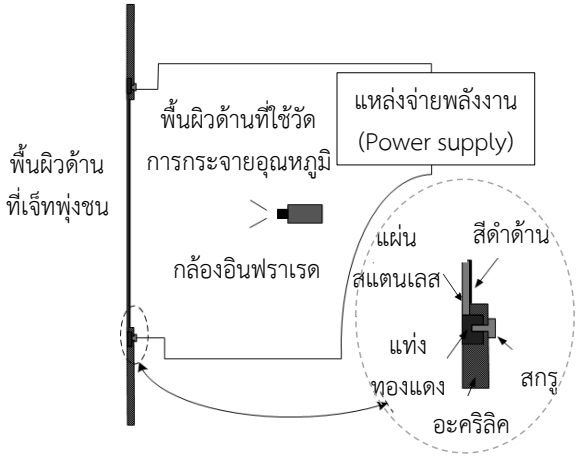
แผนภาพของชุดทดลองได้แสดงในรูปที่ 25 ประกอบด้วยโบลเวอร์ใช้สำหรับดูดอากาศแล้วส่งผ่านไปยังออริฟิสเพื่อวัดอัตราการไหล จากนั้นอากาศจะไหลผ่านห้องควบคุมอุณหภูมิที่ติดตั้งชุดฮีตเตอร์และคอนโทรลเลอร์ และไหลเข้าห้องกักอากาศที่มีขนาดใหญ่เพียงพอที่ทำให้อัตราการไหลของเจ็ทแต่ละท่อเท่ากัน นอกจากนี้ได้ติดตั้งตาข่ายไว้จำนวน 3 ชั้นในห้องกักอากาศเพื่อให้อุณหภูมิของเจ็ทกระจายสม่ำเสมอ ในการทดลองอัตราการไหลของอากาศควบคุมโดยอินเวอร์เตอร์ที่ต่อกับโบลเวอร์ สำหรับอุณหภูมิเจ็ทได้กำหนดให้คงที่ที่ 27±0.2 °C ซึ่งใกล้เคียงกับอุณหภูมิห้อง (แตกต่างไม่เกิน 0.2 °C) สำหรับท่อเจ็ททำจากเหล็กที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง d=17.2 mm และมีความยาว 300 mm ทำให้การไหลที่ท่อทางออกของท่อเจ็ทเป็นแบบการไหลที่พัฒนาตัวแล้ว (fully developed flow) ท่อเหนี่ยวนำอากาศติดตั้งไว้ที่ปลายของท่อเจ็ท สำหรับพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชนสามารถปรับตำแหน่งเพื่อให้ได้ระยะจากปลายท่อเจ็ทถึงพื้นผิวตามที่ต้องการ



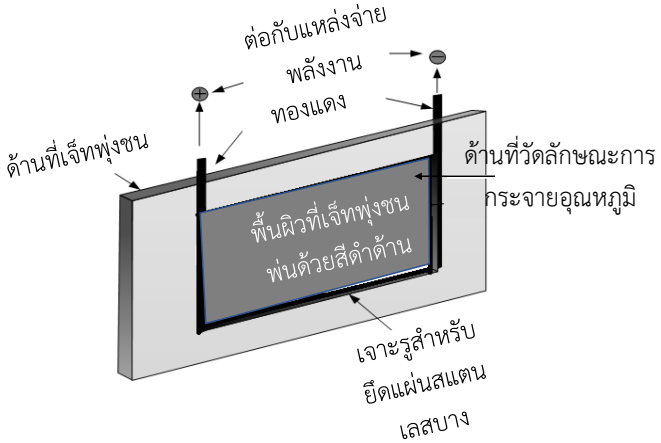
รูปที่ 25 แผนภาพของการติดตั้งชุดทดลอง

2.3 การคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิว

ในการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิว พื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชนทำจากแผ่นอะคริลิค (820 x 820 mm^2 และ ความหนา 15 mm) ตามที่ได้แสดงในรูปที่ 26 ที่ตรงกลางของแผ่นอะคริลิคได้เจาะรูสี่เหลี่ยมที่มีขนาด 280 x 280 mm^2 โดยปิดรูที่เจาะด้วยแผ่นสแตนเลสที่มีขนาด 300 x 300 mm^2 ความหนา 0.03 mm ถูกขึงให้เรียบและตึง โดยถูกยึดไว้ด้วยแท่งทองแดง 2 แท่ง พื้นผิวแผ่นสแตนเลสด้านตรงข้ามที่เจ็ทพุ่งชนถูกพ่นด้วยสีดำด้าน เพื่อใช้สำหรับวัดอุณหภูมิด้วยกล้องถ่ายภาพความร้อน (Thermal camera) โดยกำหนดค่าสัมประสิทธิ์การแผ่รังสี emissivity เท่ากับ 0.95 สำหรับการกระจายของอุณหภูมิบนผิวที่เจ็ทพุ่งชนจะวัดจากทางด้านหลังของแผ่นสแตนเลส เนื่องจากแผ่นสแตนเลสมีความบางมาก ดังนั้นจะถือว่าอุณหภูมิที่กระจายบนแผ่นสแตนเลสทั้ง 2 ด้านมีค่าเท่ากัน [6, 18, 34, 40, 44]



(ก) ไดอะแกรมของการวัดค่าการถ่ายเทความร้อน



(ข) รายละเอียดของแผ่นพื้นผิวพุ่งชน

รูปที่ 26 อุปกรณ์ที่ใช้ในการวัดค่าการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวพุ่งชน

อากาศที่พุ่งออกจากหัวฉีดพุ่งชนพื้นผิวที่ร้อนเพื่อระบายความร้อน โดยกำหนดให้ฟลักซ์ความร้อนคงที่ อุณหภูมิบนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชนวัดได้จากกล้องถ่ายภาพความร้อน สำหรับค่าสัมประสิทธิ์ความร้อนสามารถคำนวณได้จาก

$$h = (\dot{q}_{input} - \dot{q}_{loss,r} - \dot{q}_{loss,c})/(T_w - T_{aw}) \quad (1)$$

เมื่อ $\dot{q}_{loss,r} = \sigma\varepsilon(T_w{}^4 - T_s^4)$ คือ ความร้อนที่สูญเสียสู่สิ่งแวดล้อมจากการแผ่รังสี, W/m^2

$\dot{q}_{loss,c} = h_{loss,c}(T_w - T_s)$ คือ ความร้อนที่สูญเสียเนื่องจากการพาความร้อน, W/m^2

T_w คือ อุณหภูมิพื้นผิวที่มีฟลักซ์ความร้อน, $^{\circ}$C

T_{aw} คือ อุณหภูมิพื้นผิวที่ไม่มีฟลักซ์ความร้อน, $^{\circ}$C

T_s คือ อุณหภูมิห้อง, $^{\circ}$C

σ คือ ค่าคงที่ของ Stefan-Boltzmann

ε คือ ค่าสัมประสิทธิ์การของการแผ่รังสีความร้อน

$h_{loss,c}$ คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของของไหล, W/m^2·K

ฟลักซ์ความร้อนที่ป้อนให้กับแผ่นสแตนเลสคำนวณจาก

$$\dot{q}_{input} = IV/A \quad (2)$$

เมื่อ I คือ ค่ากระแสไฟฟ้าจากตัวจ่ายไฟ, A

V คือ ค่าความต่างศักย์ของแท่งทองแดง, Volt

A คือ พื้นที่ของพื้นผิวพุ่งชน, m^2

คำนวณค่านัสเซลนัมเบอร์และค่าเฉลี่ยของนัตเซิลนัมเบอร์บนผิวเจ็ทคำนวณจาก

$$Nu = hd/k \quad (3)$$

$$\overline{Nu} = \overline{h}d/k \quad (4)$$

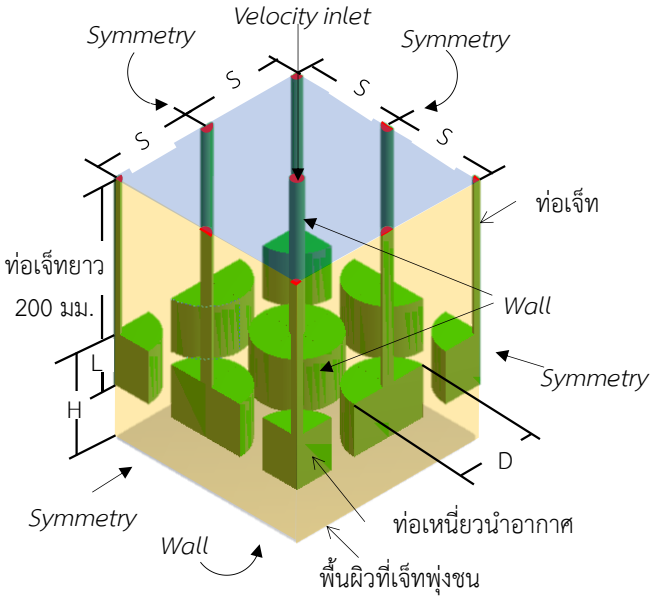
เมื่อ d คือ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อเจ็ท, mm

k คือ สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของอากาศ, W/m·K

$\overline{h}$ คือ การเฉลี่ยของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของของไหลคำนวณจากค่าเฉลี่ยของอุณหภูมิที่พื้นผิว, W/m^2·K

2.4 การจำลองการไหลโดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์

ในงานวิจัยนี้ ได้จำลองลักษณะการไหลของเจ็ทด้วยวิธี Computational Fluid Dynamic (CFD) โดยใช้โปรแกรม ANSYS, Fluent, Ver.15.0 โมเดลที่ใช้ในการจำลองการไหลที่เป็นแบบ 3 มิติ ตามที่แสดงในรูปที่ 27 ซึ่งกำหนดขนาดเท่ากับที่ใช้ในการทดลอง จากรูปโมเดลถูกแบ่งออกเป็น 3 ชั้น ชั้นแรกประกอบด้วยท่อเจ็ทมีขนาดเส้นผ่านศูนย์ท่กลาง (d)=17.2 mm ยาว 200 mm ชั้นที่สองเป็นส่วนของท่อเหนี่ยวนำอากาศ โดยกำหนดให้ตำแหน่งศูนย์กลางร่วมกับท่อเจ็ท สำหรับชั่นล่างเป็นส่วนของอากาศที่อยู่ระหว่างทางออกของท่อเหนี่ยวนำอากาศและพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชน ในการกำหนดสภาพขอบเขต (Boundary conditions) ได้แสดงรายละเอียดในรูปที่ 27 และตารางที่ 4



รูปที่ 27 โมเดลและขอบเขตที่สร้างด้วยโปรแกรม ANSYS, Fluent

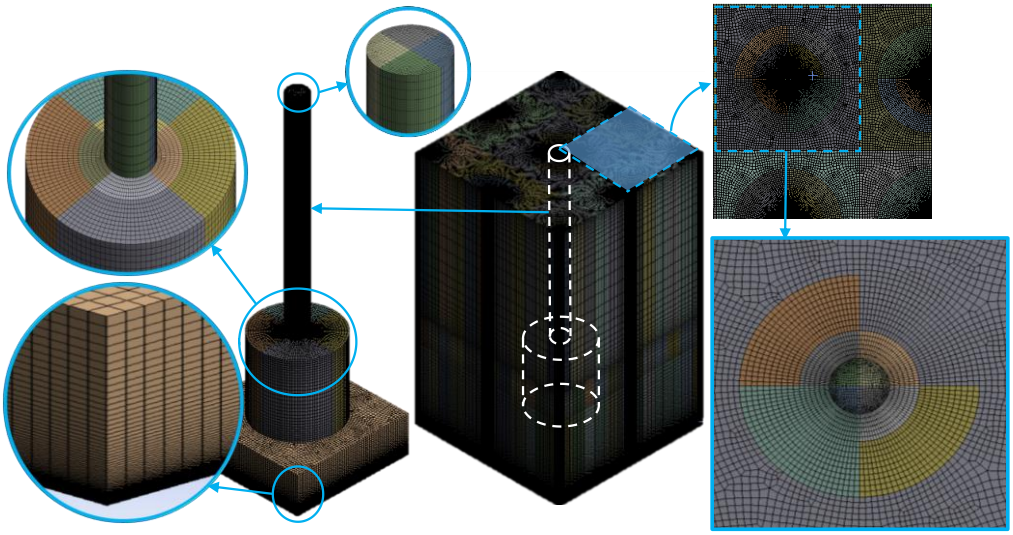
ตารางที่ 4 การกำหนดสภาพขอบเขตที่ใช้ในการคำนวณ

สภาพขอบเขต	ค่าที่กำหนด
-ความเร็วที่ทางเข้าท่อเจ็ท (คงที่ตลอดหน้าตัด)	Velocity inlet ที่ 27.21 m/s
-ผนังด้านข้างทั้ง 4 ด้าน	Symmetry
-ผนังด้านบน ขอบท่อเจ็ท และขอบท่อเหนี่ยวนำอากาศ	Wall

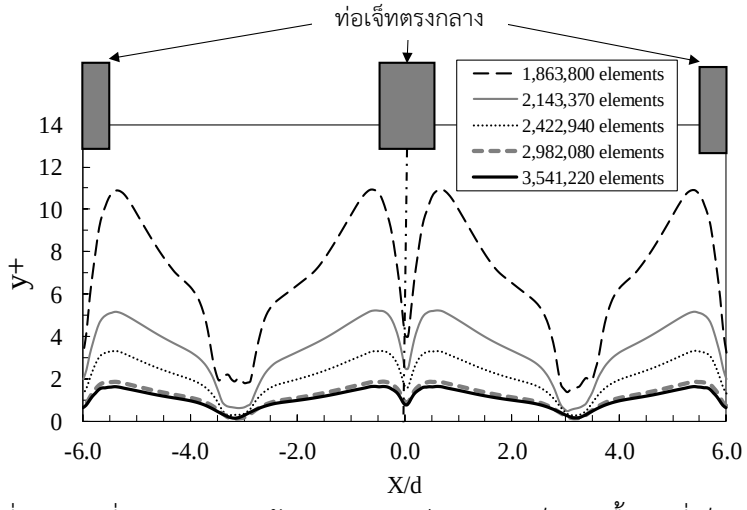
รูปที่ 28 แสดงการสร้างกริด ลักษณะรูปทรงของกริดส่วนใหญ่เป็นแบบสี่เหลี่ยม ในแต่ละบริเวณได้กำหนดขนาดกริดแตกต่างกัน โดยเฉพาะบริเวณที่เจ็ทใกล้พุ่งชนพื้นผิว ซึ่งจะมีทิศทางการเปลี่ยนแปลงของความเร็วมาก บริเวณดังกล่าวจะต้องกำหนดขนาดกริดให้ละเอียด สำหรับตัวแปรที่ใช้กำหนดความละเอียดของกริดชั้นแรกจากพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชน จะพิจารณาจาก y^+ ที่มีค่าประมาณ 1 ซึ่งได้แสดง y^+ ที่กระจายตามเส้นตัดผ่านศูนย์กลางท่อเจ็ทบนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชนในรูปที่ 29 ในงานวิจัยนี้ได้เลือกจำนวนกริดที่ 2,982,080 elements ในการคำนวณ อีกทั้งลักษณะการกระจายของนัสเซิลนัมเบอร์ (Nu) ต่อนัสเซิลนัมเบอร์สูงสุด (Nu_m) ตามเส้นตัด

ผ่านศูนย์กลางท่อเจ็ทบนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชนเปรียบเทียบผลระหว่างการทดลอง (Experimental results) และ การจำลองการไหล (CFD results) ที่ H/d=6 และ Re=30,000 แสดงไว้ในรูปที่ 30

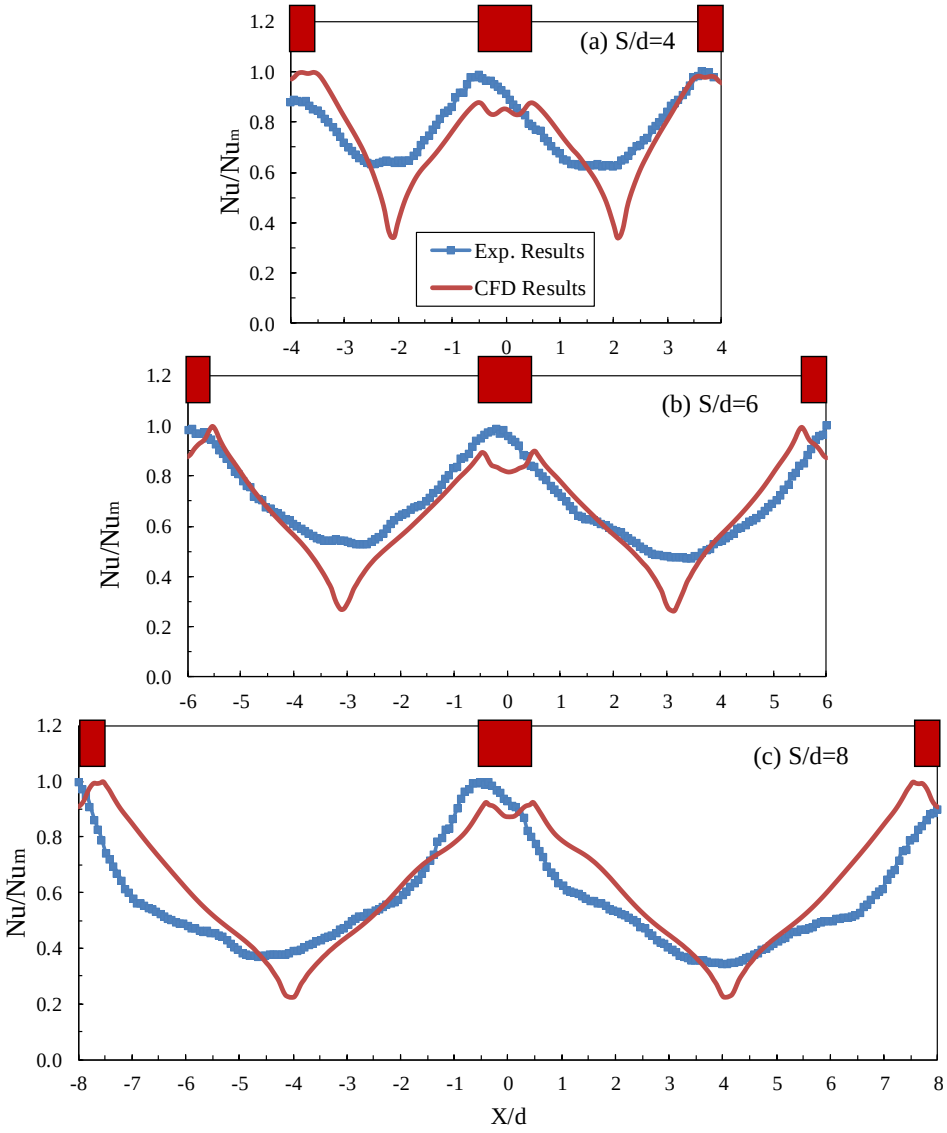
ในการคำนวณ โมเดลของการไหลแบบปั่นป่วนได้เลือกใช้แบบ v^2-f เนื่องจากมีความแม่นยำสูงในการทำนายผลสำหรับปัญหาของเจ็ทพุ่งชน [26, 41-42] โดยไม่มีผลของแรงโน้มถ่วง (Gravity force) การไหลเป็นแบบคงตัว (Steady flow) การไหลแบบไม่อัดตัวได้ (Incompressible flow) และใช้ระเบียบวิธีการคำนวณแบบ SIMPLE ในการแก้สมการ Pressure-Velocity coupling และใช้ระเบียบการคำนวณแบบ PRESTO ในการคำนวณ Pressure discretization โดยใช้ Second Order Upwind ในการคำนวณค่า discretization อื่นๆ สำหรับค่าความผิดพลาดของการคำนวณครั้งสุดท้ายกำหนดให้มีค่าต่ำกว่า $1x10^{-5}$



รูปที่ 28 แสดงลักษณะของ Mesh ภายในและภายนอก



รูปที่ 29 y^+ ที่กระจายตามเส้นตัดผ่านศูนย์กลางท่อเจ็ทบนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชน



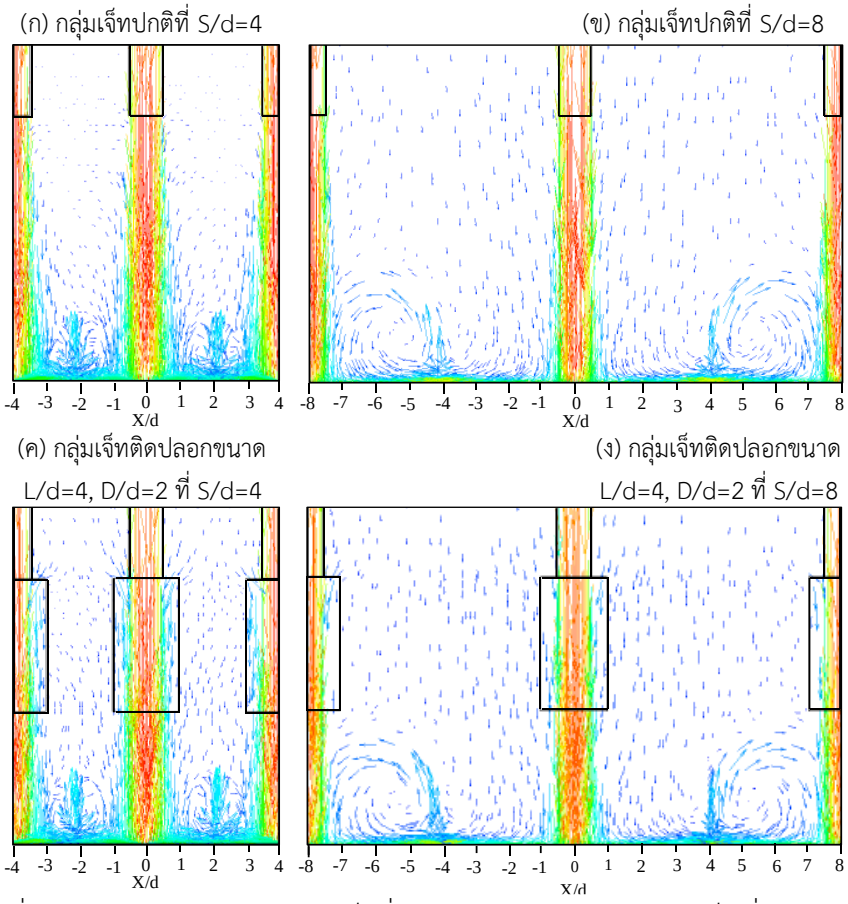
รูปที่ 30 ลักษณะการกระจายของนัสเซิลนัมเบอร์ (Nu) ต่อนัสเซิลนัมเบอร์สูงสุด (Nu_m) ตามเส้นตัดผ่านศูนย์กลางท่อเจ็ทบนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชนเปรียบเทียบผลระหว่างการทดลอง (Experimental results) และ การจำลองการไหล (CFD results) ที่ H/d=6 และ Re=30,000

บทที่ 3 ผลและการวิเคราะห์

3.1 ลักษณะการไหลของเจ็ท

3.1.1 เวคเตอร์ของความเร็ว

รูปที่ 31 และ 32 แสดงเวคเตอร์ของความเร็วบนระนาบ Z-X ที่ตัดผ่านศูนย์กลางท่อเจ็ทที่ตำแหน่ง Y/d=0 ที่ H/d=8 และ Re=30,000 เส้นสี่เหลี่ยมขนาดเล็กในแต่ละรูปแสดงตำแหน่งของท่อเจ็ท และเส้นสี่เหลี่ยมขนาดใหญ่แสดงตำแหน่งท่อเหนี่ยวนำอากาศ โดยขนาดของเส้นสี่เหลี่ยมที่มีขนาดใหญ่ขึ้นอยู่กับความยาวและเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อเหนี่ยวนำอากาศ

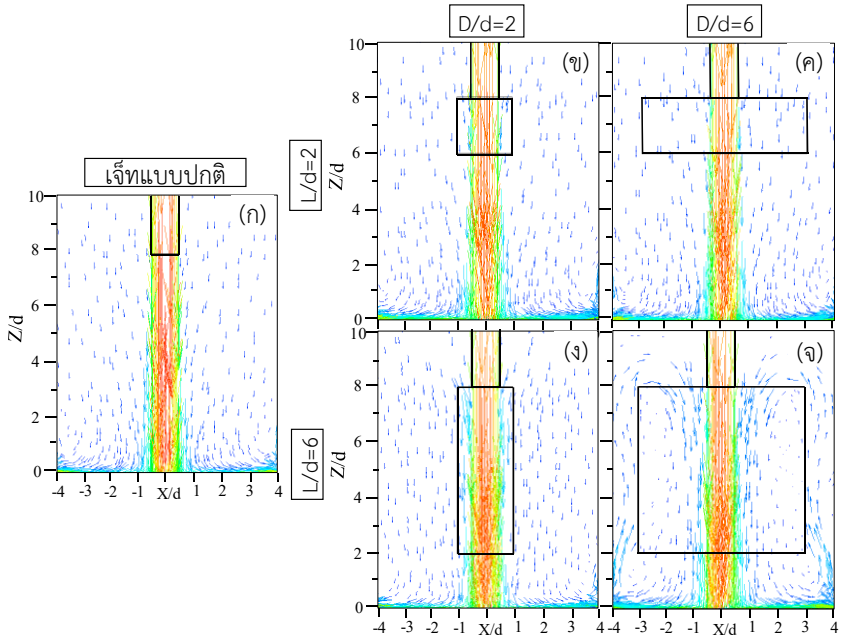


รูปที่ 31 แสดงเวคเตอร์ของความเร็วที่ระนาบตัดผ่านศูนย์กลางท่อเจ็ทที่ตำแหน่ง Y/d=0 สำหรับกรณีระยะห่างระหว่างเจ็ทเท่ากับ S/d=4 และ 8, H/d=8 (ผลจากการจำลองการไหลด้วย CFD ที่ Re=30,000)

ในกรณีของกลุ่มเจ็ทจากท่อเปล่า ที่ระยะ S/d=4 และ 8 ดังแสดงในรูปที่ 31(ก) และ 31(ข) พบว่าเจ็ทพุ่งออกจากท่อและผสมกับอากาศโดยรอบก่อนพุ่งชนบนพื้นผิว สำหรับกรณีที่ระยะห่างระหว่างเจ็ทแคบ S/d=4 (รูปที่ 31(ก)) พบว่าลำเจ็ทจะถูกรบกวนอย่างมากจากเจ็ทและอากาศที่อยู่โดยรอบ อีกทั้งยังพบว่าเจ็ทที่ไหลบนพื้นผิว (Wall jet) เกิดการชนกันอย่างรุนแรง ซึ่ง

ทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนสูงบริเวณระหว่างเจ็ท แต่ทว่าความเร็วของเจ็ทที่แกนกลางถูกรบกวนจากอากาศรอบข้าง ซึ่งทำให้การถ่ายเทความร้อนลดลงในบริเวณที่เจ็ทพุ่งชน ซึ่งจะแตกต่างกันในกรณีที่ระยะห่างระหว่างเจ็ทกว้าง S/d=8 ดังแสดงในรูปที่ 31(ข) กลุ่มเจ็ทจะไม่เกิดการรบกวนหรือชนซึ่งกันและกัน และมีลักษณะเหมือนกับเจ็ทแบบท่อเดียว เป็นผลทำให้การถ่ายเทความร้อนบริเวณที่เจ็ทพุ่งชนมีค่าสูง โดยลักษณะการไหลนี้ได้มีการศึกษามาแล้วในงานวิจัยก่อนหน้านี้ [3-7]

ในกรณีของกลุ่มเจ็ทที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศดังแสดงในรูป 31(ค) และ 31(ง) พบว่าการรบกวนของเจ็ทโดยรอบและอากาศรอบข้างมีผลน้อยลง เนื่องด้วยการป้องกันจากท่อเหนี่ยวนำอากาศ ซึ่งเห็นได้ชัดในกรณีที่ระยะห่างระหว่างเจ็ทแคบดังรูปที่ 31(ค) สำหรับอากาศที่ถูกดูดเข้าไปในลำเจ็ทหลักและเจ็ทที่ไหลบนพื้นผิว หลังจากพุ่งชนจะมีความรุนแรงมากในกรณีของเจ็ทที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศ ทำให้การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวเพิ่มสูงขึ้น (ซึ่งจะอธิบายการถ่ายเทความร้อนในหัวข้อถัดไป) โดยเฉพาะอย่างยิ่งในกรณีที่ระยะห่างระหว่างเจ็ทแคบ (S/d=4) [6]



รูปที่ 32 แสดงเวคเตอร์ความเร็วที่อยู่ในช่วง -4≤X/d≤4 สำหรับกรณีที่ระยะห่างระหว่างเจ็ทเท่ากับ S/d=8, H/d=8 (ผลจากการจำลองการไหลด้วย CFD ที่ Re=30,000)

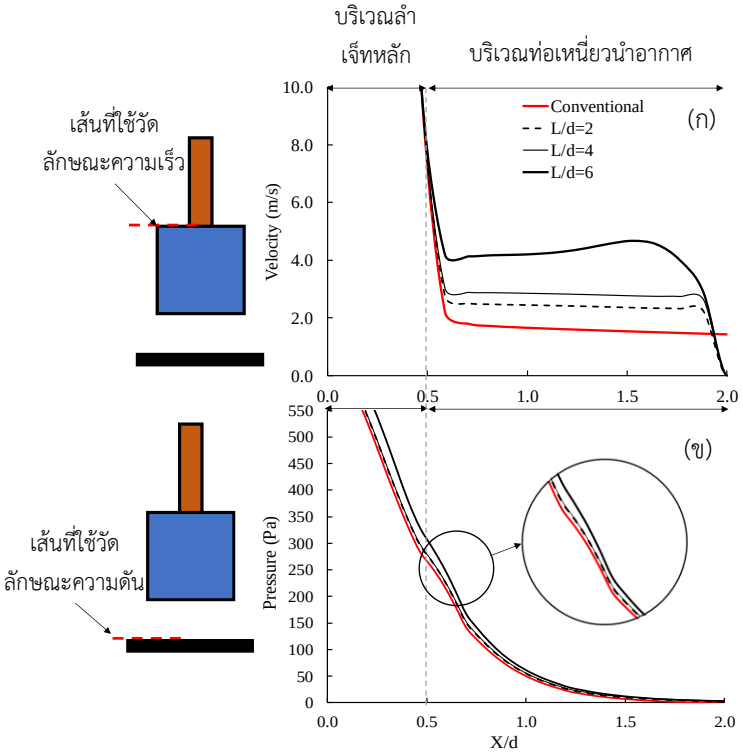
รูปที่ 32 แสดงเวคเตอร์ความเร็วของกลุ่มเจ็ทในช่วง -4≤X/d≤4 สำหรับกรณีที่ระยะห่างระหว่างเจ็ทเท่ากับ S/d=8 โดยเปรียบเทียบกลุ่มเจ็ทแบบท่อเปล่าและกลุ่มเจ็ทที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศขนาดต่างๆ สำหรับกรณีของกลุ่มเจ็ทที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศสั้น (L/d=2) ดังแสดงในรูปที่ 32(ข) สำหรับเงื่อนไข D/d=2 และ รูปที่ 32(ค) สำหรับเงื่อนไข D/d=6 เวคเตอร์ความเร็วของเจ็ทมีลักษณะคล้ายกับกรณีของกลุ่มเจ็ทจากท่อเปล่า ถึงแม้ว่าท่อเหนี่ยวนำอากาศจะมีขนาดใหญ่ขึ้น เมื่อท่อเหนี่ยวนำอากาศมีความยาวมากขึ้น อากาศจะถูกดูดเข้ามาในท่อเหนี่ยวนำอากาศมากขึ้น ซึ่งสามารถสังเกตได้จากขนาดของเวคเตอร์ความเร็วที่มีขนาดยาวมาก

ขึ้นดังแสดงในรูปที่ 32(ง) และ 32(จ) เมื่อท่อเหนี่ยวนำอากาศมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่ขึ้น อากาศที่อยู่โดยรอบจะถูกดึงเข้ามาในท่อเหนี่ยวนำอากาศมากขึ้น ซึ่งเห็นได้ชัดในกรณีของเจ็ทติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศขนาด D/d=6 (รูปที่ 32(จ))

ในกรณีของเจ็ทติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศขนาด L/d=6, D/d=2 (รูปที่ 32(ง)) อากาศที่อยู่โดยรอบจะถูกดูดเข้ามาอย่างมากและผสมกับลำเจ็ททั้งหมด ซึ่งลำเจ็ทจะไม่ถูกรบกวนจากเจ็ทและอากาศที่อยู่โดยรอบ ส่งผลทำให้การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวเพิ่มสูงในบริเวณที่เจ็ทพุ่งชน ในขณะที่กรณีของเจ็ทติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศขนาด L/d=6, D/d=6 (รูปที่ 32(จ)) อากาศที่ถูกดูดเข้ามาในลำเจ็ทจะถูกผสมเพียงบางส่วน ทำให้อากาศที่ถูกดูดเข้ามาในท่อเหนี่ยวนำอากาศบางส่วนพุ่งชนพื้นผิวโดยตรง ซึ่งเป็นผลให้บริเวณรอบๆที่เจ็ทพุ่งชนมีการถ่ายเทความร้อนสูง ซึ่งจะอธิบายการถ่ายเทความร้อนในหัวข้อถัดไป

3.1.2 ผลของความยาวของท่อเหนี่ยวนำอากาศ

รูปที่ 33(ก) แสดงโปรไฟล์ของความเร็วที่ทางออกของเจ็ท และรูปที่ 33(ข) แสดงโปรไฟล์การกระจายของความดันบนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชน ซึ่งเป็นของเจ็ทที่อยู่ตรงกลางในช่วง 0≤X/d≤2 ที่ระยะห่างระหว่างเจ็ท S/d=6 และระยะจากปลายท่อเจ็ทถึงพื้นผิว H/d=8 โดยทั้งสองรูป ที่ระยะ X/d<0.5 คือบริเวณของลำเจ็ทหลัก และที่ระยะ 0.5≤X/d≤2 คือบริเวณของอากาศโดยรอบที่ถูกดูดเข้ามาในท่อเหนี่ยวนำอากาศ

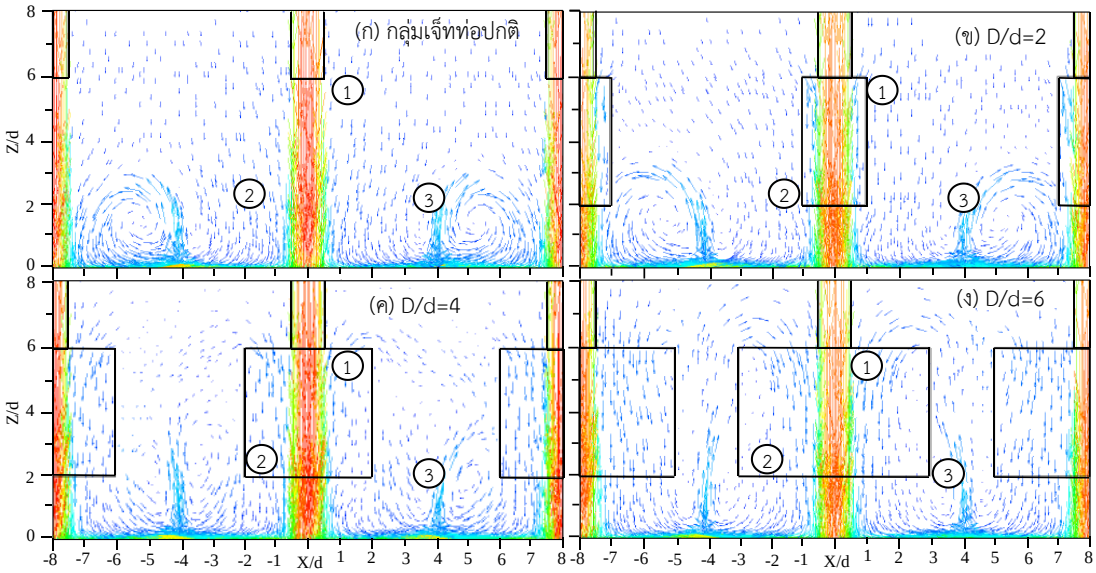


รูปที่ 33 แสดงโปรไฟล์ของ (ก) ความเร็วของเจ็ทที่ปากทางออกของท่อเจ็ท (ข) การกระจายของความดันบนพื้นผิว ตามแนวศูนย์กลางของเจ็ท (ผลจากการจำลองการไหลด้วย CFD ที่ Re=30,000, S/d=6, H/d=6, D/d=4)

จากรูป ความเร็วที่ทางเข้าท่อเหนี่ยวนำอากาศเพิ่มสูงขึ้นเมื่อความยาวของท่อเหนี่ยวนำอากาศเพิ่มขึ้น เนื่องจากความดันต่ำภายในท่อที่มีขนาดยาวส่งผลให้มีแรงดูด (Suction force) มากกว่ากรณีของท่อเหนี่ยวนำอากาศที่มีขนาดสั้น ซึ่งจะส่งผลโดยตรงต่อขนาดของลำเจ็ทหลักที่พุ่งชนพื้นผิว สามารถสังเกตได้จากการกระจายของความดันบนพื้นผิวที่เพิ่มสูงขึ้นในรูปที่ 33(ข) แสดงให้เห็นอย่างชัดเจนว่าการเพิ่มความยาวของท่อเหนี่ยวนำอากาศ จะส่งผลให้ความเร็วของอากาศที่ถูกดูดเข้ามาในท่อเหนี่ยวนำอากาศเพิ่มสูงขึ้น ประเด็นนี้ได้มีการอธิบายอย่างละเอียดใน [45]

3.1.3 ผลของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อเหนี่ยวนำอากาศ

รูปที่ 34 แสดงเวคเตอร์ของความเร็วที่ระนาบตัดผ่านศูนย์กลางท่อเจ็ทที่ตำแหน่ง Y/d=0 สำหรับกรณีที่ระยะห่างระหว่างเจ็ทเท่ากับ S/d=8 และระยะจากปลายท่อเจ็ทถึงพื้นผิว H/d=6 สำหรับเลข 1 แสดงถึงบริเวณทางออกของเจ็ท เลข 2 คือบริเวณลำเจ็ทหลักที่ผสมกับอากาศโดยรอบ และเลข 3 คือบริเวณของเจ็ทที่ไหลบนผนังที่ชนกันหลังจากลำเจ็ทหลักพุ่งชนพื้นผิว

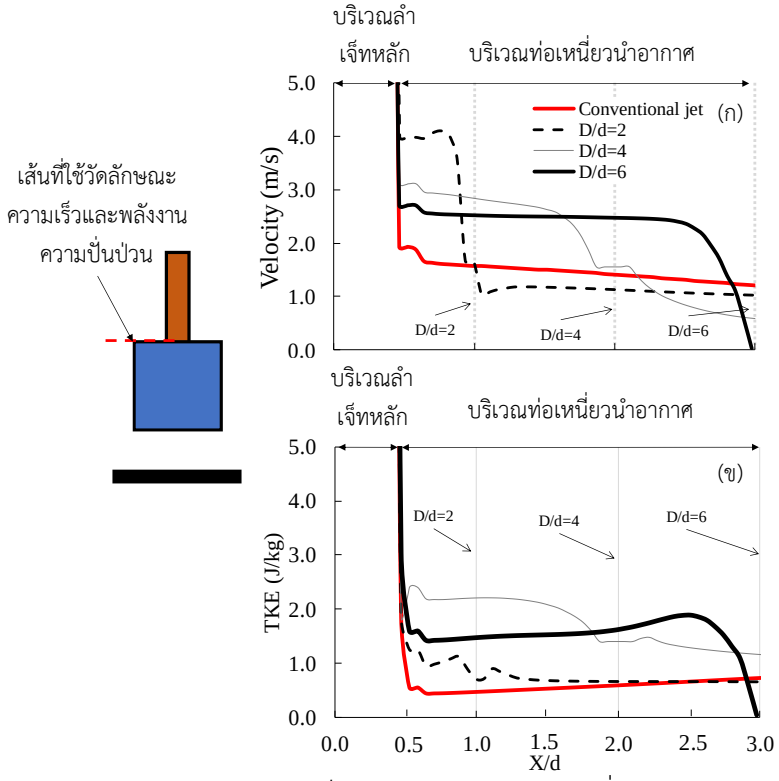


รูปที่ 34 แสดงเวคเตอร์ความเร็วบนระนาบ Z-X ที่ Y/d=0 สำหรับกรณีของกลุ่มเจ็ทจากท่อเปล่าและกลุ่มเจ็ทที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางต่างๆ (ผลจากการจำลองการไหลด้วย CFD ที่ Re=30,000, H/d=6, L/d=4)

สำหรับกรณีของกลุ่มเจ็ทที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศขนาด D/d=2, 4 และ 6 ดังแสดงในรูปที่ 34(ข), (ค) และ (ง) ตามลำดับ พบว่าอากาศที่อยู่โดยรอบถูกดูดเข้ามาในลำเจ็ทหลักมากขึ้นกว่ากรณีของกลุ่มเจ็ทจากท่อเปล่า (รูปที่ 34(ก)) โดยสังเกตได้จากเวคเตอร์ความเร็วในท่อเหนี่ยวนำอากาศมีความยาวมากขึ้น อากาศที่อยู่โดยรอบจะผสมกับลำเจ็ทหลักยกเว้นกรณีที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อเหนี่ยวนำอากาศมีขนาดเล็กสุด (D/d=2) ดังแสดงในรูปที่ 34(ข) เมื่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพิ่มขึ้น (D/d=4) ดังแสดงในรูปที่ 34(ค) อากาศที่อยู่โดยรอบจะถูกดูดเข้ามามีปริมาณมากขึ้นและผสมกับลำเจ็ทหลักซึ่งก่อให้เกิดความปั่นป่วนสูงขึ้นก่อนเจ็ทพุ่งชน

พื้นผิว สำหรับกรณีที่ท่อเหนี่ยวนำอากาศมีเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่สุด (D/d=6) ในรูปที่ 34(ง) พบว่าอากาศที่อยู่โดยรอบจะถูกดูดเข้ามามีปริมาณมากที่สุดเมื่อเปรียบเทียบกับกรณีอื่นๆ ทำให้อากาศที่ถูกดูดเข้ามาบางส่วนพุ่งชนพื้นผิวก่อนจะเกิดการผสมกับลำเจ็ทหลัก ทำให้บริเวณของจุดที่เจ็ทพุ่งชนมีขนาดกว้างขึ้น

หลังจากเจ็ทพุ่งชนพื้นผิว เจ็ทที่ไหลบนพื้นผิวจะเกิดการชนกันแล้วเกิดการไหลวน (Circulation flow) ระหว่างลำเจ็ทหลัก ในกรณีที่กลุ่มเจ็ทที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศขนาดใหญ่ พบว่าความรุนแรงของการไหลวนจะลดลง เนื่องจากท่อเหนี่ยวนำอากาศทำหน้าที่ป้องกันไว้ เป็นผลทำให้ขนาดของการถ่ายเทความร้อนกว้างขึ้นรอบๆ จุดที่เจ็ดพุ่งชน แต่ในทางกลับกันการติดทั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางขนาดใหญ่ส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนบนบริเวณศูนย์กลางที่เจ็ทพุ่งชน (Stagnation point) มีค่าเล็กลง



รูปที่ 35 แสดงลักษณะของ (ก) ความเร็ว (ข) พลังงานของความปั่นป่วน (Turbulent Kinetic Energy) ของเจ็ท ที่ตัดผ่านศูนย์กลางของเจ็ท (ผลจากการจำลองการไหลด้วย CFD ที่ Re=30,000, S/d=8, H/d=6, L/d=4)

รูปที่ 35 แสดงลักษณะของ (ก) ความเร็วของเจ็ท และ (ข) พลังงานของความปั่นป่วน (Turbulent Kinetic Energy) ของเจ็ท ที่วัดจากกึ่งกลางของทางออกเจ็ท (Y/d=0) โดยในช่วง X/d<0.5 คือบริเวณของลำเจ็ทหลัก และในช่วง 0.5≤X/d≤3 คือบริเวณของอากาศโดยรอบที่ถูกดูดเข้ามาในท่อเหนี่ยวนำอากาศ ที่ท่อเหนี่ยวนำอากาศขนาด D/d=2 จะมีบริเวณของอากาศที่ถูกดูดเข้ามาอยู่ในช่วง 0.5≤X/d≤1 สำหรับกรณี D/d=4 อยู่ในช่วง 0.5≤X/d≤2 และ กรณี D/d=6 อยู่ในช่วง 0.5≤X/d≤3

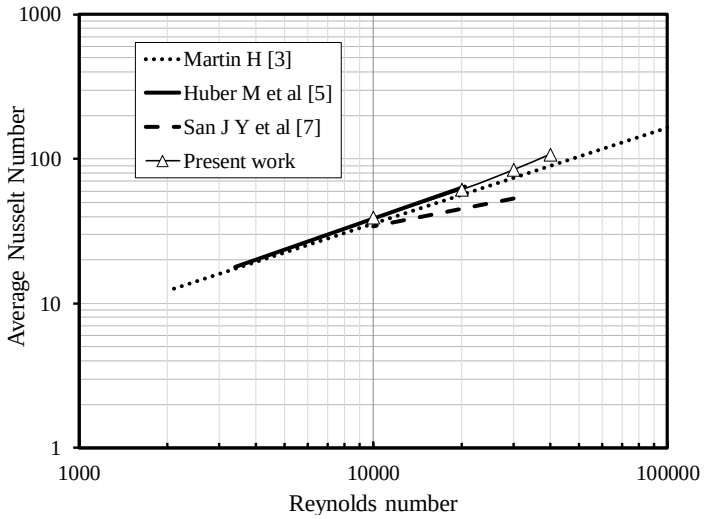
กรณีที่กลุ่มเจ็ทที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศพบว่า ลักษณะของความเร็วบริเวณที่อากาศถูกดูดเข้ามามีความเร็วสูงกว่ากลุ่มเจ็ทจากท่อเปล่า และพบว่าบริเวณที่อากาศถูกดูดกรณี D/d=2 มีความเร็วสูงสุด แต่ปรากฏเฉพาะในช่วงแคบ (0.5≤X/d≤2) เท่านั้น เมื่อเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อเหนี่ยวนำอากาศมีขนาดกว้างขึ้น ความเร็วบริเวณที่อากาศถูกดูดมีขนาดลดลง เนื่องจากแรงดูดในท่อเหนี่ยวนำอากาศลดลงตามเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อเหนี่ยวนำอากาศที่มีขนาดกว้างขึ้น แต่ทว่าบริเวณอากาศที่อยู่โดยรอบจะถูกดูดมีขนาดกว้างขึ้น โดยจะเห็นได้ชัดในกรณีของเจ็ทที่ติดท่อเหนี่ยวนำอากาศขนาดใหญ่สุด D/d=6

สำหรับพลังงานของความปั่นป่วนดังแสดงในรูปที่ 35(ข) พบว่าความปั่นป่วนในกรณีของกลุ่มเจ็ทที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศยังคงสูงกว่ากลุ่มเจ็ทจากท่อเปล่า แต่ทว่าการติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่สุด (D/d=6) ไม่ได้ส่งผลให้พลังงานของความปั่นป่วนของเจ็ทมีค่าสูงขึ้น ซึ่งพบว่าการติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศขนาดกลาง (D/d=4) ทำให้เจ็ทมีพลังงานของความปั่นป่วนสูงที่สุด เป็นผลให้การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวมีค่าสูงสุดในกรณีนี้ ประเด็นนี้ได้มีการอธิบายอย่างละเอียดในบทความตามภาคผนวก ก. หรือ [46]

3.2 ลักษณะการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิว

ลักษณะการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวสำหรับกลุ่มเจ็ทที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศได้ทำการศึกษาทั้งหมด 144 กรณี ดังที่เคยได้สรุปตัวแปรที่ใช้ในการศึกษาไว้ในตารางที่ 3 ซึ่งผลการทดลองโดยส่วนใหญ่จะนำเสนอเฉพาะกรณีที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ (Re) เท่ากับ 30,000 เนื่องจากผลจากการติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศในกรณีนี้ มีความเด่นชัดกว่ากรณีที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์อื่นๆ

รูปที่ 36 แสดงการเปรียบเทียบผลที่ได้จากงานวิจัยนี้กับงานวิจัยอื่นๆ ที่เงื่อนไขระยะห่างระหว่างเจ็ท S/d=6 และระยะจากปลายท่อเจ็ทถึงพื้นผิว H/d=6 เพื่อเป็นการยืนยันความถูกต้องของผลการทดลองที่ได้จากงานวิจัยนี้

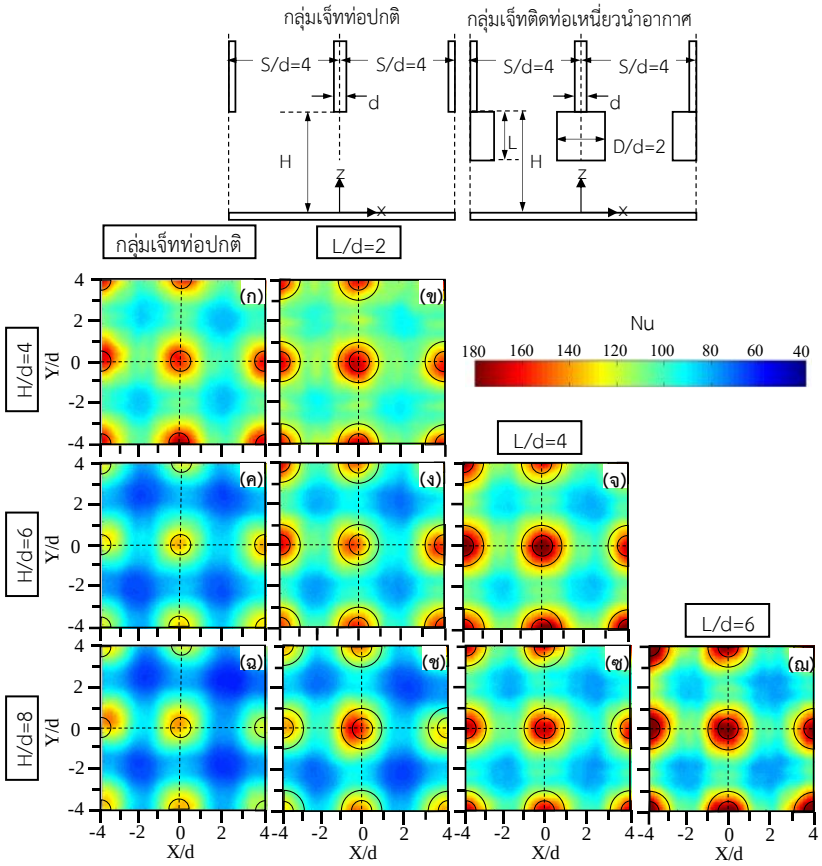


รูปที่ 36 นัสเซิลนัมเบอร์เฉลี่ยที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ต่างๆ จากผลการทดลองของงานวิจัยนี้กับงานวิจัยอื่นๆ ที่เงื่อนไขระยะห่างระหว่างเจ็ท S/d=6 และระยะจากปลายท่อเจ็ทถึงพื้นผิว H/d=6

3.2.1 การกระจายของนัสเซิลนัมเบอร์บนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชน

การกระจายของนัสเซิลนัมเบอร์บนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชนสำหรับกรณีที่ระยะห่างระหว่างเจ็ท S/d=4 ได้แสดงไว้ในรูปที่ 37 สำหรับกรณี S/d=6 ในรูปที่ 38 และสำหรับกรณี S/d=8 ในรูปที่ 39 โดยแต่ละรูปมีเส้นวงกลมสีดำขนาดเล็กหมายถึงตำแหน่งที่เป็นท่อเจ็ท และเส้นวงกลมขนาดใหญ่คือตำแหน่งของท่อเหนี่ยวนำอากาศ ซึ่งมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง (D) แตกต่างกันในแต่ละกรณี

นัสเซิลนัมเบอร์สามารถแบ่งได้เป็น 3 ช่วง โดยช่วงแรกคือบริเวณที่มีนัสเซิลนัมเบอร์สูงกว่า 120 (Nu>120) แสดงถึงบริเวณที่เจ็ทพุ่งชนบนพื้นผิวโดยตรง ช่วงที่สองคือบริเวณที่มีค่านัสเซิลนัมระดับปานกลาง ซึ่งอยู่ระหว่าง 80 ถึง 120 (80≤Nu≤120) แสดงบริเวณรอบๆ จุดที่เจ็ทพุ่งชน และช่วงที่สามคือบริเวณที่มีนัสเซิลนัมเบอร์ต่ำกว่า 80 (Nu<80) แสดงถึงบริเวณระหว่างเจ็ทที่เกิดการชนกันและบริเวณที่เจ็ทไหลบนพื้นผิว (Wall jet) เพื่อระบายออกจากบริเวณที่พุ่งชน

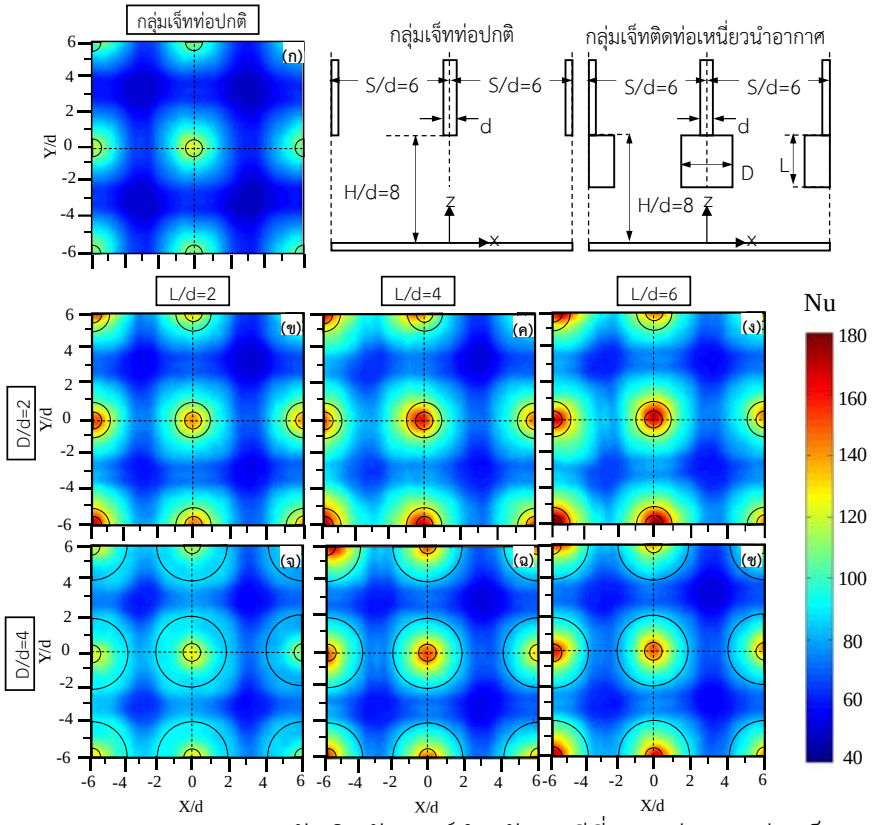


รูปที่ 37 แสดงการกระจายของนัสเซิลนัมเบอร์สำหรับกรณีที่ระยะห่างระหว่างเจ็ท S/d=4, ระยะจากปลายท่อเจ็ทถึงพื้นผิว H/d=4, 6, 8, ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อเหนี่ยวนำอากาศ D/d=2 (ผลจากการทดลองที่ Re=30,000)

รูปที่ 37 แสดงการกระจายของนัสเซิลนัมเบอร์สำหรับกรณีที่ระยะห่างระหว่างเจ็ท S/d=4 สำหรับกรณีของกลุ่มเจ็ทจากท่อเปล่าแสดงไว้ในรูปที่ 37(ก), (ค), (ฉ) โดยพบว่าบริเวณที่

มีนัสเซิลนัมเบอร์สูงและบริเวณที่มีนัสเซิลนัมเบอร์ระดับปานกลางค่อยๆ ลดลง เมื่อระยะจากปลายท่อเจ็ทถึงพื้นผิวเพิ่มขึ้น ซึ่งผลการทดลองนี้มีลักษณะเหมือนกับงานวิจัยอื่นๆ [4-7]

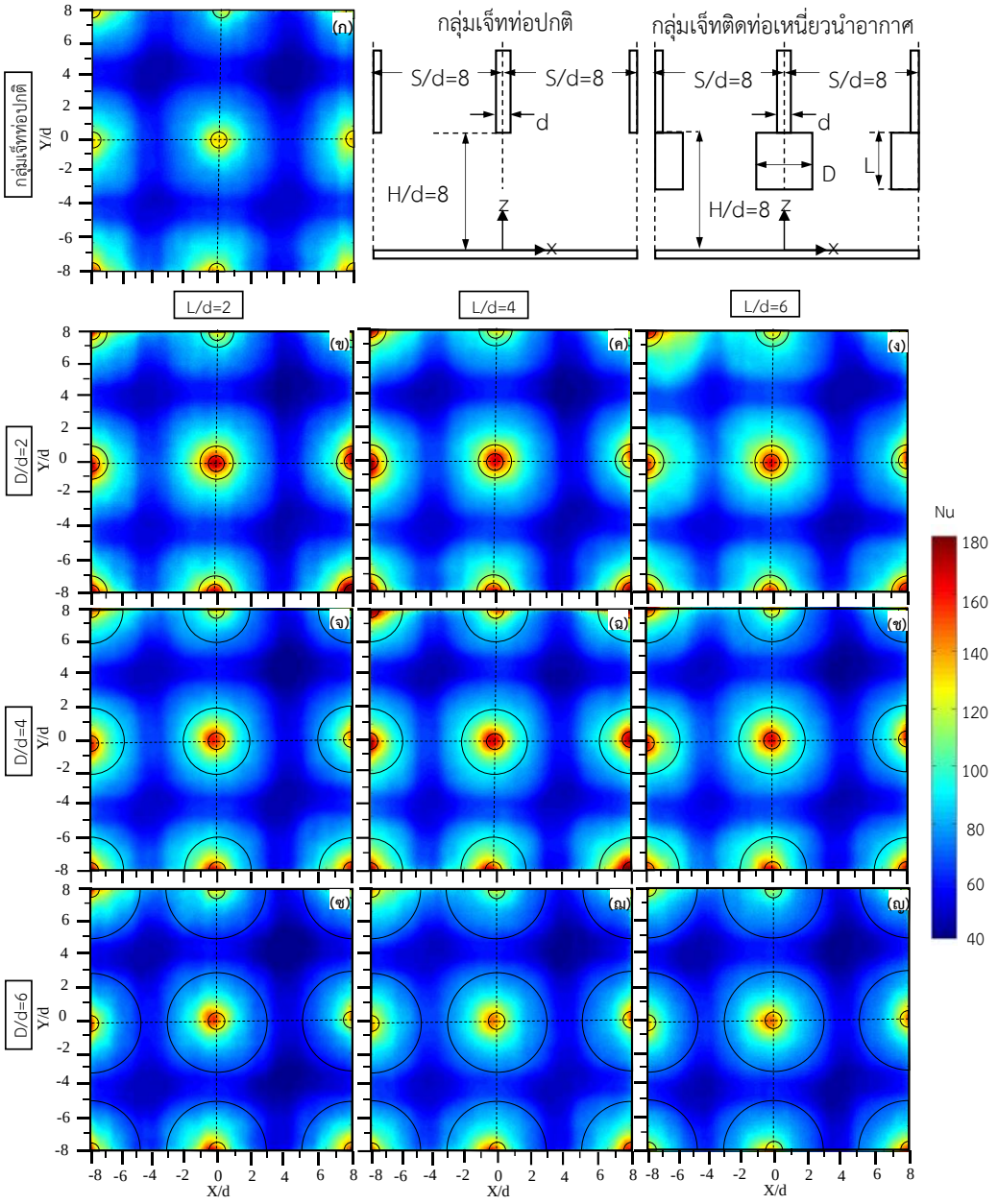
สำหรับกรณีของเจ็ทที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศ ที่ระยะจากปลายท่อเจ็ทถึงพื้นผิวเดียวกัน พบว่าบริเวณที่มีนัสเซิลนัมเบอร์สูงและบริเวณที่มีนัสเซิลนัมเบอร์ปานกลางมีขนาดกว้างขึ้นตามความยาวของท่อเหนี่ยวนำอากาศ และพบว่ามีขนาดกว้างสุดในกรณีที่ท่อเหนี่ยวนำอากาศมีความยาว L/d=6 ที่ H/d=8 (รูปที่ 37(ฌ)) ผลของความยาวของท่อเหนี่ยวนำอากาศนี้สอดคล้องกับลักษณะการไหลของเจ็ทตามที่เคยกล่าวในหัวข้อที่ผ่านมา ผลการทดลองยังชี้ให้เห็นว่าการติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางขนาดเล็ก (D/d=2) ช่วยลดการรบกวนจากเจ็ทและอากาศรอบข้างได้ โดยเฉพาะเมื่อติดตั้งในกรณีที่ระยะห่างระหว่างเจ็ทแคบ (S/d=4) และระยะจากปลายท่อเจ็ทถึงพื้นผิวต่ำ (H/d=4) บริเวณที่มีนัสเซิลนัมเบอร์ต่ำจะไม่ปรากฏขึ้นดังแสดงในรูปที่ 37(ข) เนื่องจากการปะทะกันอย่างรุนแรงของเจ็ทที่ไหลบนผิวหลังจากการพุ่งชน



รูปที่ 38 แสดงการกระจายของนัสเซิลนัมเบอร์สำหรับกรณีที่ระยะห่างระหว่างเจ็ท S/d=6 และระยะจากปลายท่อเจ็ทถึงพื้นผิว H/d=8 (ผลจากการทดลองที่ Re=30,000)

รูปที่ 38 แสดงการกระจายของนัสเซิลนัมเบอร์สำหรับกรณีที่ระยะห่างระหว่างเจ็ท S/d=6 และระยะจากปลายท่อเจ็ทถึงพื้นผิว H/d=8 สำหรับกรณีกลุ่มเจ็ทที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศพบว่าบริเวณที่มีนัสเซิลนัมเบอร์สูงและบริเวณที่มีนัสเซิลนัมเบอร์ปานกลาง มีขนาดกว้างกว่ากรณีกลุ่มเจ็ทจากท่อเปล่า ในกรณีที่กลุ่มเจ็ทที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง D/d=2 พบว่าเมื่อท่อเหนี่ยวนำอากาศมีความยาวมากขึ้น จะทำให้บริเวณที่มีนัสเซิล

นัมเบอร์สูงและบริเวณที่มีนัสเซิลนัมเบอร์ปานกลางมีขนาดกว้างขึ้น และพบว่ามีบริเวณที่มีนัสเซิลนัมเบอร์สูงกว้างสุดในกรณีที่ท่อเหนี่ยวนำอากาศมีความยาวที่ L/d=6 ดังแสดงในรูปที่ 38(ง) ซึ่งเป็นผลโดยตรงจากการติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศที่มีความยาวมากขึ้น ทำให้การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวของเจ็ทเพิ่มขึ้น [45] นอกจากนี้ยังพบว่า กรณีที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศที่ความยาว L/d=2 และมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง D/d=4 (รูปที่ 38(จ)) บริเวณที่มีนัสเซิลนัมเบอร์ปานกลางมีขนาดกว้างขึ้นอย่างเห็นได้ชัด ซึ่งจะพบได้ในกรณีที่ระยะห่างระหว่างเจ็ทอยู่ในช่วงปานกลาง (S/d=6)



รูปที่ 39 แสดงการกระจายของนัสเซิลนัมเบอร์สำหรับกรณีที่ระยะห่างระหว่างเจ็ท S/d=8 และระยะจากปลายท่อเจ็ทถึงพื้นผิว H/d=8 (ผลจากการทดลองที่ Re=30,000)

รูปที่ 39 แสดงการกระจายของนัสเซิลนัมเบอร์สำหรับกรณีที่ระยะห่างระหว่างเจ็ท S/d=8 และระยะจากปลายท่อเจ็ทถึงพื้นผิว H/d=8 การกระจายของนัสเซิลนัมเบอร์ของกลุ่มเจ็ทพุ่งชนในกรณีนี้มีลักษณะคล้ายกับเจ็ททท่อเดียว เนื่องจากระยะห่างระหว่างเจ็ทที่ห่างกันมากจนไม่เกิดการรบกวนและปะทะกันระหว่างลำเจ็ทหลักที่อยู่ใกล้เคียง ดังที่ได้แสดงลักษณะการไหลก่อนหน้านี้ในรูปที่ 31(ข)

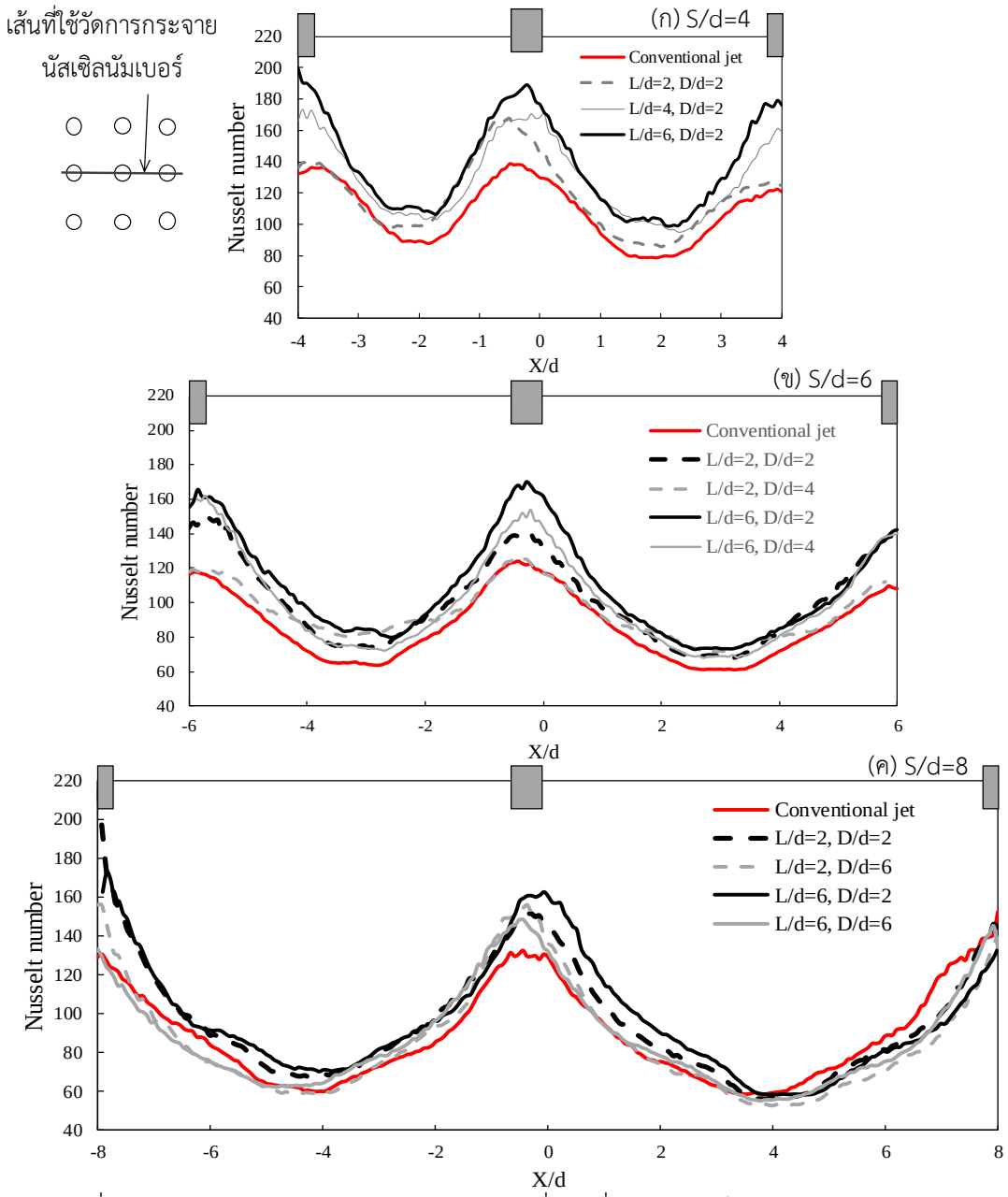
สำหรับกรณีที่ระยะ S/d=8 ยังคงพบว่ามีบริเวณที่มีนัสเซิลนัมเบอร์สูงและบริเวณที่มีนัสเซิลนัมเบอร์ปานกลางของกลุ่มเจ็ทที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศ มีขนาดกว้างกว่ากลุ่มเจ็ทจากท่อเปล่า อีกทั้งความยาวท่อเหนี่ยวนำอากาศที่เพิ่มขึ้น ยังคงส่งผลทำให้บริเวณที่มีนัสเซิลนัมเบอร์สูงและบริเวณที่มีนัสเซิลนัมเบอร์ปานกลางมีขนาดกว้างขึ้นเช่นเดียวกันกับกรณีที่ระยะ S/d=4 และ S/d=6 แต่ทว่าเมื่อติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่สุด D/d=6 ดังรูปที่ 39(ซ) (ฌ) และ (ญ) พบว่าบริเวณที่มีนัสเซิลนัมเบอร์สูงและปานกลางมีขนาดใกล้เคียงกับกรณีของกลุ่มเจ็ทจากท่อเปล่า (รูปที่ 39(ก)) ถึงแม้ว่าท่อเหนี่ยวนำอากาศจะมีขนาดยาวที่สุด L/d=6 (รูปที่ 39(ญ)) ซึ่งแสดงให้เห็นว่าการติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางขนาดใหญ่สุดไม่ส่งผลต่อการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิว

3.2.2 โปรไฟล์ของนัสเซิลนัมเบอร์ที่ตัดผ่านกึ่งกลางและระหว่างท่อเจ็ท

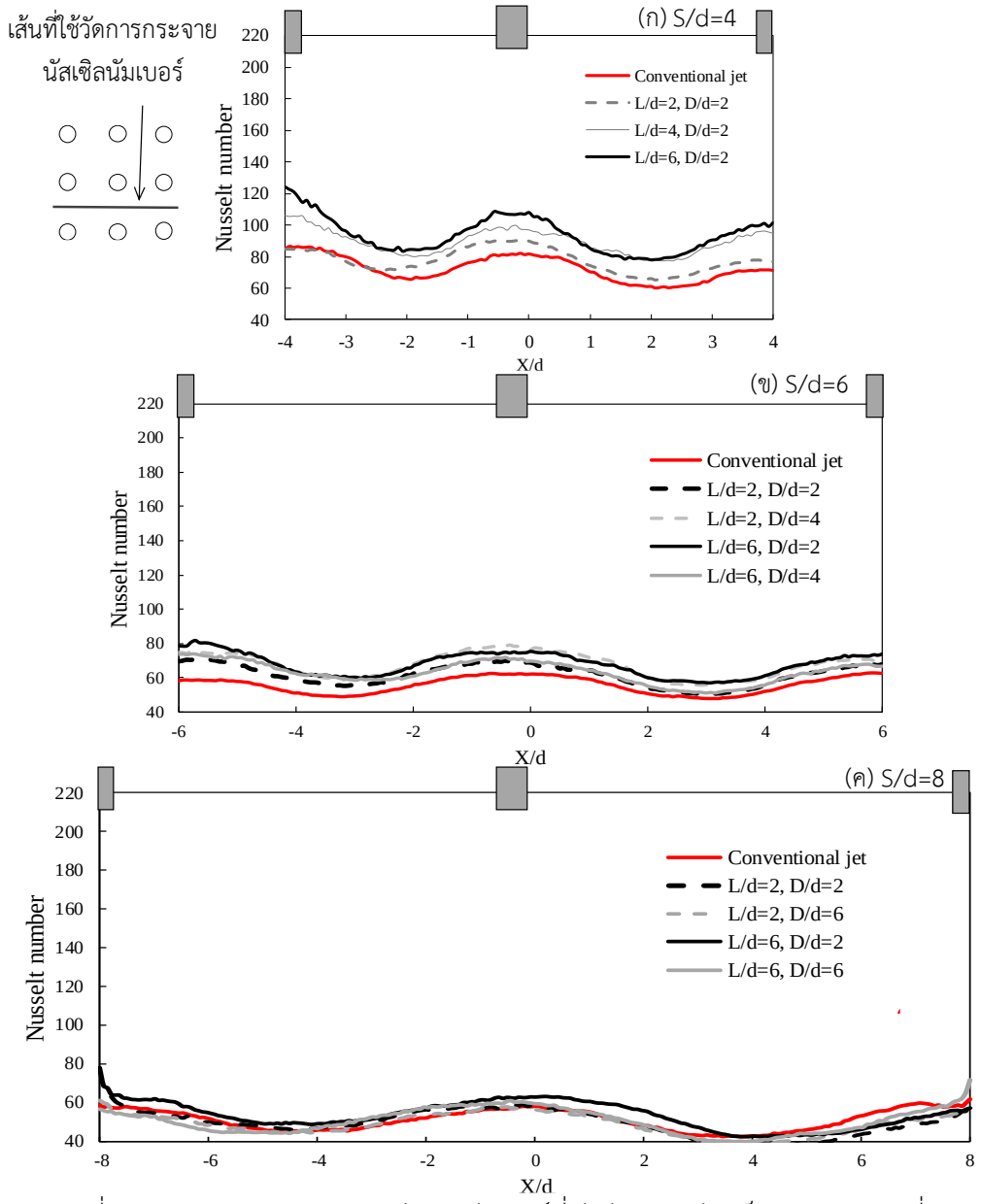
โปรไฟล์ของนัสเซิลนัมเบอร์ที่ตัดผ่านกึ่งกลางท่อเจ็ท (Y/d=0) แสดงในรูปที่ 40 และที่ตัดผ่านระหว่างท่อเจ็ท (Y/d=2 สำหรับ S/d=4, Y/d=3 สำหรับ S/d=6 และ Y/d=4 S/d=8 ตามลำดับ) แสดงในรูปที่ 41 เส้นสี่เหลี่ยมที่อยู่ด้านบนในแต่ละรูปแสดงตำแหน่งของท่อเจ็ทที่ปรับตามระยะห่างระหว่างเจ็ท (S) โดยทั่วไปแล้วจุดสูงสุดของนัสเซิลนัมเบอร์พบในบริเวณศูนย์กลางที่เจ็ทพุ่งชน และจุดต่ำสุดของนัสเซิลนัมเบอร์พบในบริเวณระหว่างเจ็ทหรือรอบๆ บริเวณที่เจ็ทพุ่งชน

สำหรับโปรไฟล์ของนัสเซิลนัมเบอร์ที่ตัดผ่านกึ่งกลางท่อเจ็ท (Y/d=0) จากรูปที่ 40(ก) สำหรับ S/d=4, 40(ข) สำหรับ S/d=6 และ 40(ค) สำหรับ S/d=8 พบว่าแนวโน้มของนัสเซิลนัมเบอร์มีค่าสูงขึ้นเมื่อท่อเหนี่ยวนำอากาศมีความยาวมากขึ้น และพบว่ามีค่าสูงสุดในกรณีที่เงื่อนไข L/d=6 และ D/d=2 ซึ่งสอดคล้องกับผลการจำลองการไหล ดังที่พบว่าอากาศไหลเข้าท่อเหนี่ยวนำอากาศมีความเร็วสูงขึ้นเมื่อท่อเหนี่ยวนำอากาศมีความยาวเพิ่มขึ้น ดังแสดงไว้ก่อนหน้าในรูปที่ 33

สำหรับโปรไฟล์ของนัสเซิลนัมเบอร์ที่ตัดผ่านระหว่างท่อเจ็ทตามที่แสดงในรูปที่ 41 พบว่านัสเซิลนัมเบอร์ของเจ็ทที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศ มีค่าสูงกว่ากรณีของเจ็ทจากท่อเปล่าเฉพาะที่เงื่อนไขระยะห่างระหว่างเจ็ท S/d=4 (รูปที่ 41(ก)) สำหรับการติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศที่เงื่อนไขระยะห่างระหว่างเจ็ทที่กว้างขึ้น S/d=6 และ 8 (รูปที่ 41(ข) และ 41(ค)) พบว่ามีผลน้อยต่อการเพิ่มขึ้นของนัสเซิลต์นัมเบอร์ที่ตำแหน่งดังกล่าว โดยเฉพาะอย่างยิ่งที่เงื่อนไข S/d=8 (รูปที่ 41(ค)) พบว่า นัสเซิลนัมเบอร์ของเจ็ทที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศมีค่าเกือบเท่ากับกรณีของเจ็ทจากท่อเปล่า ซึ่งชี้ให้เห็นว่าการที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศมีผลต่อการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวน้อยสำหรับกรณีที่มีระยะห่างระหว่างเจ็ทกว้าง (S/d=8)



รูปที่ 40 แสดงการกระจายของนัสเซิลนัมเบอร์ที่ผ่านกึ่งกลางท่อเจ็ท (Y/d=0) โดย (ก) S/d=4 (ข) S/d=6 และ (ค) S/d=8 ที่ระยะจากปลายท่อเจ็ทถึงพื้นผิว H/d=8 (ผลจากการทดลองที่ Re=30,000)



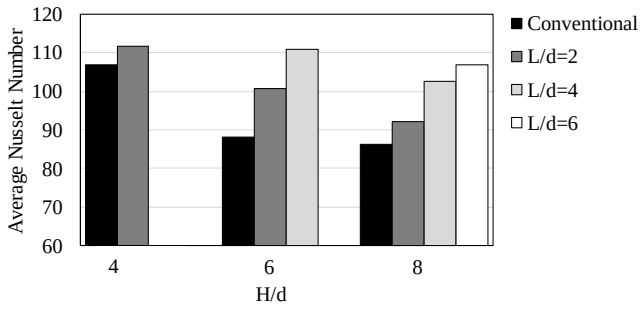
รูปที่ 41 แสดงการกระจายของนัสเซิลนัมเบอร์ที่ตัดผ่านระหว่างเจ็ท (ก) S/d=4 ที่ Y/d=2 (ข) S/d=6 ที่ Y/d=3 และ (ค) S/d=8 ที่ Y/d=4 ที่ระยะจากปลายท่อเจ็ทถึงพื้นผิว H/d=8 (ผลจากการทดลองที่ Re=30,000)

3.2.3 นัสเซิลนัมเบอร์เฉลี่ยบนพื้นผิว

นัสเซิลนัมเบอร์เฉลี่ยได้จากการคำนวณตามสมการที่ (4) ในบริเวณที่กำหนดสำหรับการวิเคราะห์ คือ กรณี S/d=4 อยู่ในช่วง -4≤X/d,Y/d≤4, กรณี S/d=6 อยู่ในช่วง -6≤X/d,Y/d≤6 และกรณี S/d=8 อยู่ในช่วง -8≤X/d,Y/d≤8 ตามลำดับ

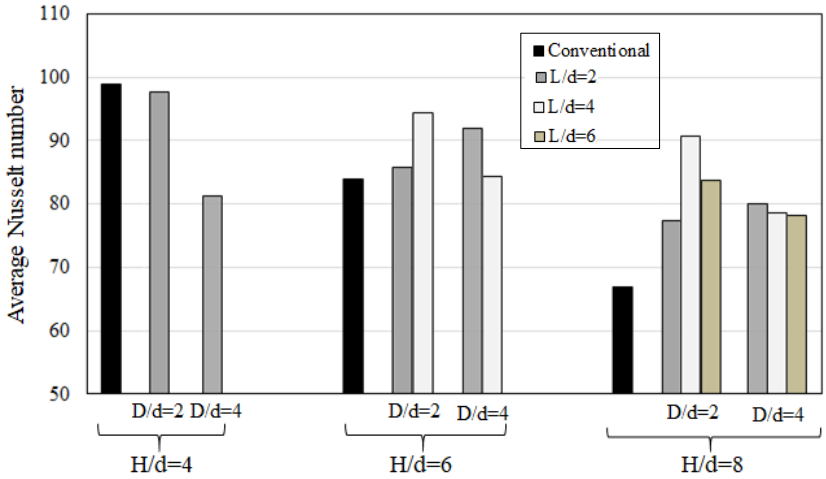
จากผลการทดลองนี้ ได้เลือกอธิบายผลที่เงื่อนไขเรย์โนลด์นัมเบอร์ Re=30,000 เนื่องจากเห็นผลต่างของการเพิ่มขึ้นของนัสเซิลนัมเบอร์เฉลี่ยของเจ็ทจากท่อที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศเมื่อเทียบกับท่อเปล่าอย่างเห็นได้ชัด

สำหรับนัสเซิลนัมเบอร์เฉลี่ยที่เงื่อนไข Re=30,000 ตามที่ได้แสดงในรูปที่ 42, 43 และ 44 โดยส่วนมากพบว่านัสเซิลนัมเบอร์เฉลี่ยในกรณีกลุ่มเจ็ทที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศมีค่าสูงกว่ากรณีของกลุ่มเจ็ทแบบท่อเปล่า จากรูปที่ 42 (S/d=4) พบว่านัสเซิลนัมเบอร์เฉลี่ยเพิ่มขึ้นตามความยาวที่เพิ่มขึ้นของท่อเหนี่ยวนำอากาศ โดยที่เงื่อนไขระยะ L/d=6 (H/d=8, D/d=2) นัสเซิลนัมเบอร์เฉลี่ยสูงกว่ากรณีเจ็ทจากท่อเปล่าถึง 19.4%

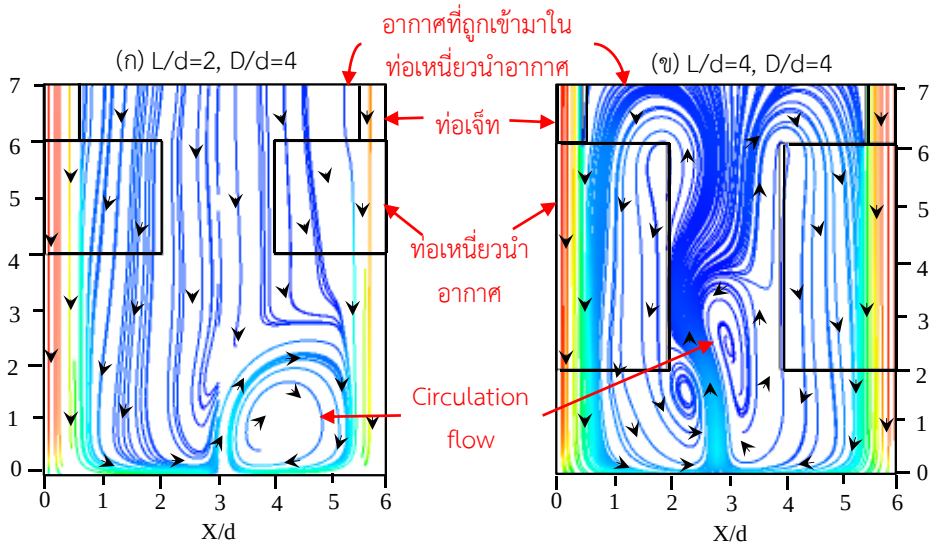


รูปที่ 42 แสดงนัสเซิลนัมเบอร์เฉลี่ยสำหรับกรณีที่ระยะห่างระหว่างเจ็ท S/d=4 และขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อเหนี่ยวนำอากาศ D/d=2 (ผลจากการทดลองที่ Re=30,000)

สำหรับนัสเซิลนัมเบอร์เฉลี่ยในกรณีที่ระยะห่างระหว่างเจ็ท S/d=6 ดังแสดงไว้ในรูปที่ 43 พบว่าการติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศที่มีความยาวสูงสุด (L/d=6) ไม่ได้ส่งผลให้มีนัสเซิลนัมเบอร์เฉลี่ยมีค่าสูงสุด (ดังเช่นที่ปรากฏในเงื่อนไข S/d=4 (รูปที่ 42)) ซึ่งโดยส่วนมากนัสเซิลนัมเบอร์เฉลี่ยมีค่าสูงอยู่ในช่วง L/d≤4 และ D/d=2 เนื่องจากท่อเหนี่ยวนำอากาศที่มีความยาวมากจะสร้างกระแสไหลวนที่อยู่ระหว่างท่อเหนี่ยวนำอากาศตามที่แสดงในรูปที่ 44 ซึ่งกระแสไหลวนดังกล่าวจะปิดกั้น (Block) กระแสการไหลของอากาศรอบๆ ที่จะเข้ามาผสมกับการไหลของเจ็ทก่อนพุ่งชนพื้นผิว ส่งผลให้มีการถ่ายเทความร้อนลดลงในบริเวณรอบๆที่เจ็ทพุ่งชน จากเงื่อนไขระยะห่างระหว่างเจ็ทนี้ พบว่านัสเซิลนัมเบอร์เฉลี่ยที่เงื่อนไข H/d=8, L/d=4, D/d=2 มีค่าสูงสุด ซึ่งมีค่ามากกว่ากรณีกลุ่มเจ็ทจากท่อเปล่าถึง 35.8%

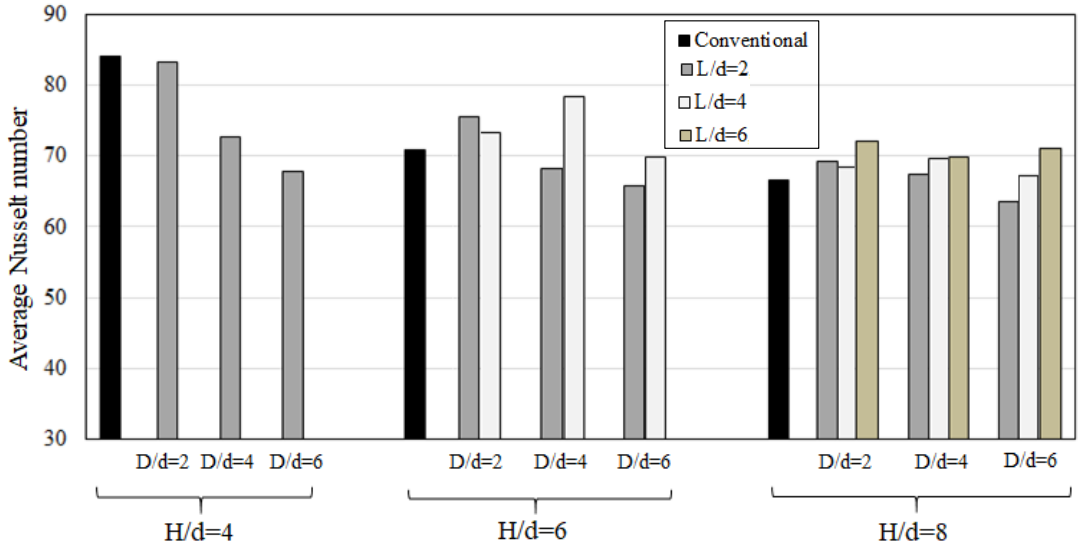


รูปที่ 43 แสดงนัสเซิลนัมเบอร์เฉลี่ยสำหรับกรณีที่ระยะห่างระหว่างเจ็ท S/d=6 (ผลจากการทดลองที่ Re=30,000)



รูปที่ 44 แสดงเส้นสตรีมไลน์ของเจ็ทบนระนาบ Z-X ที่ตัดผ่านกึ่งกลางของท่อเจ็ท (Y/d=0) ในช่วง 0≤X/d≤6, H/d=6, S/d=6, D/d=4 (ก) L/d=2 และ (ข) L/d=4 [30] (ผลจากการจำลองการไหลด้วย CFD ที่ Re=30,000)

สำหรับกรณีที่ระยะห่างระหว่างเจ็ทกว้างสุดที่ S/d=8 ดังแสดงไว้ในรูปที่ 45 พบว่ากลุ่มเจ็ทที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศมีนัสเซิลนัมเบอร์เฉลี่ยมีทั้งสูงกว่า ต่ำกว่า และเกือบเท่ากันเมื่อเทียบกับกรณีกลุ่มเจ็ทจากท่อเปล่า ซึ่งผลของการติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศที่ระยะห่างหว่างเจ็ทที่ S/d=8 นี้ มีผลเชิงบวกน้อยมาก (ที่ทำให้การถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่ม) อย่างไรก็ตามจากเงื่อนไข H/d=6, L/d=4, D/d=4 ยังมีค่านัสเซิลนัมเบอร์เฉลี่ยสูงกว่ากรณีของเจ็ทจากท่อเปล่าถึง 8.47%



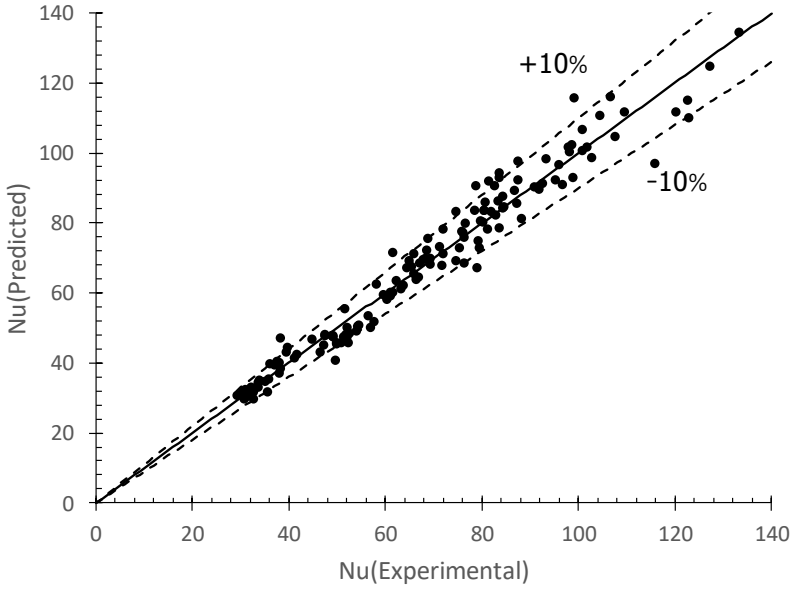
รูปที่ 45 แสดงนัสเซิลนัมเบอร์เฉลี่ยสำหรับกรณีที่ระยะห่างระหว่างเจ็ท S/d=8 (ผลจากการทดลองที่ Re=30,000)

3.3 สมการสหสัมพันธ์ (Correlation equation)

จากนัสเซิลนัมเบอร์เฉลี่ยทั้งหมด 144 กรณี นำมาสร้างสมการสหสัมพันธ์ (Correlation equation) เพื่อใช้ในการทำนายการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชนในกรณีต่างๆ ตามที่แสดงในสมการที่ (5) นอกจากนี้ได้มีการเปรียบเทียบการทำนายการถ่ายเทความร้อนของสมการสหสัมพันธ์ดังกล่าว โดยเทียบจากผลการทดลองดังแสดงในรูปที่ 46 ซึ่งพบว่ามีความคลาดเคลื่อนเทียบจากผลการทดลองอยู่ในช่วง 10% โดยมีค่าบางส่วนเพียงเล็กน้อยที่มีความคลาดเคลื่อนเกิน 10%

$$\overline{Nu} = \frac{0.255\,\mathrm{Re}^{0.686}(D/d)^{0.204}(L/d)^{0.052}}{(S/d)^{0.555}(H/d)^{0.209}[\exp(0.066(D/d)]} \tag{5}$$

หมายเหตุ: สมการนี้สามารถนำไปใช้ได้ในการถ่ายเทความร้อนเฉพาะในช่วงเรย์โนลด์นัมเบอร์ 10,000≤Re≤40,000 ระยะห่างระหว่างเจ็ทและระยะจากปลายท่อเจ็ทถึงพื้นผิว 4≤S/d, H/d≤8 โดยความยาวและขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อเหนี่ยวนำอากาศอยู่ในช่วง 4≤L/d, D/d≤8 เท่านั้น



รูปที่ 46 นัสเซิลนัมเบอร์จากสมการที่ (5) เทียบกับนัสเซิลนัมเบอร์ที่ได้จากการทดลอง

บทที่ 4 สรุปผลการวิจัย ข้อเสนอแนะ

4.1 สรุปผลการทดลอง

จากการศึกษาการลักษณะไหลและการถ่ายเทความร้อนของกลุ่มเจ็ทที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศ โดยเปรียบเทียบกับกรณีกลุ่มเจ็ทจากท่อเปล่า โดยภาพรวมอากาศโดยรอบถูกดูดเข้ามาผสมกับเจ็ทมากกว่ากรณีกลุ่มเจ็ทจากท่อเปล่า ทำให้การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวมีค่าสูง ซึ่งจะเห็นได้ชัดเมื่อระยะห่างระหว่างเจ็ทแคบ (S/d≤6) และระยะจากปลายท่อเจ็ทถึงพื้นผิวสูง (H/d≥6) อย่างไรก็ตามผลของการติดท่อเหนี่ยวนำอากาศมีความแตกต่างกันที่ระยะระหว่างเจ็ทต่างๆ จึงสามารถสรุปผลการศึกษาได้ดังนี้

1) ระยะระหว่างเจ็ท S/d=4: การติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศ (L/d=2) ช่วยลดการรบกวนจากเจ็ทและอากาศที่อยู่รอบข้างได้ ซึ่งช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในบริเวณที่เจ็ทพุ่งชนโดยตรง (Stagnation region) แต่การถ่ายเทความร้อนบริเวณรอบๆที่เจ็ทพุ่งชนกลับลดลงเมื่อติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศที่มีความยาวมาก (L/d=6) เนื่องจากกระแสไหลวนบริเวณรอบลำเจ็ทถูกปิดกั้นจากท่อเหนี่ยวนำอากาศไม่สามารถผสมกับลำเจ็ทหลักก่อนการพุ่งชนพื้นผิวได้

2) ระยะระหว่างเจ็ท S/d=6: การติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศที่มีความยาวสั้น (L/d=2) และเส้นผ่านศูนย์กลางขนาดปานกลาง (D/d=4) ทำให้นัสเซิลนัมเบอร์เกิดการกระจายสูง ส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวบริเวณรอบๆ ที่เจ็ทพุ่งชนสูง และสำหรับการติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศที่ยาวปานกลาง (L/d=4) ที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางขนาดสั้น (D/d=2) ทำให้เกิดการผสมกันของอากาศที่ถูกดูดเข้ามาในท่อเหนี่ยวนำอากาศ (entrainment air) ก่อนการพุ่งชน ส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนทั้งจุดที่เจ็ทพุ่งชนและบริเวณรอบเจ็ทเพิ่มสูงขึ้นอย่างมาก เห็นได้ชัดเจนในกรณีที่ระยะระหว่างเจ็ทถึงพื้นผิว H/d=8 โดยให้การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวสูงกว่ากรณีกลุ่มเจ็ทจากท่อเปล่าถึง 35.8%

3) ระยะระหว่างเจ็ท S/d=8: เจ็ทมีพฤติกรรมคล้ายกับกรณีของเจ็ทพุ่งชนแบบท่อเดียว (Single impinging jet) เนื่องจากระยะห่างเจ็ทที่กว้างมาก ทำให้ผลของการชนกันระหว่างเจ็ทน้อยลง การติดท่อเหนี่ยวนำอากาศมีผลช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวได้น้อยเมื่อเทียบกับกรณีที่จัดเรียงแคบกว่า (S/d≤6) อีกทั้งในกรณีนี้การติดตั้งท่อเหนี่ยวนำที่มีขนาดใหญ่สุด (D/d=6) มีผลช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้น้อยมาก ถึงแม้ว่าจะมีการเหนี่ยวนำอากาศเข้ามาในลำเจ็ทสูงสุด

4) สมการสหสัมพันธ์ (Correlation equation) เพื่อใช้ในการทำนายการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยบนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชนที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศได้ถูกสร้างขึ้น ดังนี้

$$\overline{Nu} = \frac{0.255\,\mathrm{Re}^{0.686}(D/d)^{0.204}(L/d)^{0.052}}{(S/d)^{0.555}(H/d)^{0.209}[\exp(0.066(D/d)]}$$

ซึ่งอยู่ภายใต้เงื่อนไขเรย์โนลด์นัมเบอร์ 10,000≤Re≤40,000 ระยะห่างระหว่างเจ็ทและระยะจากปลายท่อเจ็ทถึงพื้นผิวอยู่ในช่วง 4≤S/d,H/d≤8 ความยาวและขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง

ของท่อเหนี่ยวนำอากาศอยู่ในช่วง $4 \leq L/d, D/d \leq 8$ โดยมีความคลาดเคลื่อนเทียบจากผลจากการทดลองอยู่ในช่วง 10%

4.2 ข้อเสนอแนะ

1. ในงานวิจัยนี้ได้ใช้ CFD จำลองเฉพาะลักษณะไหลเพื่อใช้ในการอธิบายกลไกของการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวเท่านั้น ในขณะที่มีงานวิจัยจำนวนมากได้ใช้ CFD ในการจำลองทั้งลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวของเจ็ท ดังนั้นสามารถต่อยอดงานวิจัยครั้งต่อไปในการใช้ CFD เพื่อการจำลองการถ่ายเทความร้อนของเจ็ทเพิ่มเติม

2. ศึกษากรณีการประยุกต์ใช้งานกับอุปกรณ์ทางความร้อนที่ใช้เจ็ทพุ่งชนแบบท่อ เช่น Impingement Dryer สำหรับอบแห้งผลิตภัณฑ์ทางการเกษตร หรือ Impingement Freezer สำหรับแช่แข็งอาหาร เป็นต้น

3. สามารถศึกษาเรย์โนลด์นัมเบอร์ที่อยู่ในช่วงกว้างกว่าในงานวิจัยนี้ เพื่อสามารถประยุกต์ใช้กับอุปกรณ์ทางความร้อนที่มีค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ที่อยู่ในช่วงกว้างกว่านี้

บรรณานุกรมหรือเอกสารอ้างอิง

[1] K. Jambunathan, E. Lai, M.A. Moss, B.L. Button, ***A review of heat transfer data for single circular jet impingement***, International Journal of Heat and Fluid Flow, vol. 13(2), 1992, pp. 106-115.

[2] R. Viskanta, ***Heat transfer to impinging isothermal gas and flame jets,*** Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 6(2), 1993, pp. 111-134.

[3] H. Martin, ***Heat and mass transfer between impinging gas jets and solid surfaces***, Advances in Heat Transfer, vol. 13, 1977, pp. 1-60.

[4] B.R. Hollworth, R.D.Berry, ***Heat transfer from arrays of impinging jets with large jet-to-jet spacing***, Journal of Heat Transfer, vol. 100(2), 1978, pp. 352-357.

[5] A.M. Huber, R. Viskanta, ***Effect of jet-jet spacing on convective heat transfer to confined, impinging arrays of axisymmetric air jets***, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 37(18), 1994, pp. 2859-2869.

[6] L.F.G. Geers, M.J. Tummers, T.J. Bueninck, K. Hanjalic, ***Heat transfer correlation for hexagonal and in-line arrays of impinging jets,*** International Journal of Heat and Mass Transfer, 51(21-22), 2008, pp. 5389-5399.

[7] J.Y. San, M.D. Lai ***Optimum jet-to-jet spacing of heat transfer for staggered arrays of impinging air jets***, International Journal of Heat and Mass Transfer, 44(21), 2001, pp. 3997-4007.

[8] N. Gao, H. Sun, D. Ewing, ***Heat transfer to impinging round jets with triangular tabs***, International Journal of Heat and Mass Transfer, 46(14), 2003, pp. 2557-2569.

[9] S.J. Lee, Y.G. Jang, Y.S. Choi, ***Stereoscopic-PIV measurement of turbulent jets issuing from a sharp-edged circular nozzle with multiple triangular tabs***, Journal of Mechanical Science and Technology, 26(9), 2012, pp. 2765-2771.

[10] P. Muvvala, C. Balaji, S.P. Venkateshan, ***Experimental investigation on the effect of wire mesh at the nozzle exit on heat transfer from impinging square jets***, Experimental Thermal and Fluid Science, 84, 2017, pp. 78-89.

[11] D.W. Zhou, S.J. Lee, ***Heat transfer enhancement of impinging jets using mesh screens***, International Journal of Heat and Mass Transfer, 47(10-11), 2004, pp. 2097-2108.

[12] L. Huang, M.S. El-Genk, ***Heat transfer and flow visualization experiments of swirling, multi-channel, and conventional impinging jets***, International Journal of Heat and Mass Transfer, 41(3), 1998, pp. 583-600.

[13] S.V. Alekseenko, A.V. Bilsky, V.M. Dulin, D.M. Markovich, ***Experimental study of an impinging jet with different swirl rates***, International Journal of Heat and Mass Transfer, 28(6), 2007, pp. 1340-1359.

[14] K. Bakirci, K. Bilen, ***Visualization of heat transfer for impinging swirl flow***, Experimental Thermal and Fluid Science, 32(1), 2007, pp. 182-191.

[15] C. Nuntadusit, M. Wae-haye, A. Bunyajitradulya, S. Eiamsa-ard, ***Visualization of flow and heat transfer characteristics for swirling impinging jet***, International Communications in Heat and Mass Transfer, 39(5), 2012, pp. 640-648.

[16] C. Nuntadusit, M. Wae-haye, A. Bunyajitradulya, S. Eiamsa-ard, ***Heat transfer enhancement by multiple swirling impinging jets with twisted-tape swirl generators***, International Communications in Heat and Mass Transfer, 39(1), 2012, pp. 102-107.

[17] B.P.E. Dano, J.A. Liburdy, K. Kanokjaruvijit, ***Flow characteristics and heat transfer performances of a semi-confined impinging array of jets: effect of nozzle geometry***, International Journal of Heat and Mass Transfer, 48(3-4), 2005, pp. 691-701.

[18] P. Gulati, V. Katti, S.V. Prabu, ***Influence of the shape of the nozzle on local heat transfer distribution between smooth flat surface and impinging air jet***, International Journal of Thermal Sciences, 48(3), 2009, pp. 602-617.

[19] D.W. Colucci, R. Viskanta, ***Effect of nozzle geometry on local convective heat transfer to a confined impinging air jet***, Experimental Thermal and Fluid Science, 13(1), 1996, pp. 71-80.

[20] S. Caliskan, S. Baskaya, T. Calisir, ***Experimental and numerical investigation of***

geometry effects on multiple impinging air jets, International Journal of Heat and Mass Transfer, 75, 2014, pp. 685-703.

[21] Y. Zeng, T.H. New, T.L. Chng, ***Flow behavior of turbulent nozzle jets issuing from beveled collars***, Experimental Thermal and Fluid Science, 35(8), 2011, pp. 1555-1564.

[22] Y. Zeng, T.H. New, H.M. Tsai, ***On the use of notched collars on an axisymmetric jet***, Experimental Thermal and Fluid Science, 33(6), 2009, pp. 1029-1034.

[23] G.J. Nathan, J. Mi, Z.T. Alwahabi, G.J.R. Newbold, D.S. Nobes, ***Impacts of a jet's exit flow pattern on mixing and combustion performance***, Progress in Energy and Combustion Science, 32(5-6), 2006, pp. 469-538.

[24] N. Kaewchoothong, M. Wae-hayee, P. Vessakosol, B. Niyomwas, C. Nuntadusit, ***Flow and heat transfer characteristics of impinging jet from expansion pipe nozzle with air entrainment holes***, Advanced Materials Research, 931-932, 2014, pp. 1213-1217.

[25] C. Nuntadusit, M. Wae-hayee, N. Kaewchoothong, ***Heat transfer enhancement on a surface of impinging jet by increasing entrainment using air-augmented duct***, International Journal of Heat and Mass Transfer, 127, 2018, pp. 751-767.

[26] N. Zuckerman, N. Lior, ***Jet impingement heat transfer: physics, correlations, and numerical modeling***, Advances in Heat Transfer, 39(1), 2006, pp. 565-631.

[27] J.W. Baughn, S. Shimizu, ***Heat transfer measurements from a surface with uniform heat flux and an impinging jet***, Heat Transfer, 111(4), 1989, pp. 1096–1098.

[28] C.S. McDaniel, B.W. Webb, ***Slot jet impingement heat transfer from circular cylinders***, International Journal of Heat and Mass Transfer, 43(11), 2000, pp. 1975-1985.

[29] S. Pachpute, B. Premachandran, ***Experimental and numerical investigations of slot jet impingement with and without a semi-circular bottom confinement***, International Journal of Heat and Mass Transfer, 114, 2017, pp. 866-890.

[30] G.P. Bai, G.C. Gong, F.Y. Zhao, Z.X. Lin, ***Multiple thermal and moisture removals from the moving plate opposite to the impinging slot jet***, Applied Thermal Engineering, 66(1-2), 2014, pp. 252-265.

[31] M.A.R. Sharif, A. Banerjee, ***Numerical analysis of heat transfer due to confined slot-jet impingement on a moving plate***, Applied Thermal Engineering, 29(2-3), 2009, pp. 532-540.

[32] S. Ashforth-Frost, K. Jambunathan, C.F. Whitney, ***Velocity and turbulence characteristics of a semiconfined orthogonally impinging slot jet***, Experimental Thermal and Fluid Science, 14(1), 1997, pp. 60-67.

[33] A.M. Huber, R. Viskanta, ***Impingement heat transfer with a single rosette nozzle***, Experimental Thermal and Fluid Science, 9(3), 1994, pp. 320-329.

[34] C. Nuntadusit, M. Wae-hayee, P. Tekasakul, S. Eiamsa-ard, ***Local heat transfer characteristics of array impinging jets from elongated orifices***, International Communications in Heat and Mass Transfer, 39(8), 2012, pp. 1154-1164.

[35] M.F. Koseoglu, S. Baskaya, ***The effect of flow field and turbulence on heat transfer characteristics of confined circular and elliptic impinging jets***, International Journal of Thermal Sciences, 47(10), 2008, pp. 1332-1346.

[36] D.H. Lee, S.Y. Won, Y.T. Kim, Y.S. Chung, ***Turbulent heat transfer from a flat surface to a swirling round impinging jet***, International Journal of Thermal Sciences, 45(1), 2002, pp. 223-227.

[37] R. Krewinkel, ***A review of gas turbine effusion cooling studies***, International Journal of Heat and Mass Transfer, 66, 2013, pp. 706-722.

[38] A. Sarkar, N. Nitin, M.V. Karwe, R.P. Singh, ***Fluid flow and heat transfer in air jet impingement in food processing***, Journal of Food Science, 69(4), 2004, pp. 113-122.

[39] A. Sarkar, R.P. Singh, ***Air impingement technology for food processing: visualization studies***, LWT-Food Science and Technology, 37(8), 2004, pp. 873-879.

[40] M. Wae-hayee, P. Tekasakul, C. Nuntadusit, ***Influence of nozzle arrangement***

on flow and heat transfer characteristics of arrays of circular impinging jets, Songklanakarin Journal of Science and Technology, 35(2), 2013, pp. 203-212.

[41] M. Behnia, S. Parneix, P.A. Durbin, ***Prediction of heat transfer in an axisymmetric turbulent jet impinging on a flat plate***, International Journal of Heat and Mass Transfer, 41(12), 1998, pp. 1845-1855.

[42] B. Sunden, J. Larocque, Z. Wu, ***Numerical simulation of heat transfer from impinging swirling jets***, Lund University, Sweden, WIT Press, 2014, pp. 185-203.

[43] K. Yeranee, M. Wae-hayee, I. Piya, Y. Rao, C. Nuntadusit, ***The study of flow and heat transfer characteristics of impinging jet array mounting air-induced duct***, In 2nd International Conference on Computational Fluid Dynamics in Research and Industry (CFDRI 2017): IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2017, 243.

[44] V. Katti, S.V. Prabhu, ***Experimental study and theoretical analysis of local heat transfer distribution between smooth flat surface and impinging air jet from a circular straight pipe nozzle***, International Journal of Heat and Mass Transfer, 51(17-18), 2008, pp. 4480-4495.

[45] K. Yeranee, M. Wae-hayee, I. Piya, Y. Rao, C. Nuntadusit, ***Effects of expansion pipe length on heat transfer enhancement of impinging jet array***, Journal of Mechanical Science and Technology, 33(5), 2019, pp. XX-XX.

[46] K. Yeranee, M. Wae-hayee, I. Piya, Y. Rao, C. Nuntadusit, ***Effects of air-induced duct diameter characteristics of multiple impinging jet***, Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences, 51(2), 2018, pp. 247-258.

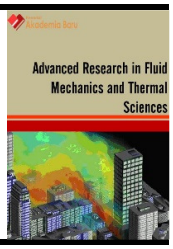
ภาคผนวก ก.

(Yeranee, K., Wae-hayee, M., Piya, I., Rao, Y., Nuntadusit, C., ***"Effects of Air-Induced Duct Diameter on Flow and Heat Transfer Characteristics of Multiple Impinging Jet."*** Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences 51 (2), (2018), pp. 247-258, **indexed by Scopus.**)

Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences 51, Issue 2 (2018) 247-258

Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences

Journal homepage: www.akademiabaru.com/arfmts.html
ISSN: 2289-7879



Effects of Air-Induced Duct Diameter on Flow and Heat Transfer Characteristics of Multiple Impinging Jets

Open Access

Kirttayoth Yeranee[1], Makatar Wae-hayee[1,*], Yu Rao[2], Chayut Nuntadusit[1]

[1] Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Prince of Songkla University, 90112 Hat Yai, Songkhla, Thailand
[2] School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, 200240, Shanghai, China

ARTICLE INFO

Article history:
Received 30 September 2018
Received in revised form 8 November 2018
Accepted 9 November 2018
Available online 15 November 2018

Keywords:
Multiple impinging jets, Heat transfer enhancement, Air-induce duct, CFD

ABSTRACT

The objective of this study is to investigate effects of air-induced duct diameter on flow and heat transfer of multiple impingement jet, experimentally and numerically. 5 columns x 5 rows of pipe nozzles, which have diameter of d=17.2 mm, was arranged with inline configuration. The diameter of air-induced duct (D) were varied at D/d=2, 4 and 6, and Reynolds numbers was fixed at Re=30,000. Moreover, the jet-to-plate distances (H) were studied at H/d=6 and H/d=8, respectively. Nusselt number was calculated by measuring temperature distributions on the surface using infrared camera. Numerical study was performed to visualize the flow characteristics and to elucidate the heat transfer mechanism. The results showed that the highest average Nusselt number was found at D/d=4 with short jet-to-plate distance, H/d=6.

Copyright © 2018 PENERBIT AKADEMIA BARU - All rights reserved

1. Introduction

Jet impingement is applied to heat and cool rapidly the target surface due to high heat and mass transfer rates at the stagnation region. This technique is thus used widely in thermal engineering industrial processes, such as the tempering of glass process, the annealing of metal, the drying of textiles, and the cooling of gas turbine vanes. In the case of a single jet, many researchers have found that the characteristics or the rate of heat transfer on a target surface depend on mass flow rates, a jet-to-plate distance and nozzle shapes. Generally, the maximum heat transfer is found at the end of the potential core in the range of 2 to 6 times of nozzle diameter from jet outlet [1-8].

In the case of multiple impinging jet, however, the interference of adjacent jets before impinging on the surface and the jet fountain after impinging are also affected to its heat transfer. The interference of adjacent jets is particularly stronger when the jet-to-plate distance is higher and the jet-to-jet spacing is narrower. In contrast, the jet fountain from the collision of wall jets is stronger when the jet-to-plate distance becomes shorter and the jet-to-jet spacing becomes larger [1 and 9-12].

* *Corresponding author.*
E-mail address: wmakatar@eng.psu.ac.th (Makatar Wae-hayee)

For all cases of impinging jet, there are two principal factors governing heat transfer rate of impinging jets: (1) momentum of jet impinging on the wall, and (2) turbulent intensity of jet before impinging. Momentum of jets could be greater by increasing the power of pump or blower, while the method to increase turbulent intensity could be classified depending on external power requirement into two methods: active and passive methods. Active method uses external source to increase mass flow rate, which also enhance momentum of jet, but passive method requires no external power. Passive methods are thus studied intensely by many researchers, such as attaching of triangular tabs [13] or mesh screen [14] at the nozzle outlets; inserting swirling tape [15-19] in to the nozzle; or modifying the nozzle geometry [7,8,20].

Mounting expansion pipe or air-induced duct at jet exits is one of the methods that enhance turbulent intensity since this would induce ambient fluid into jet flow, resulting in higher heat transfer on the surface [21-24]. An array of impinging jet mounting air-induced duct at the end of jet exit have been conducted by K. Yeranee *et al.,* [25]. They proved that this method could enhance heat transfer on the impingement surface. In addition, the simulation of jet flow has been demonstrated that for the case of mounting air-induced duct, ambient air was entrained into the jet flow greater than the case of conventional jet. The diameter of air-induced duct is envisioned to be one of parameters, which influence a heat transfer rate on the surface. Ambient air could be more entered the duct depending on a suction force due to the effect of diameter of the air-induced duct, and flow circulation after impingement can be blocked when the diameter of air-induced duct is larger. The diameter of air-induced duct is thus interesting to be further explored.

According to these evidences, the purpose of this study is to investigate the effect of the air-induced duct diameter on flow and heat transfer characteristics of the multiple jet, experimentally and numerically. Moreover, a jet-to-plate distance (H) were also examined to compare which condition having high heat transfer rate on the impingement surface.

2. Methodology

2.1 Experimental Model and Parameters

The experimental model of multiple impinging jet mounting air-induced duct is shown in Figure 1. Jet discharging from nozzle pipes, which impinged perpendicularly on the impingement surface, were arranged 5 rows × 5 columns with inline configuration. Air-induced ducts were mounted at the end of each nozzle outlet. A three-dimensional Cartesian coordinate system were located at the center of impinging surface. The axis line Z indicated along the axial of the jet; axis line X and Y were on the impingement surface normal to the jet.

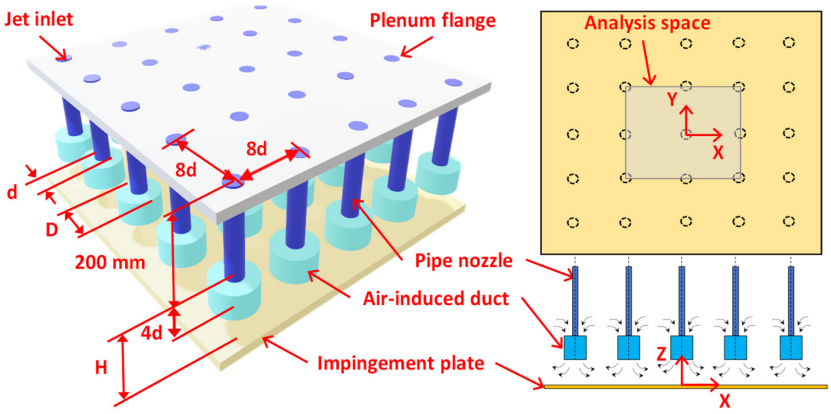


Fig. 1. Experimental model of multiple impinging jet mounting air-induced duct

The pipe nozzles have the inner diameter of 17.2 mm and the length of 200 mm, which was long enough to ensure that the fluid was fully developed flow. The inner diameter of air-induced was varied at D/d = 2, 4 and 6, and the length of the duct was fixed at 4 times of nozzle diameter (4d). A jet-to-jet spacing was fixed at S=8d, and Reynolds number was also kept constant at 30,000. The details of the experimental parameters were summarized in Table 1.

Table 1
The summery of the experimental parameters

Parameters	Variable
The inner diameter of air-induced duct	D/d = 2, 4 and 6
Jet-to-plate distance	H/d = 6 and 8
Jet-to-jet spacing	S/d= 8
Reynolds number	Re = 30,000

2.2 Experimental Apparatus

The diagram of the experimental apparatus is depicted in Figure 2. The air was accelerated passing orifice flow meter by blower, and entered a heater chamber, which equipped with heater. The air then passed though pressure chamber, which was attached with 3 layers of mesh screen to ensure that the temperature and the velocity of the air were uniform before reaching each nozzle pipe. The temperature of jet was set at 27.0°C by a power controller and a temperature controller, and the jet velocity was controlled at Re=30,000 by adjusting inverter.

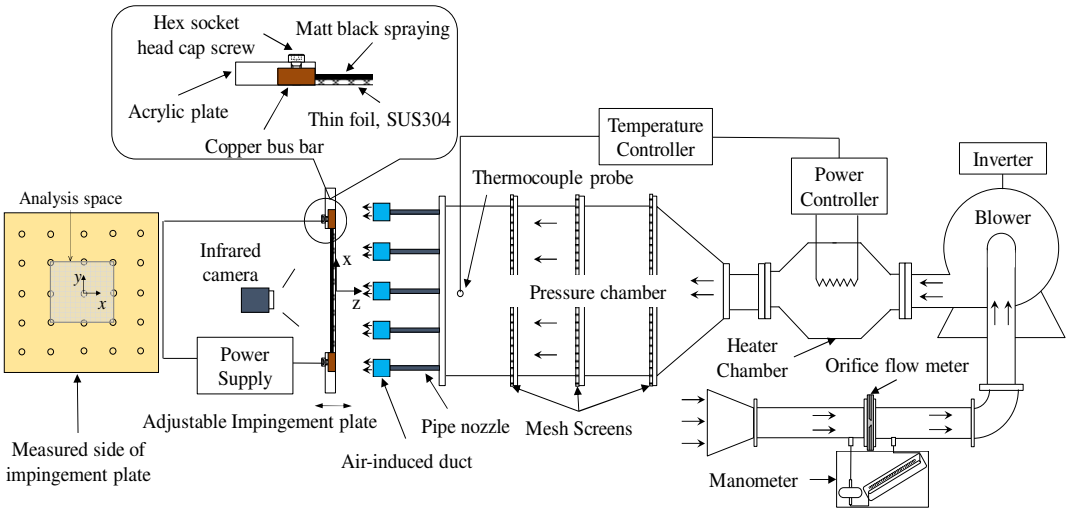


Fig. 2. Diagram of the experimental apparatus

The impingement plate can move in Z-axis direction to adjust the required jet-to-plate distance. The plate was made of acrylic plate, which was opened a rectangular hollow at its center. A very thin stainless-steel foil (0.03 mm in thickness) that was used for measuring the temperature on analysis space, which was stretched tightly on the rectangular hollow of the acrylic plate by two copper bus bars.

A power supply unit was used to applied direct current power to the copper bus bar for heating up the stainless-steel foil. Due to very thin of the foil thickness which can be treated the temperature on both sides being the same, the temperature distributions were captured on the opposite side to impingement surface using an infrared camera (FLIR, T420) [5, 8, 9 and 25]. The measured side was sprayed with matt black having emissivity of 0.95.

2.3 Heat Transfer Measurement

The model of heat transfer measurement is to heat the measured surface, then the surface is cooled by impinging jet with lower temperature. The local heat transfer coefficient, h, was calculated from Equation 1.

$$h = \frac{\dot{q}_{total}}{T_w - T_j} \quad (1)$$

where the total heat flux, $\dot{q}_{total}$, is heat dissipation from applying direct current which has been elaborated in our previous study [24-25]. T_w is the wall temperature with heat flux and T_j is the wall temperature without heat flux.

The local Nusselt number, Nu, and the average Nusselt number, $\overline{Nu}$, were evaluated using Equation 2 and Equation 3, respectively.

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

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}d}{k} \quad (3)$$

where the inner diameter of the pipe nozzle, d, the thermal conductivity of the jet, k and the average heat transfer coefficient from averaging wall temperature, $\bar{h}$.

3. Numerical Study

3.1 Numerical Model and Boundary Conditions

For demonstrating the flow patterns, the numerical study was computed using, CFD, ANSYS FLUENT (version 15.0). The numerical model and boundary conditions are shown in Figure 3. The dimensions of the numerical model were created with the same to experimental model one.

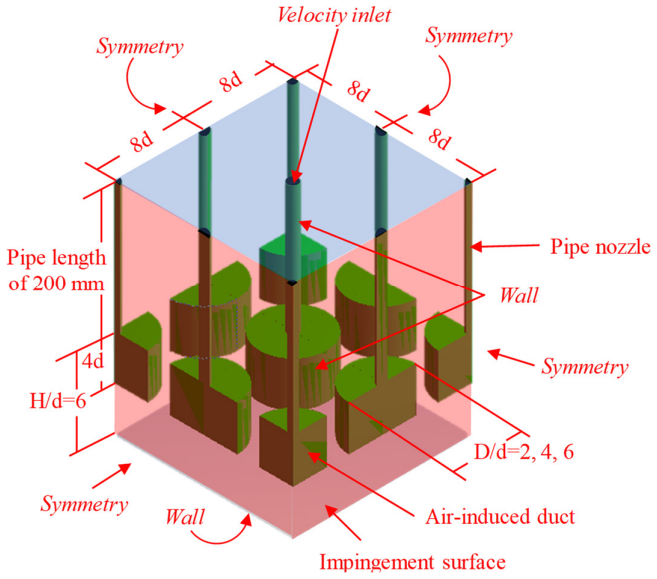


Fig. 3. Numerical model and boundary conditions

The numerical model could be divided in three section. The first section was the main pipe nozzles, having diameter of 17.2 mm and length of 200 mm. The second section represented the air-induced ducts, which have the length of 4 times of nozzle diameter, and the diameter of the duct (D) were varied at D/d=2, 4 and 6. The third section was concerned an impingement surface, so jet-to-plate distances (H) were fixed at H/d=6. The boundary conditions consisted of velocity inlet, wall and symmetry that were summarized the details of numerical model in Table 2.

Table 2
The details of boundary conditions

Selected surfaces	As define
Nozzles inlet	Velocity inlet, 27.21 m/s
Front and Side surface	Symmetry
Top, Bottom, nozzle pipe surface and the duct surface	Wall

3.2 Grid System and Validation

The grid distribution of the numerical model is represented in Figure 4. In this model, the rectangular grid was generated mainly, and the triangular grid was created properly to fill in circle region, such as nozzle pipe zones and air-induced duct regions. For the zone near impingement surface that had very high velocity gradient, the grids were finely controlled. To achieve an accurate solution, the number of grid was modified until the dimensionless wall distances being approximately 1 (y^+≈1) [26]. y^+ was calculated from Equation 4.

$$y^+ = \frac{y_1 u_\tau}{v} \tag{4}$$

where shear velocity, u_τ, the distance to the nearest wall, y_1 and the kinematic viscosity of air, v.

The influences of grid quantities on y^+distributions on the impingement surface of middle jet (Y/d=0, X/d=0) in the range of -2.0≤X/d≤2.0 are represented in Figure 5(a). The number of grids making the y^+≈1 had two sets, including 2,982,080 and 3,541,220 cells. Therefore, the grid at 2,982,080 elements was selected for applying in numerical simulation in this work due to lower computational cost.

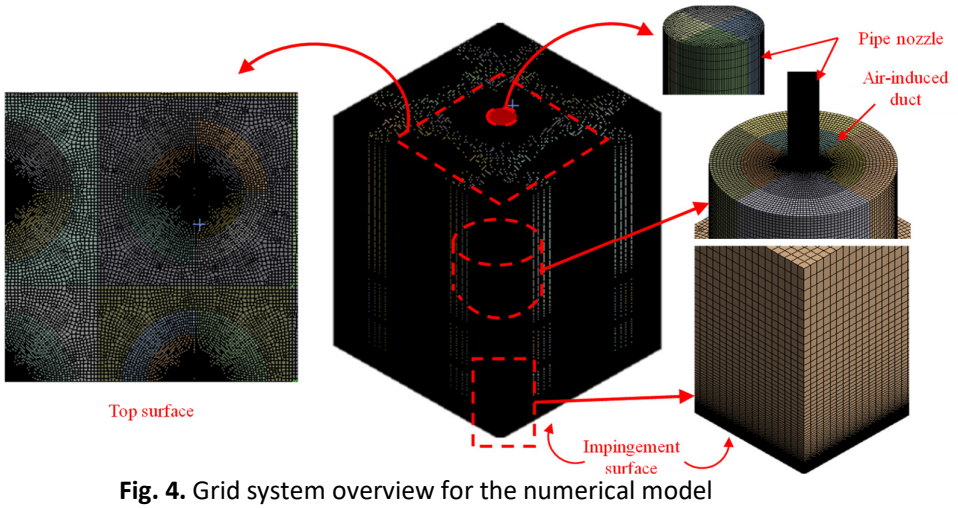
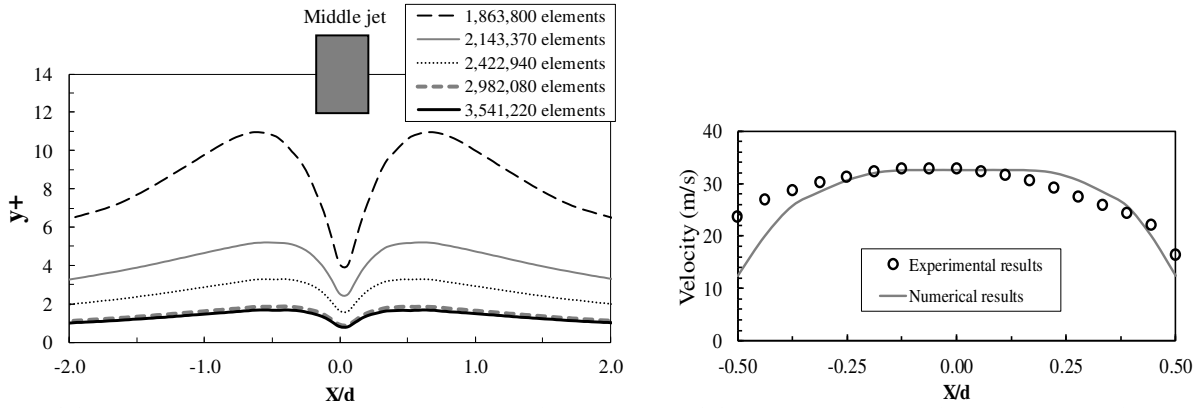


Fig. 4. Grid system overview for the numerical model

In order to validate simulation results, the jet velocity profiles at pipe outlet (-2.0≤X/d≤2.0) of middle jet (Y/d=0, X/d=0) from simulation and experiment results at H/d=6 were compared as shown in Figure 5 (b). The numerical results agreed with the experimental data. However, there was small discrepancy at the edge of nozzle pipe.



(a) y^+ distributions on the impingement surface (b) The comparison of jet velocity profiles

Fig. 5. The effects of grid dependency and CFD result validation for middle jet (Y/d=0, X/d=0) at H/d=6

3.3 Numerical Method

Computations were performed to solve Reynolds averaged continuity and Navier-Stokes equations under considering boundary conditions. The normal-velocity relaxation (v^2-f turbulence model) was applied to revel the flow characteristics since the numerical results were proved that agreed very well with experiments [27, 28]. It was highly recommended for solving the impinging problem with moderate computational cost by [29]. The SIMPLE scheme was selected to handle with pressure-velocity coupling, and the PRESTO algorithm was used to carry out the pressure discretization [30, 31]. The Second Order Upwind scheme was applied to deal with the rest of the spatial discretization. The iterative solution was insured to be converged when the residual of all the variables were less than 10^{-5}.

4. Results and Discussions

4.1 Flow Patterns

Velocity vectors on Z-X plane passing the middle pipe nozzle (Y/d=0) are shown in Figure 6. The circle marks shown in each figure represents the air entrainment at nozzle outlet for no. 1, the jet flow mixing with ambient air for no. 2, and stands for the area of accumulated jet after impingement for no. 3. In the case of conventional jet (Figure 6(a)), ambient air was induced initially by main jet flow at the nozzle outlet (Circle mark 1) and was mixed continuously with the main jet (Circle mark 2), causing velocity spread and decay. Wall jet interacted with each other after impingement at interval jet, which causing circulation flow turned back to the main jet flow (Circle mark 3).

In the latter cases with air-induced duct at D/d=2, 4 and 6 (Figure 6(b), (c) and (d)), the ambient air which was induced into the main jet is greater than the case of conventional jet (Figure 6(a)). It could be observed by the vectors in the duct being longer. Only for the case of D/d=2 (Figure 6(b)), the surrounding air was not further mixed with the main jet flow due to shielding by the duct. When the duct diameter was expanded at D/d=4 (Figure 6(c)), the entrainment air was more induced into the duct and then mixed with the main jet, so it caused to increase turbulence intensity of jet before impingement which will be discussed. For the biggest diameter of air-induced duct (D/d=6, Figure

10(d)), the duct was thus found to be able to induce ambient air being more than the others. The excessive entrainment air, which was not mixed with the jet flow, can impinge directly on the impingement surface, causing the stagnation area of jet being larger. In addition, with the largest diameter of air-induced duct (D/d=6, Figure 10(d)), flow characteristics of jet are similar to the case of conventional jet.

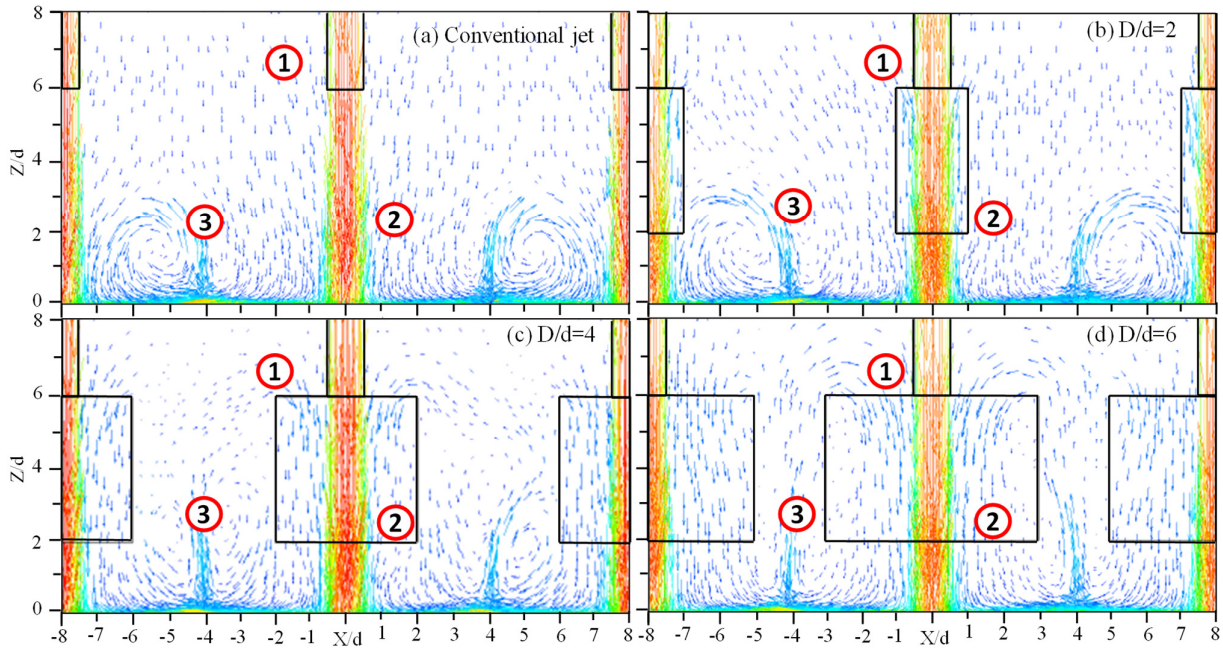


Fig. 6. Velocity vectors on Z-X plane, passing middle jets at Y/d=0, S/d=8, H/d=6 (CFD results, Re=30,000)

After the jet impinging on the surface, the circulation flow (No. 3 circle mark) became smaller when air-induced duct diameter was larger. Consequently, the circulation flow disappeared completely at the case of D/d=6 (Figure 6(d)) due to blocking by the duct.

From these phenomena, it was expected that heat transfer region had larger area when the duct was more expanded, but heat transfer at stagnation point was lesser when the duct diameter got too large.

TKE profiles in all cases of mounting air-induced duct were also found to be higher than the case of conventional jet. However, the larger duct did not lead to a high TKE as occurred in the velocity profile case, and the highest TKE was found in the case of D/d=4. The high TKE of induced air affects to strong turbulent intensity of jet that would affect to high heat transfer on the surface of impinging jet, which was mentioned in 'Introduction'. Therefore, the highest heat transfer could be found in the cases of D/d=4.

Figure 7 represents the velocity profiles (Figure 7(a)) and turbulence kinetic energy, TKE, profiles (Figure 7(b)) along X/d direction at middle jet outlet (Y/d=0, X/d=0). The region at X/d≤0.5 was for main jet flow, and the section in range of 0.5<X/d≤3 was for the area where ambient air entering the air-induced duct.

For all cases of mounting air-induced duct (D/d=2, 4 and 6), the velocity profiles in the duct region, 0.5<X/d≤1 for D/d=2, 0.5<X/d≤2 for D/d=4 and 0.5<X/d≤3 for D/d=6, were higher than the case of conventional jet. The highest velocity profile was found in the case of the smallest air-induced duct, D/d=2, yet it was just only in small range, 0.5≤X/d≤1. The velocity profiles tended to decrease when the duct was more expanded due to low suction force from diameter effect. However, the area where

ambient air entering the duct was larger, which was observed to be the largest in the case of D/d=6. It can be noticed that the volume of air was more induced when the diameter of the duct was enlarged.

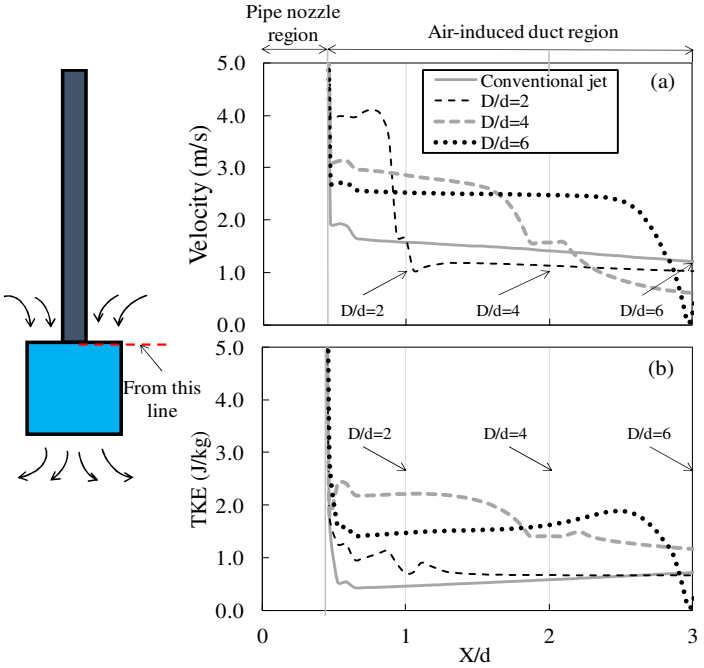


Fig. 7. (a) Velocity and (b) Turbulence Kinetic Energy profiles along Z-X direction at middle jet outlet 0≤X/d≤3 (CFD results, S/d=8, H/d=6, Re=30,000)

4.2 Nusselt Number Contour

The Nusselt number contours on the impingement surface at Re=30,000 are shown in Figure 8. The small circles in the figures indicated the pipe nozzle location, its location depending on the jet-to-jet spacing (S), and the bigger ones represented air-induced duct, which were concentric with each pipe nozzles, the size depending on its diameter. Nusselt number contours could be divided into three regions namely: (1) an area of high Nusselt number (Nu≥120) representing the stagnation region where a jet impinged directly to the surface, (2) an area of medium Nusselt number (90≤Nu≤120) showing the region around the stagnation zone, and (3) an area of low Nusselt number (Nu<90) indicating the jet interval region where spent jet vent out. Generally, the area of high and medium Nusselt number became smaller when the jet-to-plate distance (H) is higher. This result has been found similarly to many works [5, 9 and 24].

At a jet-to-plate distance H/d=6, the area of high Nusselt number was larger when diameter of air-induced duct was expanded, which agreed with flow characteristics in previous section, and the largest area of high Nusselt number was observed in the case of D/d=4 (Figure 8(c)). This could be explained that an entrainment air in the duct mixed with the jet flow, which enhance the turbulence intensity before impingement as earlier discussed in flow characteristics, resulting in high Nusselt number at stagnation region. When the diameter of the duct was too large, D/d=6 (Figure 8(d)), the area of high Nusselt number at stagnation region became smaller than the other cases. However, the areas of medium and low Nusselt number were comparable to the other cases.

For the cases of H/d=8, the area of high Nusselt number in the case of conventional jet was smaller than those cases of jet mounting air-induced duct. The results were similar to the cases of H/d=6 which area of high Nusselt number at stagnation region of jet with mounting air-induced duct (D/d=2 and 4, Figure 8 (f) and (g)) is larger than the case of conventional jet (Figure 8 (e)), but the area of high Nusselt number in the case of D/d=2 and 4 (Figure 8(f) and (g)) was comparable. It could be clarified that the diameter was more effective when apply to the case of short jet-to-plate distance (H/d=6).

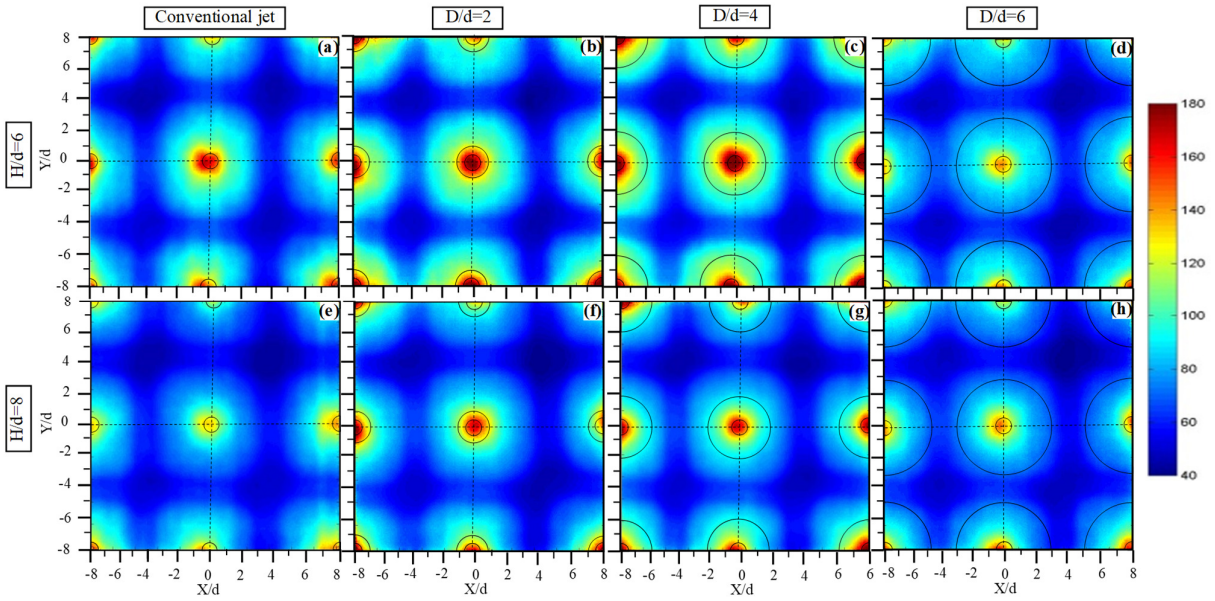


Fig. 8. Nusselt number contour on the impingement surface, Re=30,000 (Experimental results)

4.3 Local Nusselt Number

Figure 9 shows the distributions of local Nusselt number along the center of nozzles (Y/d=0). The rectangular symbols above the Figure represent the nozzle locations. For all cases, the peak of Nusselt number was found at the jet positions or impingement regions (X/d=-8, 0 and 8), and the trough of Nusselt number was observed at the jet interval (X/d=-4 and 4).

In the case of H/d=6 (Figure 9(a)), the peak of Nusselt number at stagnation point became higher when the duct was expanded, except for the case of D/d=6. The Nusselt number at jet interval was, however, comparable to all cases. For the cases of H/d=8 (Figure 9(b)), the peak of Nusselt number in the case of jet with air-induced duct was found to be higher than the case of conventional jet. For all cases of mounting the duct, the peak of Nusselt number and the trough of Nusselt number were similar. This show that the effect of mounting air-induced duct on an increase of Nusselt number in area of stagnation zone is greater that the area of jet interval.

4.4 Average Nusselt Number

Figure 10 represents the average Nusselt number on the impingement plate that was calculated using Equation 3 over the analysis space. The average Nusselt number for all cases of H/d=6 was generally higher than those of H/d=8 even though all cases of H/d=8 were mounted with air-induced duct.

As a result, the highest average Nusselt number was found remarkably in the case of jet mounting air-induced duct for shorter jet-to-plate distance (H/d=6) at D/d=4. Hence, it was cleare that a larger duct diameter can yield better heat transfer – up to limit (D/d=4), and this shows a 10.59% increase as compared to the case of conventional jet. For H/d=8, the average Nusselt number was also observed to be the highest at D/d=4, representing a 4.66% higher than the case of jet without duct. In short, the effect of mounting air-induced duct on heat transfer enhancement of impinging jets at H/d=6 is more effective than that at H/d=8.

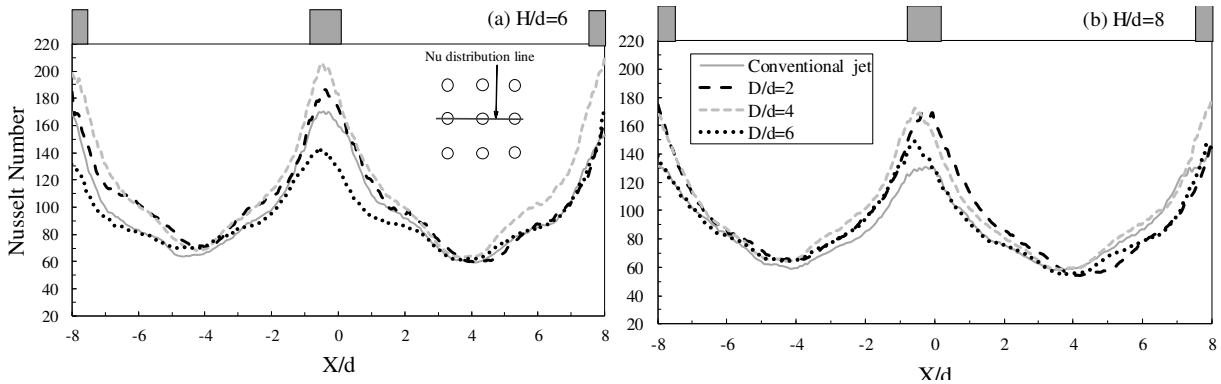


Fig. 9. The distributions of local Nusselt number along the center of nozzles (Y/d=0) (a) H/d=6 and (b) H/d=8, Re=30,000 (Experiment results)

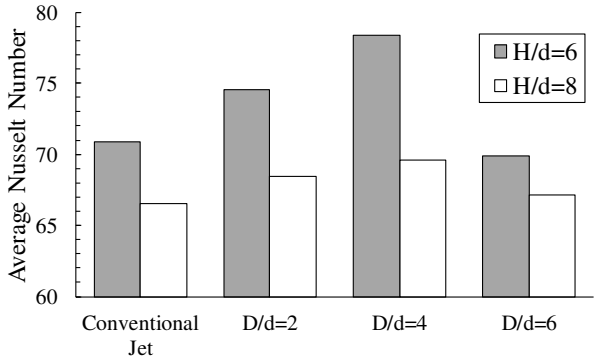


Fig. 10. The average Nusselt number on the impingement plate for the case of H/d=6 and H/d=8, (Experimental results, Re=30,000).

5. Conclusions

In this study, the effects of air-induced duct diameter on flow and heat transfer characteristics of impinging jets have been explored experimentally and numerically. The jet-to-plate distance was also investigated to seek the influence on heat transfer enhancement under assigned condition. Remarkable results can be summarized as followed:

1. Jets mounting air-induced duct could induce ambient air entraining into the jet flow greater than the case of conventional jet. At moderate duct diameter (D/d=4), a Turbulent Kinetic Energy (TKE) of entrainment air entering the duct was found to be higher than other cases.

2. Average Nusselt number of jet with mounting air-induced duct at D/d=4 was the highest. This coincided with the highest TKE of entrainment air entering the duct at D/d=4.

3. For short jet-to-plate distance (H/d=6), average Nusselt number was found to be higher than that of the larger jet-to-plate distance throughout air-induced duct diameters. Therefore, the effect

of mounting air-induced duct on heat transfer enhancement of impinging jets at H/d=6 is more effective than that at H/d=8.

Acknowledgement
This research was financially supported by the Thailand Research Fund (TRF), grant No. MGR5980082.

References

[1] Martin, H. "Heat and mass transfer between impinging gas jets and solid surfaces." *Advances in Heat Transfer* 13, (1977): 1-60.
[2] Jambunathan, K., Lai, E., Moss, M.A. and Button, L. "A review of heat transfer data for single circular jet impingement." *International Journal of Heat and Fluid Flow* 13, no. 2 (1992): 106-115.
[3] Viskanta, R. "Heat transfer to impinging isothermal gas and flame jets." *Experimental Thermal and Fluid Science* 6, no. 2 (1993): 111-134.
[4] Huber, A.M. and Viskanta, R. "Impingement heat transfer with a single rosette nozzle." *Experimental Thermal and Fluid Science* 9, no. 3 (1994): 320-329.
[5] Katti, V. and Prabhu, S.V. "Experimental study and theoretical analysis of local heat transfer distribution between smooth flat surface and impinging air jet from a circular straight pipe nozzle." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 51, no. 17-18 (2008): 4480-4495.
[6] Guo, Q., Wen, Z. and Dou, R. "Experimental and numerical study on the transient heat-transfer characteristics of circular air-jet impingement on a flat plat." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 104, (2017): 1177-1188.
[7] Dano, B.P.E., Liburdy, J.A. and Kanokjaruvijit, K. "Flow characteristics and heat transfer performances of a semi-confined impinging array of jets: effect of nozzle geometry." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48, no. 3-4 (2005): 691-701.
[8] Nuntadusit, C., Wae-hayee, M., Tekasakul, P. and Eiamsa-ard, S. "Local heat transfer characteristics of array impinging jets from elongated orifices." *International Communications in Heat and Mass Transfer* 39, no. 8 (2012): 1154-1164.
[9] Geers, L.F.G., Tummers, M.J., Bueninck, T.J. and Hanjalic, K. "Heat transfer correlation for hexagonal and in-line arrays of impinging jets." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 51, no. 21-22 (2008): 5389-5399.
[10] San, J.Y. and Lai, M.D. "Optimum jet-to-jet spacing of heat transfer for staggered arrays of impinging air jets." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 44, no. 21 (2001): 3997-4007.
[11] Huber, A.M. and Viskanta, R. "Effect of jet-to-jet spacing on convection heat transfer to confined, impinging arrays of axisymmetric air jets." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 37, no. 18 (1997): 2859-2869.
[12] Hollworth, B.R., and Berry, R.D. "Heat transfer from arrays of impinging jets with large jet-to-jet spacing." *Journal of Heat Transfer* 100, no. 2 (1978): 352-357.
[13] Gao, N., Sun, H. and Ewing, D. "Heat transfer to impinging round jets with triangular tabs,." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 46, no. 14 (2003): 2557-2569.
[14] Zhou, D.W. and Lee, S.J. "Heat transfer enhancement of impinging jets using mesh screens." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47, no. 11-12 (2004): 2097-2108.
[15] Wen, M.Y. and Jang, K.J. "An impingement cooling on a flat surface by using circular jet with longitudinal swirling strips." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 46, no. 24 (2003): 4657-4667.
[16] Nuntadusit, C., Wae-hayee, M., Bunyajitradulya, A. and Eiamsa-ard, S. "Heat transfer enhancement by multiple swirling impinging jets with twisted-tape swirl generators." *International Communications in Heat and Mass Transfer* 39, no. 1 (2012): 102-107.
[17] Nuntadusit, C., Wae-hayee, M., Bunyajitradulya, A. and Eiamsa-ard, S. "Visualization of flow and heat transfer characteristics for swirling impinging jet." *International Communications in Heat and Mass Transfer* 39, no. 5 (2012) 640-648.
[18] Alekseenko, S.V, Bilsky, A.V., Dulin, V.M. and Markovich, D.M. "Experimental study of an impinging jet with different swirl rates." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 28, no. 6 (2007): 1340-1359.
[19] Bakirci, K. and Bilen, K. "Visualization of heat transfer for impinging swirl flow." *Experimental Thermal and Fluid Science* 32, no. 1 (2007): 182-191.
[20] Colucci, D.W. and Viskanta, R. "Effect of nozzle geometry on local convective heat transfer to a confined impinging air jet." *Experimental Thermal and Fluid Science* 13, no. 1 (1996): 71-80.
[21] Zeng, Y., New, T.H. and Chng, T.L. "Flow behavior of turbulent nozzle jets issuing from beveled collars." *Experimental Thermal and Fluid Science* 35, no. 8 (2001): 1555-1564.

[22] Zeng, Y., New, T.H. and Tsai, H.M. "On the use of notched collars on an axisymmetric jet." *Experimental Thermal and Fluid Science* 33, no. 6 (2009): 1029-1034.
[23] Nathan, G.J., Mi, J., Alwahabi, Z.T., Newbold, G.J.R and Nobes, D.S. "Impacts of a jet's exit flow pattern on mixing and combustion performance." *Progress in Energy and Combustion Science* 32, no. 5-6 (2006): 496-538.
[24] Nuntadusit, C., Wae-hayee, M. and Keawchoothong, N. "Heat transfer enhancement on a surface of impinging jet by increasing entrainment using air-augmented duct." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 127 (2018): 751-767.
[25] Yeranee, K., Wae-hayee, M., Piya, I., Rao, Y. and Nuntadusit, C. "The study of flow and heat transfer characteristics of impinging jet array mounting air-induced duct." *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* 243, no. 1 (2017).
[26] Olsson, E.E.M, Ahrne, L.M., Tragardh, A.C. "Flow and heat transfer from multiple slot air jets impinging on circular cylinders." *Journal of Food Engineering* 67 (2005): 273-280.
[27] Sunden, B., Larocque, J. and Wu, Z. "Numerical simulation of heat transfer from impinging swirling jets." In *Impingement Cooling in Gas Turbines: Design, Applications, And Limitations*, p. 185-203.
[28] Behnia, M., Parneix, S. and Durbin, P. A. "Prediction of heat transfer in an axisymmetric turbulent jet impinging on a flat plate." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 41, no. 12 (1998): 1845-1855.
[29] Zuckerman, N. and Lior, N. "Jet impingement heat transfer: physics, correlations and numerical modeling." *Advances in Heat Transfer* 39, (2006): 565-631.
[30] Jehad, D.G., Hashim, G.A., Zarzoor, A.K., Nor Azwadi, C.S. "Numerical study of turbulent flow over backward-facing step with different turbelence models." *Journal of Advanced Research Design* 4, no. 1 (2015): 20-27.
[31] Jamil, M.M., Adamu, M.I., Ibrahim, T.R., Hashim, G.A. "Numerical study of separation length of flow through rectangular channel with baffle plantes." *Journal of Advanced Research Design* 7, no. 1 (2015): 19-33.

ภาคผนวก ข.

(กฤตยชญ์ เยรานี, มักตาร์ แวหะยี และ ชยุต นันทดุสิต. “***การศึกษาการไหลและการถ่ายเทความร้อนของกลุ่มเจ็ทพุ่งชนปะทะพื้นผิวที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศโดยวิธีเชิงตัวเลข***” การประชุมวิชาการ เรื่องการถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อนและกระบวนการ ครั้งที่ 16, 23 – 24 กุมภาพันธ์ 2560 จังหวัดเชียงใหม่ ประเทศไทย**)**

การศึกษาการไหลและการถ่ายเทความร้อนของกลุ่มเจ็ทพุ่งชนปะทะพื้นผิวที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศโดยวิธีเชิงตัวเลข

THE STUDY OF FLOW AND HEAT TRANSFER OF IMPINGING JET ARRAY MOUNTING AIR-INDUCED DUCT BY NUMERICAL SIMULATION

กฤตยชญ์ เยรานี
มักตาร์ แวหะยี*
ชยุต นันทดุสิต

สถานวิจัยเทคโนโลยีพลังงานและภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์ จ.สงขลา 90112
*E-mail: wmakatar@eng.psu.ac.th

บทคัดย่อ

จุดประสงค์ของการทดลองนี้เพื่อศึกษาลักษณะการไหลของกลุ่มเจ็ทพุ่งชนที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศ โมเดลที่ใช้ในการศึกษาเป็นแบบเจ็ทที่พุ่งออกจากท่อหัวฉีดที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน d=17.2 mm ยาว 200 mm การจัดเรียงของหัวฉีดเป็นแบบแถวตรงที่มีจำนวน 3 แถว x 3 คอลัมน์ ระยะห่างระหว่างท่อเจ็ท (S) เท่ากับ S=6d และระยะห่างจากปากทางออกเจ็ทถึงพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชน (H) เท่ากับ H=6d สำหรับเส้นผ่านศูนย์กลาง (D) และความยาว(L) ของท่อเหนี่ยวนำอากาศมีขนาดเท่ากับ D=4dและ L=4d โดยกำหนดให้เรย์โนลด์นัมเบอร์คงที่เท่ากับ Re=30,000นอกจากนี้ได้ศึกษากรณีเจ็ทจากท่อที่ไม่ได้ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศเพื่อใช้ในการเปรียบเทียบกับกรณีที่มีการติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศ ในการศึกษาจะใช้วิธีคำนวณเชิงตัวเลขโดยใช้ซอฟท์แวร์ANSYS,Fluent (V.13) จากผลการศึกษาพบว่ากรณีเจ็ทที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศ จะมีอากาศรอบๆที่ถูกชักนำไหลเข้าท่อเหนี่ยวนำอากาศและผสมกับการไหลของเจ็ทมากกว่ากรณีเจ็ทที่ไม่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศ
คำสำคัญ: การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน, เจ็ทพุ่งชน, ท่อเหนี่ยวนำอากาศ, ท่อขยาย

Abstract

The aim of this research is to study flow and heat transfer characteristics of array of impinging jets associating air-augmented ducts. The investigation model was jets discharging from pipe nozzle having an inner diameter of d=17.2 mm and a length of 200 mm. Nozzle arrangement were inline configuration having 3 rows x 3 columns. A jet-to-jet distance (S) was S=6d, and a jet-to-plate distance (H) was H=6d. The inner diameter (D) and the length (L) of the air-augmented ducts were D=4d and L=4d, respectively. The Reynolds number was fixed at Re=30,000. In addition, the impinging jets without mounting the air-augmented ducts were also investigated for benchmarking with the case of mounting the air-augmented ducts. In the study, a Computational Fluid Dynamic (CFD) using ANSYS, Fluent (V.13) was adopted. The results showed that the flow entrainment for the case of jets mounting the air-augmented ducts is larger than those without mounting the air-augmented ducts.

Keywords: Heat transfer enhancement, Impinging jets, Air-Induced Duct, Expansion pipe.

1. บทนำ

กระบวนการถ่ายเทความร้อนแบบเจ็ทพุ่งชนเป็นกระบวนการหนึ่งที่มีการใช้งานอย่างแพร่หลายในกลุ่มอุตสาหกรรมต่างๆ เช่น การผลิตกระจก (tempering of glass), การระบายความร้อนในอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ (cooling of electronic) หรือการแช่แข็งอาหารเป็นต้น วิธีการหนึ่งที่ช่วยในการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวคือการเพิ่มความปั่นป่วนของการไหลภายในเจ็ท

นักวิจัยหลายคนได้ศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนบนผิวที่เจ็ทพุ่งชนโดยเพิ่มความปั่นป่วนของการไหลภายในเจ็ท ตัวอย่างเช่น การติดตาข่าย [1] การติดแถบสามเหลี่ยมที่ปากทางออกเจ็ท[2] การใส่ตัวสร้างการไหลแบบหมุนควง[3-6] หรือใบพัดนำทางที่ทางออกหัวฉีด[7, 8] เป็นต้น ปัจจัยที่สำคัญที่ช่วยเพิ่มความปั่นป่วนของการไหลภายในเจ็ทคือการเพิ่มการชักนำของของไหลที่อยู่ล้อมรอบมาผสมกับการไหลของเจ็ท (Flow entrainment)

การติดตั้งท่อขยายที่ปากทางออกท่อเจ็ทเป็นวิธีการหนึ่งที่ง่ายสามารถเพิ่มความปั่นป่วนของการไหลภายในเจ็ท [9-14] โดยทั่วไปแล้ว วิธีนี้จะถูกนำไปใช้เพื่อเพิ่มการผสมและการกระจายตัวของของไหลในการสันดาปของหัวเผาในโรงงานอุตสาหกรรม [15,16] อย่างไรก็ตาม งานวิจัยด้านการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวโดยการใช้เจ็ทพุ่งชนที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศยังมีน้อย

งานวิจัยที่ผ่านมาได้มีการศึกษากรณีของเจ็ทพุ่งชนแบบท่อเดียว โดยติดตั้งท่อขยายหน้าตัดหรือเรียกว่า “ท่อเหนี่ยวนำอากาศ” เพื่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อนบนผิวที่เจ็ทพุ่งชน จากการทดลองพบว่า ของไหลที่อยู่ล้อมรอบจะถูกชักนำเข้าไปในท่อเหนี่ยวนำอากาศ ส่งผลทำให้ความปั่นป่วนของการไหลภายในเจ็ทเพิ่มขึ้น และสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชนได้

Sonkhoh [17] ศึกษาลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชนโดยการติดตั้งท่อขยายหน้าตัดที่ปากทางออกท่อเจ็ท สำหรับลักษณะการไหลของเจ็ทพุ่งชนจะศึกษาโดยใช้ CFD ท่อขยายหน้าตัดมีความยาวที่ L=2d, 4d, 6d และ 8d (d คือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อเจ็ท) ท่อขยายหน้าตัดมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง D=2d, 4d, 6d และ 8d สำหรับระยะห่างระหว่างเจ็ทถูกกำหนดที่H=2d, 4d, 6d และ 8d โดยค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ของเจ็ทเท่ากับRe=20,000 จากผลการทดลองพบว่า อัตราการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชนสำหรับกรณีที่ใช้ท่อขยายหน้าตัดมีค่าสูงเล็กน้อยเมื่อเทียบกับเจ็ทจากท่อปกติภายใต้เงื่อนไขที่ H≥4d,4d≥D≥6d และ L≥4d เนื่องจากมีการดึงอากาศมาผสมในท่อขยายหน้าตัดดังนั้นปัจจัยสำคัญที่เพิ่มการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชนที่ศึกษาโดย Songkhohคือการเพิ่มการดึงอากาศภายจากนอกเข้ามาผสมกับการไหลของเจ็ท

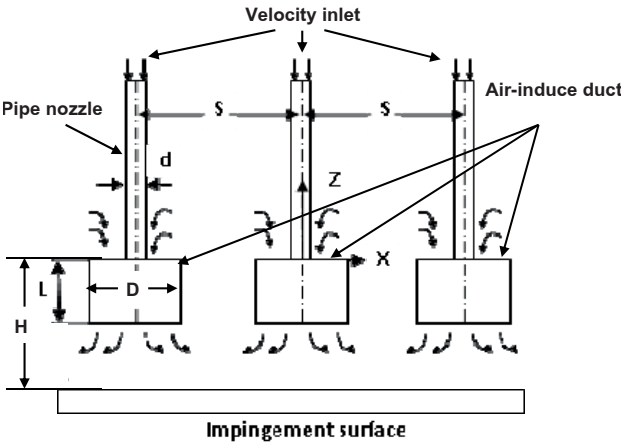
Keawchootonget. al [18] ได้ศึกษากรณีเจ็ทที่ติดตั้งท่อขยายหน้าตัดที่ปากทางออกหัวฉีด 2แบบ(1) ท่อขยายหน้าตัดที่เจาะรูเหนี่ยวนำอากาศ(เจาะด้านหลังท่อขยายหน้าตัด) จำนวน 4 6 8และแบบไม่เจาะรูเหนี่ยวนำอากาศ (2) กรณีท่อขยายหน้าตัดแบบกลวงซึ่งต่อไปจะเรียกว่าท่อเหนี่ยวนำอากาศ จากการศึกษาพบว่าเจ็ทที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศ มีการดึงอากาศเข้ามาผสมกับลำเจ็ทมากกว่ากรณีท่อขยายหน้าตัดที่มีการเจาะรูเหนี่ยวนำอากาศและไม่มีการเจาะรูเหนี่ยวนำอากาศ ซึ่งก่อนเจ็ทพุ่งชนพื้นผิวจะมีการดึงอากาศภายนอกเข้ามาผสมกับลำเจ็ท มีผลทำให้ความปั่นป่วนและความเร็วของลำเจ็ทก่อนพุ่งชนพื้นผิวเพิ่มขึ้น ซึ่งมีผลทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับเจ็ทจากท่อปรกติ

จากที่ได้กล่าวมาข้างต้น งานวิจัยส่วนใหญ่ได้ศึกษากรณีของเจ็ทพุ่งชนแบบท่อเดียวอย่างไรก็ตาม พื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในภาคอุตสาหกรรมมีขนาดกว้าง ดังนั้นในงานวิจัยนี้จะศึกษาลักษณะการไหลของเจ็ทพุ่งชนแบบกลุ่มที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศ เพื่อให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพียงพอต่อพื้นผิวที่มีขนาดกว้าง โดยมีการเปรียบเทียบกับกรณีของเจ็ทแบบกลุ่มที่ไม่ได้ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศ

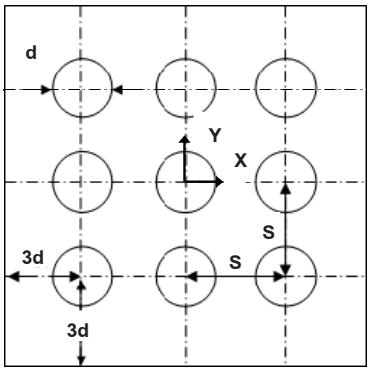
2.วิธีการศึกษา

2.1โมเดลที่ใช้ในศึกษา

รูปที่ 1 แสดงโมเดลของเจ็ทพุ่งชนที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศ โดยท่อเหนี่ยวนำอากาศจะถูกติดตั้งที่ปลายของหัวฉีดซึ่งมีศูนย์กลางร่วมกัน ระบบพิกัดฉากเริ่มต้นที่ปากทางออกเจ็ทโดยที่แกน Zอยู่ในทิศทางเดียวท่อเจ็ทสำหรับแกน X และแกน Y มีทิศทางตั้งฉากกับแนวแกนของท่อเจ็ท สำหรับรายละเอียดของตัวแปรที่ใช้ในการทดลองได้แสดงในตารางที่ 1



(ก) โมเดลหัวฉีดที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศ



(ข) การจัดเรียงของหัวฉีด

รูปที่ 1 แบบจำลองท่อเจ็ทที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศ

ตารางที่ 1รายละเอียดของตัวแปรที่ใช้ในการทดลอง

ตัวแปร	ค่าที่กำหนด
-เส้นผ่านศูนย์กลางภายในหัวฉีด (d)	d=17.2 mm
-เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อเหนี่ยวนำอากาศ (D)	D=4d
-ความยาวของท่อเหนี่ยวนำอากาศ (L)	L=4d
-ระยะห่างจากปากทางออกเจ็ทถึงพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชน (H)	H=6d
-ระยะห่างระหว่างเจ็ท (S)	S=6d
-เรย์โนลด์นัมเบอร์ (Re)	Re=30,000

2.2โมเดลการจำลองการไหล

โมเดลจะถูกแบ่งเป็น 3ชั้น ตามที่แสดงในรูปที่ 2(ก)ชั้นแรกประกอบด้วยท่อเจ็ทมีขนาดเส้นผ่านศูนย์ท่อ (d)=17.2 mm ยาว 200 mm ชั้นที่สองเป็นส่วนของท่อเหนี่ยวนำอากาศซึ่งมีความยาว 4d โดยมีเส้นผ่านศูนย์กลางร่วมกับท่อเจ็ทสำหรับชั้นล่างเป็นส่วนของอากาศที่อยู่ระหว่างปากทางออกของท่อเหนี่ยวนำอากาศและพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชน ในส่วนของการกำหนดสภาพขอบเขตได้แสดงรายละเอียดในรูปที่ 2(ข) และตารางที่ 2

ตารางที่ 2 การกำหนดสภาพขอบเขตที่ใช้ในการคำนวณ

สภาพขอบเขต	ค่าที่กำหนด
-ความเร็วที่ทางเข้าท่อเจ็ท (คงที่ตลอดหน้าตัด)	27.21 m/s
- ผนังด้านล่างกำหนดแบบฟลักซ์ความร้อนคงที่ตลอดพื้นผิว(Wall heat flux)	150 W/m^2
-อุณหภูมิทางเข้าอากาศ	25 $^{\circ}$C
-ผนังด้านข้างทั้ง 4 ด้านกำหนดแบบ Symmetry	-
-ผนังด้านบนกำหนดเป็นพื้นผิว (Wall)	-

2.3การสร้างกริด

รูปที่3 แสดงการสร้างกริด จากรูป ลักษณะของกริดเป็นรูปร่างเป็นสี่เหลี่ยม ในแต่ละบริเวณได้กำหนดขนาดกริดแตกต่างกัน โดยเฉพาะบริเวณที่เจ็ทใกล้พุ่งชนพื้นผิว ซึ่งจะมีทิศทางการเปลี่ยนแปลงของความเร็วมาก โดยบริเวณดังกล่าวจะต้องกำหนดขนาดกริดให้ละเอียด สำหรับตัวแปรที่ใช้กำหนดความละเอียดของกริดชั้นแรกจากพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชน จะพิจารณาจากค่า y+≤1 รูปที่ 4 แสดงy+ ที่กระจายตามเส้นตัดผ่านศูนย์กลางท่อเจ็ทบนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชนในงานวิจัยนี้ได้เลือกจำนวนกริดที่ 5,495,941 elements

2.4การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชน

โมเดลของการศึกษาการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวเป็นแบบฟลักซ์ความร้อนบนพื้นผิวคงที่ จากนั้นจะใช้เจ็ทที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าพุ่งชนพื้นผิวเพื่อระบายความร้อน ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนคำนวณได้จาก

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

เมื่อ $\dot{Q}$ คือ ฟลักซ์ความร้อน (W/m^2), Aคือพื้นที่มีการถ่ายเทความร้อน (m^2), T_{wall}คืออุณหภูมิของผนัง ($^{\circ}$C),T_{air}คืออุณหภูมิของอากาศ ($^{\circ}$C)

ค่านัสเซิลนัมเบอร์,Nuคำนวณจาก

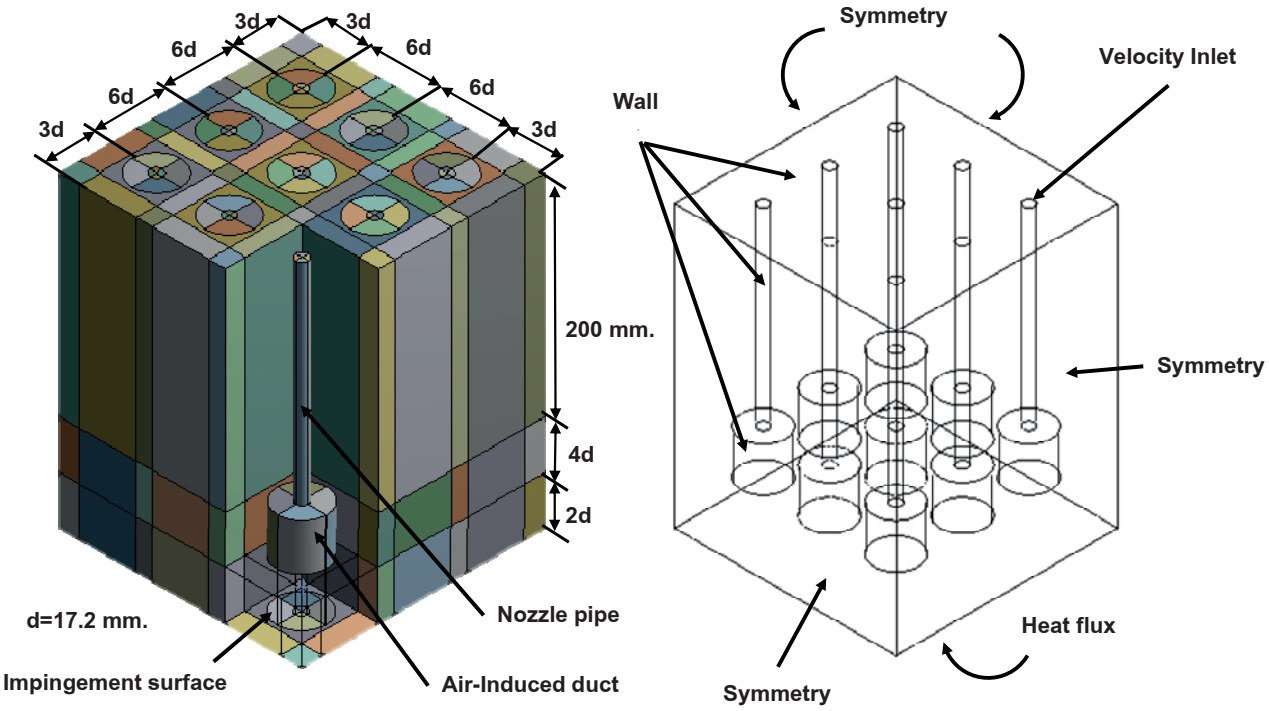
$$Nu = \frac{hd}{k} \quad (2)$$

เมื่อ dคือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อของท่อเจ็ท (mm) และ k คือค่าการนำความร้อนของอากาศ (W/m·K)

ค่าเฉลี่ยของนัสเซิลนัมเบอร์คำนวณได้จาก

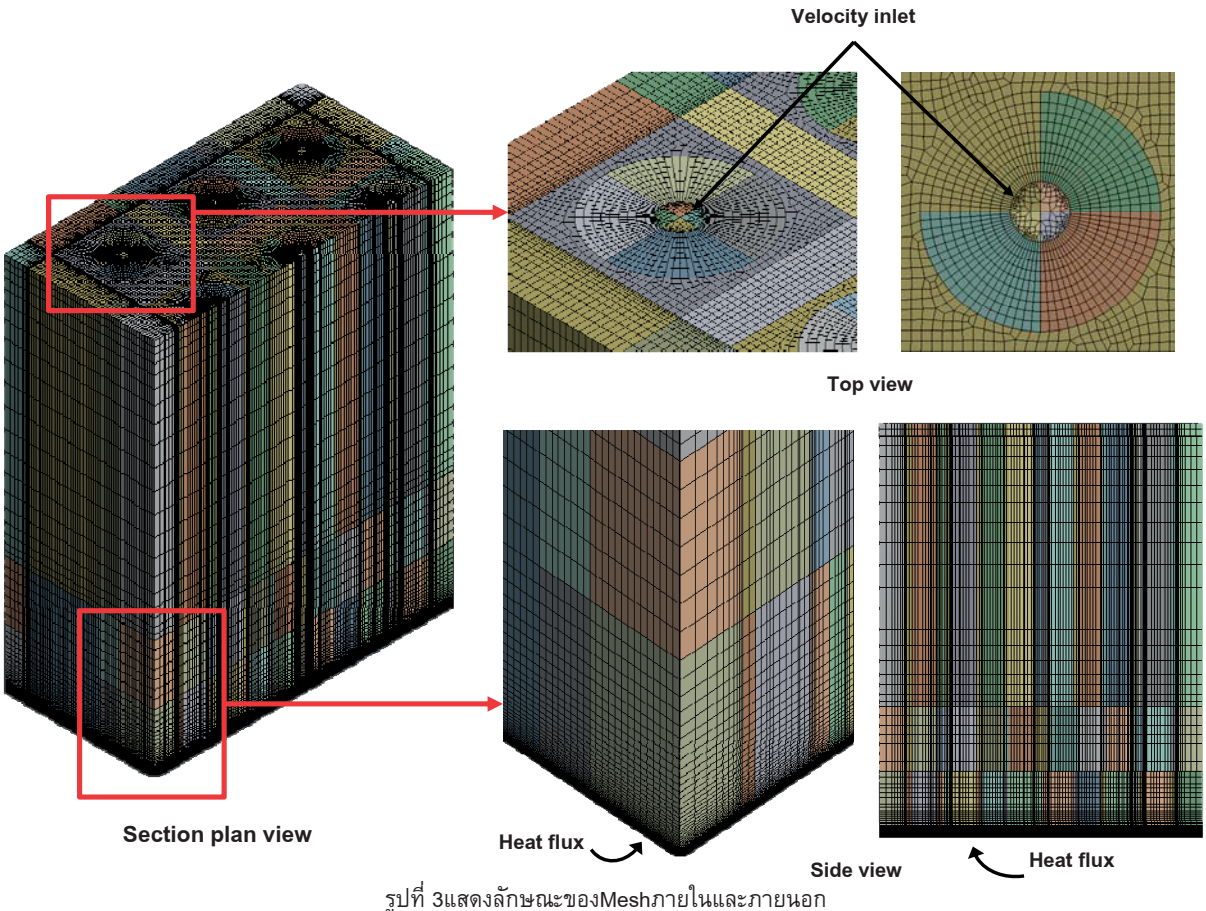
$$\overline{Nu} = \bar{h}d/k \quad (3)$$

ในที่นี้ $\bar{h}$ คือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยจากอุณหภูมิผนังเฉลี่ย (W/m^2·K)

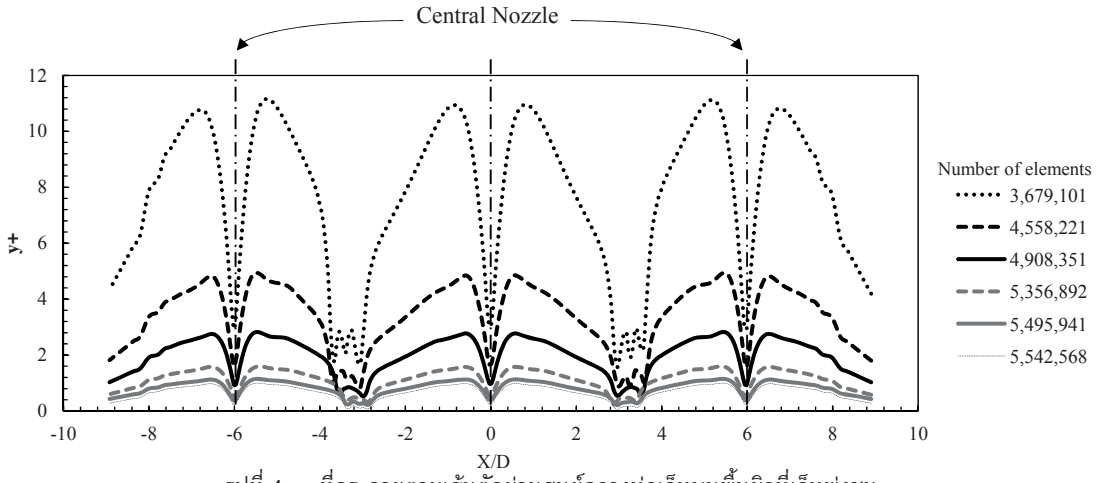


(ก) โมเดลที่สร้างในส่วนของ Design Model (ข)การกำหนดสภาพขอบเขต

รูปที่ 2 โมเดลที่สร้างด้วยโปรแกรม ANSYS, Fluent



รูปที่ 3แสดงลักษณะของMeshภายในและภายนอก



รูปที่ 4 y+ ที่กระจายตามเส้นตัดผ่านศูนย์กลางท่อเจ็ทบนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชน

2.5วิธีการคำนวณ

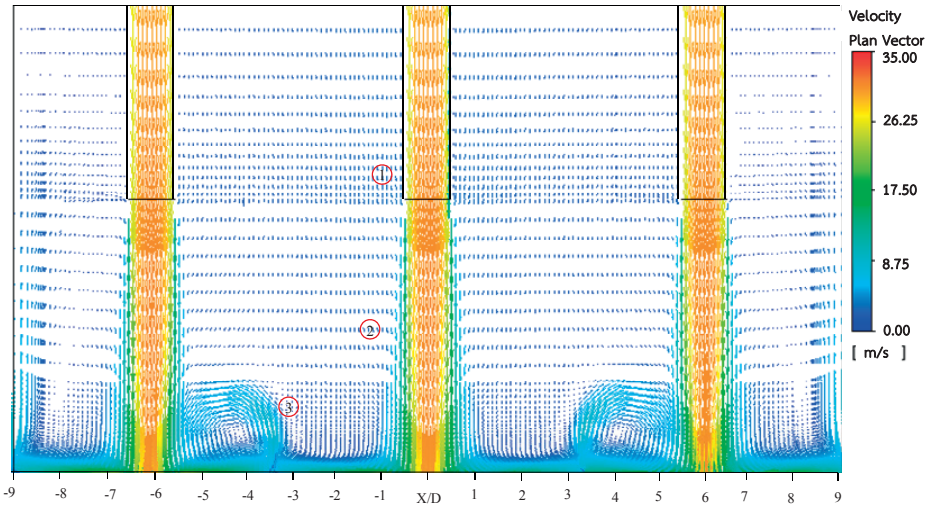
การไหลและการถ่ายเทความร้อนถูกคำนวณโดยการใช้Shear Stress Transport (SST) k-ω turbulence modelโดยพิจารณาของไหลเป็นแบบไม่อัดตัวที่มีค่าความร้อนคงที่ ด้วยเหตุนี้สมการพลังงานและสนามการไหลจึงถูกแยกออกจากกัน รูปแบบในการคำนวณจะใช้วิธี Semi-Implicit Method for Pressure-Linked (SIMPLE) ด้วย Second order upwind สำหรับค่าความผิดพลาดของคำตอบของสมการโมเมนตัมและสมการความต่อเนื่องกำหนดให้น้อยกว่า$1x10^{-5}$ และสมการพลังงานกำหนดให้น้อยกว่า $1x10^{-8}$

3 ผลการทดลองและการวิเคราะห์ผล

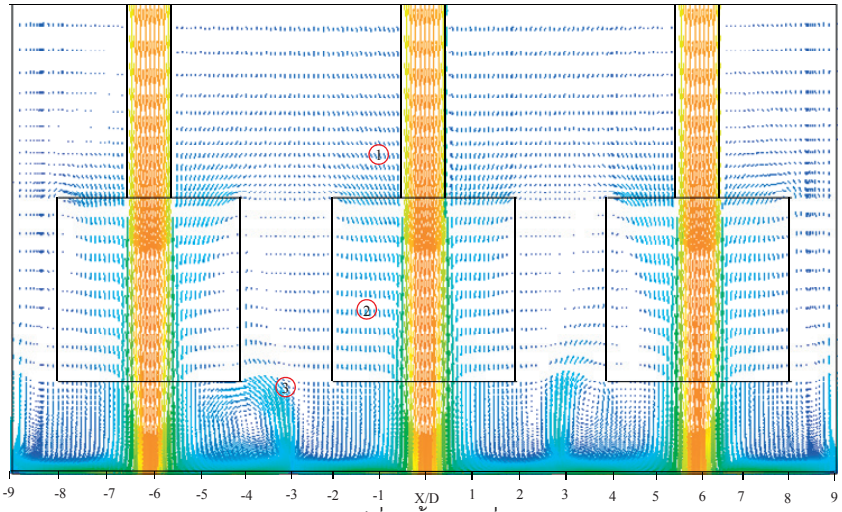
3.1 ลักษณะการไหลของเจ็ท

รูปที่ 5แสดงเวคเตอร์ของความเร็วบนระนาบZ-X ที่ตัดผ่านศูนย์กลางท่อเจ็ทที่ตำแหน่ง Y/d=0กรณีของเจ็ทที่ไม่ได้ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศ (รูปที่ 5(ก))ที่ตำแหน่ง 1 จะเกิดการเหนี่ยวนำของอากาศรอบ ๆเจ็ทเข้ามาผสมกับการไหลของเจ็ทเล็กน้อย จากนั้นจะมีการเหนี่ยวนำมากขึ้นที่ตำแหน่ง 2 สำหรับที่ตำแหน่ง 3 จะเกิดการชนกันของเจ็ทที่ไหลบนผนัง (Wall jet) ทำให้เกิดการชนกันระหว่างเจ็ทผนังที่อยู่ใกล้กัน สำหรับกรณีเจ็ทที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศ (รูปที่ 5(ข)) พบว่าที่ตำแหน่ง 1 อากาศรอบ ๆไหลเข้าท่อเหนี่ยวนำอากาศ

จากนั้นจะเกิดการเหนี่ยวนำอย่างมากที่ตำแหน่ง 2 และเกิดการชนกันของเจ็ทผนังที่ตำแหน่ง 3 คล้าย ๆกับกรณีแรก โดยที่ตำแหน่ง 1 สามารถเห็นการไหลของอากาศเข้าท่อเหนี่ยวนำอากาศอย่างเห็นได้ชัด

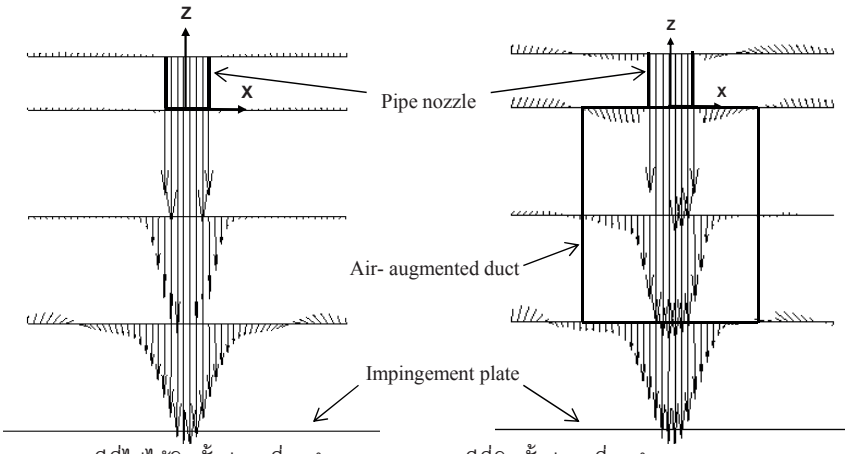


(ก) กรณีที่ไม่ได้ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศ



(ข) กรณีที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศ

รูปที่ 5เวคเตอร์ของความเร็วที่ระนาบตัดผ่านศูนย์กลางท่อเจ็ทที่ตำแหน่ง Y/d=0 (S=6d , H=6d, Re=30,000



(ก) กรณีที่ไม่ได้ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศ (ข) กรณีที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศ

รูปที่ 6เวคเตอร์ของความเร็วที่ระนาบตัดผ่านศูนย์กลางท่อเจ็ทที่ตำแหน่ง Y/d=0 ของเจ็ทที่อยู่ตรงกลาง (S=6d , H=6d, Re=30,000)

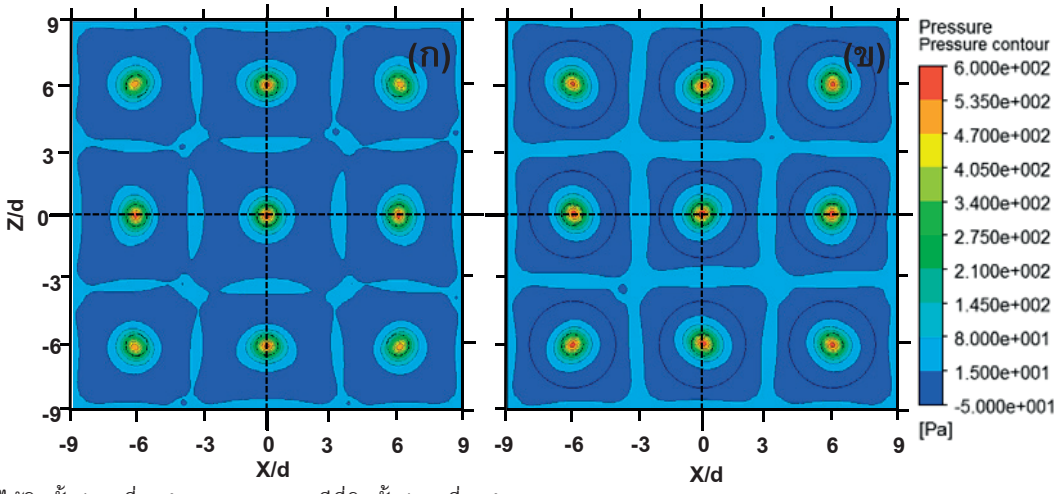
รูปที่ 6แสดงเวคเตอร์ของความเร็วที่ระนาบตัดผ่านศูนย์กลางท่อ เจ็ทที่ตำแหน่ง Y/d=0 ของเจ็ทที่อยู่ตรงกลาง จากรูปจะเห็นได้ชัดว่า

กรณีเจ็ทที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศ (รูปที่ 6(ข)) จะมีการเหนี่ยวนำอากาศรอบ ๆเข้ามาผสมกับการไหลของเจ็ทมากกว่ากรณีเจ็ทที่ไม่ได้ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศ (รูปที่ 6(ก))

3.2 การกระจายความดันและนัสเซิลต์นัมเบอร์บนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชน

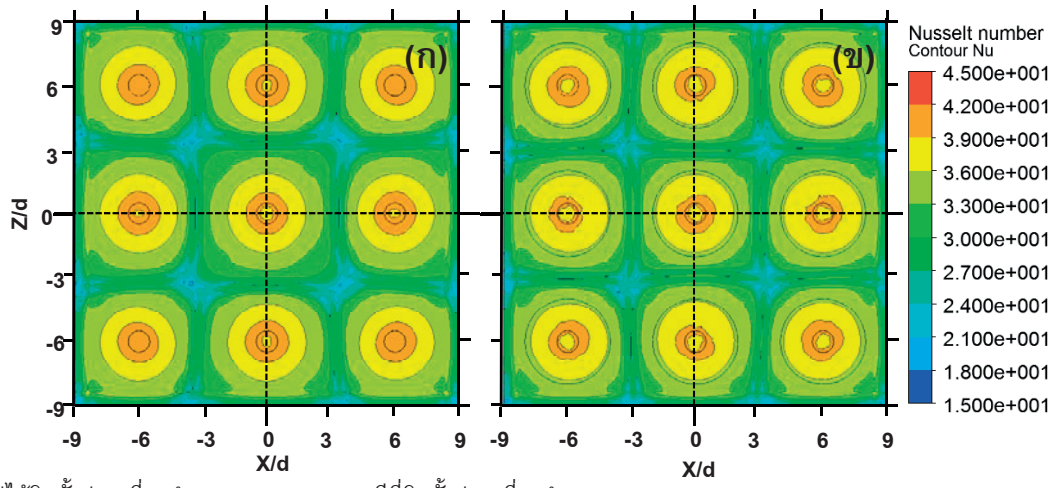
รูปที่ 7และ 8แสดงลักษณะการกระจายของความดันและนัสเซิลต์นัมเบอร์บนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชน โดยรูปด้านซ้าย(ก)เป็นกรณีที่ไม่ได้ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศ และรูปด้านขวา (ข) เป็นกรณีที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศและ จากรูปที่7 พบว่า บริเวณที่เจ็ทพุ่งชนมีความดันสูง ซึ่งบริเวณที่มีความดันสูงในกรณีของเจ็ทที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศ (รูปที่ 7(ข)) มีขนาดกว้างกว่ากรณีของเจ็ทที่ไม่ได้ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศ (รูปที่ 7(ก)) ซึ่งสอดคล้องกับลักษณะการไหลที่มีการผสมของเจ็ทกับของไหลรอบ ๆมากขึ้น ซึ่งมีผลทำให้เจ็ทเกิดการขยายตัวกว้างก่อนพุ่งชนพื้นผิว

สำหรับการกระจายของนัสเซิลต์นัมเบอร์บนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชนตามที่แสดงในรูปที่ 8พบว่าทั้งสองกรณีมีลักษณะที่ไม่แตกต่างกันมาก สำหรับค่านัสเซิลต์นัมเบอร์เฉลี่ยที่คำนวณจากสมการที่ (3) ทั้งสองกรณีมีค่าเท่ากับ 34.9ทั้งนี้อาจจะเป็นผลมาจากการใช้ Turbulence model แบบ SST ซึ่งยังไม่สามารถทำนายการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวได้แม่นยำเพียงพอ ซึ่งในการศึกษาครั้งต่อไปจะมีการเปรียบเทียบการใช้ Turbulence model แบบอื่นๆ



(ก) กรณีที่ไม่ได้ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศ (ข) กรณีที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศ

รูปที่ 7แสดงลักษณะการกระจายของความดันบนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชนกรณี S=6d, H=6d, Re=30,000



(ก) กรณีที่ไม่ได้ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศ (ข) กรณีที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศ

รูปที่ 7แสดงลักษณะการกระจายของนัสเซิลนัมเบอร์บนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชนกรณี S=6d, H=6d,Re=30,000

4 สรุปผลการทดลอง

จากการศึกษาการลักษณะไหลและการถ่ายเทความร้อนของกลุ่มเจ็ทพุ่งชนพื้นผิวโดยวิธีการจำลองการไหลด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ โดยเปรียบเทียบระหว่างกรณีเจ็ทที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศและกรณีเจ็ทที่ไม่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศสามารถสรุปผลการศึกษาดังนี้

1) กรณีเจ็ทที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศ จะมีการเหนี่ยวนำอากาศรอบๆเข้ามาผสมกับการไหลของเจ็ทมากกว่ากรณีเจ็ทที่ไม่ได้ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศอย่างเห็นได้ชัด

2) การกระจายความดันบนพื้นผิวพบว่า บริเวณที่มีความดันสูงของเจ็ทที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศมีขนาดกว้างกว่ากรณีเจ็ทที่ไม่ได้ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศ ซึ่งสอดคล้องกับลักษณะการไหลที่มีการผสมของเจ็ทกับของไหลรอบๆมากกว่า มีผลทำให้เจ็ทเกิดการขยายตัวของเจ็ทกว้างกว่าก่อนพุ่งชนพื้นผิว

3) การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชนพบว่าทั้งสองกรณีมีลักษณะที่ไม่แตกต่างกันมากนัก ทั้งนี้อาจจะเป็นผลมาจากการใช้ Turbulence model แบบ SST ซึ่งยังไม่สามารถทำนายการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวได้แม่นยำเพียงพอ ซึ่งในการศึกษาครั้งต่อไปจะมีการเปรียบเทียบการใช้ Turbulence model แบบอื่นๆ

5 กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้ได้รับการสนับสนุนจาก สำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย (สกว.) เลขที่สัญญารับทุน MRG5980082

6 เอกสารอ้างอิง

[1] D. W. Zhou and S. J. Lee, “Heat transfer enhancement of impinging jets using mesh screens,” International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 47, pp. 2097–2108, 2004.

[2] N. Gao, H. Sun and D. Ewing, “Heat transfer enhancement of Impinging jets using mesh screens,” International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 46, no. 14, pp. 2557–2569, 2003.

[3] L. Huang and M. S. El-Genk, “Heat transfer and flow visualization experiments of swirling, multi-channel, and conventional impinging jets,” International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 41, pp. 583–600, 1998.

[4] M. Y. Wen and K. J. Jang, “An impingement cooling on a flat surface by using circular jet with longitudinal swirling strips,” International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 46, pp. 4657–4667, 2003.

[5] C. Nuntadusit, M. Wae-hayee, A. Bunyajitradulya and S. Eiamsa-ard, “Heat transfer enhancement by multiple swirling impinging jets with twisted-tape swirl generators,” International Communications in Heat and Mass Transfer, vol. 39, pp. 102–107, 2012.

[6] C. Nuntadusit, M. Wae-hayee, A. Bunyajitradulya and S. Eiamsa-ard, “Visualization of flow and heat transfer characteristics for swirling impinging jet,” International Communications in Heat and Mass Transfer, vol. 39, no. 5, pp. 640–648, 2012.

[7] S. V. Alekseenko, A. V. Bilsky, V. M. Dulin and D. M. Markovich, “Experimental study of an impinging jet with different swirl rates,” International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 28, pp. 1340–1359, 2007.

[8] K. Bakirci and K. Bilen, “Visualization of heat transfer for impinging swirl flow,” Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 32, pp. 182–191, 2007.

[9] W. C. Selerowicz, A. P. Szumowski and G. E. A. Meier, “Self-excited compressible flow in a pipe-collar nozzle,” Journal of Fluid Mechanics, vol. 228, pp. 465–485, 1991.

[10] A. K. M. F. Hussain and M. A. Z. Hasan, “The whistler-nozzle phenomenon,” Journal of Fluid Mechanics, vol. 134, pp. 431–458, 1983.

[11] Y. Zeng, T. H. New and T. L. Chng, “Flow behavior of turbulent nozzle jets issuing from beveled collars,” Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 35, no. 8, pp. 1555–1564, 2011.

[12] H. S. Husain and F. Hussain, “The elliptic whistler jet,” Journal of Fluid Mechanics, vol. 397, no. 1, pp. 23–44, 1999.

[13] M. A. Z. Hasan and A. K. M. F. Hussain, “The self-excited axisymmetric jet,” Journal of Fluid Mechanics, vol. 115, pp. 59–89, 1982.

[14] Y. Zeng, T. H. New and H. M. Tsai, “On the use of notched collars on an axisymmetric jet,” Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 33, pp. 1029–1034, 2009.

[15] G. J. Nathan, J. Mi, Z. T. Alwahabi, G. J. R. Newbold and D.S. Nobes, “Impacts of a jet’s exit flow pattern on mixing and combustion performance,” Progress in Energy and Combustion Science, vol. 32, pp. 496–538, 2006.

[16] G. J. Nathan, S. J. Hill, and R. E. Luxton, “An axisymmetric ‘fluidic’ nozzle to generate jet precession,” Journal of Fluid Mechanic, vol. 370, pp. 347–380, 1998.

[17] K. Songkhoh, “Study of flow and heat transfer characteristics of impinging jet from expansion pipe”, Master thesis in Mechanical Engineering department, Engineering Faculty, Prince of Songkla University, Thailand, 2013.

[18] N. Kaewchoothong, M. Wae-Hayee, P. Vessakosol, B. Niyomwas and C. Nuntadusit, “Flow and heat transfer characteristics of impinging jet from expansion pipe nozzle with air entrainment holes,” Advanced Materials Research, Vol. 931-932, pp. 1213-1217, 2014.

ภาคผนวก ค.

(Yeranee, K., Wae-hayee, M., Piya, I., Rao, Y., Nuntadusit, C., ***"The Study of Flow and Heat Transfer Characteristics of Impinging Jet Array Mounting Air-Induced Duct."*** 2nd International Conference on Computational Fluid Dynamics in Research and Industry (CFDRI 2017): IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2017, 243.)

IOP Conference Series: Materials Science and Engineering

PAPER • **OPEN ACCESS**

The study of flow and heat transfer characteristics of impinging jet array mounting air-induced duct

To cite this article: K Yeranee *et al* 2017 *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* **243** 012001

View the article online for updates and enhancements.

Related content

- The effects of stroke length and Reynolds number on heat transfer to a ducted confined and semi-confined synthetic air jet
  D I Rylatt and T S O'Donovan
- Time and frequency domain investigation of the heat transfer to a synthetic air jet
  D I Rylatt and T S O'Donovan
- Effect of Thermal Boundary Condition on Heat Dissipation due to Swirling Jet Impingement on a Heated Plate
  Karl J Brown, Gerry Byrne, Tadhg S O'Donovan et al.

This content was downloaded from IP address 122.154.61.1 on 02/10/2017 at 04:05

CFDRI2017 IOP Publishing
IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering **243** (2017) 012001 doi:10.1088/1757-899X/243/1/012001

The study of flow and heat transfer characteristics of impinging jet array mounting air-induced duct

K Yeranee[1], M Wae-hayee[1], I Piya[2], Y Rao[3] and C Nuntadusit[1]
[1] Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Prince of Songkla University, Songkhla, Thailand
[2] Department of Mechanical Engineering, Princess of Naradhiwas University, Naradhiwas, Thailand
[3] School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, China

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

Abstract. Impinging jet is widely employed in thermal industrial applications due to having high heat transfer coefficient in impingement region. One method to increase heat transfer on an impingement surface is to increase turbulence intensity in jet flow. The mounting of an air-induced duct at nozzle outlet is a passive method to increase entrainment air resulting on increasing turbulence intensity. The aim of this research is to study flow and heat transfer characteristics of array of impinging jets mounting air-induced ducts. The investigation model was jets discharging from pipe nozzle having an inner diameter of d=17.2 mm and a length of 200 mm. Nozzle arrangement were inline configuration having 5 rows x 5 columns. A jet-to-jet distance (S) was S=6d, 8d and a jet-to-plate distance (H) was H=6d. The inner diameter (D) and the length (L) of the air-induced ducts were D=4d and L=4d, respectively. The Reynolds number was fixed at Re=20,000. In addition, the impinging jets without mounting the air-induced ducts were also investigated for benchmarking with the case of mounting the air-induced ducts. In the study, a thin foil technique was used to measure heat transfer on the impingement surface, and a computational fluid dynamic (CFD) using ANSYS, Fluent (V.15.0) was also adopted. The results showed that the effect of mounting air-induced duct can enhance entrainment air into the jet flow resulting on increasing of heat transfer of impinging jets on target surface, and the effects of mounting air-induced duct on increasing heat transfer in case of larger jet-to-jet distance (S/d=8) was more effective than that of smaller jet-to-jet distance (S/d=6).

1. Introduction

This century, efforts have been made to produce more efficient thermal equipment by employing various methods of heat transfer enhancement. Heat transfer enhancement techniques can be separated into two categories: passive and active methods. Passive method requires no external power while active method requires external power to activate fluid flow which causes to enhance heat transfer.

Heat transfer on a surface is principle transferring of thermal energy between fluid and solid surface. More commonly, an impinging jet is used in thermal engineering application or thermal industrial processes due to having high heat transfer coefficient in impingement region. Previous works have been extensively studied on flow and heat transfer characteristics of impinging jet. Heat transfer rate on an impinged surface is governed by momentum of jet impinges on a target surface and a turbulence intensity of jet just before impingement. Generally, after jet discharging from nozzle, the

Content from this work may be used under the terms of the Creative Commons Attribution 3.0 licence. Any further distribution of this work must maintain attribution to the author(s) and the title of the work, journal citation and DOI.
Published under licence by IOP Publishing Ltd

spreading jet results in the reducing of axial velocity and the increasing of turbulence intensity in a jet flow. The optimal matching between axial velocity and turbulence intensity can be found at the end of potential core occurring in the rage of 5 to 8 time of nozzle diameter from jet outlet, depending on nozzle shape and jet Reynolds number. Subsequently, the maximum heat transfer at stagnation region is gained [1-5].

Many researchers have devoted to enhance heat transfer on an impingement surface by increasing turbulence intensity of jet flow such as attaching mesh screens [6] or triangular tape [7] at the jet outlet and inserting twisted tape [8-11] or guide vane into nozzles [12, 13]. So, an important factor to enhance turbulence intensity of jet flow is to increase entrainment of ambient fluid.

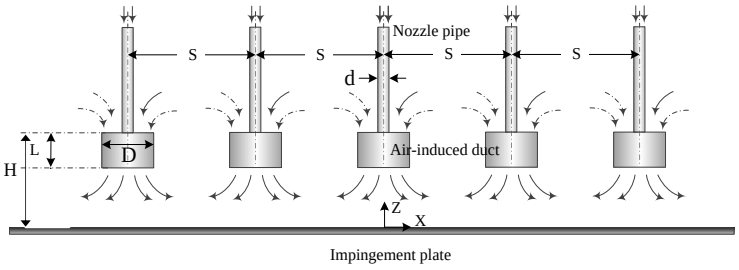
An expanding of jet outlet is a simple method to increase the entrainment of ambient fluid into the jet flow [14-19]. Generally, this method is adopted to increase the mixing and spreading of jet in combustion of industrial applications [20, 21]. However, it is rare to adopt for enhancing heat transfer on impingement region. Keawchoothong et al. [22, 23] studied a single impinging jet associated with short pipe called “air-induced duct” to increase heat transfer on impingement surface. They illustrated an ambient air was increasingly sucked through air-induced duct for enhancing turbulence intensity into a jet flow. These results can be confirmed that the heat transfer on an impingement surface increased due to using of air-induced duct. However, the applying of air-induced duct in an array of impinging jets is yet to study, and it is very interesting to adopt for heat transferring in large surface.

The aim of this research is to experimentally and numerically investigate flow and heat transfer characteristics of an impinging jet array mounting air-induced ducts. The results will be compared to the case of conventional impinging jet under the same of mass flow rate.

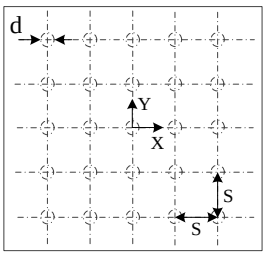
2. Experimental setup and method

2.1. Experimental model and parameters

The experimental model of impinging jet from nozzle with air-induced ducts is shown in Figure 1. The jets discharged from nozzle pipes and perpendicularly impinged on a target surface. The air-induced ducts were assembled at the end of pipe nozzle. Both centerlines of pipe nozzles and air-induced ducts were concentric. Nozzle arrangements were inline configuration having 5 rows x 5 columns. An origin of the Cartesian coordinates was located at the center of the jet exit. The Z-axis was on the axial of jet; X-axis and Y-axis were normal to the axial of jet in horizontal and vertical direction, respectively. The details of experimental parameters are summarized in Table 1.



(a) Pipe nozzle with air-induced duct



(b) Nozzle pipe arrangement

Figure 1. Experimental models of impinging jet array

Table 1. The details of experimental parameters

Descriptions	Variables
Inner diameter of pipe nozzle (d)	d=17.2 mm
The length of air-induced duct (L)	L=4d
The inner diameter of air-induced duct (D)	D=4d
The jet-to-plate distance (H)	H=6d
The jet-to-jet distance (S)	S=6d, 8d
Reynolds number (Re)	Re=20,000

2.2. Experimental setup

The diagram of experimental setup is shown in Figure 2. The blower accelerated the air which flow through the orifice flow meter and temperature controlled chamber equipped with 12-kW heater. The temperature of air jet was controlled by a temperature controller and a power controller at 27 ˚C. The flow rate of air jet was controlled by adjusting rotating speed of blower with an inverter. The turbulent jet discharging from round pipe with inner diameter of d=17.2 mm and length = 200 mm impinges on the wall. The pipe length was long enough to ensure the flow being fully developed flow at pipe exit. Air-induced ducts were assembled at pipe nozzle outlet. Three layers of mesh plate were mounted in jet chamber to uniform the jet temperature at pipe exit. The pipe nozzle and impingement wall were movable to adjust required positions.

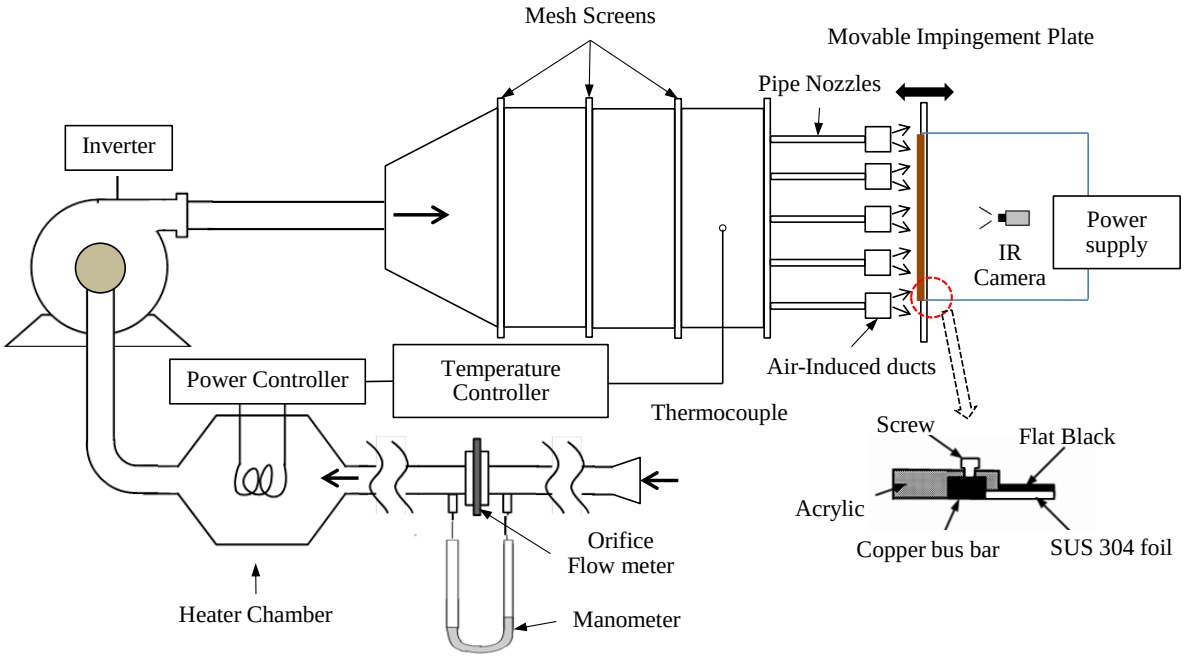


Figure 2. The diagram of experimental setup

2.3. Data reduction

The impingement plate was made of plastic plate (830 mm × 830 mm and 15 mm in thickness) and was opened with rectangular hollow on the center. A stainless steel foil with 300 mm × 300 mm and 0.03 mm in thickness was used to be impingement surface. It was tightly stretched between two copper bus bars over the rectangular hollow.

The temperature distributions on the impingement surface were measured from the rear side of impingement surface using an infrared camera. The temperatures on both impingement side and measurement side can be considered being the same since the stainless foil was sufficiently thin.

The air jet discharging from the pipe nozzle impinged on the heated surface with constant heat flux for cooling. The wall temperature on the impingement surface was measured by using the infrared camera, and the local heat transfer coefficient can be subsequently evaluated from

$$h = \frac{\dot{q}_{input} - \dot{q}_{loss,r} - \dot{q}_{loss,c}}{T_w - T_{aw}} \tag{1}$$

where $\dot{q}_{loss,r} = \sigma\varepsilon(T_w{}^4 - T_s^4)$ and $\dot{q}_{loss,c} = h_{loss,c}(T_w - T_s)$ were the heat losses to the environment by radiation and natural convection from the rear side of jet impingement surface, respectively; T_w was the local wall temperature; T_{aw} was the local adiabatic wall temperature (without heat flux); σ was the Stefan-Boltzman constant; ε was the emissive coefficient of captured side; T_s was the surrounding temperature; and $h_{loss,c}$ was the heat transfer coefficient calculated from natural convective heat transfer from the vertical surface to the surrounding.

The input heat flux was calculated from

$$\dot{q}_{input} = IV / A \tag{2}$$

where I was the electrical current from supplier unit, V and A were the voltage across the bus bars and the area of the stainless steel foil, respectively.

The local Nusselt number was calculated from

$$Nu = hd / k \tag{3}$$

where d was the inner diameter of the pipe nozzle and k was a thermal conductivity of the air jet.

The average Nusselt number on impingement surface can be calculated from

$$\overline{Nu} = \bar{h}d / k \tag{4}$$

where $\bar{h}$ was the average heat transfer coefficient calculated from wall average temperature.

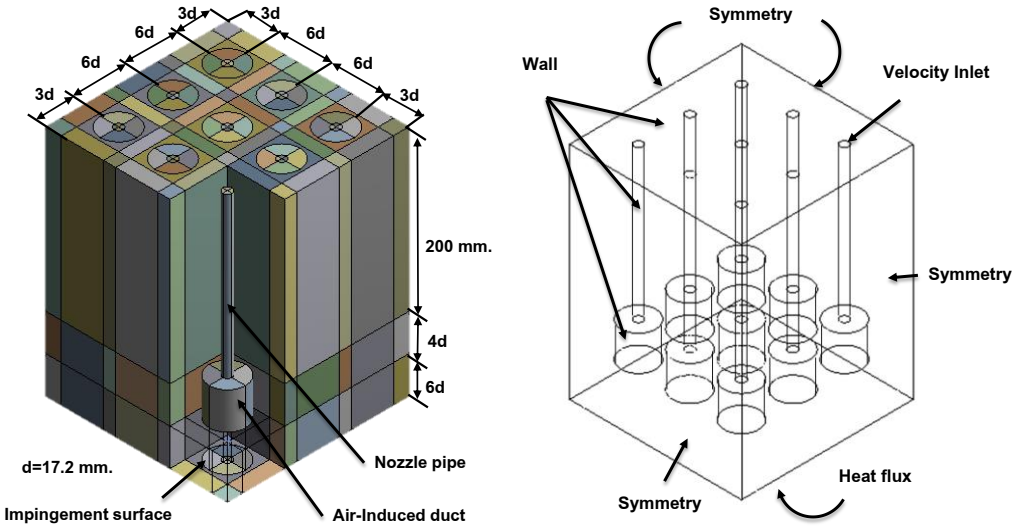
3. Numerical Simulation

3.1. Computational model and boundary conditions

ANSYS FLUENT (version 15.0) was adopted in the numerical simulation. The computational model divided in three sections and boundary types are shown in Figure 3. The first section was included the main pipe nozzles diameter (d) =17.2 mm, and length is 200 mm. The air-induced ducts were assembled at the end of main pipe nozzle in the second section. The length (L), inner diameter (D) of air-induced duct and the jet-to-plate distance (H) were fixed at L=4d, D=4d and H=6d, respectively. An impingement surface of impinging jet was included in the third section. The jet-to-jet distance (S) was varied at S=6d and 8d. The details of boundary conditions were summarized in Table 2.

Table 2. The details of boundary conditions

Boundary condition	Define
Constant velocity inlet	27.21 ms^{-1} (Re=20,000)
Front and side surface	Symmetry
Top and bottom surfaces	Wall



(a) Computational model (b) Boundary types

Figure 3. Computational model and boundary types

3.2. Grid generation and grid dependency

The rectangular grid was mainly applied in this numerical model. The grids in region having high velocity gradient as near impingement surface were finely controlled. The generating grid on Z-X plane at center of nozzle is shown in Figure 4. The number of generated grid was varied to achieve an accurate solution by considering the dimensionless wall distances (y^+) of the first node less than 1, calculated from

$$y^+ = \frac{y_1 u_\tau}{v} \tag{5}$$

where y^+ was the distance of the first node to the wall, u_τ was shear velocity, y_1 is the distance to the nearest wall and v is the kinematic viscosity of air.

The effects of grid dependency on y^+ distribution on the target surface passing jet centerline are shown in Figure 5. In this model, the number of grids at 5,495,941 elements was selected to numerical simulation.

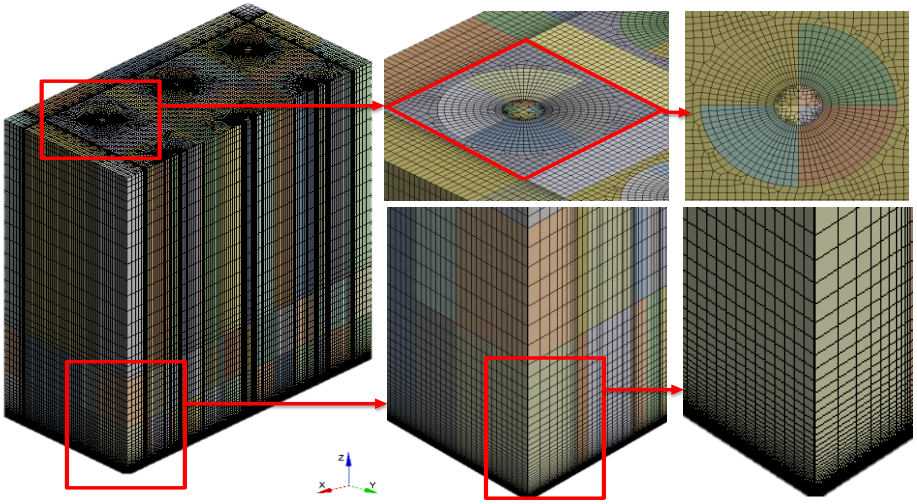


Figure 4. Generated rectangular grid for the numerical model

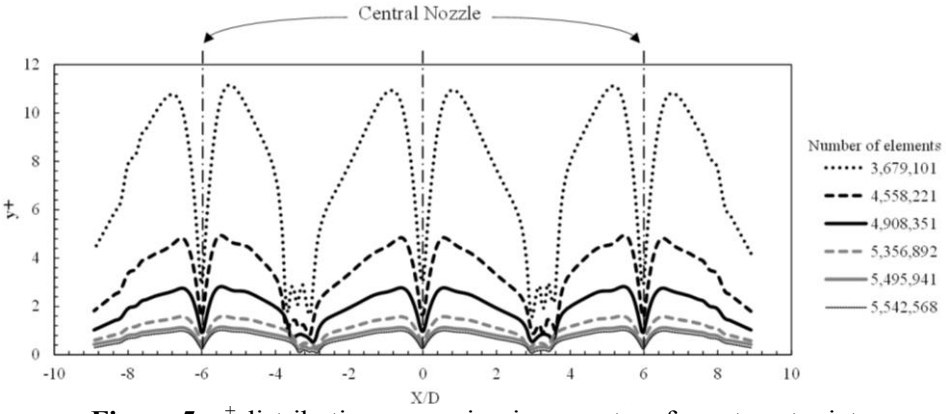


Figure 5. y^+ distributions on an impingement surface at center jet

3.3. Calculation method and algorithm

Computations were conducted by solving Reynolds averaged continuity and Navier-Stokes equations under existing boundary conditions. The SST k-ω turbulence model was selected for applying in this simulation. Since, this turbulence model has been adopted in solving many numerical simulations of jet impingement problems [24]. It excellently predicted the solutions of jet impingement problems with moderate computation cost. The SIMPLE algorithm was used with second order upwind scheme for all spatial discretization. The convergence of iterative solution was insured when the residual of all the variables was less than the specified values. The specified value was 1×10^{-5} for continuity and momentum equations.

4. Results and discussion

4.1. Flow characteristics

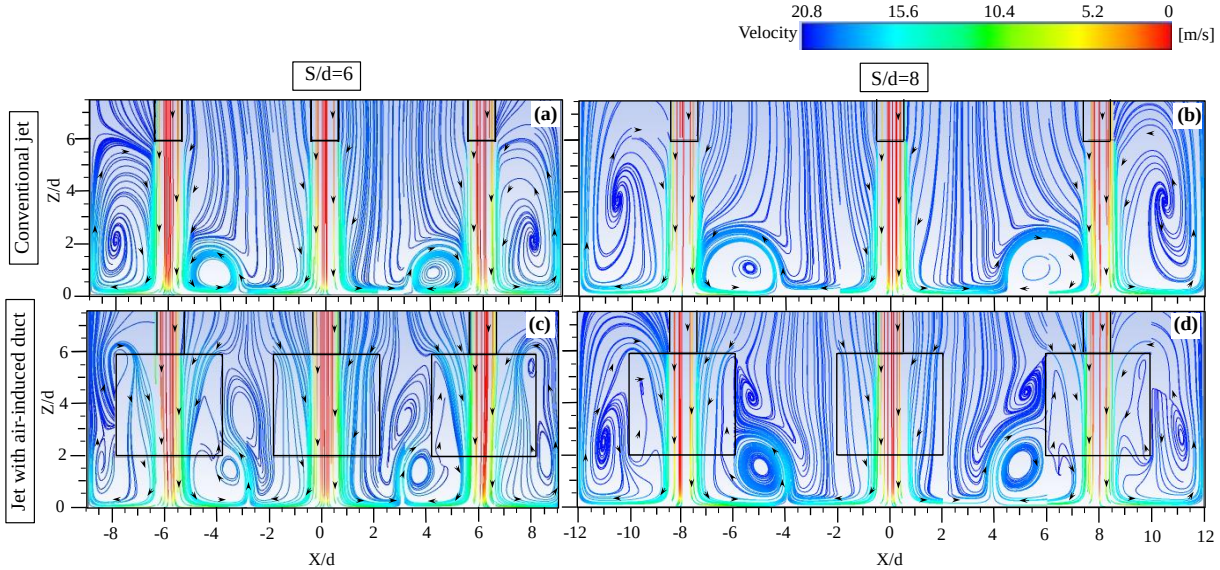


Figure 6. The streamlines of jet and ambient air on Z-X plane at center of nozzle (CFD results, Re=20,000)

The streamlines on Z-X plane passing the center of nozzle are shown in Figure 6. For the case of conventional jet at S/d=6 as shown in Figure 6(a), the ambient air was entrained and mixed in the jet flow, and the wall jet turned around becoming circulation flows above impingement surface. The size

of these circulation flow became larger when jet-to-jet distance was larger (S/d=8) as shown in Figure 6(b). For the case of jet with air-induced ducts at S/d=6 as shown in Figure 6(c), the ambient air turned into the air-induced ducts. This entrainment of ambient air into the jet flow was more than the case of conventional jets. In addition, for the case of S/d=6 as shown in Figure 6(c), circulation flows occurred between air-induced ducts. These circulation flows seem that they blocked the entrainment of ambient air into the wall jet flow. When jet-to-jet distance become larger (S/d=8) as shown in Figure 6(d), the size of these circulation flows became smaller and the ambient air was entrained into wall jet flow that is similar with that case of conventional jet (Figure 6(b)).

From this flow study, it can be illustrated that the effect of mounting air-induced duct can enhance the entrainment of ambient air into the jet flow more that the case of jet without mounting air-induced duct (Conventional jets). For jet mounting air-induced duct at lager jet-to-jet distance (S/d=8), the ambient air entrained into the wall jet flow more than the case of smaller jet-to-jet distance (S/d=6). It would case to increase the heat transfer on the surface that would be discussed.

4.2. Heat transfer characteristics

The contours of Nusselt number distributions on the impingement surface are shown in Figure 7(a)-7(d). Small circle marks were identified the locations of nozzles, and the larger ones were identified the locations of air-induced duct. For all cases, Nusselt numbers were high in stagnation regions and were low in areas of interval jets. Generally, Nusselt number distributions for the case of S/d=6 were higher than the case of S/d=8. This is from the effect of interference of adjacent jets for the case of smaller jet-to-jet distance resulting on increasing turbulence intensity of jet before impingement as mentioned in previous work [25]. For the case of jet with air-induced duct for both S/d=6 and 8, areas of high Nusselt number around impingement regions were larger than those for conventional jets. This can be attributed that the mounting of air-induced duct can increase the entrainment of ambient air into the jet flow resulting on increasing of turbulence and heat transfer.

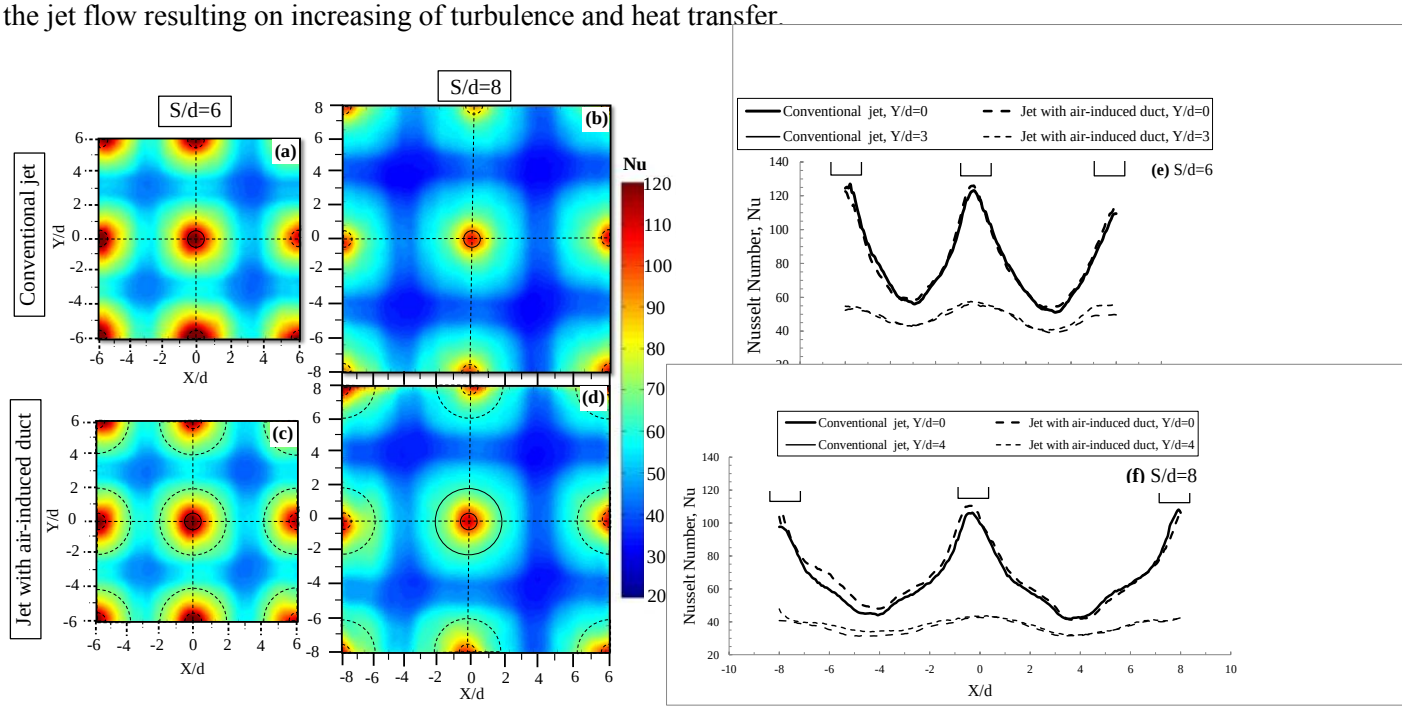


Figure 7. (Left) Nusselt number contours on the impingement surface and (Right) local Nusselt number distributions along X/d axis at jet center and interval jets (Experimental results, Re=20,000)

Nusselt number distributions along X/d are shown in Figure 7(e) and 7(f). The peak of Nusselts number for every nozzle took place at the stagnation points and gradually decreased along radial direction. For S/d=6 as shown in Figure 7(e), the Nusselt number distributions of jet with air-induced

duct were almost similar when compare with the case of conventional jet whereas for the case S/d=8, the Nusselt number distributions of jet with air-induced duct were higher than those of conventional jets.

Average Nusselt numbers calculated using equation (4) by averaging temperature in area of -6≤Y/d≤6 and -6≤X/d≤6 for S/d=6 and in area of -8≤Y/d≤8 and -8≤X/d≤8 for S/d=8 are shown in Figure 8. Generally, the average Nusselt numbers for all cases of S/d=6 were higher than those of S/d=8. The average values for the cases of jet with air-induced duct were higher than those of the conventional jets: 1.12% for S/d=6 and 5.41% for S/d=8. It can be noticed that the effect of mounting air-induced duct on increasing of heat transfer in case of larger jet-to-jet distance (S/d=8) was more effective than that of smaller jet-to-jet distance (S/d=6).

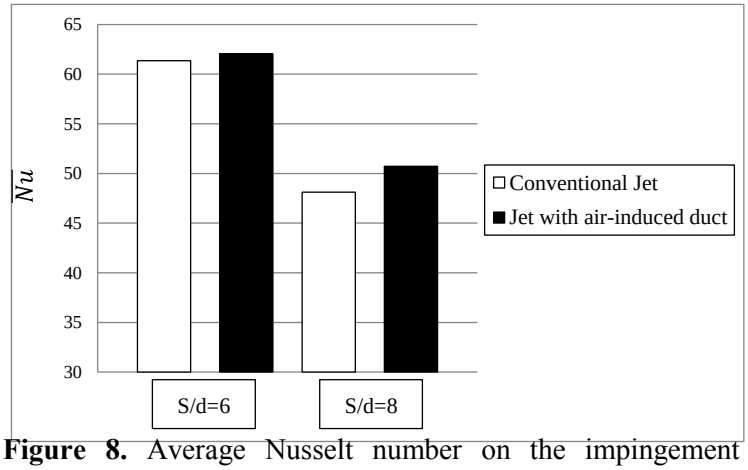


Figure 8. Average Nusselt number on the impingement surface (Experimental results, Re=20,000)

5. Conclusions

In this paper, flow and heat transfer characteristics of impinging jet array mounting air-induced duct were studied experimentally and numerically. The results can be concluded as follow:

- The effect of mounting air-induced duct can enhance entrainment air into the jet flow resulting on increasing of heat transfer of impinging jets on target surface, especially in area of around stagnation regions.
- The effects of mounting air-induced duct on increasing heat transfer in case of larger jet-to-jet distance (S/d=8) was more effective than that of smaller jet-to-jet distance (S/d=6).

Acknowledgements

This study is support by the Thailand Research Fund (TRF, No. MGR5980082)

References

[1] Viskanta R 1993 Heat transfer to impinging isothermal gas and flame jets *Exp. Therm Fluid Sci*. **68** 111-134
[2] Ashforth-Frost S and Jambunathan K 1996 Effect of nozzle geometry and semi-confinement on the potential core of a turbulent axisymmetric free jet *Int. C. Heat Mass Transfer* **23** 155-162
[3] Ashforth-Frost S, Jambunathan K and Whitney C F 1997 Velocity and turbulence characteristics of a semiconfined orthogonally impinging slot jet *Exp. Therm Fluid Sci*. **14** 60-67
[4] Martin H 1977 Heat and mass transfer between impinging gas jets and solid surfaces *Adv. Heat Transfer* **13** 1-60
[5] Jambunathan K, Lai E, Moss M A and Button B L 1992 A review of heat transfer data for single circular jet impingement *Int. J. Heat Fluid Flow* **13** 106-115

[6] Zhou D W and Lee S J 2004 Heat transfer enhancement of impinging jets using mesh screens *Int. J. Heat Mass Transfer* **47** 2097-2108
[7] Gao N, Sun H and Ewing D 2003 Heat transfer enhancement of Impinging jets using mesh screens *Int. J. Heat Mass Transfer* **46** 2557-2569
[8] Huang L and El-Genk M S 1998 Heat transfer and flow visualization experiments of swirling multi-channel and conventional impinging jets *Int. J. Heat Mass Transfer* **41** 583-600
[9] Wen M Y and Jang K J 2003 An impingement cooling on a flat surface by using circular jet with longitudinal swirling strips *Int. J. Heat Mass Transfer* **46** 4657-4667
[10] Nuntadusit C, Wae-hayee M, Bunyajitradulya A and Eiamsa-ard S 2012 Heat transfer enhancement by multiple swirling impinging jets with twisted-tape swirl generators *Int. C. Heat Mass Transfer* **39** 102-107
[11] Nuntadusit C, Wae-hayee M, Bunyajitradulya A and Eiamsa-ard S 2012 Visualization of flow and heat transfer characteristics for swirling impinging jet *Int. C. Heat Mass Transfer* **39** 640-648
[12] Alekseenko S V, Bilsky A V, Dulin V M and Markovich D M 2007 Experimental study of an impinging jet with different swirl rates *Int. J. Heat Mass Transfer* **28** 1340-1359
[13] Bakirci K and Bilen K 2007 Visualization of heat transfer for impinging swirl flow *Exp. Therm Fluid Sci.* **32** 182-191
[14] Selerowicz W C, Szumowski A P and Meier G E A 1991 Self-excited compressible flow in a pipe-collar nozzle *J. Fluid Mech*. **228** 465-458
[15] Hussain A K M F and Hasan M A Z 1983 The whistler-nozzle phenomenon *J. Fluid Mech.* **134** 431-458
[16] Zeng Y, New T H and Chng T L 2001 Flow behavior of turbulent nozzle jets issuing from beveled collars *Exp. Therm Fluid Sci*. **35** 1555-1564
[17] Husain H S and Hussain F 1999 The elliptic whistler jet *J. Fluid Mech*. **397** 23-44
[18] Hasan M A Z and Hussain A K M F 1982 The self-excited axisymmetric jet *J. Fluid Mech.* **115** 59-89
[19] Zeng Y, New T H and Tsai H M 2009 On the use of notched collars on an axisymmetric jet *Exp. Therm Fluid Sci*. **33** 1029-1034
[20] Nathan G J, Mi J, Alwahabi Z T, Newbold G J R and Nobes D S 2006 Impacts of a jet's exit flow pattern on mixing and combustion performance *Prog. Energy Combust Sci*. **32** 496-538
[21] Nathan G J, Hill S J and Luxton R E 1998 An axisymmetric 'fluidic' nozzle to generate jet precession *J. Fluid Mech*. **370** 347-380
[22] Kaewchoothong N, Wae-hayee M, Vessakosol P, Niyomwas B and Nuntadusit C 2014 Flow and heat transfer characteristics of impinging jet from expansion pipe nozzle with air entrainment holes *Adv. Mater. Res.* **931** 1213-1217
[23] Kaewchoothong N, Wae-Hayee M, Vessakosol P and Nuntadusit C 2015 Effect of modified expansion pipe nozzle on heat transfer enhancement with impinging jet *Rangsit J. Arts Sci*. **5** 49-62
[24] Zuckerman N and Lior N 2006 Jet impingement heat transfer: physics, correlation, and numerical modeling *Adv. Heat Transfer* **39** 565-631
[25] Hollworth B R and Berry R D 1978 Heat transfer from arrays of impinging jets with large jet-to jet spacing *J. Heat Transfer* **100** 352-357

ภาคผนวก ง.

(Wae-hayee, M., Yeranee, K., Piya, I., Rao, Y., Nuntadusit, C., "***Heat Transfer Correlation of Impinging Jet Array from Pipe Nozzle under Fully Developed Flow***." ได้ส่งเพื่อขอตีพิมพในวารสาร Applied Thermal Engineering แล้ว ซึ่งอยู่ระหว่างการทบทวนโดย Reviewers)

Manuscript Details

Manuscript number	ATE_2018_6455_R2
Title	Heat Transfer Correlation of Impinging Jet Array from Pipe Nozzle under Fully Developed Flow
Article type	Research Paper

Abstract

The objective of this research is to investigate the heat transfer of an impinging jet array under a fully developed flow. 5 × 5 jets discharged from pipe nozzles with a diameter of d = 17.2 mm and a length of 300 mm were evenly spaced in an in-line arrangement. The effects of the jet-to-jet spacing (S) and the jet-to-plate distance (H) were varied at S/d = 4, 6, 8 and H/d = 2, 4, 6, 8. The jet Reynolds numbers were varied at Re = 10,000, 20,000, 30,000 and 40,000. The temperature distributions on the impingement surface were measured using an infrared camera and were then calculated to evaluate the Nusselt numbers. The results showed that the highest average Nusselt number was found at H/d = 4 for all jet-to-jet spacings (S/d). A heat transfer correlation was performed based on the peak of the average Nusselt number occurring at H/d = 4. This was in contrast to the case of impinging jet array discharged from orifice nozzles, in which the average heat transfer decreased monotonically with jet-to-plate distance (H).

Keywords	Impinging jets; Jet impingement array; Heat transfer correlation; Thermal-Fluid;
Taxonomy	Energy Engineering, Mechanical Engineering
Corresponding Author	Makatar Wae-hayee
Corresponding Author's Institution	Prince of Songkla University
Order of Authors	Makatar Wae-hayee, Kirttayoth Yeranee, Ibroheng Piya, Yu Rao, Chayut Nuntadusit

Submission Files Included in this PDF

File Name [File Type]

1. Author responding.docx [Response to Reviewers]

2. Proofreading manuscript.doc [Response to Reviewers]

3. ATE-highlight.docx [Highlights]

4. ATE_Main-text_Impinging jet.docx [Manuscript File]

5._ATE_Figure_Impinging jet.docx [Figure]

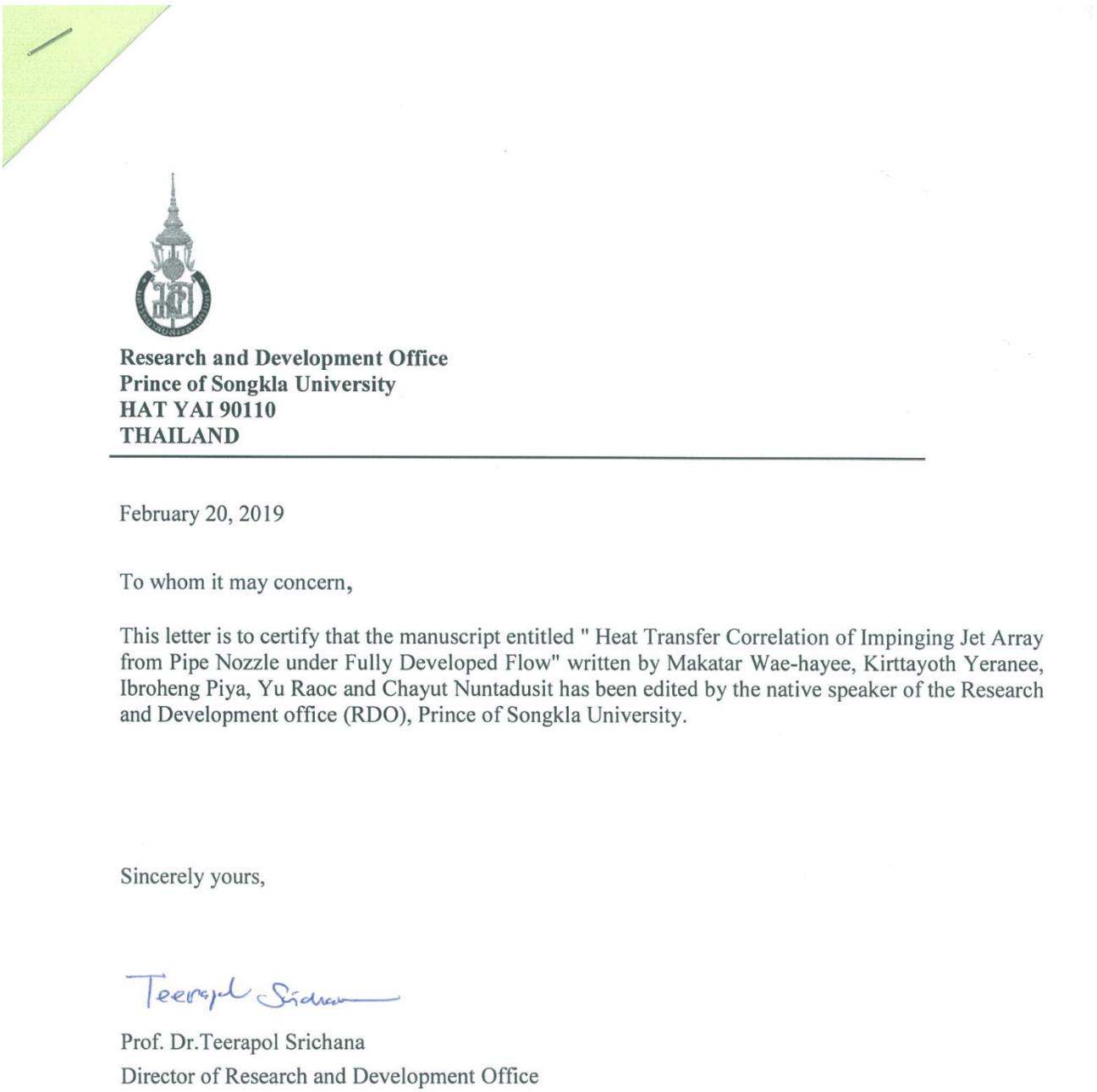
To view all the submission files, including those not included in the PDF, click on the manuscript title on your EVISE Homepage, then click 'Download zip file'.

Research Data Related to this Submission

There are no linked research data sets for this submission. The following reason is given:
Data will be made available on request

1. The manuscript have proofread by native speaker as attached proofreading file and certifying below figure.

2. The third equation of reference [1] in Table.1 has been removed, and the symbol of equation in the text has been stated.



Research and Development Office
Prince of Songkla University
HAT YAI 90110
THAILAND

February 20, 2019

To whom it may concern,

This letter is to certify that the manuscript entitled " Heat Transfer Correlation of Impinging Jet Array from Pipe Nozzle under Fully Developed Flow" written by Makatar Wae-hayee, Kirttayoth Yeranee, Ibroheng Piya, Yu Raoc and Chayut Nuntadusit has been edited by the native speaker of the Research and Development office (RDO), Prince of Songkla University.

Sincerely yours,

Teerapol Srichana

Prof. Dr.Teerapol Srichana
Director of Research and Development Office

Research highlights

• Comparison of flow and heat transfer of an impinging jet array using orifice nozzle and pipe nozzle were discussed.

• The peak of the average Nusselt number of impinging jets using pipe nozzle occurred at a jet-to-plate distance of $H/d = 4$. This is contrast to the case of using orifice nozzle which the peak of the average Nusselt number decreased monotonically when a jet-to-plate distance (H) became larger.

• The heat transfer correlation of impingement heat transfer using pipe nozzle was formulated based on that the peak of the average Nusselt number occurred at $H/d = 4$. This has not been found in previous studies.

Heat Transfer Correlation of Impinging Jet Array from Pipe Nozzle under Fully Developed Flow

Makatar Wae-hayee[a,*], Kirttayoth Yeranee[a], Ibroheng Piya[b], Yu Rao[c], Chayut Nuntadusit[a]

[a]Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Prince of Songkla University, Hat Yai, Songkhla, 90112, Thailand
[b]Department of Mechanical Engineering, Princess of Naradhiwas University, Mueang Narathiwas, Narathiwas, 96000, Thailand
[c]School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, 200240, PR China

*Corresponding author. E-mail address: wmakatar@eng.psu.ac.th, Tel.: +66-7428-7035, Fax.: +66-7455-8830

Abstract

The objective of this research is to investigate the heat transfer of an impinging jet array under a fully developed flow. 5 × 5 jets discharged from pipe nozzles with a diameter of d = 17.2 mm and a length of 300 mm were evenly spaced in an in-line arrangement. The effects of the jet-to-jet spacing (S) and the jet-to-plate distance (H) were varied at S/d = 4, 6, 8 and H/d = 2, 4, 6, 8. The jet Reynolds numbers were varied at Re = 10,000, 20,000, 30,000 and 40,000. The temperature distributions on the impingement surface were measured using an infrared camera and were then calculated to evaluate the Nusselt numbers. The results showed that the highest average Nusselt number was found at H/d = 4 for all jet-to-jet spacings (S/d). A heat transfer correlation was performed based on the peak of the average Nusselt number occurring at H/d = 4. This was in contrast to the case of impinging jet array discharged from orifice nozzles, in which the average heat transfer decreased monotonically with jet-to-plate distance (H).

Keywords: Impinging jets; Jet impingement array; Heat transfer correlation; Thermal-Fluid;

1. Introduction

An impinging jet is fluid discharge from a nozzle impinging directly on a target surface. Generally, it is applied for heating or cooling the surface. It is widely used in rapid cooling and heating processes, such as electronic chip cooling, instant food heating, steel and glass quenching, textile drying, paper processing, and especially in the cooling of gas-turbine components. This technique produces high heat and mass transfer rates; however it entails high energy consumption, particularly from the pressure drop across jet nozzles.

Heat transfer on an impingement surface is governed by two important factors. Firstly, the axial velocity of a jet which impinges directly on a target surface. Its magnitude decrease with distance from jet outlet in the flow direction. Secondly, turbulence intensity in the jet flow, which tends to decrease with distance from the jet outlet in flow direction. This is from the spreading effect when the jet mixes with the surrouding fluid. A higher mixing rate is obtained by decreasing the axial velocity and increasing the jet turbulence intensity. Therefore, the maximum heat transfer is found at the optimum jet-to-plate distance where high jet axial velocity and high turbulence intencity are appropriately matched.

In prior work, researchers have extensively studied the flow and heat transfer characteristics of jet impingements. The characteristics and the rate of heat transfer at the target surface of impinging jet depend on flow patterns that relate direcly to nozzle shape [1-3]. Most studies have focussed on a single impinging jet [3-7], the effect of turbulence in jet impingement flows [8-11], and the effect of crossflow with multiple impinging jets [12-15].

An array of multiple impinging jets is generally applied on a large suface, to meet the requirements on heat transfer rate and uniformity of that heat transfer. A variety of nozzle shapes have been designed to suit different applications [16], as shown in Fig. 1. For example, orifice nozzles are used for gas-turbine blade and combustor wall cooling because of the small space in cooling passages [12,14]; slot jets are designed in wide and long moving plates, so they are used in applications such as drying, cooling or quenching of textile, paper, metal plate or glass [17-20]; and pipe nozzles are mostly utilized in drying, heating or freezing in food processing machines such as freezer or

dryer [21,22].

The shape of a nozzle has a profound effect on the initial velocity and turbulence profiles of the jets dicharged. Jets discharging from non-circular nozzles such as slot nozzles [17-20], rosette nozzles [4] or elliptical nozzles [11] applied in thermal applications are not as wide as from circular nozzles. In this work, the flow and heat transfer from circular nozzles is in the focus. Sketches of the mean velocity and turbulence intensity profiles for two round nozzles are depicted in Fig. 2.

A fully developed flow jet is characterized by a long pipe nozzle (Fig. 2 (a)). The high turbulence intensity near the edge of the jet arises from wall-friction in the pipe. A sharp-edged orifice (Fig. 2 (b)) produces a velocity that is higher at the edges than at the center of the jet. The cross-section of the jet velocity is smaller than the orifice cross-section due to the *vena contracta* effect. The turbulence intensity profile also shows peaks near the jet edges because of the effects of sharp edges of the orifice.

For an array of impinging jets, several nozzle-distribution arrangements have been suggested in the literature, including both in-line and staggered arrangements [12,13,23-28]. Wae-hayee et. al [28] conducted an experimental and numerical investigation to the flow in a confined space between the impingement surface and the orifice plate of an impinging jet array, using both in-line and staggered arrangements. The results showed that the negative effects of crossflow on jet impingement in the staggered arrangement were stronger than those of the in-line arrangement. Schematic outlines of the flow characteristics of crossflow with in-line and staggered arrangements are shown in Fig. 3. As can be seen, the crossflow passed through channels between the rows of jets in the case of the in-line arrangement, whereas in the case of staggered arrangement the crossflow from a column of upstream impinging jets has a strong impact on the downstream impinging jets, decreasing heat transfer due to the strong deflection of the downstream impinging jets.

However, the negative crossflow effects mentioned above can be minimized using pipe nozzles since they have a larger spacing than orifice nozzles, as shown in Fig. 4. Crossflow, which has been defined as an accumulation of spent jets, meanders through an array of pipe nozzles (Fig. 4 (a)), while it has a strong impact on the downstream jets

in the case of orifice nozzles (Fig. 4 (b)). Even though pipe nozzles are unsuitable for use in applications where there are limitations on weight and space, such as gas-turbine blades or combustor wall cooling, they can be applied in thermal equipment where there is no restriction on size or weight, such as in food dryers and freezers, solar collectors, or equipment for cooling paper or textiles.

The flow and heat transfer from air impinging jet arrays dicharging from orifice nozzles have been widely and intensively investigated [7,10,12-14,24-30]. The heat transfer correlations of jet impingement arrays have been mostly determined using orifice nozzles, as sumarized in Table 1 [1,12,24,25]. The study of heat transfer in impinging jets from pipe nozzles and their correlations have been established mostly for a single impinging jet [1-3] and rarely for the case of an array of pipe nozzles [1,23]. As mentioned above, the effects of crossflow on an impingement array from pipe nozzles are lesser than those with orifice nozzles. Hence, it would be interesting to determine correlations for heat transfer with impinging jets from pipe nozzles under fully developed flow. In addition, the predictions of average heat transfer for an array of pipe nozzles using the correlations from prior work [1,23] are inadequate, as will be demonstrated in the results and discussion section.

The aim of this research was to investigate the heat transfer of an impinging jet array from pipe nozzles. The nozzle arrangement considered was the in-line configuration, and the jet-to-jet spacing (S), jet-to-plate distance (H) and jet Reynolds number (Re) were varied. The heat transfer correlation of the impinging jet array from pipe nozzles under a fully developed flow was determined.

2. Experimental setup and method

2.1 Experimental model and parameters

The experimental model adopted was an impinging jet array discharged from pipe nozzles arranged in 5 rows × 5 columns with an in-line arrangement, impinging the wall perpendicularly as shown in Fig. 5. The origin of the Cartesian coordinates was located on the impingement wall at the center of the central jet. The Z-axis is the axial jet direction, while the X-axis and Y-axis are orthogonal to this. The heat transfer measurements covered the area of the 9-middle jets, as shown in Fig. 5(b). The jet located at the center was fully included, while the other jets were cut by the boundary

contributing a half or a quarter of a jet to this area.

The inner diameter and the length of the round pipe nozzles was d = 17.2 mm and 300 mm, respectively. The jet-to-plate distance (H), and the jet-to-jet spacing (S) were H/d = 2, 4, 6, 8 and S/d = 4, 6, 8. The jet Reynolds number based on average jet velocity was varied in the range of Re = 10,000, 20,000, 30,000 and 40,000. The details of the experimental parameters are summarized in Table 2.

2.2 Experimental setup

A schematic diagram of the experimental setup is shown in Fig. 6. The ambient air was sucked by a 5-HP blower and was blown through a temperature-controlled chamber equipped with a 6-kW heater and an orifice flow meter before entering a pressure chamber. The pressure chamber had four sections, a cross-section of 750 × 750 mm^2 and a total length of 1,850 mm. Its size was sufficient to provide uniform velocity of jets at each pipe nozzle. Mesh screens were assembled between each section of the pressure chamber to achieve uniform velocity and temperature of the jets. The air temperature detected in the pressure chamber was applied to control the jet temperature at 27.0 °C using a temperature and a power controller. The jet flow rate was varied as required by the Reynolds number by controlling the rotation speed of the blower using an inverter. The impingement surface could be moved in Z-axis direction to allow the jet-to-plate distance to be adjusted as required.

The details of the heat transfer measurement plate are shown in Fig. 7. The impingement plate was made of an acrylic plate, with 15-mm thickness with an area of 830 × 830 mm^2. A rectangular hollow was drilled at the center of the plate. The heat transfer surface was made of stainless steel foil (SUS304), 300-mm width, 300-mm length and 0.03-mm thickness. The stainless steel foil was tightly stretched between two copper bus bars covering the rectangular hollow in the acrylic plate. Direct electrical current from a power supply unit was supplied to the stainless steel foil via the copper bus bar electrodes. The boundary condition of uniform heat flux was achieved on the impingement surface by observing uniformity of temperature distribution on the surface after applying the electrical current without jet impingement. The temperature distribution on the opposite side of the impingement surface was measured using an infrared camera (FLIR, T420). The measured surface of the impingement plate was

sprayed with matt black paint having an emissivity of 0.95. With a sufficient thickness of foil, the temperature distributions on both the impingement surface and the measurement surface can be treated as being the same [7,13,25,28,30].

2.3 Heat transfer measurement

The heat transfer measurement model was a heated wall under constant heat flux which was cooled by impinging jets at a lower temperature. The heat flux, $\dot{q}_{input}$, dissipating on the wall was calculated from:

$$\dot{q}_{input} = IV/A \quad (1)$$

where, I and V are the direct current and voltage of the electrical power and A is the area of the stainless-steel foil. The net heat flux, $\dot{q}_c$, was calculated from:

$$\dot{q}_c = \dot{q}_{input} - \dot{q}_{rad} - \dot{q}_{nat} \quad (2)$$

where the heat loss to the environment by radiation, $\dot{q}_{rad}$, was calculated from:

$$\dot{q}_{rad} = \sigma\varepsilon(\bar{T}_{wh}^4 - \bar{T}_s^4) \quad (3)$$

and the natural convection from the measured surface, $\dot{q}_{nat}$, was calculated from:

$$\dot{q}_{nat} = h_c(\bar{T}_{wh} - \bar{T}_s) \quad (4)$$

The heat transfer coefficient, h, was calculated from:

$$h = \frac{\dot{q}_c}{T_{wh} - T_{wj}} \quad (5)$$

where σ is the Stefan-Boltzmann constant, ε is the emissivity of the measured surface, T_{wh} is the wall temperature with heat flux when cooled by the jet, T_{wj} is the wall temperature without heat flux when impinged on by the jet, T_s is the surrounding temperature, and h_c is the natural heat transfer coefficient calculated from the natural

convective heat transfer from the heat transfer surface to the surroundings.

Regarding natural convection, the natural heat transfer coefficient, h_c, was evaluated from vertical plate on the rear side of jet impingement, and was obtained from an empirical equation [31].

The local Nusselt number, Nu, was calculated from:

$$Nu = \frac{hd}{k} \quad (6)$$

where d is the inner diameter of the pipe nozzle and k is the thermal conductivity of the air jet.

Based on heat transfer evaluation, the heat loss to the environment by radiation and natural convection contributed to the net heat flux by 18% and 13%, respectively. The uncertainty of the Nusselt number was in the range from 3.37% to 5.28% using the calculation method suggested by Kline and Mcclintock [32]. This uncertainty range is similar to that in previous studies of jet impingement [7, 30].

3. Results and discussion

3.1 Nusselt number contours

The contours of the Nusselt number on the impinged surface are shown in Fig. 8. The black circles in the figures represent the locations of the pipe nozzles that depend on the jet-to-jet spacing (S). Generally, areas of high Nusselt number (Nu>100) were clearly observed in the impingement regions of each jet, while areas of low Nusselt number (Nu<100) were found elsewhere. The high Nusselt number areas are larger when the jet-to-jet spacing becomes larger due to a lesser confinement effect by the surrounding jets. Regarding effect of the jet-to-plate distance, it was found that the high Nusselt number area was the largest with $H/d = 4$, for all jet-to-jet spacings. This is the optimal condition corresponding to high axial jet velocity and high turbulence intensity at this jet-to-plate distance [33, 34].

Local Nusselt number distributions along the X-axis passing through the center line of the middle jet ($Y/d = 0$) from the experimental results are shown in Fig. 9. It was found

that the peak of the Nusselt number was where the center of the jet impinged, which is called “stagnation point”, and the low Nusselt numbers occurred between the jets. However, this was not so for the cases of $S/d = 4$ and $H/d = 2$ (Fig. 9 (a)) and $S/d = 4$ and $H/d = 4$ (Fig. 9 (d)) where the Nusselt numbers also peaked between the jets ($X/d =$ 2 and -2) (marked as A and B in Fig. 9 (a) and Fig. 9 (d)). This is due to the collision of flows on the wall with a narrow jet-to-jet distance. These wall-jet collisions cause the Nusselt numbers to be smaller when the jet-to-plate distance is higher, and the Reynolds number becomes lower (Compare areas marked A and B).

When the jet-to-jet spacing becomes larger, at $S/d = 6$ and 8, the wall-jet collision has no effect on the increase in the Nusselt number. However, secondary peaks were found and are marked as C, D, E and F. Generally, secondary peaks of heat transfer are clearly found in single impinging jet heat transfer due to the acceleration of the wall jet and high turbulence intensity in that region [1, 29, 30, 33, 34]. In this array of impinging jets, secondary peaks of heat transfer were found at $S/d = 6$ and $H/d = 4$. In particular, they were clearly observed when the jet-to-jet spacing was large ($S/d = 8$) since the flow and heat transfer behaviors of the impinging jet array at a larger jet-to-jet spacing is similar to a single impinging jet.

3.2 Average Nusselt number

The average Nusselt number was calculated based on the average wall temperature and the average heat transfer coefficient in the analysis area (See Fig. 5 (b)). The analysis area on the impingement surface was $-4 \le X/d \le 4$, $-4 \le Y/d \le 4$ for $S/d = 4$, $-6 \le X/d \le 6$, $-6 \le Y/d \le 6$ for $S/d = 6$ and $-8 \le X/d \le 8$, $-8 \le Y/d \le 8$ for $S/d = 8$. The average Nusselt numbers plotted versus jet-to-plate distance are shown in Fig. 10. It can be seen that the peak of the average values always occurs at $H/d = 4$, and the highest peaks are clear at comparatively large Reynolds numbers.

The correlation that was determined from this experiment as shown in Eq. (7), and the heat transfer correlations from prior studies [1,23,24], are plotted in Fig. 10. It was found that the trends of the average Nusselt number from previous studies decrease monotonically with jet-to-plate distance [1,23,24]. This is in contrast to the findings of this study, in which the highest average Nusselt number occurred at $H/d = 4$. This can be explained by the behavior of impingement flow in a confined space with orifices [24] or

with short pipe nozzles [1], having crossflows with negative effects [28]. At higher jet-to-plate distances, the downstream jet is reflected more by collision with the accumulated air from the former jets. Hence, the heat transfer is low when the jet-to-plate distance is large. This is different for the case with long pipe nozzles that can minimize the effect of crossflow, as previously discussed in the 'Introduction' section.

In addition (Fig. 10), the correlation of impingement heat transfer of a jet array using a long pipe nozzle, which was reported by Gardon and Cobonpue [23], shows that the average Nusselt number decreased monotonically with jet-to-plate distance. This discrepancy in the heat transfer prediction seems to be quite large when compared to the findings of the present work, especially with regard to the short jet-to-plate distance ($H/d = 2$). However, the discrepancy is reasonably attributable to the limitations of the instruments used and the correlation-regression tool used in the work conducted 56 years ago.

According to the correlation which was formulated from this experiment, the constant coefficient associated in every term of Eq. (7) can be explained as follow:

1) The first term ($0.150Re^{0.672}$) : the average Nusselt number increases with the Reynolds number;

2) The second term ($(S/d)^{-0.337}$) : the average Nusselt number decreases with jet-to-jet spacing;

3) The third term ($(H/d)^{0.468}$) and fourth term ($\exp[-0.145\,(H/d)]$) : the average Nusselt number increases with jet-to-plate distance, but becomes lower again at $H/d > 4$ due to the fourth term.

The novel finding in this work relating to the heat transfer correlation is the combination of the third and the fourth terms, which produced a peak in the average Nusselt numbers at $H/d = 4$. This has not been found in previous studies [1, 12, 23, 24, 29, 30].

$$Nu = 0.150Re^{0.672}(S/d)^{-0.337}\,(H/d)^{0.468}\exp[-0.145\,(H/d)] \quad (7)$$

A comparison of the average Nusselt numbers between the correlations based on Eq. (7) and the experimental values, is shown in Fig. 11. It is apparent that the majority of the predicted values were within ±10% deviation from the experimental results. However, there were some cases with above 10% deviation. It was noted that the correlations

developed from Eq. (8) were able to predict the average Nusselt numbers with reasonable precision within the range of parameters studied.

4. Conclusions

In this study, the heat transfer on a surface impinged by an array of in-line jets, discharged from pipe nozzles under a fully developed flow, was investigated experimentally. The jet-to-jet spacing (S), the jet-to-plate distance (H) and the Reynolds numbers (Re) were varied. The main results can be summarized as follows:

1. The heat transfer correlation on impingement surface was determined under $2 \leq H/d \leq 8$, $4 \leq S/d \leq 8$ and $10{,}000 \leq Re \leq 40{,}000$.

2. The peak of the average Nusselt number occurred at $H/d = 4$ over all jet-to-jet spacings (S/d). The heat transfer correlation had a peak of the average Nusselt number at $H/d = 4$. This is in contrast to the case with orifice nozzles, in which the average heat transfer decreases monotonically with jet-to-plate distance (H).

3. A secondary peak of the local Nusselt number was clearly found with a large jet-to-jet spacing ($S/d \geq 6$) combined with a short jet-to-plate distance ($H/d \leq 4$) and a high Reynolds number ($Re \geq 30{,}000$).

NOMENCLATURE

A	Heated surface area, m^2
B	Width of slot nozzle, m
d	Inner diameter of round pipe nozzle, m
H	Jet-to-plate distance, m
h	Heat transfer coefficient, W/m^2 K
h_c	Natural convective heat transfer coefficient, W/m^2 K
I	Electric current, A
k	Thermal conductivity of air jet, W/m K
L_T	Slot Nozzle spacing, m
Nu	Nusselt number
$\overline{Nu}$	Average Nusselt number
Pr	Prandtl number

$\dot{q}_{input}$	Heat flux, W/m^2
$\dot{q}_c$	Net convection heat flux, W/m^2
$\dot{q}_{rad}$	Heat loss to the environment by radiation, W/m^2
$\dot{q}_{nat}$	Natural convection from captured side, W/m^2
S	Jet-to-jet spacing, m
S_x	Jet-to-jet spacing in *X*-axis, m
S_y	Jet-to-jet spacing in *Y*-axis, m
T_s	Surrounding temperature, °C
T_{wh}	Wall temperature with heat flux when cooled by the jet, °C
T_{wj}	Wall temperature without heat flux when impinged on by the jet, °C
$U_{crossflow}$	Crossflow velocity, m/s
U_{jet}	Jet velocity, m/s
u_τ	Shear velocity, m/s
V	Electrical voltage, V
X, Y, Z	Cartesian coordinates

Greek symbols

v	Kinematic viscosity of air, m^2/s
ε	Emissivity coefficient
σ	Stefan-Boltzmann constant, W/m^{2}K^4
ϵ	The ratio of the narrowest cross section of the jet to the geometric orifice exit cross section

Acknowledgment

This research was financially supported by the Thailand Research Fund (TRF), grant No. MGR5980082. We also thank Assoc. Prof. Dr. Seppo Karrila for editing the manuscript via publication service of Research and Development Office (RDO), Prince of Songkla University (PSU).

References

[1] H. Martin, Heat and mass transfer between impinging gas jets and solid surfaces, Adv. Heat Tran. 13 (1977) 1-60. https://doi.org/10.1016/S0065-2717(08)70221-1.

[2] K. Jambunathan, E. Lai, M.A. Moss, B.L. Button, A review of heat transfer data for single circular jet impingement, Int. J. Heat Fluid Flow 13 (1992) 106-115. https://doi.org/10.1016/0142-727X(92)90017-4.

[3] R. Viskanta, Heat transfer to impinging isothermal gas and flame jets, Exp. Therm. Fluid Sci. 6 (1993) 111-134. https://doi.org/10.1016/0894-1777(93)90022-B.

[4] A.M. Huber, R. Viskanta, Impingement heat transfer with a single rosette nozzle, Exp. Therm. Fluid Sci. 9 (1994) 320-329. https://doi.org/10.1016/0894-1777(94)90034-5.

[5] S. Ashforth-Frost, K. Jambunathan, Effect of nozzle geometry and semi-confinement on the potential core of a turbulent axisymmetric free jet, Int. Commun. Heat Mass Tran. 23 (1996) 155-162. https://doi.org/10.1016/0735-1933(96)00001-2.

[6] D.W. Colucci, R. Viskanta, Effect of nozzle geometry on local convective heat transfer to a confined impinging air jet, Exp. Therm. Fluid Sci. 13 (1996) 71-80. https://doi.org/10.1016/0894-1777(96)00015-5.

[7] P. Gulati, V. Katti, S.V. Prabu, Influence of the shape of the nozzle on local heat transfer distribution between smooth flat surface and impinging air jet, Int. J. Therm. Sci. 48 (2009) 602-617. https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2008.05.002.

[8] S. Ashforth-Frost, K. Jambunathan, C.F. Whitney, Velocity and turbulence characteristics of a semiconfined orthogonally impinging slot jet, Exp. Therm. Fluid Sci. 14 (1997) 60-67. https://doi.org/10.1016/S0894-1777(96)00112-4.

[9] M.F. Koseoglu, S. Baskaya, The role of jet inlet geometry in impinging jet heat transfer, modeling and experiments, Int. J. Therm. Sci. 49 (2010) 1417-1426. https://doi:10.1016/j.ijthermalsci.2010.02.009

[10] S. Caliskan, S. Baskaya, T. Calisir, Experimental and numerical investigation of geometry effects on multiple impinging air jets, Int. J. Heat Mass Tran. 75 (2014) 685-703. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.04.005.

[11] M.F. Koseoglu, S. Baskaya, The effect of flow field and turbulence on heat transfer characteristics of confined circular and elliptic impinging jets, Int. J. Therm. Sci. 47 (2008) 1332-1346. https://doi:10.1016/j.ijthermalsci.2007.10.015.

[12] L.W. Florschuetz, C.R. Truman, D.E. Metzger, Streamwise flow and heat transfer distributions for jet array impingement with crossflow, J. Heat Tran. 103 (1981) 337-342. https://doi.org/10.1115/1.3244463.

[13] C. Nuntadusit, M. Wae-hayee, P. Tekasakul, S. Eiamsa-ard, Local heat transfer characteristics of array impinging jets from elongated orifices, Int. Commun. Heat Mass Tran. 39 (2012) 1154-1164. https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.06.014.

[14] M. Wae-hayee, P. Tekasakul, S. Eiamsa-ard, C. Nuntadusit, Flow and heat transfer characteristics of in-line impinging jets with cross-flow at short jet-to-plate distance, Exp. Heat Tran. 28 (2014) 511-530. https://doi.org/10.1080/08916152.2014.913091.

[15] Z. Chi, R. Kan, J. Ren, H. Jiang, Experimental and numerical study of the anti-crossflows impingement cooling structure, Int. J. Heat Mass Tran. 64 (2013) 567-580. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.04.052.

[16] V. Tesar, Impinging jets, in: D.T.H. New, S.C.M Yu, Vortex rings and jets, Fluid mechanics and its applications, vol. 111, Springer, Singapore, 2015, pp. 191-231. https://link.springer.com/chapter/10.1007%2F978-981-287-396-5_6

[17] C.S. McDaniel, B.W. Webb, Slot jet impingement heat transfer from circular cylinders, Int. J. Heat Mass Tran. 43 (2000) 1975-1985. https://doi.org/10.1016/S0017-9310(99)00267-7.

[18] S. Pachpute, B. Premachandran, Experimental and numerical investigations of slot jet impingement with and without a semi-circular bottom confinement, Int. J. Heat Mass Tran. 114 (2017) 866-890.

https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.06.110.

[19] G.-P. Bai, G.-C. Gong, F.-Y. Zhao, Z.-X. Lin, Multiple thermal and moisture removals from the moving plate opposite to the impinging slot jet, Appl. Therm. Eng. 66 (2014) 252-265. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.02.018.

[20] M.A.R. Sharif, A. Banerjee, Numerical analysis of heat transfer due to confined slot-jet impingement on a moving plate, Appl. Therm. Eng. 29 (2009) 532-540. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.03.011.

[21] A. Sarkar, N. Nitin, M.V. Karwe, R.P. Singh, Fluid flow and heat transfer in air jet impingement in food processing, J. Food. Sci. 69 (2004) 113-122. https://doi.org/10.1111/j.1365-2621.2004.tb06315.x.

[22] A. Sarkar, R.P. Singh, Air impingement technology for food processing: visualization studies, LWT-Food. Sci. Tech. 37 (2004) 873-879. https://doi.org/10.1016/j.lwt.2004.04.005.

[23] R. Gardon, J. Cobonpue, Heat transfer between a flat plate and jets of air impinging on it, Int. Dev. Heat Tran. (1962) 454-460.

[24] A.M. Huber, R. Viskanta, Effect of jet-jet spacing on convective heat transfer to confined, impinging arrays of axisymmetric air jets, Int. J. Heat Mass Tran. 37 (1994) 2859-2869. https://doi.org/10.1016/0017-9310(94)90340-9.

[25] L.F.G. Geers, M.J. Tummers, T.J. Bueninck, K. Hanjalic, Heat transfer correlation for hexagonal and in-line arrays of impinging jets, Int. J. Heat Mass Tran. 51 (2008) 5389-5399. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.01.035.

[26] J.Y. San, M.D. Lai, Optimum jet-to-jet spacing of heat transfer for staggered arrays of impinging air jets, Int. J. Heat Mass Tran. 44 (2001) 3997-4007. https://doi.org/10.1016/S0017-9310(01)00043-6.

[27] B.P. Whelan, A.J. Robinson, Nozzle geometry effects in liquid jet array impingement, Appl. Therm. Eng. 29 (2009) 2211-2221. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.11.003.

[28] M. Wae-hayee, P. Tekasakul, C. Nuntadusit, Influence of nozzle arrangement on flow and heat transfer characteristics of arrays of circular impinging jets, Songklanakarin J. Sci. Technol. 35 (2013) 203-212. https://rdo.psu.ac.th/sjstweb/journal/35-2/35-2_203-212.pdf.

[29] Q. Guo, Z. Wen, R. Dou, Experimental and numerical study on the transient heat-transfer characteristics of circular air-jet impingement on a flat plate, Int. J. Heat Mass Tran. 104 (2017) 1177-1188. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.09.048.

[30] V. Katti, S.V. Prabhu, Experimental study and theoretical analysis of local heat transfer distribution between smooth flat surface and impinging air jet from a circular straight pipe nozzle, Int. J. Heat Mass Tran. 51 (2008) 4480-4495. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.12.024.

[31] F.P. Incropera, D.P. Dewitt, T.L. Bergman and A.S. Lavine, Introduction to Heat Transfer, fifth ed, John Wiley & Sons. Inc., 2007.

[32] S. Kline, F. Mcclintock, Describing uncertainties in single-sample experiments, Mech. Eng. 75 (1953) 3-8.

[33] D. Lytle, B.W. Webb, Secondary heat transfer maxima for air jet impingement at low nozzle-to-plate spacing, In: Proceeding Second World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics, and Thermodynamics (Edited by J.F. Keffer, R.K. Shah and E.N. Ganic), pp. 776-783. Elsevier, New York (1991).

[34] D. Lytle, B.W. Webb, Air jet impingement heat transfer at low nozzle-plate spacings, Int. J. Heat Mass Tran. 37(12) (1994) 1687-1697. https://doi.org/10.1016/0017-9310(94)90059-0.

Figure captions

Fig. 1. Different shapes of jet nozzles: (a) Orifice nozzles, (b) Slot nozzles and (c) Pipe nozzles.

Fig. 2. Velocity and turbulence intensity profiles of jets dicharged from a circular pipe and an orifice nozzle: (a) Pipe nozzle and (b) Orifice nozzle.

Fig. 3. Schematic outlines of crossflow characteristics with two typical jet arrangements: (a) in-line arrangement and (b) staggered arrangement [28].

Fig. 4. Array of impinging jets with crossflow effect: (a) Pipe nozzles and (b) Orifice nozzels.

Fig. 5. Experimental model of impinging jet array: (a) Impinging jets from pipe nozzles and (b) Nozzle arrangement.

Fig. 6. Diagram of experimental setup.

Fig. 7. The details of heat transfer measurement at plate.

Fig. 8. Contours of Nusselt number on impinged surface for Re = 30,000**.**

Fig. 9. Local Nusselt number distributions along X-axis passing through centerline of middle jet, Y/d = 0.

Fig. 10. Average Nusselt number versus a jet-to-plate distance.

Fig. 11. Correlation of model with experimental data.

Table captions

Table 1. Heat transfer correlations for an array of impinging jets.

Table 2. The details of experimental parameters.

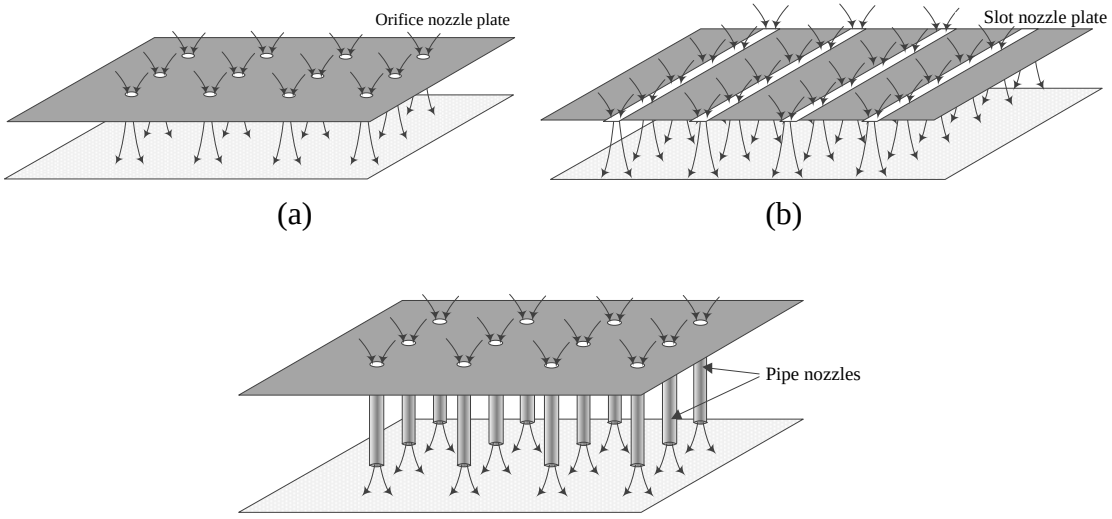


Fig. 1. Different shapes of jet nozzles: (a) Orifice nozzles, (b) Slot nozzles and (c) Pipe nozzles.

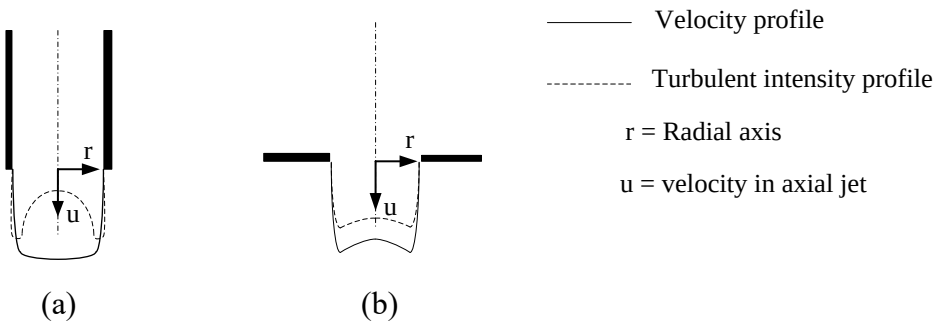


Fig. 2. Velocity and turbulence intensity profiles of jets dicharged from a circular pipe and an orifice nozzle: (a) Pipe nozzle and (b) Orifice nozzle.

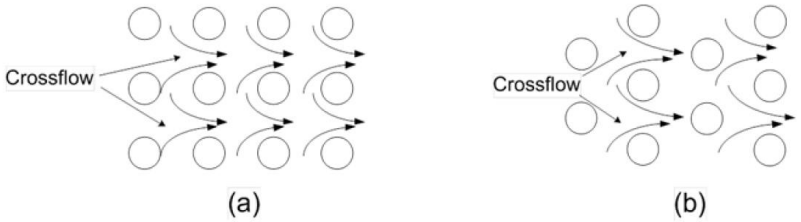


Fig. 3. Schematic outlines of crossflow characteristics with two typical jet arrangements: (a) in-line arrangement and (b) staggered arrangement [28].

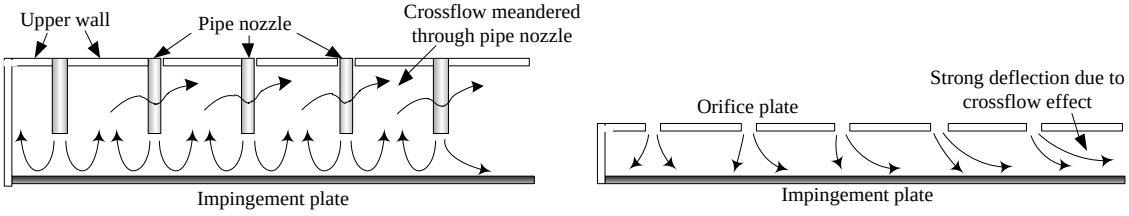
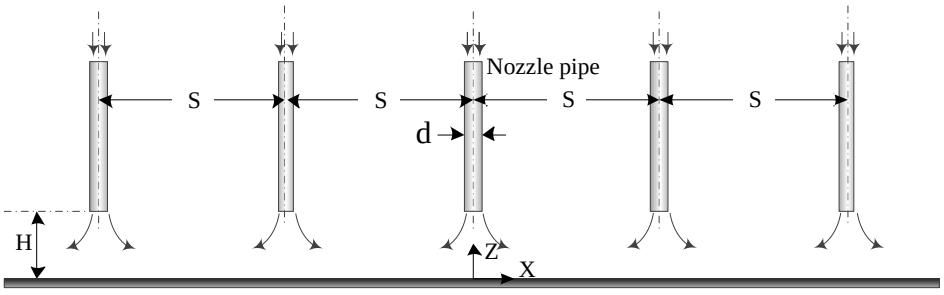


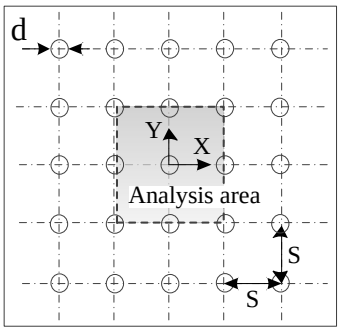
Fig. 4. Array of impinging jets with crossflow effect: (a) Pipe nozzles and (b) Orifice nozzels.

Table 1. Heat transfer correlations for an array of impinging jets.

<table>
<tr><th>Nozzle geometry</th><th>S_x/d, S_y/d and arrangement</th><th>H/d</th><th>Re</th><th>Correlations of average Nu</th><th>Ref.</th></tr>
<tr><td>Array of round pipe nozzles</td><td>$0.004 \le f \le 0.04$
$f = \frac{\pi}{4}\left(\frac{d}{S}\right)^2$
for inline</td><td>2-12</td><td>2,000-100,000</td><td>$\left(\frac{\overline{Nu}}{Pr^{0.42}}\right) = (K)(G)(F)$
$K = \left(1 + \left(\frac{H/d}{0.6/\sqrt{f}}\right)^6\right)^{0.05}$
$G = \frac{(2\sqrt{f})(1 - 2.2\sqrt{f})}{1 + 0.2[(H/d) - 6]\sqrt{f}}$
$F = 0.5Re^{2/3}$</td><td>[1]</td></tr>
<tr><td>Array of orifice nozzle</td><td>$f = \frac{\pi}{2\sqrt{3}}\left(\frac{d}{S}\right)^2$
for staggered</td><td></td><td></td><td>$\left(\frac{\overline{Nu}}{Pr^{0.42}}\right) = (K)(H)\sqrt{\epsilon f}$
$H = \frac{1 - 2.2\sqrt{\epsilon f}}{1 + 0.2\sqrt{\epsilon f}[(H/d)/\sqrt{\epsilon} - 6]}\left(\frac{Re}{\sqrt{\epsilon}}\right)^{2/3}$
ϵ=the ratio of the narrowest cross section of the jet to the geometric orifice exit cross section</td><td></td></tr>
<tr><td>Sharp-edged orifice nozzle</td><td>$5 \le S_x/d \le 15$
for inline
$5 \le S_x/d \le 10$
for staggered
$4 \le S_y/d \le 8$ for inline and staggered</td><td>1-3</td><td>2,500-70,000</td><td>$\overline{Nu} = A\,Re^M\{1 - B\left[\left(\frac{H}{d}\right)\left(\frac{U_{crossflow}}{U_{jet}}\right)\right]^n\}Pr^{1/3}$
$A = C(S_x/d)^{n_x}$
$M = C(S_y/d)^{n_y}$
$B = C(H/d)^{n_z}$
<table>
<tr><th></th><th colspan="4">Inline</th><th colspan="4">Staggered</th></tr>
<tr><th></th><th>C</th><th>n_x</th><th>n_y</th><th>n_z</th><th>C</th><th>n_x</th><th>n_y</th><th>n_z</th></tr>
<tr><td>A</td><td>1.180</td><td>-0.94</td><td>-0.642</td><td>0.169</td><td>1.870</td><td>-0.771</td><td>-0.999</td><td>-0.257</td></tr>
<tr><td>M</td><td>0.612</td><td>0.059</td><td>0.032</td><td>-0.022</td><td>0.571</td><td>0.028</td><td>0.092</td><td>0.039</td></tr>
<tr><td>B</td><td>0.437</td><td>-0.095</td><td>-0.219</td><td>0.275</td><td>1.030</td><td>-0.243</td><td>-0.307</td><td>0.059</td></tr>
<tr><td>n</td><td>0.092</td><td>-0.005</td><td>0.599</td><td>1.040</td><td>0.442</td><td>0.098</td><td>-0.003</td><td>0.304</td></tr>
</table></td><td>[12]</td></tr>
<tr><td>Array of round pipes</td><td>$2.4 \le S_{xy}/d \le 32$
for inline</td><td>4-128</td><td>4,000-60,000</td><td>$\overline{Nu} = \frac{0.933Re^{0.625}}{(S/d)^{0.375}(H/d)^{0.625}}$</td><td>[23]</td></tr>
<tr><td>Array of orifice associated with spent air hole</td><td>$4 \le S_{xy}/d \le 8$
for inline</td><td>0.25-6</td><td>3,400-20,500</td><td>$\overline{Nu} = \frac{0.285Re^{0.71}Pr^{0.33}}{(H/d)^{0.123}(S/d)^{0.725}}$</td><td>[24]</td></tr>
<tr><td>Sharp-edged and Contoured orifice nozzle</td><td>$2 \le S/d \le 6$
for hexagonal
S/d=4
for inline
(only sharp-edged nozzle)</td><td>3-10</td><td>5,000-20,000</td><td>$\overline{Nu} = Re^{\alpha_1}\frac{exp\{\alpha_2(H/d)^{\alpha_3}\}}{(S/d)^{\alpha_4}(H/d)^{\alpha_5}}$
<table>
<tr><th>Configuration shape</th><th>Inline sharp</th><th>Hexagonal sharp</th><th>Hexagonal contoured</th></tr>
<tr><td>α_1</td><td>0.58</td><td>0.64</td><td>0.67</td></tr>
<tr><td>α_2</td><td>-3.68</td><td>-3.23</td><td>-3.19</td></tr>
<tr><td>α_3</td><td>-3.00</td><td>-1.64</td><td>-1.14</td></tr>
<tr><td>α_4</td><td>n.a.</td><td>0.33</td><td>0.29</td></tr>
<tr><td>α_5</td><td>0.51</td><td>0.79</td><td>0.90</td></tr>
</table></td><td>[25]</td></tr>
</table>



(a)



(b)

Fig. 5. Experimental model of impinging jet array: (a) Impinging jets from pipe nozzles and (b) Nozzle arrangement.

Table 2. The details of experimental parameters.

Parameters	Variable
Inner diameter of nozzle, *d*	17.2 mm
Jet-to-plate distance, *H/d*	2, 4, 6 and 8
Jet-to-jet spacing, *S/d*	4, 6 and 8
Reynolds number, *Re*	10,000, 20,000, 30,000 and 40,000.

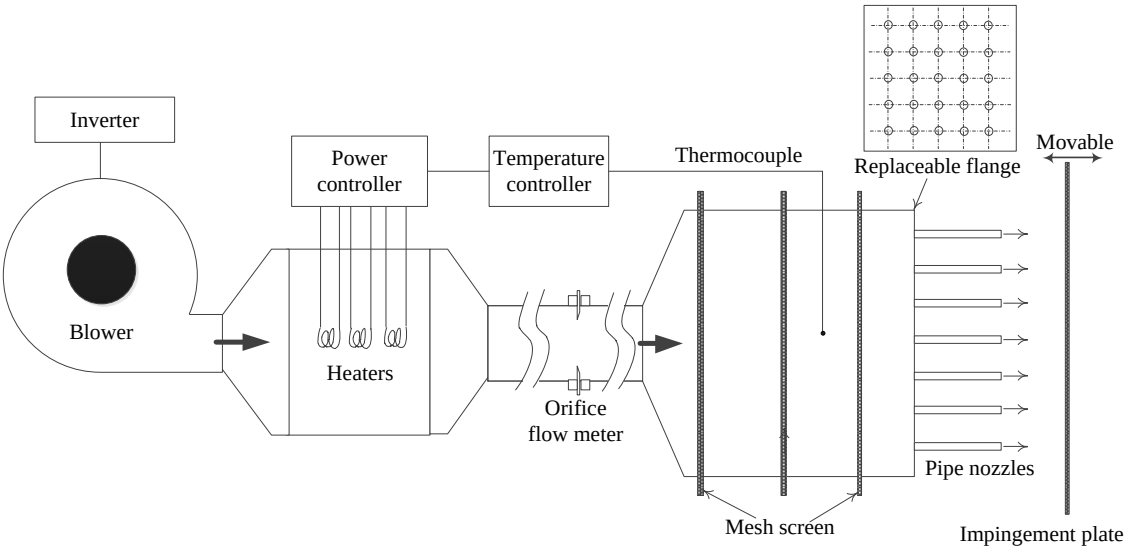


Fig. 6. Diagram of experimental setup.

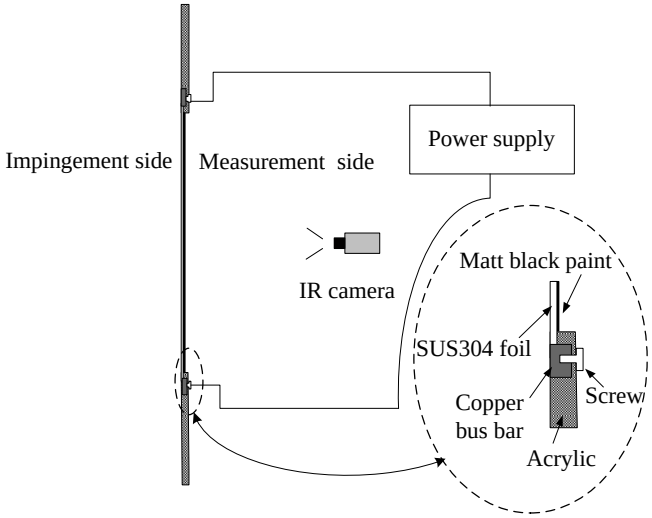


Fig. 7. Fig.7. The details of heat transfer measurement at plate.

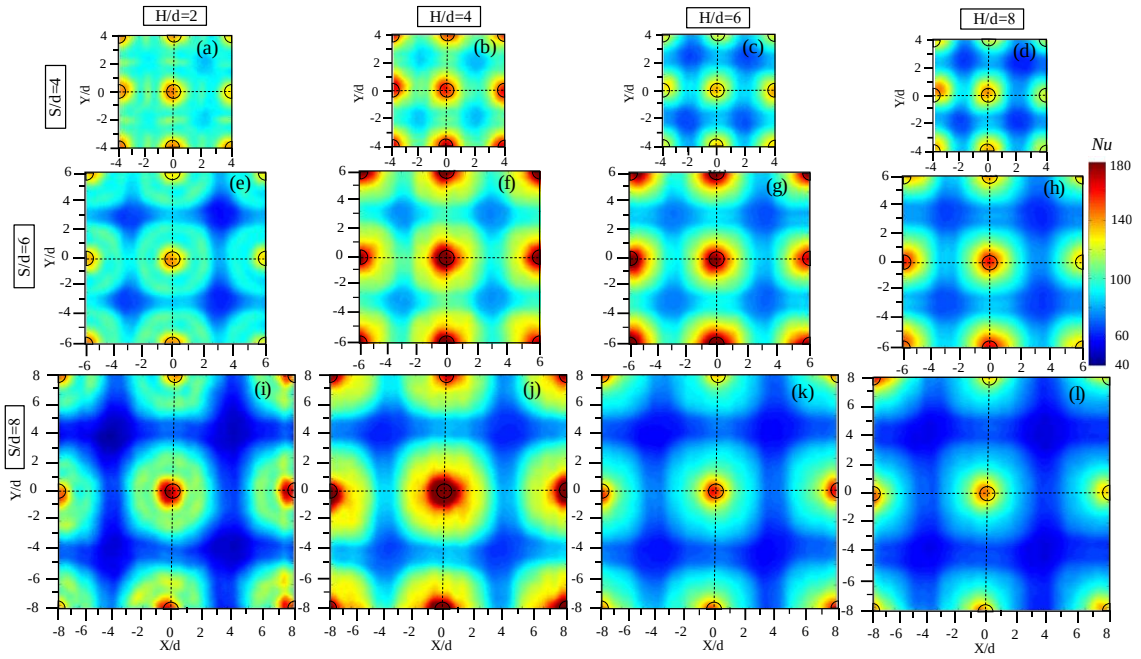


Fig. 8. Contours of Nusselt number on impinged surface for Re = 30,000.

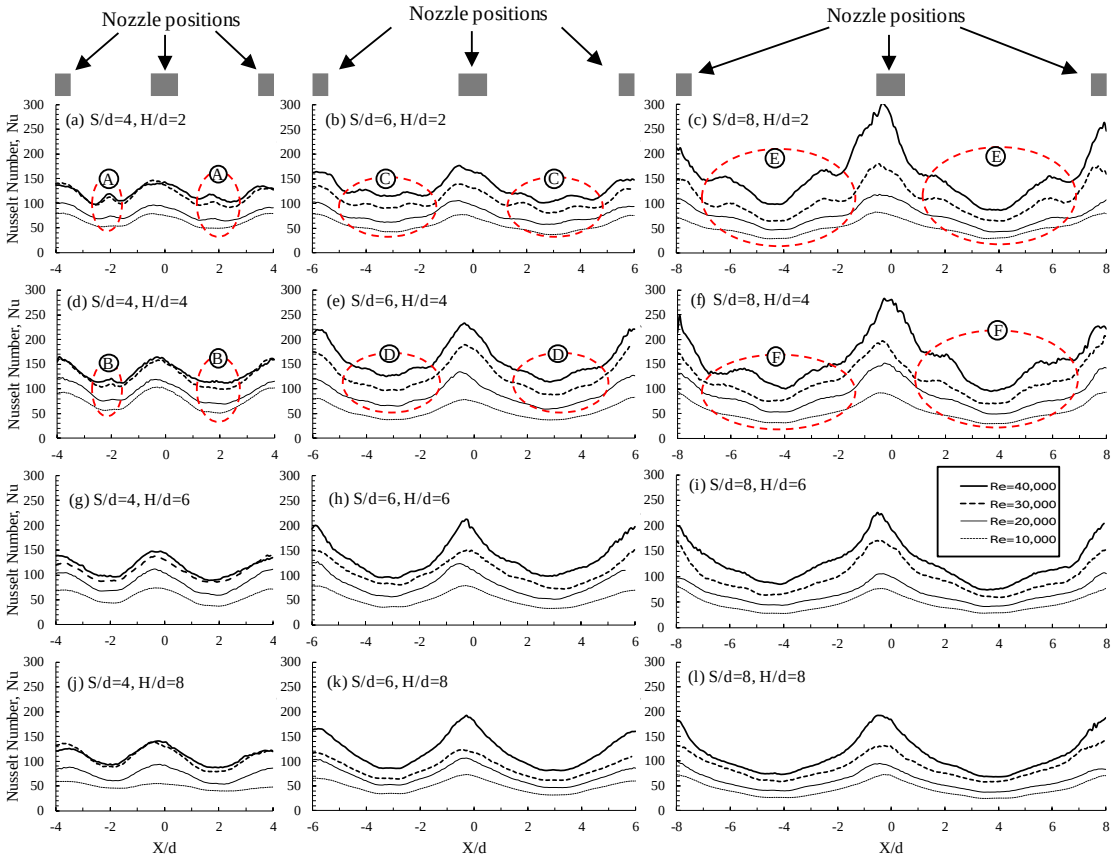


Fig. 9. Local Nusselt number distributions along X-axis passing through centerline of middle jet, Y/d = 0.

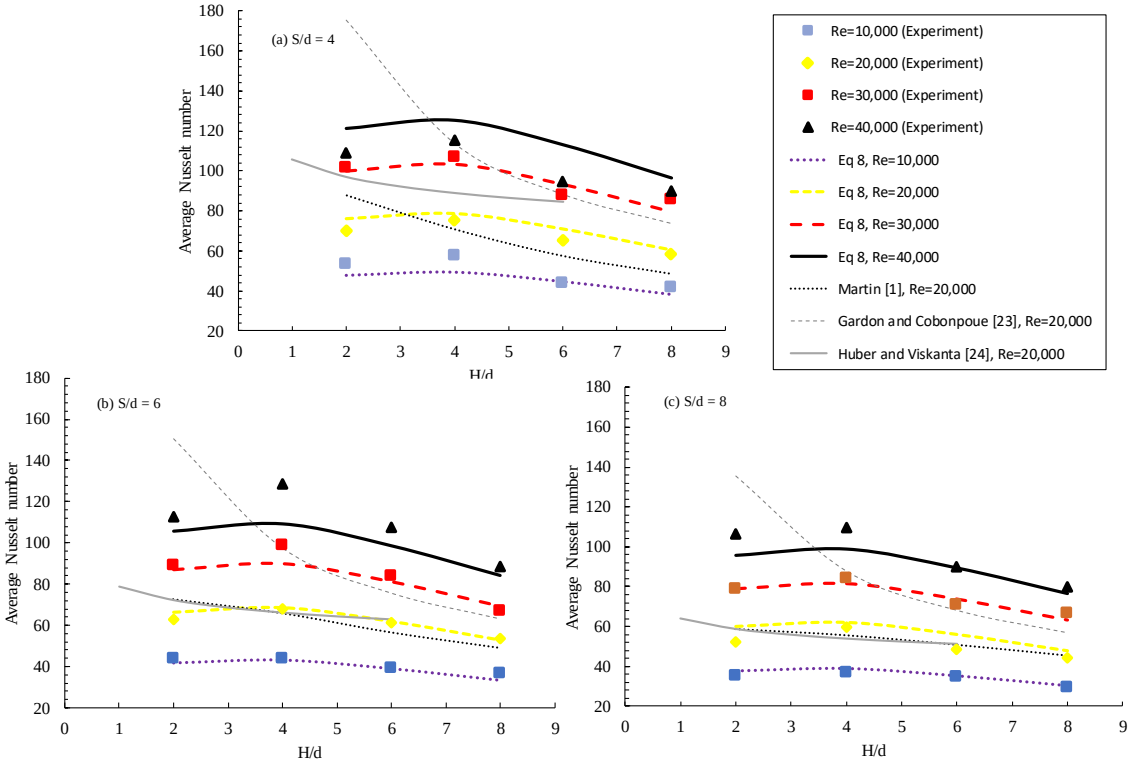


Fig. 10. Average Nusselt number versus a jet-to-plate distance.

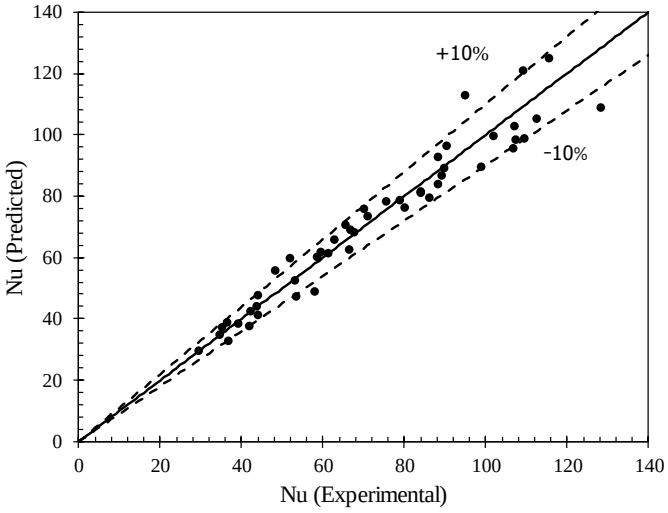


Fig. 11. Correlation of model with experimental data.

ภาคผนวก จ.

(Yeranee, K., Wae-hayee, M., Piya, I., Rao, Y., Nuntadusit, C., ***"Heat Transfer Enhancement on an Impingement Surface of Impinging Jet Array by Mounting Air-Augmented Duct,"*** อยู่ระหว่างร่างเพื่อส่งตีพิมพ์ ซึ่งคาดว่าจะส่งตีพิมพ์ในวารสาร International Journal of Heat and Mass Transfer)

Heat Transfer Enhancement on an Impingement Surface of Impinging Jet Array by Mounting Air-Augmented Duct

Kirttayoth Yeranee[1], Makatar Wae-hayee*[1] and Chayut Nuntadusit[1]

[1]Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Prince of Songkla University, Hatyai, Songkhla, 90112, Thailand.
*Corresponding author: Makatar.w@psu.ac.th
Tel: +66-7428-7231, Fax: +66-7455-8830

Abstract

The purpose of this research is to investigate experimentally the effect of impinging jet array mounting air-augmented duct on heat transfer enhancement. The straight pipes having the inner diameter of 17.2 mm and the length of 200 mm, were arrayed in 5 × 5 nozzles with in-line configuration. The length of air-augmented duct (L) was varied at L/d=2, 4, 6 as well as the diameter of the duct (D) that was studied at D/d=2, 4, 6. The jet-to-surface distance (H) was tested at H/d = 4, 6, 8; likewise, the jet-to-jet spacing (S) was arranged at S/d=4, 6, 8. Reynolds number (Re) of the jets were also regulated from 10,000 to 40,000. The conventional impinging jets were also examined for benchmarking with the case of jets using air-augmented duct. The results indicate that heat transfer rates on the target surface became higher when the duct was elongated, and greater spread when the duct was expanded. These effects were more markedly on the enhancement for the cases of narrow jet-to-jet spacing (S/d =4) and high jet-to-surface distance (H/d=8).

Keywords: Heat transfer enhancement; Impinging jets; Multiple jets; Air-augmented duct.

1. Introduction

There is no denying that nowadays the reduction of energy used in thermal industrial is one of the important issues that are concerned by many entrepreneurs. For example, petroleum cost grows up gradually, or the regulation of toxic gases emission becomes increasingly imposed by the associated group and government. As the expenditures that spent to solve these problems are relatively high, hence, one of the effective ways is to enhance heat transfer for the current system.

In the process that requires rapid cooling or heating such as cooling of electronic chip, gas turbine blade or solar collector, quenching of glass or steel, and processing of food, impinging jet technique, which is the method of thermal energy transfer exchanging between fluid and solid surface, is widely applied [1-4]. This provides strong heat and mass transfer rates, especially at the stagnation point where the jet impinges directly. It, however, has several drawbacks [5], and high energy consumption is one of its negative results. To overcome these, flow and heat transfer characteristics have been thus extensively investigated by the researchers for nearly a half-decade [6, 7].

In the case of a single impinging jet, the crucial parameters involving mass flow rates, nozzle shapes and jet-to-surface distances have been reported that highly effect to flow and heat transfer characteristics of the jet [7, 8]. For array impinging jet, which is generally applied in a large surface, jet-to-jet spacings and effects of crossflow are the additional parameters [9-16]. Mostly, the study of

heat transfer enhancement on the target surface is focused on orifice nozzles due to their advantages such as small space and high free jet shearing force [3, 5, 17-20]. For slot nozzles, also, they are interesting owing to the uniformity of velocity and temperature when impinged upon a moving surface [21-23]. However, in case of pipe or finger nozzles, particularly for the multiple jets, the investigations on heat transfer enhancement are not much selected.

Pipe nozzles could be applied to reduce the negative effects of crossflow, which are mainly used in the processing of food for freezing or drying [4, 25] due to no restriction on space and weight. For a single impinging jet, there are several studies on its characteristics [25, 26] and heat transfer enhancement such as inserting of twisted tape or multichannel in pipe [27, 28]. Nonetheless, a high-pressure drop is greatly produced, which requires higher power for supplying to a blower, and it was useful only at low jet-to-surface distance [29].

Mounting an expansion pipe or an air-augmented duct is another method to enhance heat transfer on the surface. Ambient air entrainment is induced into the duct, which mixes to jet flow, increasing in turbulent intensity before impingement [30, 31]. This method is widely utilized in the combustion of industrial applications to accelerate the mixing and spreading of flame jets [32]. The geometry of the air-augmented duct has been investigated experimentally and numerically to explore optimizing heat transfer rate on the surface by [33], but the heat transfer enhancement for multiple jets is rarely found.

Recently, the study of impinging jet array associated air-augmented duct was confirmed that this method could enhance heat transfer on the surface [34]. Besides, the experimental and numerical investigations on the length and diameter of the duct were examined preliminarily. The air entrainment was higher induced when applying longer duct [35], and it was more spread before impingement when using larger duct [36]. Hence, the comprehensive investigation on impinging jet array mounting air-augmented duct is considerably interesting to be further studied as it could be utilized to enhance heat transfer in the thermal industry.

2. Experimental apparatus and method

2.1 Model and Parameters

Fig. 1 depicts the model of array impinging jet mounted air-augmented duct and its considered parameters. Jets discharging from straight pipe nozzles impinged perpendicularly on target surface. At the end of each pipe nozzle, the ducts were associated with the same centerlines. The nozzles were arrayed in 5 rows × 5 columns with in-line distribution. The origin of Cartesian coordinates was placed on the surface with the same position of middle jet centerline. The X and Y directions were located vertically to the jet, and the Z direction was defined along the axle of the jet.
The length and the inner diameter of the nozzles were l=200 mm and d=17.2 mm, respectively. The length of the duct (L) was studied at L/d=2, 4, 6; also, the diameter of the duct (D) was performed at D/d=2, 4, 6. The jet-to-surface distance (H) was investigated at H/d = 4, 6, 8. Likewise, the jet-to-jet spacing (S) was varied at S/d=4, 6, 8. Furthermore, Reynolds number (Re) of the jets were determined from 10,000 to 40,000. The details of the experimental parameters were briefly shown

in Table 1.

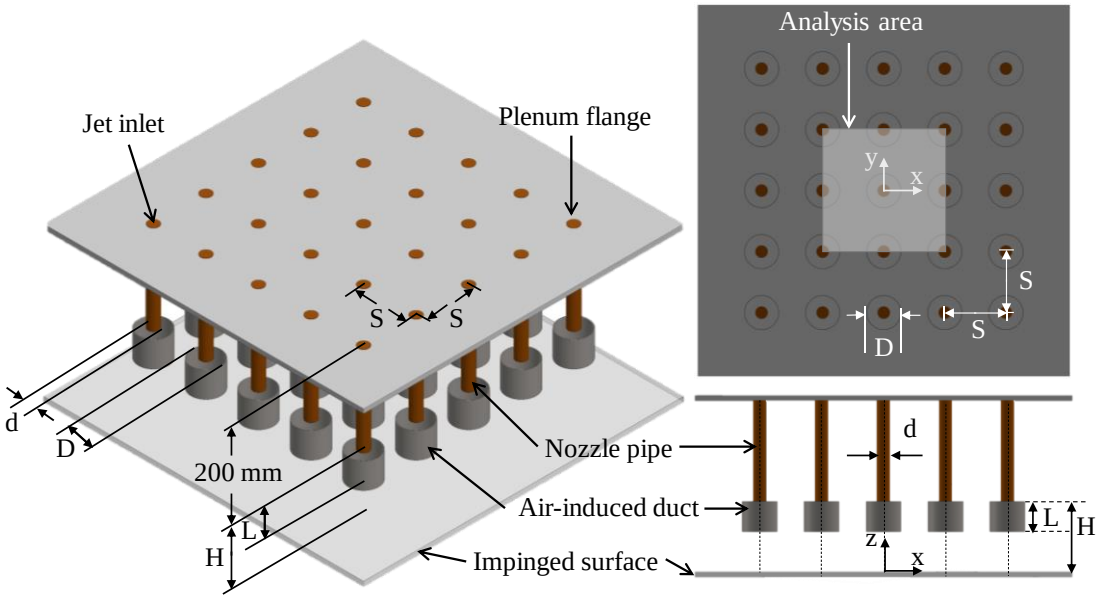


Fig. 1 Overview of the experimental model

Table 2-1 Details of experimental parameters

No.	Parameters	Symbol	Variables
1	Inner diameter of pipe nozzle	d	17.2 mm
2	Length of pipe nozzle	*l*	200 mm
3	Length of air-augmented duct	L	L/d = 2, 4, 6
4	Inner diameter of air-augmented duct	D	D/d = 2, 4, 6
5	Jet-to-surface distance	H	H/d = 4, 6, 8
6	Jet-to-jet spacing	S	S/d = 4, 6, 8
7	Reynolds number	Re	10,000 - 40,000

2.2 Experimental rig

Fig. 2 shows the diagram of the experimental rig. Ambient air was drawn into the system by a centrifugal blower, which connected with an inverter, then passed through an inclined manometer. The air was blown continuously reaching to the heater chamber, installing 12-kW heaters to control the temperature of jet exist at 27 ^{o}C. The flow rate of the jet was regulated by inverter as required Reynolds number. Between the jet tunnel was attached with three fine mesh screens to assure that the flow and temperature of jet were uniformly reached at each nozzle outlets. The straight pipe having enough length was designed to ensure a fully developed flow at the nozzle exits. The air-augmented duct was then mounted at the end of each nozzle. The impinged surface can be moved in the Z-direction to achieve the required jet-to-surface distance.

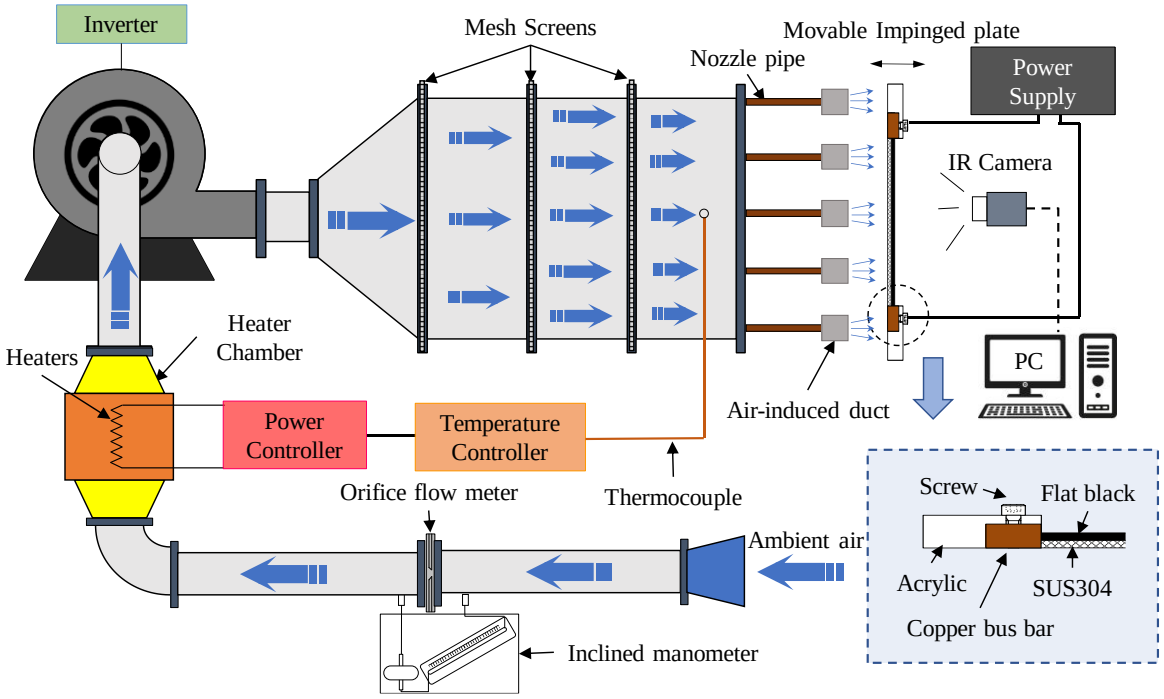


Fig.2-2 Diagram of the experimental rig

2.3 Heat transfer measurement

The impinged plate fabricated from a rectangular acrylic plate has a space of 830 mm × 830 mm and thickness of 15 mm. It was then drilled a square hollow through at its center, having an area of 280 mm × 280 mm. The impinged surface made of a stainless-steel foil was tightly stretched between copper bus bars on the hollow of the acrylic plate. The thickness of the stainless-steel foil was very thin (0.03-mm thickness) to confirm that both sides of the surfaces have the same temperatures [14, 33-36]. The measured side, which was another side of the impinged surface, was coated by matt black spray, having emissivity of 0.95. An infrared camera connected with personal computer was installed at the measured side to capture the dissipating temperature on the surface [33-36].

For heat transfer measurement, electrical current from power supply applied to the copper bus bars to heat up the impinged surface. The surface was then cooled by impinging jet with lower temperature. The local heat transfer coefficient (h) was thus calculated from following equation;

$$h = \frac{\dot{q}_c}{T_{wh} - T_{wj}} \tag{1}$$

where $\dot{q}_c$ is the total heat flux, which has been explained clearly in previous study [33-36], T_{wj} is the wall temperature without heat flux, and T_{wh} is the wall temperature with heat flux when the jets with designed temperature impinged on the surface.

Then, the local Nusselt number (Nu), and the average Nusselt number ($\overline{Nu}$) were evaluated using Eq. 2 and Eq. 3, respectively.

$$Nu = \frac{hd}{k} \tag{2}$$

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}d}{k} \tag{3}$$

where d is the inner diameter of the nozzle, k is the thermal conductivity of the air jet, and $\bar{h}$ is the average heat transfer coefficient averaging from wall temperature.

For heat transfer evaluation, the uncertainty of the Nusselt number was also the same range that has been applied in previous work [33-36].

3. Results and discussions

3.1 Heat transfer measurement verification

To validate the results from the measurement, average Nusselt numbers with Reynolds numbers at the condition of H/d=6, S/d=6 was plotted to compare with early studies [7, 15, 16], and thus the results from this experiment agreed well with the others as illustrated in Fig. 3.

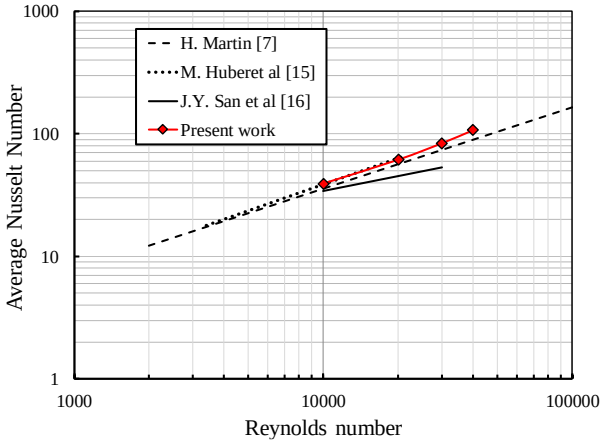


Fig. 3 Comparison of average Nusselt numbers with early work at the case of H/d=6, S/d=6

3.2 Heat transfer characteristics

As the trend of the comparison was not different, Reynolds number at 30,000 was then selected to present the Nusselt number results. Fig. 4, 5 and 6 represent the Nusselt number contours for the cases of S/d=4, S/d=6 and S/d=8, respectively. The circle lines on each figure are pointed out the locations of the nozzles and air-augmented ducts which were arrayed according to the jet-to-jet spacing. The small circles indicated the nozzles, and the larger ones demonstrated the duct. For all cases, the Nusselt number contours could be categorized into three regions. Firstly, the region of high Nusselt number (Nu>120) showed the area where jets directly impinged on the surface. Secondly, the region of medium Nusselt number (80≤Nu≤120) displayed the area around the

stagnation point. Finally, the region of low Nusselt number (Nu<80) presented the jet intervals where the jet accumulated and later meandered through the pipe nozzles.

Fig. 4 represents the Nusselt number contours at S/d=4 for only the cases of D/d=2, and each row shows the cases of H/d. The region of high and medium Nusselt number were larger when the duct was elongated. Moreover, at the case of L/d=2, H/d=4 (Fig. 4(b)), the region of low Nusselt number was completely disappeared since between wall jets after impingement have a strong interaction. Generally, however, when the jet-to-jet spacing was wider, the region of medium and low Nusselt number were larger [13].

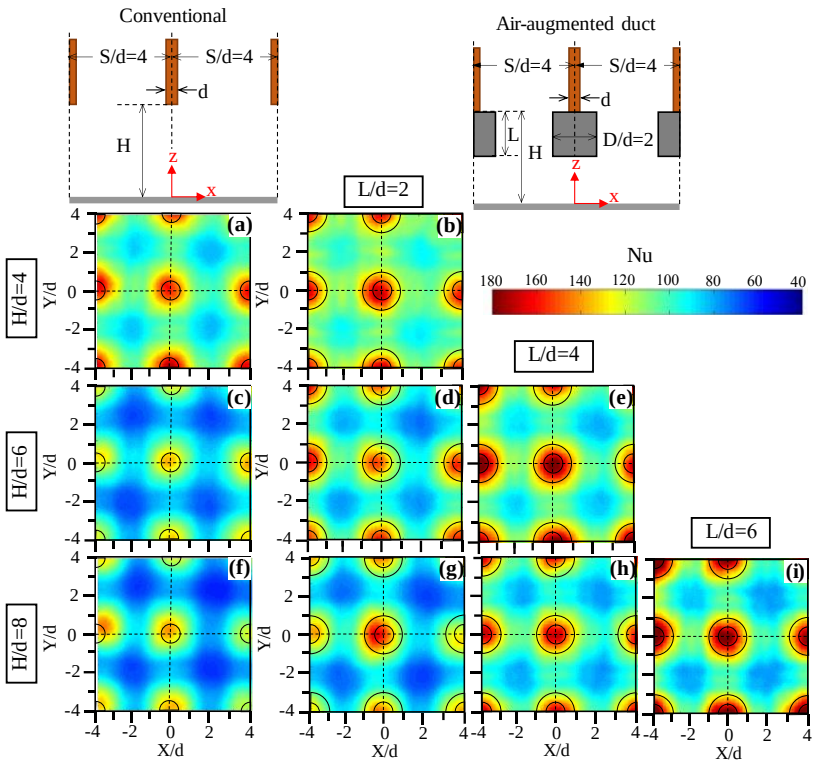


Fig. 4 Nusselt number contours on the impinged surface at S/d=4, Re=30,000

Fig. 5 shows Nusselt number contours for the cases of S/d=6 at H/d=8. In the case of conventional jet, the region of high and medium Nusselt number were smaller than all cases of using air-augmented duct, and thus it was found that the region of low Nusselt number was the largest as presented in Fig. 10(a).

In the cases of D/d=2 as shown in Fig. 5 (b), (c) and (d), the region of high and medium Nusselt number were significantly large when the duct was longer, which could be clearly observed the largest in the case of D/d=2, L/d=6 as presented in Fig. 5(d). This result, which enhanced heat transfer on the surface, was from an effect of mounting longer duct. For the case of D/d=4, L/d=2 as demonstrated in Fig. 5(e); nonetheless, the region of medium Nusselt number was remarkably the largest. This result was from the interaction of air entrainment between jet before impinging on the

surface which occurred in the case of short length and large diameter of the duct, arranged in proper jet-to-jet spacing [35, 36].

Fig. 6 presents Nusselt number contour at the cases of S/d=8, H/d=8. For the case of conventional jet as shown in Fig. 6(a), the region of high and medium Nusselt number were also smaller than all cases of mounting air-augmented duct, which were shown in Fig. 6 (b) to Fig. 6 (j); besides, the region of high and medium Nusselt number were larger with longer duct. However, at the cases of D/d=6 which were demonstrated in Fig. 6 (h), (i) and (j), Nusselt number contours were similar to the case of conventional jet, except only at the stagnation point. This indicates that larger duct was less influence on heat transfer rate on the surface when mounting too large duct (D/d=6) though the length of the duct was the longest (L/d=6).

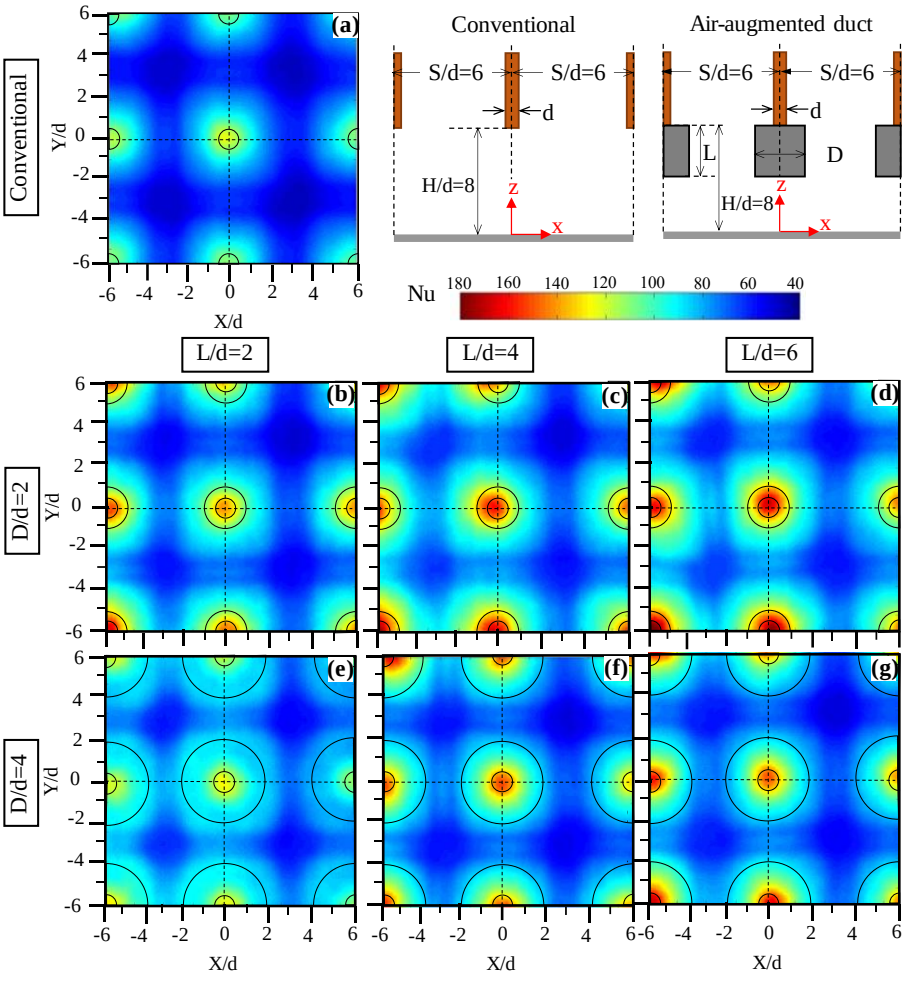


Fig. 5 Nusselt number contours on the impinged surface at S/d=6, H/d=8

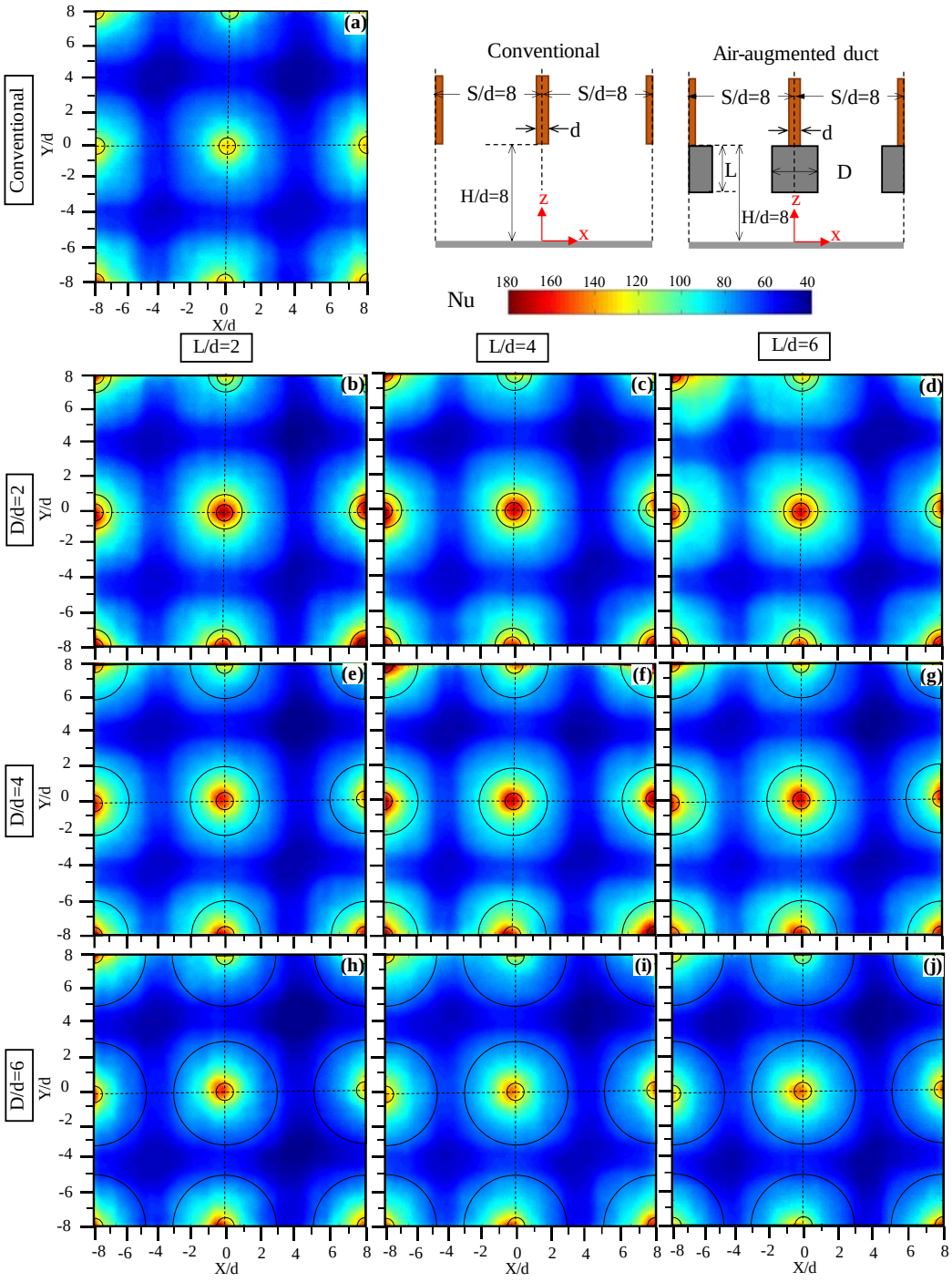


Fig. 6 Nusselt number contours on the impinged surface at S/d=8, H/d=8

Fig. 7 shows Nusselt number distributions passing the middle jet at Y/d=0 and Fig. 8 presents the distributions at jet interval at Y/d=2, Y/d=3 and Y/d=4 for the cases of S/d=4, S/d=6 and S/d=8, respectively. In each figure, the pipe nozzle symbols are located, which depend on required jet-to-

jet spacing. Generally, the peaks of Nusselt number on the surface were found at the point where the jet directly impinged, and the troughs was observed around the stagnation point or jet interval [13-16, 33-36].

In Fig. 7, the Nusselt number distributions for the cases of S/d=4, S/d=6 and S/d=8 are presented at Fig. 7(a), Fig. 7(b) and Fig. 7(c), respectively. For all cases of mounting air-augmented duct, the peaks of Nusselt number were higher when using longer duct, found the highest in the case of L/d=6, D/d=2.

The interference between jet was significantly strong when the jets have a narrow spacing. Therefore, using of the duct in the cases of small jet-to-jet spacing could reduce this negative effect, resulting in high heat transfer on the surface, especially at impinging point as shown in Fig. 7(a). However, when the duct was expanded, the peak of Nusselt number at impinging point was gradually decreased though the jets were mounted the same length of the duct as illustrated in Fig. 7(b) and Fig. 7(c). This effect, hence, implies that the length of the duct was better effective on heat transfer at impinging region than the diameter of the duct.

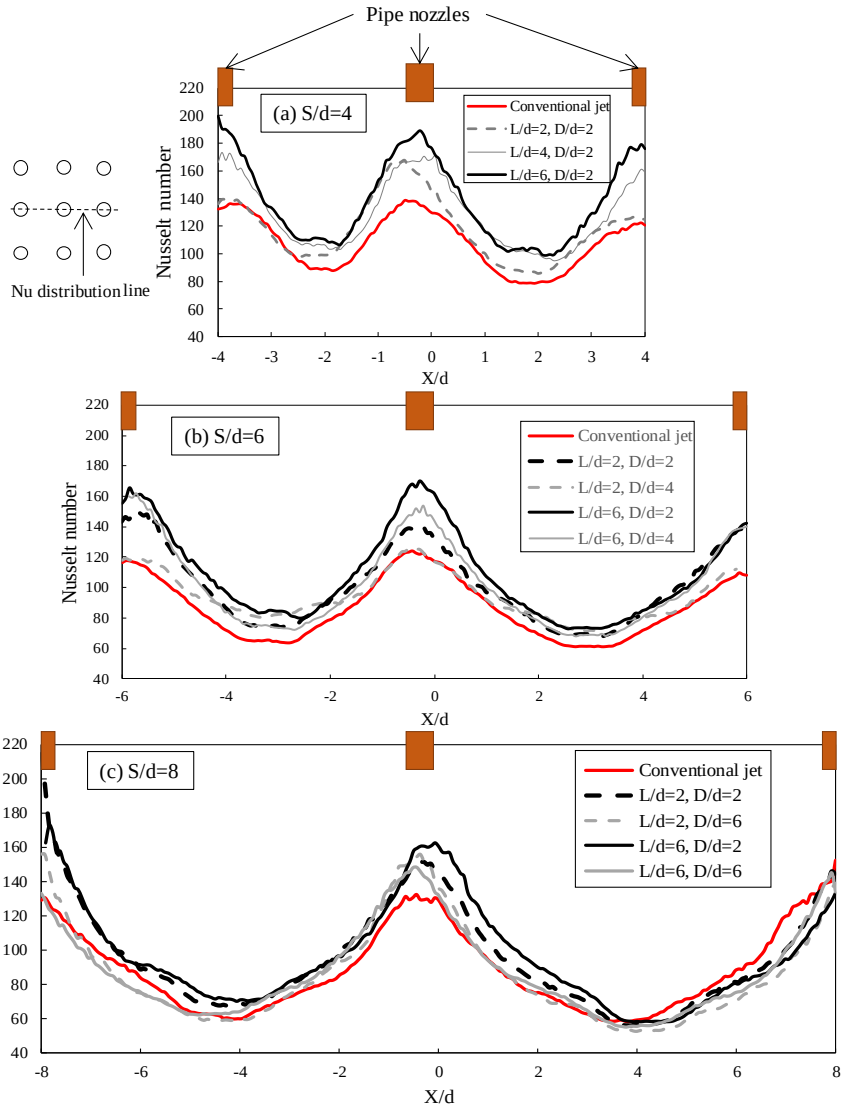


Fig.7 Nusselt number distributions on the surface crossing the middle jet (Y/d=0) (Experimental results, Re=30,000, H/d=8)

In Fig. 8, the Nusselt number distributions for the cases of S/d=4, S/d=6 and S/d=8 are presented at Fig. 8(a), Fig. 8(b) and Fig. 8(c), respectively. The distributions in the case of S/d=4 were also found the highest occurring at L/d=6, D/d=2, which correspond to the distributions passing the middle jets (Fig. 7(a)). For the case of S/d=6, nevertheless, the distributions were found the highest at L/d=2, D/d=4 since the interaction of air entrainment before impinging on the surface was greatly strong when the jets were arrayed in proper spacing.

For all cases of S/d=8, the distributions were moderately comparable, which could be safely deduced that the largest spacing (S/d=8), the duct has an insignificant effect on heat transfer on the surface.

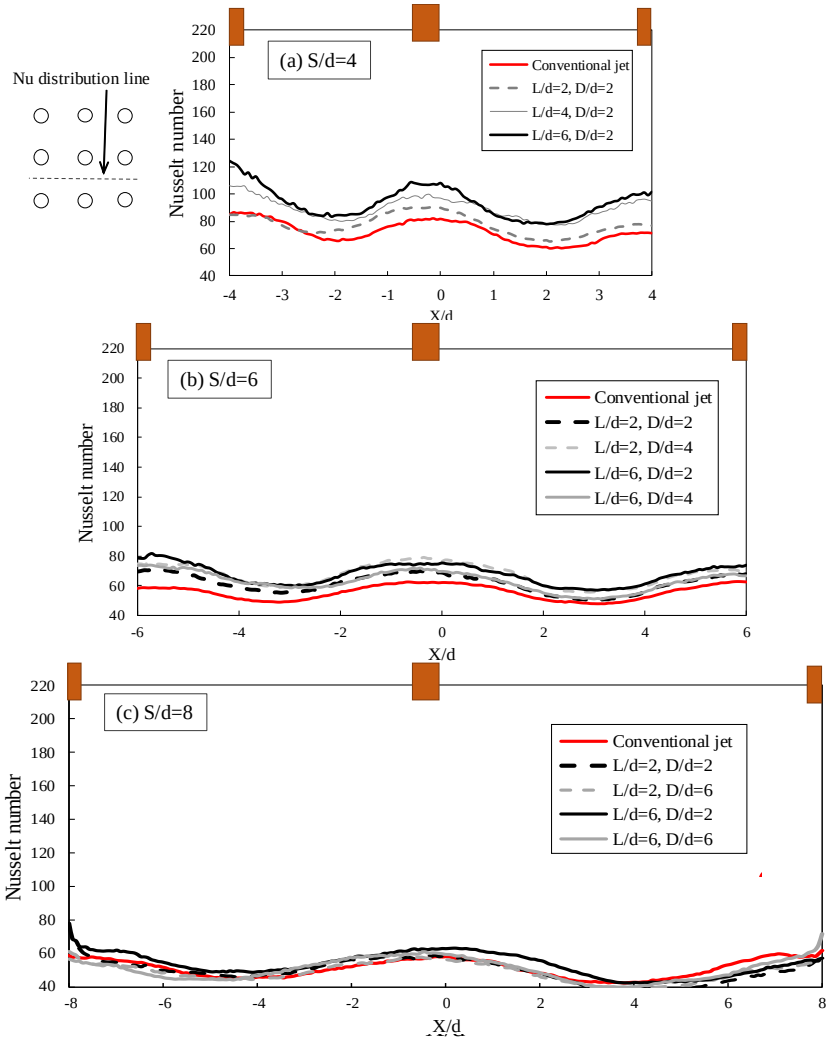


Fig. 8 The local Nusselt number distributions on the surface crossing the jet interval (a) S/d=4 at Y/d=2, (b) S/d=6 at Y/d=3 and (c) S/d=8 at Y/d=4 (Experimental results, Re=30,000, H/d=8)

3.3 Average Nusselt number

The average Nusselt number was analysed on impinged region in the area of -4≤X/d, Y/d≤4 for S/d=4, -6≤X/d, Y/d≤6 for S/d=6, -8≤X/d, Y/d≤8 for S/d=8. Mostly, the average values for the cases of jet with air-augmented duct are higher than those of the conventional jets.

The average Nusselt number at Reynolds number 30,000 for S/d=4, 6 and 8 are illustrated in Fig. 9, 10 and 11, respectively. In the case of S/d=4 as shown in Fig. 9, the average Nusselt number for all cases of impinging jets with air-augmented ducts were higher than the case of conventional jets. At H/d=6 and 8, the average values were increased when the duct length was longer.

For the case of S/d=6 as represented in Fig. 10, the longer air-augmented duct did not always lead to higher Nusselt number on the surface as the average Nusselt number in the case of L/d=4, D/d=4 was lower than the case of L/d=2, D/d=4. This was due to the cause of long duct blocking up the

circulation flow to mix with the jet flow [35, 36]. Therefore, in each case of H/d, the average Nusselt number was the highest in the case of L/d=4, D/d=2, and it was more effective at H/d=8. This shows a 35.8% increase to the case of conventional jet.

In the cases of largest jet-to-jet spacing in this study, S/d=8 as presented in Fig. 11, the average Nusselt number was approximately comparable to the case of conventional jet. This confirms that in the case of large spacing, the air-augmented duct was a small effect on heat transfer.

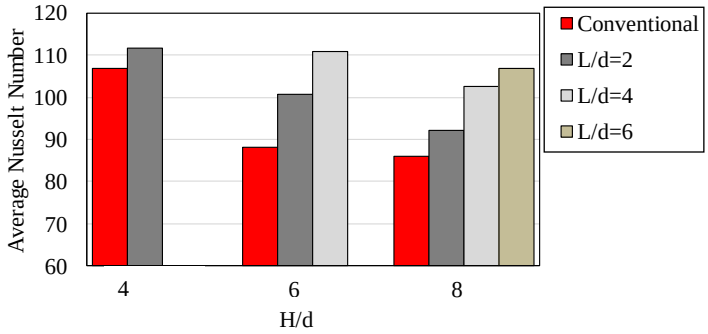


Fig. 9 The average Nusselt number on the surface at S/d=4 and D/d=2 (Experimental results Re=30,000)

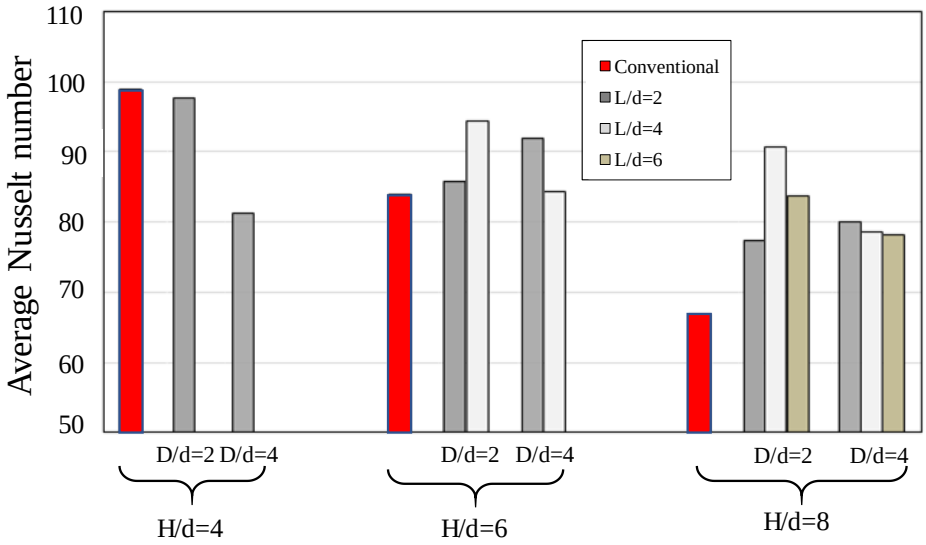


Fig.13 The average Nusselt number on the surface at S/d=6 (Experimental results Re=30,000)

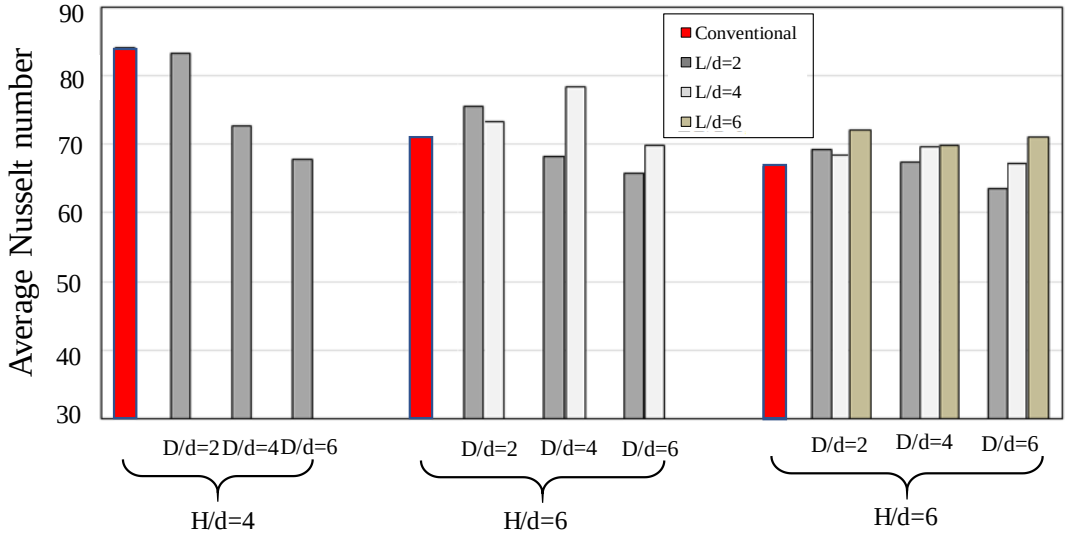


Fig.11 The average Nusselt number on the surface at S/d=8
(Experimental results Re=30,000)

3.4 Heat Transfer Correlation

The correlation equation which was performed from present experiment for all 144 cases, is shown in Eq. (4). The average Nusselt number between the experimental data and the predicted Nusselt number using Eq. (4) were plotted to compare as shown in Fig. 12. The error of the predicted Nusselt number was approximately ±10% under deviation lines. The correlation equation was valid for $10{,}000 \le Re \le 40{,}000$, $4 \le S/d, H/d \le 8$ and $2 \le L/d, D/d \le 6$.

$$Nu_{duct} = \frac{0.255\,\mathrm{Re}^{0.686}(D/d)^{0.204}(L/d)^{0.052}}{(S/d)^{0.555}(H/d)^{0.209}[\exp(0.066(D/d)]} \quad (4)$$

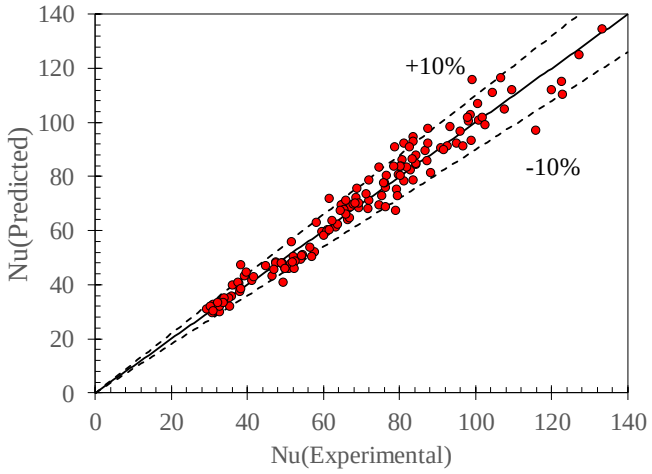


Fig.12 Average Nusselt number from prediction versus average Nusselt number from experiment,
(Experimental results)

5. Conclusions

The effect of array impinging jet mounting air-augmented duct have been experimentally investigated in this study. Mostly, mounting air-augmented duct enhanced the entrainment of ambient air into the jet flow greater than those of the conventional jets, resulting in higher heat transfer rate on the surface, especially for the case of narrow jet-to-jet spacing (S/d≤6) and high jet-to-surface distance (H/d≥6). Notable results could be summarized as follow:

1. At the cases of S/d=4, using of air-augmented duct reduced the interaction between jet, and the interference of ambient air, which greatly enhanced heat transfer at impinging point. However, heat transfer around the stagnation point were decreased when mounting the duct at L/d=6 due to blocking of circulation flow that could mix with main jet flow before impinging on the surface.

2. In the cases of S/d=6, mounting the duct at short length (L/d=2) and moderate diameter (D/d=4) resulted in high heat transfer around the region where jet impinged directly. However, due to mixing of air entrainment before impinging on the surface, the average Nusselt number in the case of jet with air-augmented was thus outstandingly high when used the duct at moderate length (L/d=4) with the smallest diameter (D/d=2) that was found increase – up to 35.8% respecting conventional case.

3. For the cases of S/d=8, the characteristics of jet in this range behave closely the same as a single impinging jet due to low interactions between wall jet after impingement. Besides, for the case of jet with the duct, heat transfer was not much increased, comparing to the case of S/d=4 or S/d=6. Furthermore, using at D/d=6, heat transfer was closely comparable to the conventional jet though the duct was used at the longest length (L/d=6).

4. A heat transfer correlation of impinging jets with mounting air-augmented duct was constructed under parameter studied: 10,000≤Re≤40,000, 4≤S/d, H/d≤8 and 4≤L/d, D/d≤ 8. The error of the predicted Nusselt number from the equation was approximately ±10% respecting experimental results.

NOMENCLATURE

d	Inner diameter of pipe nozzle, m
D	Inner diameter of air-augmented duct, m
H	Jet-to-surface distance, m
h	Heat transfer coefficient, W/m^2 K
h_c	Natural convective heat transfer coefficient, W/m^2 K
$\bar{h}$	Average heat transfer coefficient, W/m^2 K
k	Thermal conductivity of air jet, W/m K
l	Length of the pipe nozzle, m
L	Length of air-augmented duct, m
Nu	Nusselt number

$\overline{Nu}$	Average Nusselt number
$\dot{q}_c$	Net convection heat flux, W/m^2
S	Jet-to-jet spacing, m
T_{wh}	Wall temperature with heat flux when cooled by the jet, °C
T_{wj}	Wall temperature without heat flux when impinged on by the jet, °C
X, Y, Z	Cartesian coordinates

Greek symbols

ε	Emissivity coefficient

Acknowledgment

This research was financially supported by the Thailand Research Fund (TRF), grant No. MGR5980082.

References

[1] Hussein M. Maghrabiea, M. Attalla, H.E. Fawaz, M. Khalil, Impingement/effusion cooling of electronic components with cross-flow, Applied Thermal Engineering, 151 (2019) 199–213. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.01.106

[2] Rahul Nadda, Anil Kumar, Rajesh Maithani, Efficiency improvement of solar photovoltaic/solar air collectors by using impingement jets: A review, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 93 (2018) 331–353. https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.05.025

[3] B Han, R J Goldstein, Jet-Impingement Heat Transfer in Gas Turbine Systems, 2001 Annals of the New York Academy of Sciences 934(1):147-61 https://doi.org/10.1111/j.1749-6632.2001.tb05849.x

[4] A. Sarkar, N. Nitin, M.V. Karwe, R.P. Singh, Fluid flow and heat transfer in air jet impingement in food processing, J. Food. Sci. 69 (2004) 113-122. https://doi.org/10.1111/j.1365-2621.2004.tb06315.x.

[5] N. Zuckerman, N. Lior, Jet impingement heat transfer: physics, correlations and numerical modeling, Adv. Heat Tran. 39 (2006) 565-631. https://doi.org/10.1016/S0065-2717(06)39006-5.

[6] R. Gardon, J. Cobonpue, Heat transfer between a flat plate and jets of air impinging on it, Int. Dev. Heat Tran. (1962) 454-460.

[7] H. Martin, Heat and mass transfer between impinging gas jets and solid surfaces, Adv. Heat Tran. 13 (1977) 1-60. https://doi.org/10.1016/S0065-2717(08)70221-1.

[8] K. Jambunathan, E. Lai, M.A. Moss, B.L. Button, A review of heat transfer data for single circular jet impingement, Int. J. Heat Fluid Flow 13 (1992) 106-115. https://doi.org/10.1016/0142-727X(92)90017-4.

[9] R. Viskanta, Heat transfer to impinging isothermal gas and flame jets, Exp. Therm. Fluid Sci. 6 (1993) 111-134. https://doi.org/10.1016/0894-1777(93)90022-B.

[10] C. Nuntadusit, M. Wae-hayee, P. Tekasakul, S. Eiamsa-ard, Local heat transfer characteristics of array impinging jets from elongated orifices, Int. Commun. Heat Mass Tran. 39 (2012) 1154-1164. https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.06.014.

[11] M. Wae-hayee, P. Tekasakul, S. Eiamsa-ard, C. Nuntadusit, Flow and heat transfer characteristics of in-line impinging jets with cross-flow at short jet-to-plate distance, Exp. Heat Tran. 28 (2014) 511-530. https://doi.org/10.1080/08916152.2014.913091.

[12] Z. Chi, R. Kan, J. Ren, H. Jiang, Experimental and numerical study of the anti-crossflows impingement cooling structure, Int. J. Heat Mass Tran. 64 (2013) 567-580. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.04.052.

[13] L.F.G. Geers, M.J. Tummers, T.J. Bueninck, K. Hanjalic, Heat transfer correlation for hexagonal and in-line arrays of impinging jets, Int. J. Heat Mass Tran. 51 (2008) 5389-5399. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.01.035.

[14] M. Wae-hayee, P. Tekasakul, C. Nuntadusit, Influence of nozzle arrangement on flow and heat transfer characteristics of arrays of circular impinging jets, Songklanakarin J. Sci. Technol. 35 (2013) 203-212. https://rdo.psu.ac.th/sjstweb/journal/35-2/35-2_203-212.pdf.

[15] A.M. Huber, R. Viskanta, Effect of jet-jet spacing on convective heat transfer to confined, impinging arrays of axisymmetric air jets, Int. J. Heat Mass Tran. 37 (1994) 2859–2869. https://doi.org/10.1016/0017-9310(94)90340-9.

[16] J.Y. San, M.D. Lai, Optimum jet-to-jet spacing of heat transfer for staggered arrays of impinging air jets, Int. J. Heat Mass Tran. 44 (2001) 3997-4007. https://doi.org/10.1016/S0017-9310(01)00043-6.

[17] D.W. Zhou, Sang-Joon Lee, Heat transfer enhancement of impinging jets using mesh screens, International Journal of Heat and Mass Transfer 47 (2004) 2097–2108. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2003.12.002

[18] Sinan Caliskan, Senol Baskay, Tamer Calisir, Experimental and numerical investigation of geometry effects on multiple impinging air jets, International Journal of Heat and Mass Transfer, 75 (2014) 685–703. http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.04.005.

[19] Simona C. Arjocu and James A. Liburdy , Near Surface Characterization of an Impinging Elliptic Jet Array, J. Fluids Eng 121(2), 384-390 (Jun 01, 1999). https://dx.doi.org/10.1115/1.2822218

[20] Sang-Joon Lee, Young-Gil Jang and Yong-Seok Choi, Stereoscopic-PIV measurement of turbulent jets issuing from a sharp-edged circular nozzle with multiple triangular tabs, Journal of Mechanical Science and Technology 26 (9) (2012) 2765~2771. https://doi.org/10.1007/s12206-012-0725-8

[21] C.S. McDaniel, B.W. Webb, Slot jet impingement heat transfer from circular cylinders, Int. J. Heat Mass Tran. 43 (2000) 1975-1985. https://doi.org/10.1016/S0017-9310(99)00267-7.

[22] M.A.R. Sharif, A. Banerjee, Numerical analysis of heat transfer due to confined slot-jet impingement on a moving plate, Appl. Therm. Eng. 29 (2009) 532-540. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.03.011.

[23] G.-P. Bai, G.-C. Gong, F.-Y. Zhao, Z.-X. Lin, Multiple thermal and moisture removals from the moving plate opposite to the impinging slot jet, Appl. Therm. Eng. 66 (2014) 252-265. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.02.018.

[24] A. Sarkar, R.P. Singh, Air impingement technology for food processing: visualization studies, LWT-Food. Sci. Tech. 37 (2004) 873-879. https://doi.org/10.1016/j.lwt.2004.04.005.

[25] Vadiraj Katti, S.V. Prabhu, Experimental study and theoretical analysis of local heat transfer distribution between smooth flat surface and impinging air jet from a circular straight pipe nozzle, International Journal of Heat and Mass Transfer 51 (2008) 4480–4495. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.12.024

[26] Qiang Guo, Zhi Wen, Ruifeng Dou, Experimental and numerical study on the transient heat-transfer characteristics of circular air-jet impingement on a flat plate, International Journal of Heat and Mass Transfer 104 (2017) 1177–1188. http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.09.048

[27] C. Nuntadusit, M. Wae-hayee, A. Bunyajitradulya, S. Eiamsa-ard, Visualization of flow and heat transfer characteristics for swirling impinging jet, International Communications in Heat and Mass Transfer 39 (2012) 640–648. https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.03.002

[28] M. Fenot, E. Dorignac, G. LalizelHeat transfer and flow structure of a multichannel impinging jet, International Journal of Thermal Sciences 90 (2015) 323-338. http://dx.doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2014.12.006

[29] C. Nuntadusit, M. Wae-hayee, A. Bunyajitradulya, S. Eiamsa-ard, Heat transfer enhancement by multiple swirling impinging jets with twisted-tape swirl generators, International Communications in Heat and Mass Transfer 39 (2012) 102–107. https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2011.10.003

[30] Y. Zeng, T.H. New, H.M. Tsai, On the use of notched collars on an axisymmetric jet, Experimental Thermal and Fluid Science 33 (2009) 1029–1034. https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2009.04.006

[31] Y. Zeng, T.H. New, T.L. Chng, Flow behaviour of turbulent nozzle jets issuing from bevelled collars, Experimental Thermal and Fluid Science 35 (2011) 1555–1564. https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2011.07.007

[32] G. J. Nathan, J. Mi, Z. T. Alwahabi, G. J. R. Newbold, D. S. Nobes, Impacts of a jet's exit flow pattern on mixing and combustion performance, Progress in Energy and Combustion Science, 32 (5-6) (2006) 496-538.
https://doi.org/10.1016/j.pecs.2006.07.002

[33] C. Nuntadusit, M. Wae-hayee, N. Kaewchoothong, Heat transfer enhancement on a surface of impinging jet by increasing entrainment using air-augmented duct, International Journal of Heat and Mass Transfer 127 (2018) 751–767.
https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.06.130

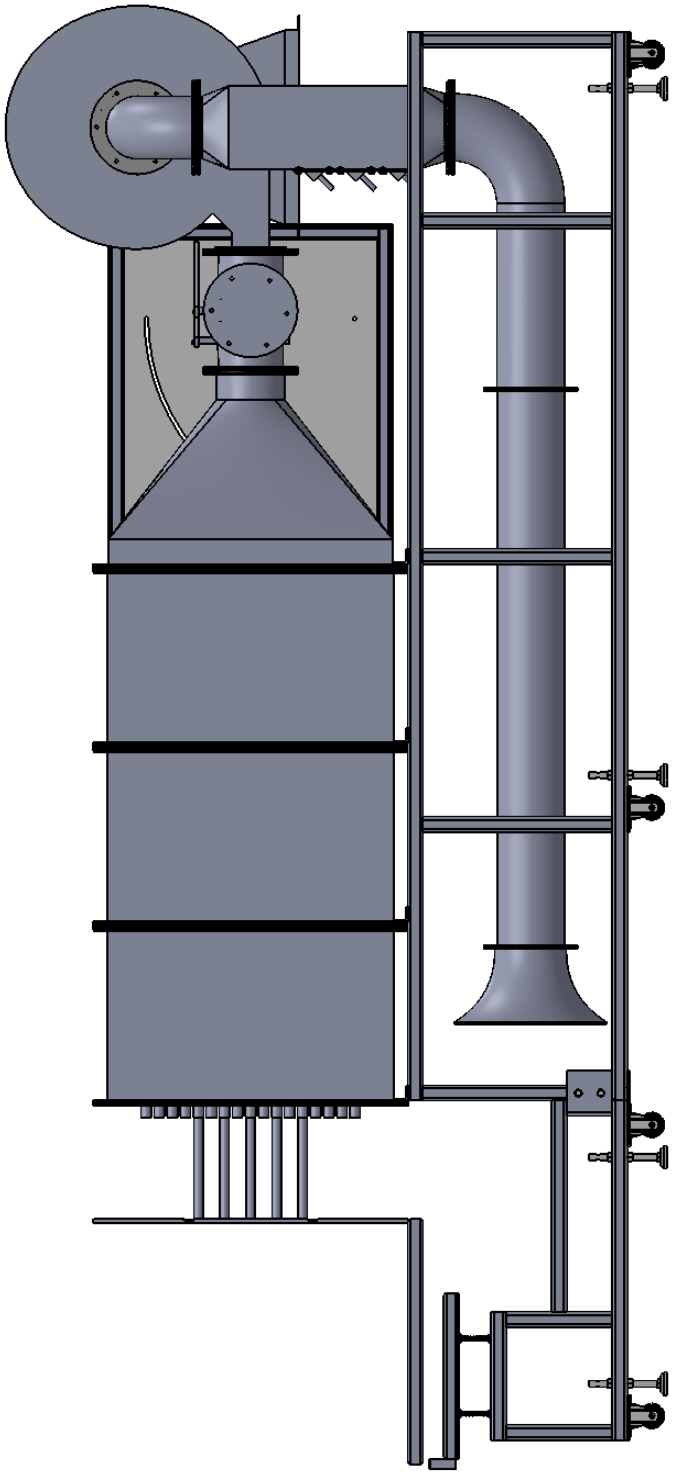
[34] K. Yeranee, M. Wae-hayee, I. Piya, Y. Rao, C. Nuntadusit, The study of flow and heat transfer characteristics of impinging jet array mounting air-induced duct, 2nd International Conference on Computational Fluid Dynamics in Research and Industry (CFDRI 2017): IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2017, 243.
https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/243/1/012001

[35] K. Yeranee, M. Wae-hayee, I. Piya, Y. Rao, C. Nuntadusit, Effects of expansion pipe length on heat transfer enhancement of impinging jet array, Journal of Mechanical Science and Technology, 2019, 33(3): XXXX-XXXX.

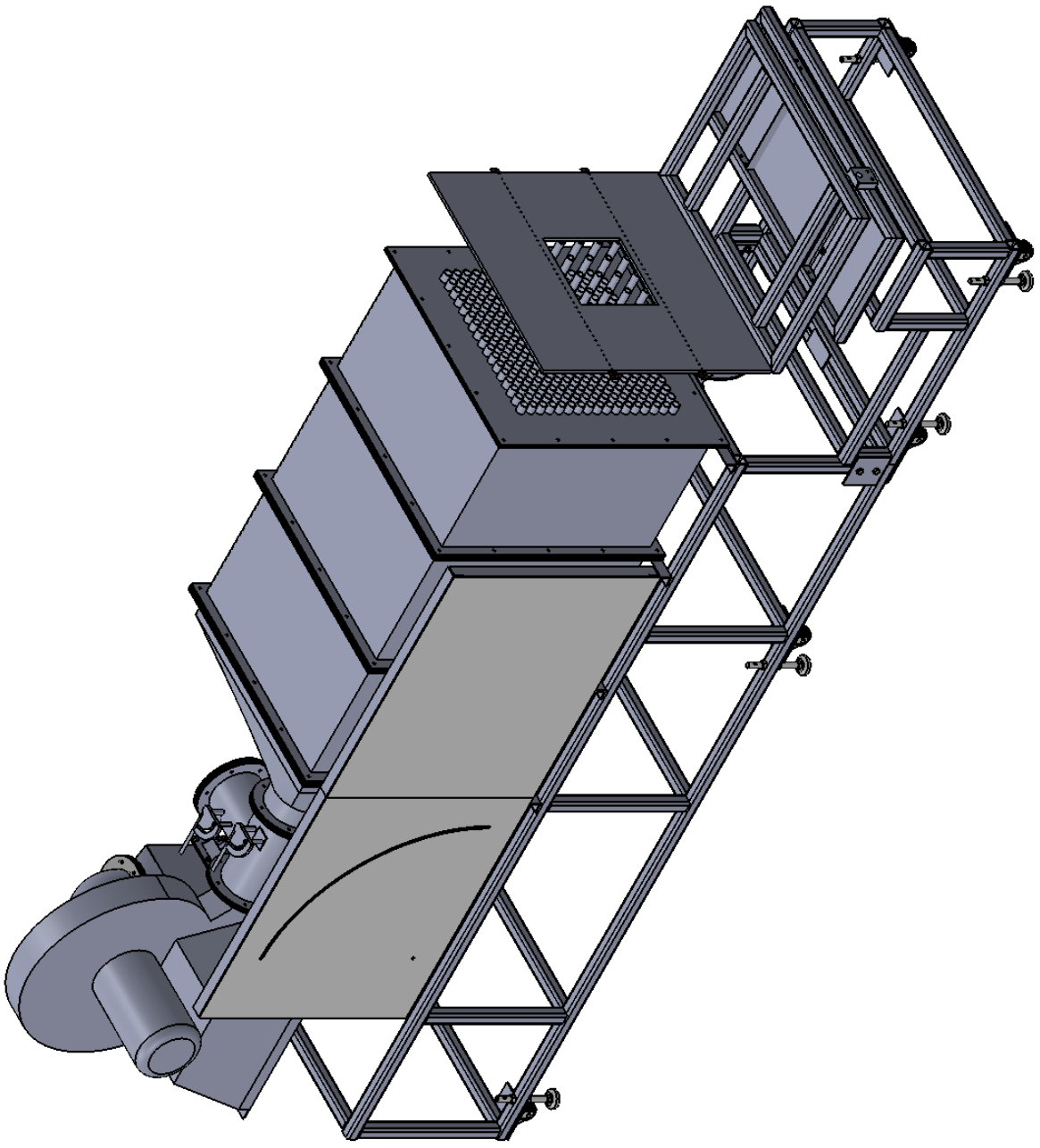
[36] K. Yeranee, M. Wae-hayee, I. Piya, Y. Rao, C. Nuntadusit , Effects of air-induced duct diameter characteristics of multiple impinging jet, Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences, 2018, 51(2): 247-258.
http://www.akademiabaru.com/doc/ARFMTSV51_N2_P247_258.pdf

ภาคผนวก ฉ.

แบบชุดทดลอง

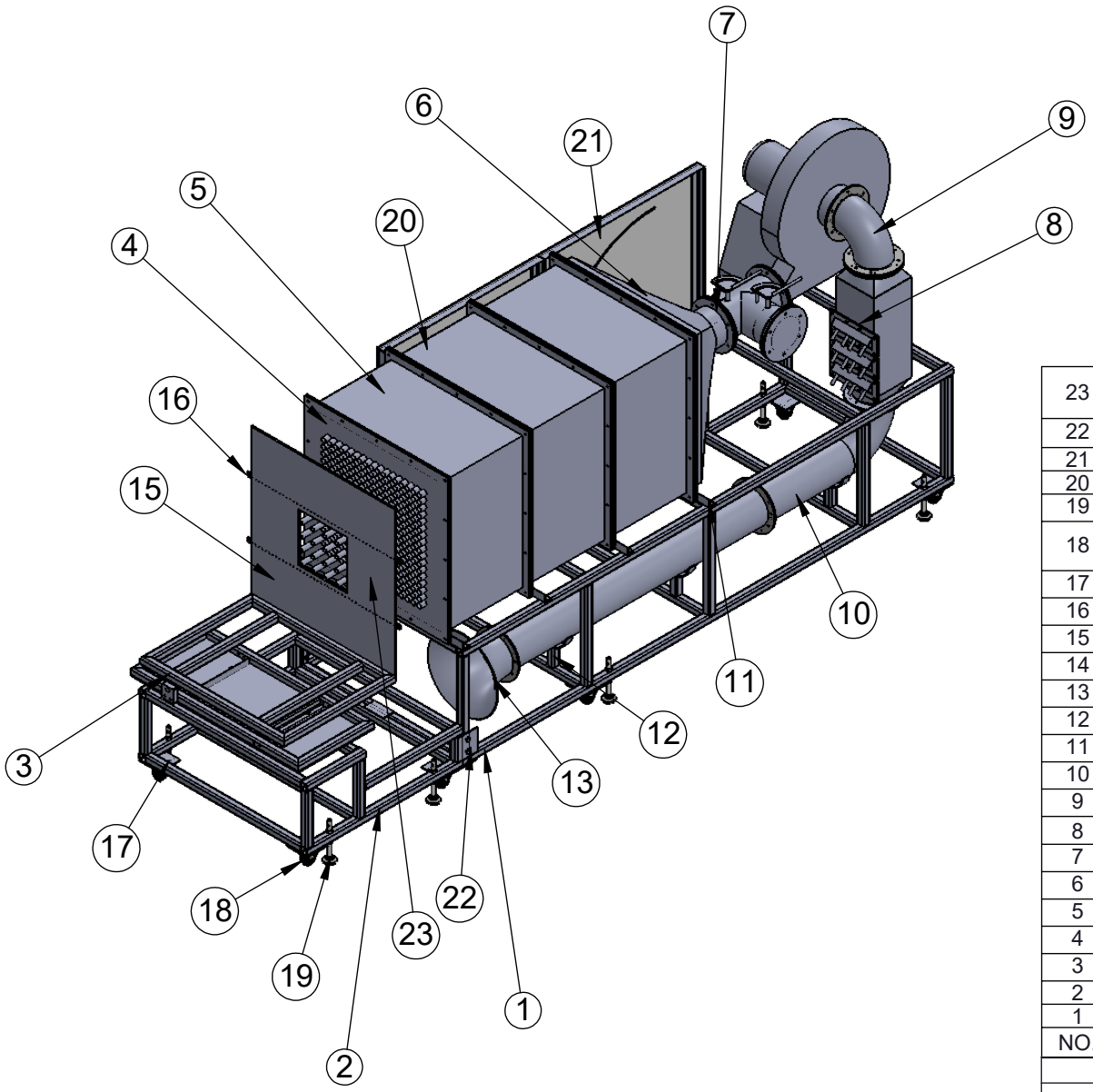


DO NOT SCALE



DO NOT SCALE

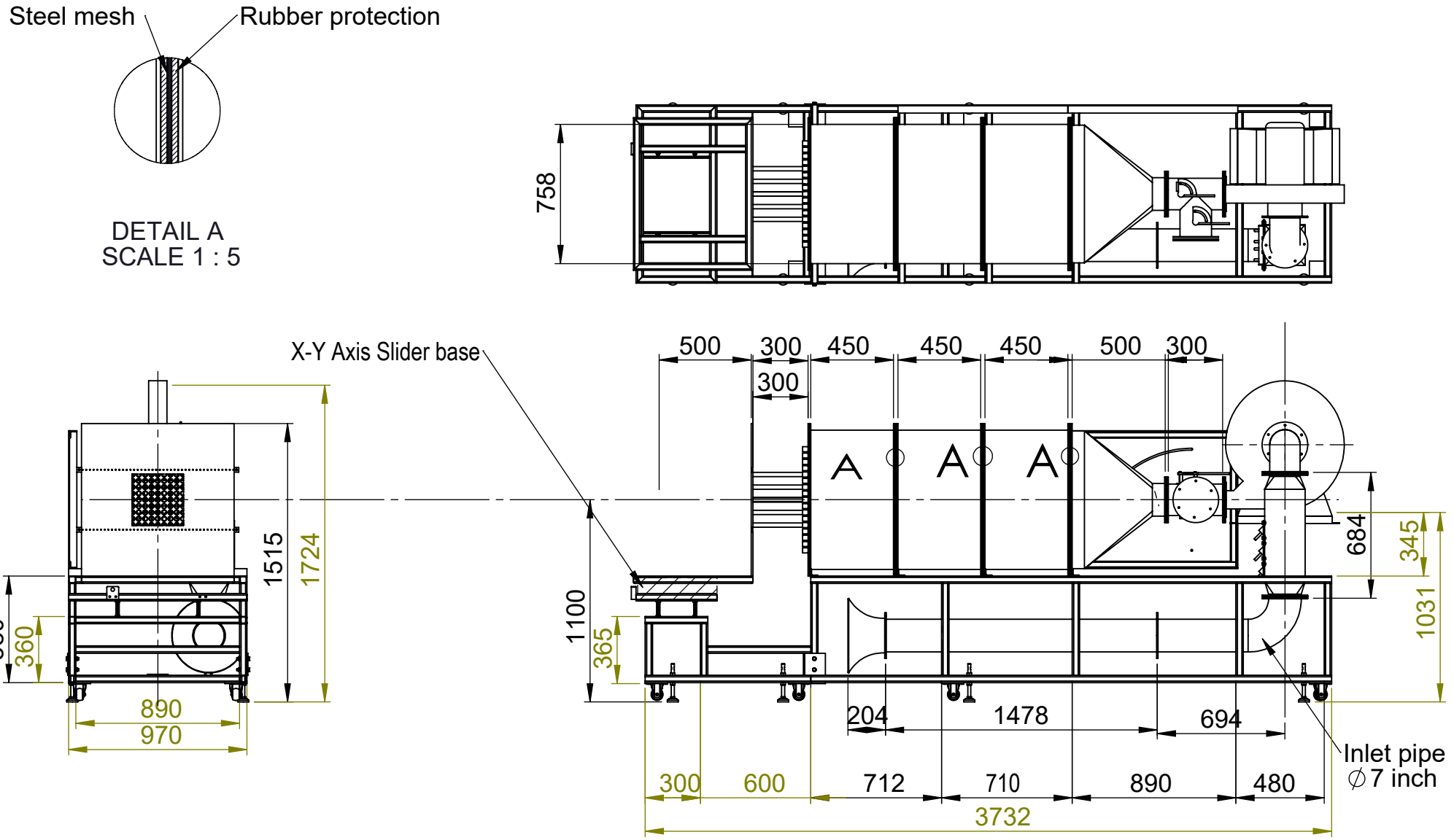
REV NO.	REVISION RECORD	CN. NO.	DATE	REVR.	CHECKED



NO.	PART NAME	SIZE	QTY	UNIT
23	Nozzle pipe	INNER ∅17.2 x 300	25	Pcs.
22	Plate lock frame	During Fabrication	-	-
21	Manometer board	925 x 950 x 45	1	Set
20	Control board	925 x 950 x 45	1	Set
19	Adjustable footing	M16 x 180	8	Pcs.
18	Heavy weight caster	STEEL/URETANE STANDARD	8	Pcs.
17	Caster wheel plate	120 x 120 x 5	8	Pcs.
16	Copper heat flux	880 x 25 x 3	2	Pcs.
15	Movable impingement plate	830 x 830 x 10	1	Set
14	Tripod	During Fabrication	1	Pcs.
13	Horn pipe	During Fabrication	1	Pcs.
12	Straight pipe supporter	During Fabrication	-	-
11	Regtangle chamber supporter	During Fabrication	-	-
10	Straight pipe	During Fabrication	-	-
9	90 degree tube	During Fabrication	-	-
8	Heater chamber	∅248 x 660	1	Set
7	3 way tube with butterfly valve	308 x 366 x 267	1	Set
6	Regtangle expansion chamber	830 x 830 x 500	1	Set
5	Regtangle chamber	830 x 830 x 458	3	Set
4	Replaceable flange	830 x 830 x 30	1	Sheet
3	Moveable plate frame	830 x 650 x 40	1	Set
2	Slider frame	970 x 900 x 360	1	Set
1	Main frame	970 x 2832 x 580	1	Set

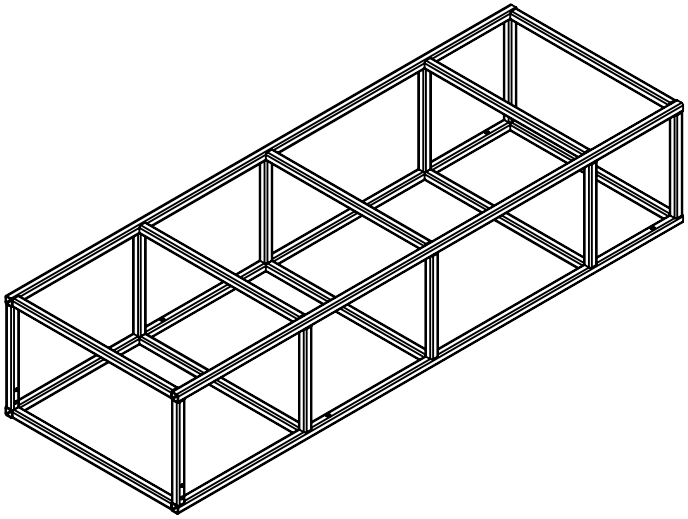
MATERIAL	QTY	3rd ANGLE PROJECTION	DWG NO	
See above	1 set			
SCALE	REMARKS	DATE	NAME	Experimental model
			PART NO.	
APPROVED	CHECKED	PREPARED		
			MECHANICAL ENGINEERING PRINCE OF SONGKLA UNIVERSITY , THAILAND	

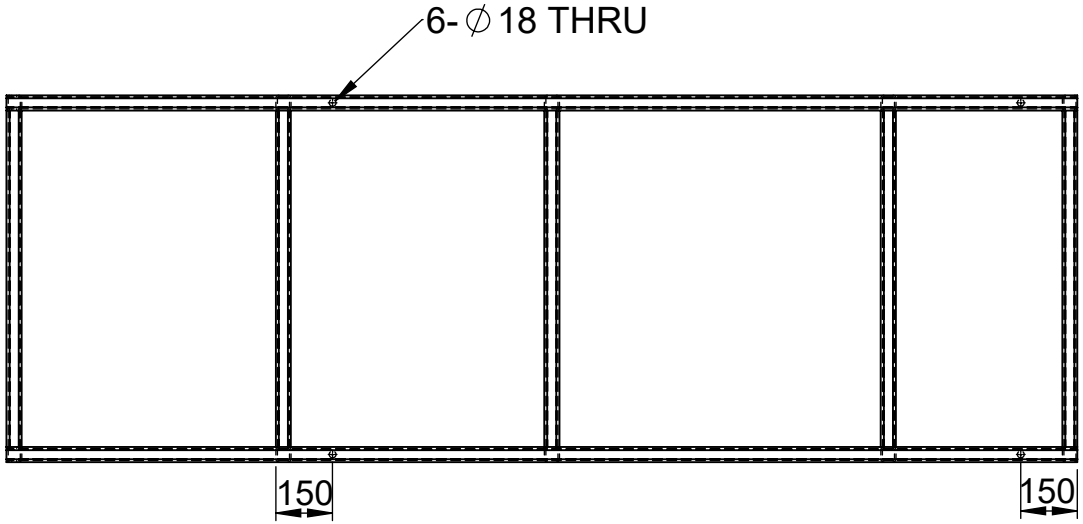
DO NOT SCALE

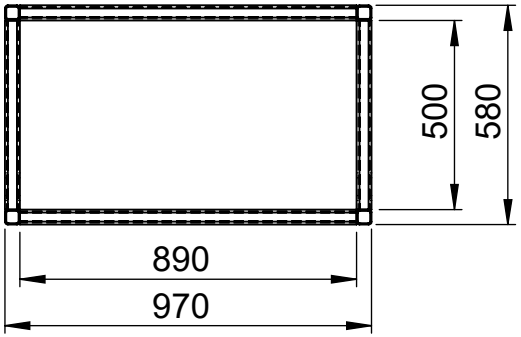

Steel mesh
Rubber protection
DETAIL A
SCALE 1 : 5
758
X-Y Axis Slider base
500
300
450
450
450
500
300
300
A
A
A
684
345
1031
1100
365
580
360
1515
1724
890
970
204
1478
694
300
600
712
710
890
480
3732
Inlet pipe
∅ 7 inch

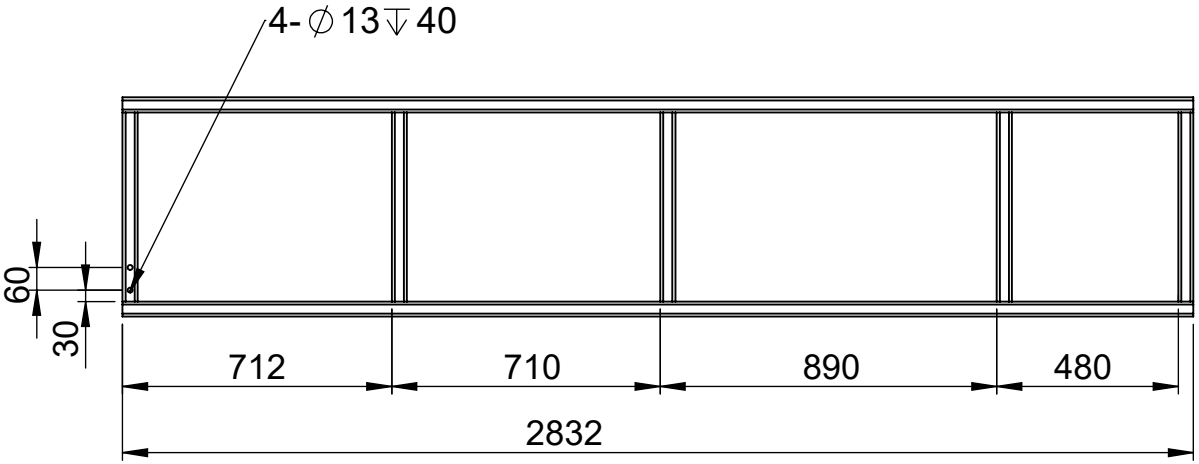
DO NOT SCALE

1



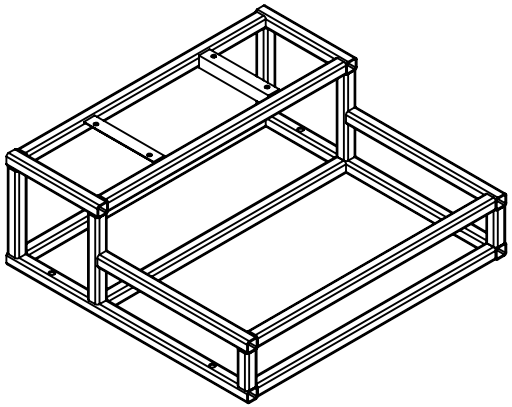


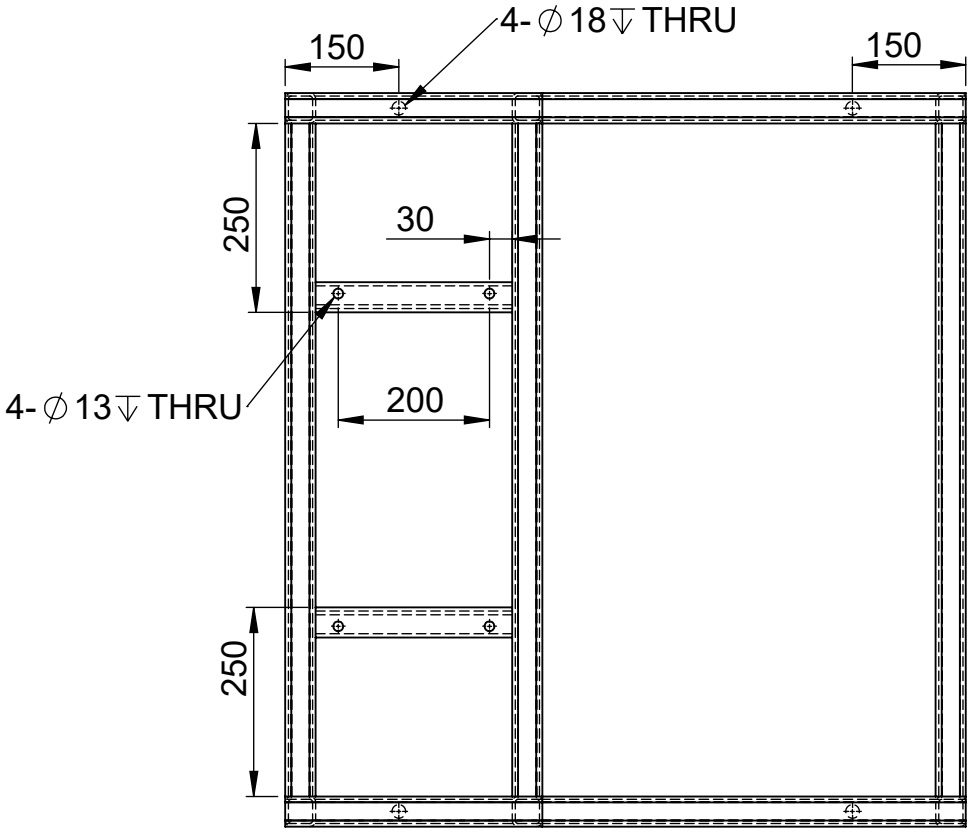


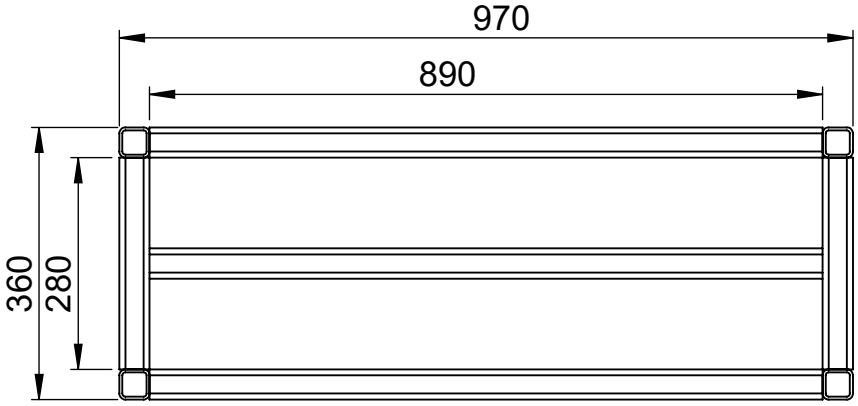


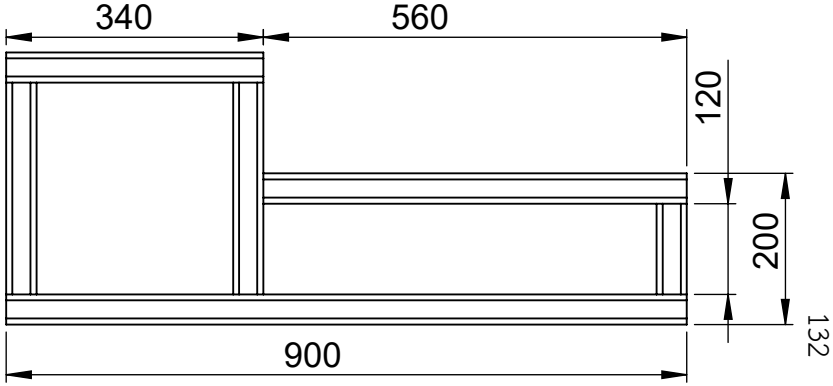
DO NOT SCALE

2



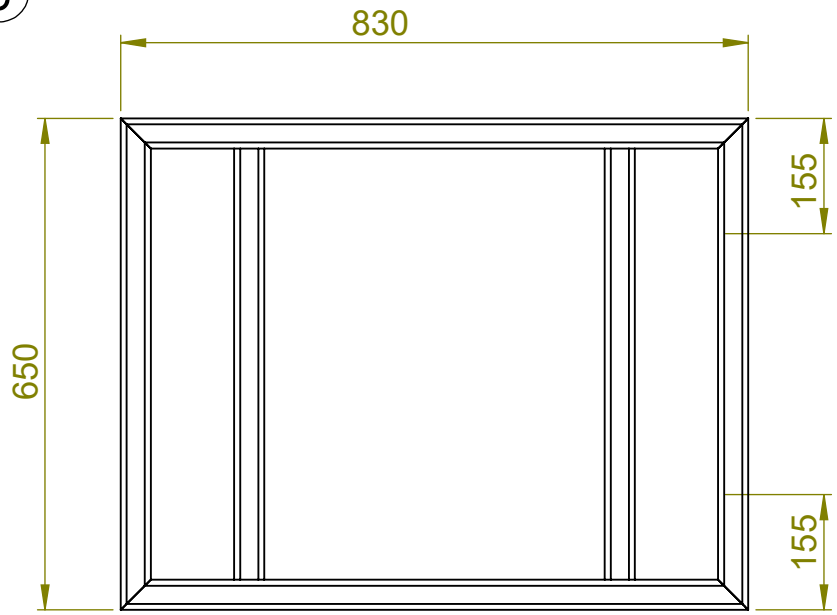


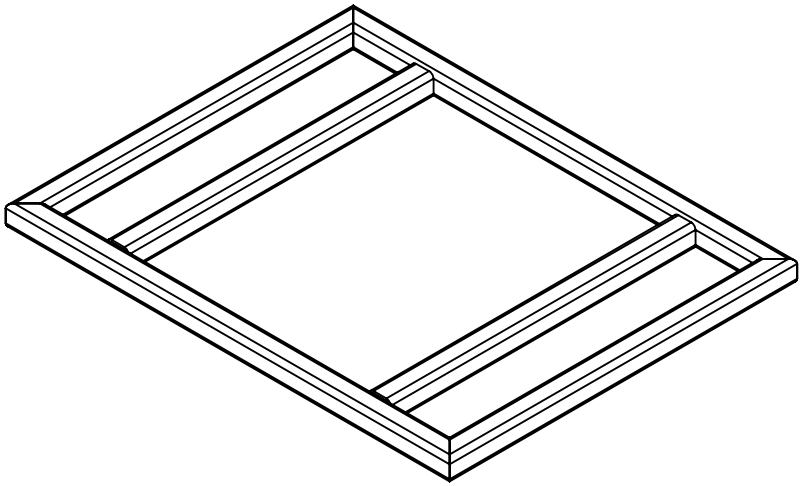


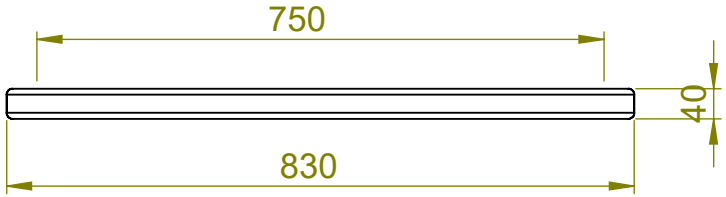


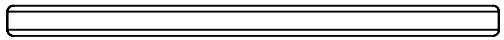
DO NOT SCALE

3



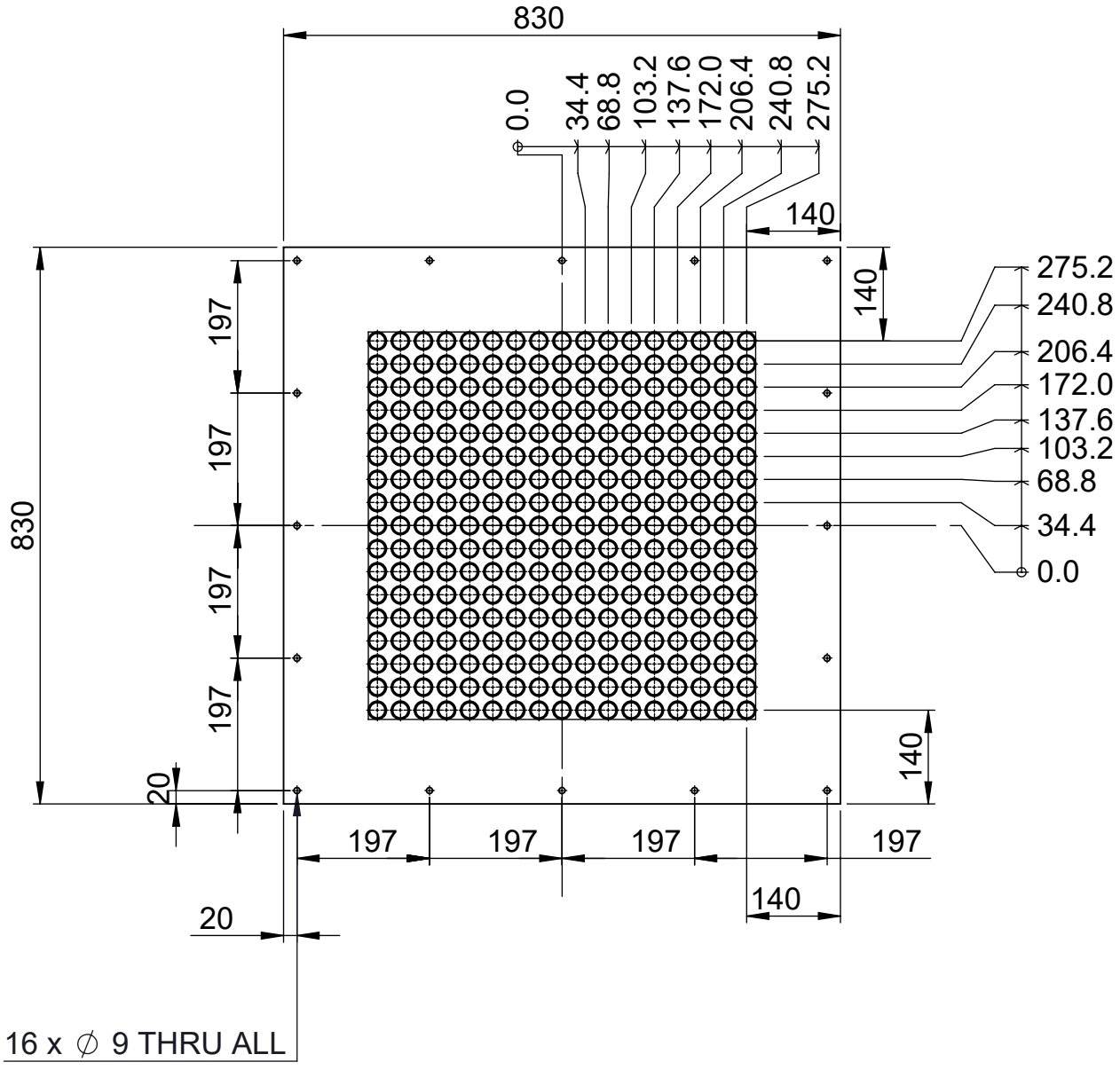


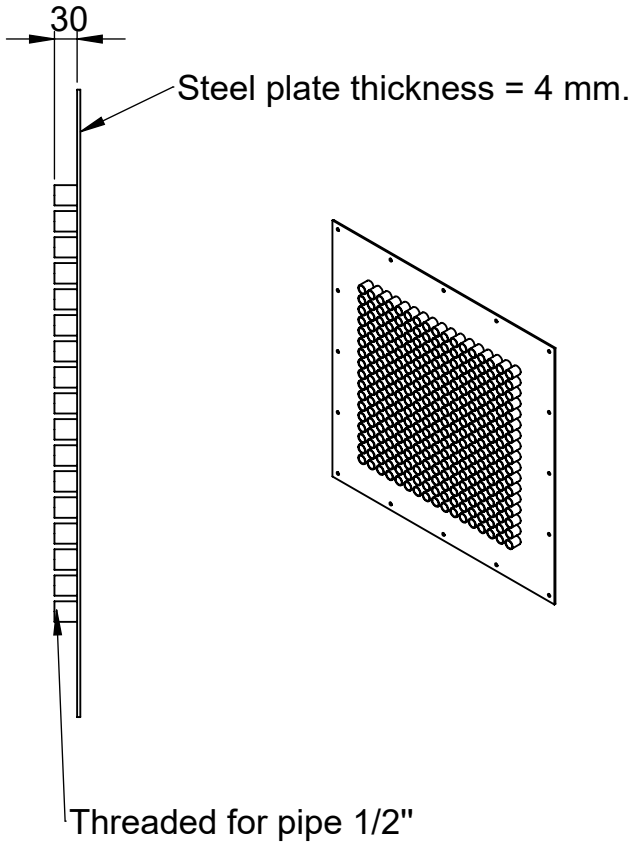




DO NOT SCALE

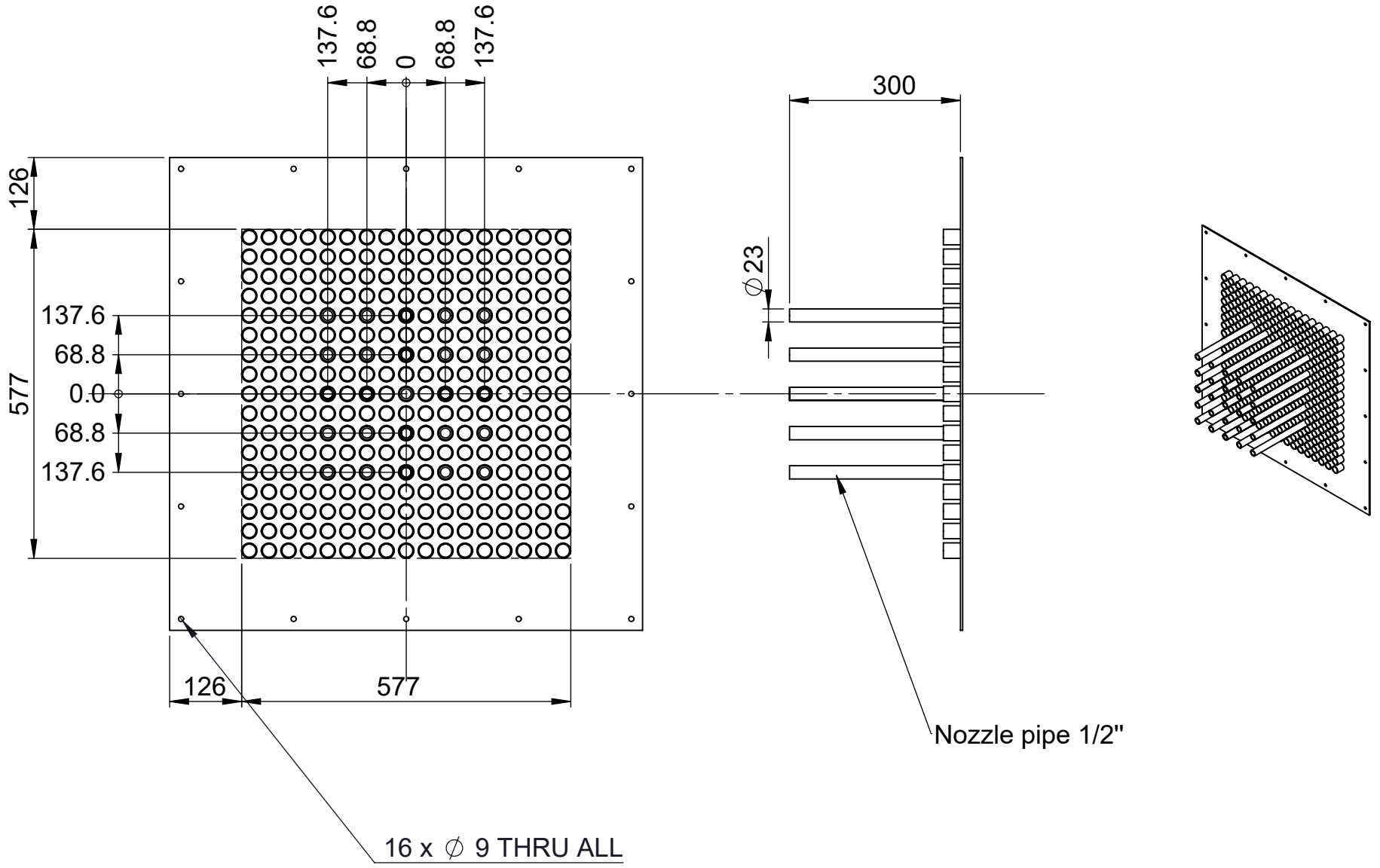
4





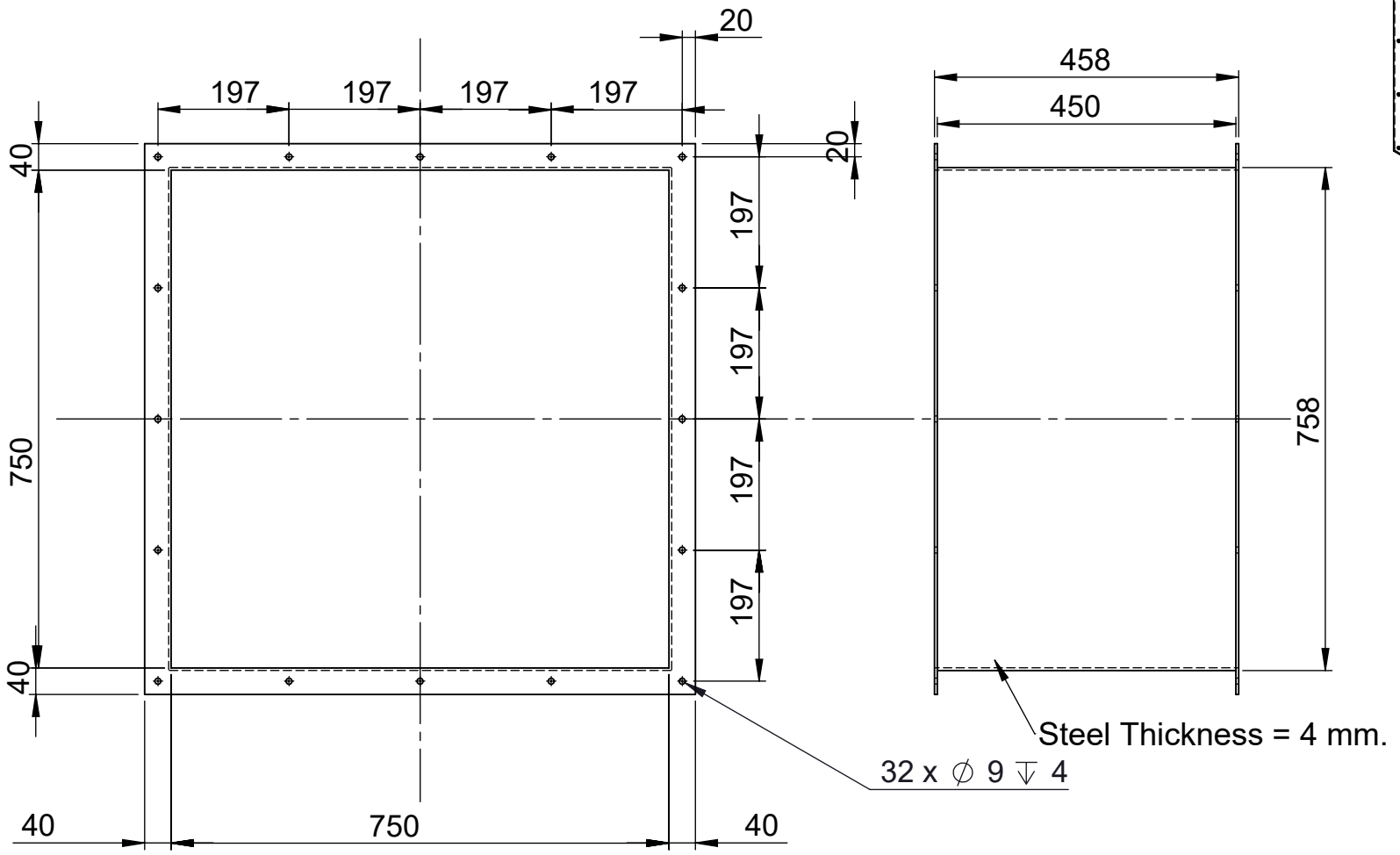
DO NOT SCALE

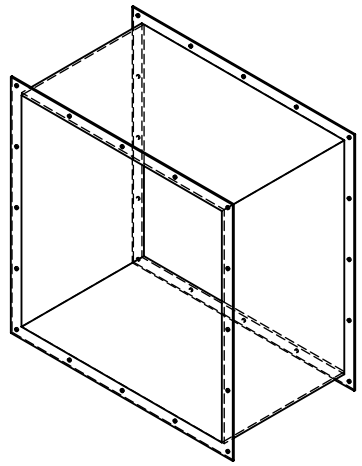
4



DO NOT SCALE

5

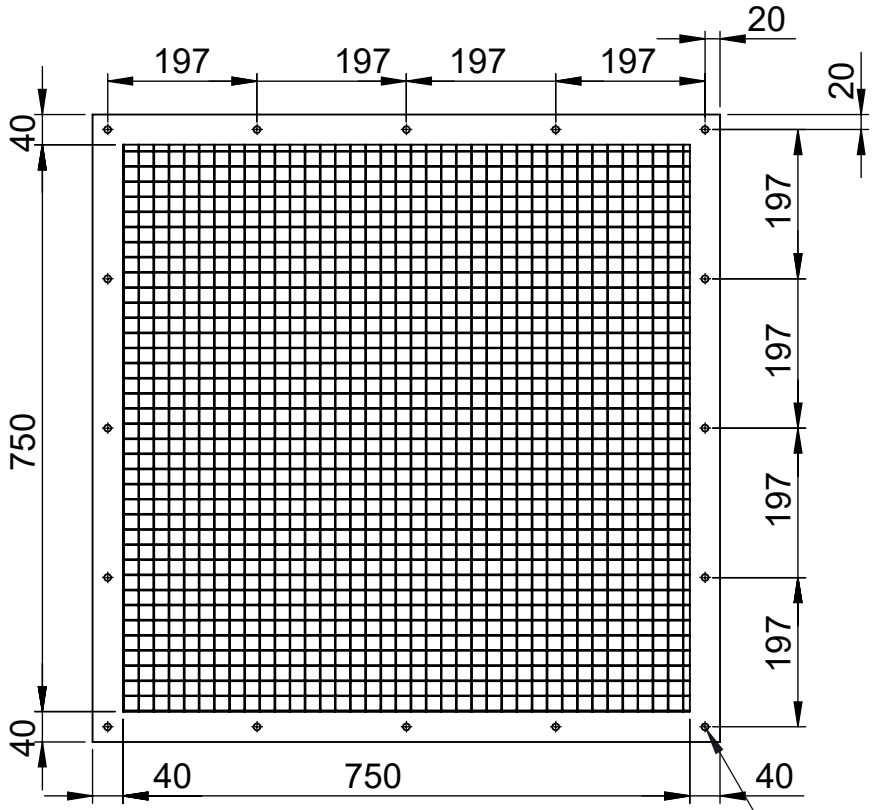


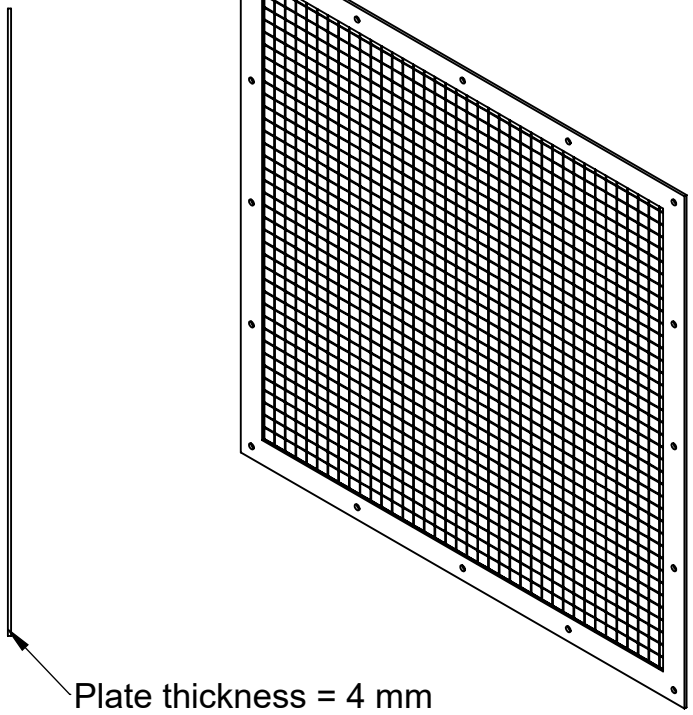


DO NOT SCALE

5

REV NO.	REVISION RECORD	CN. NO.	DATE	REVR.	CHECKED

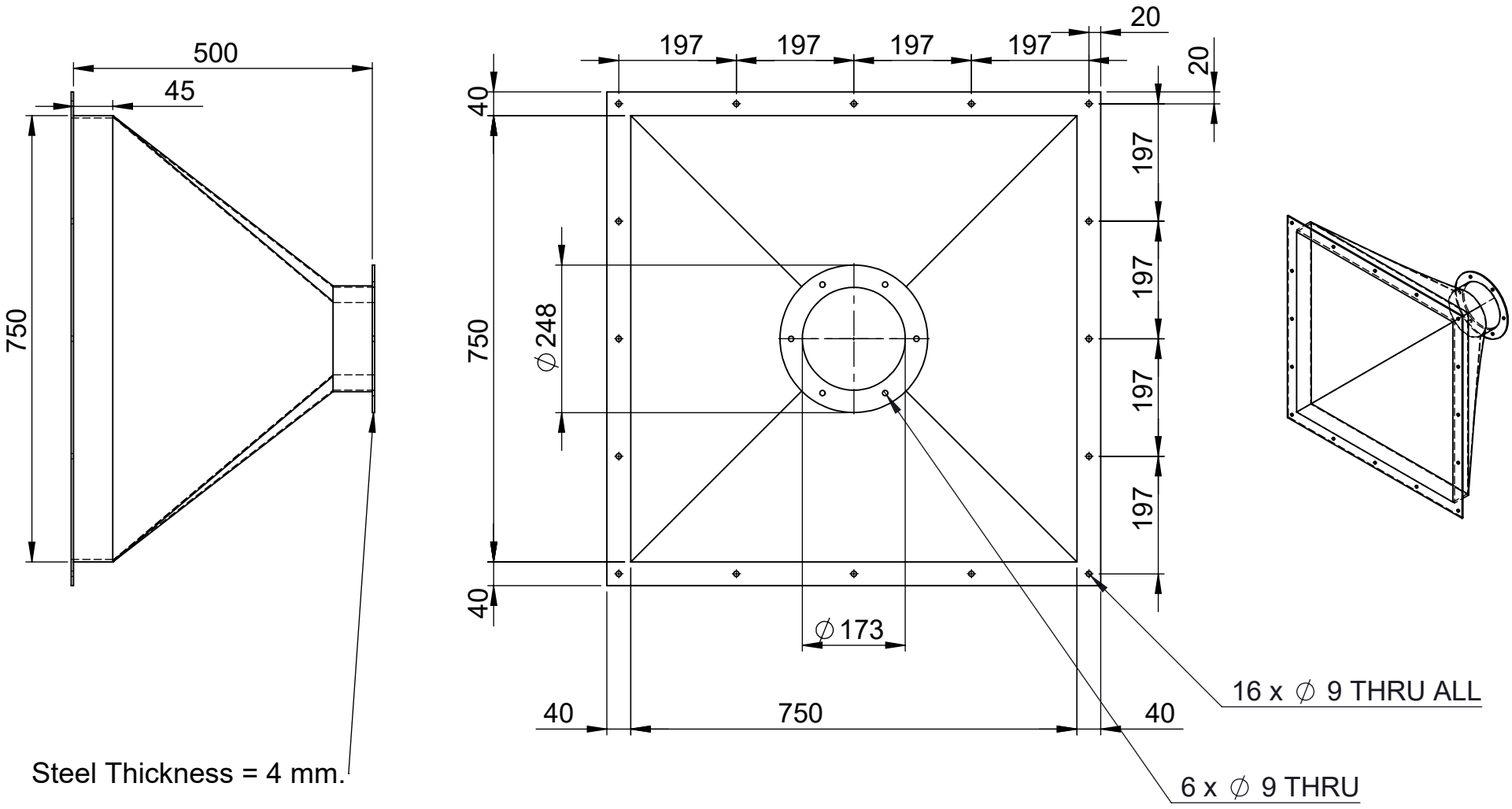




16 x ∅ 9 THRU ALL

DO NOT SCALE

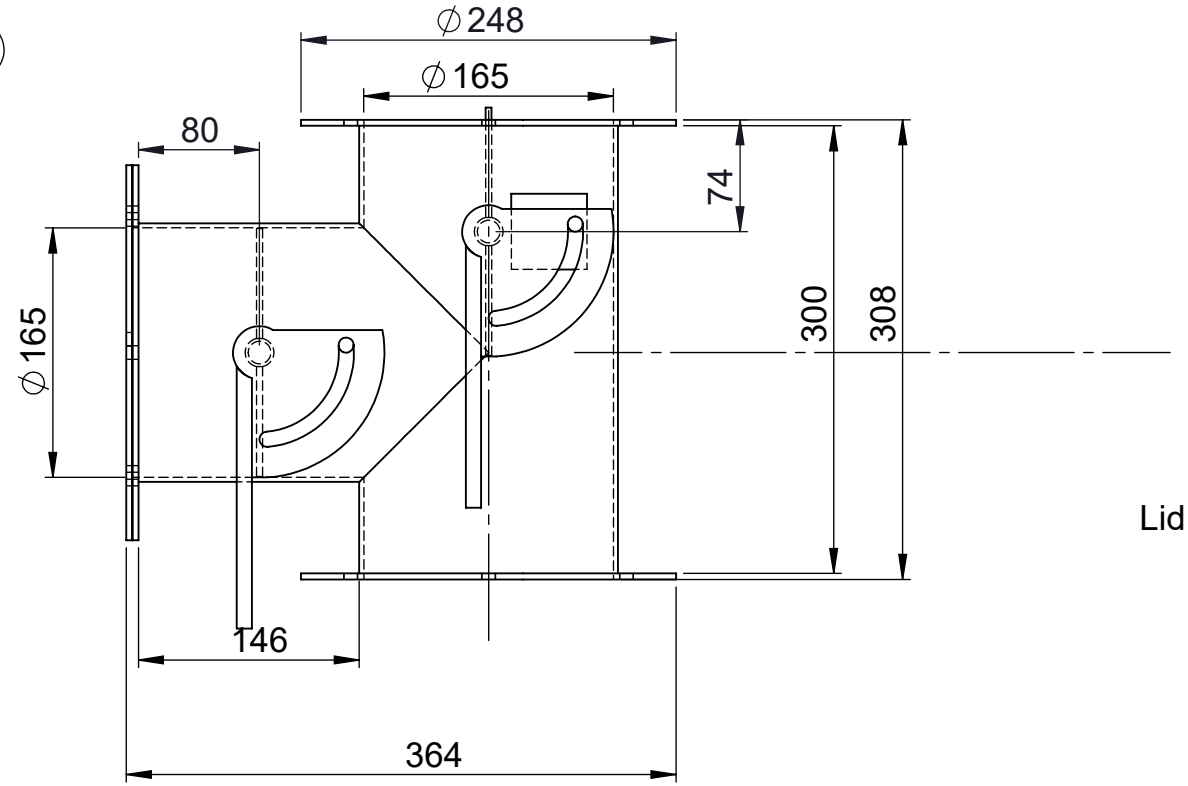
6

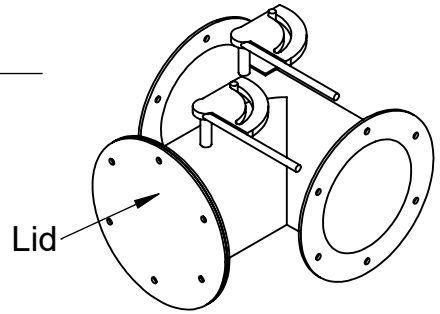


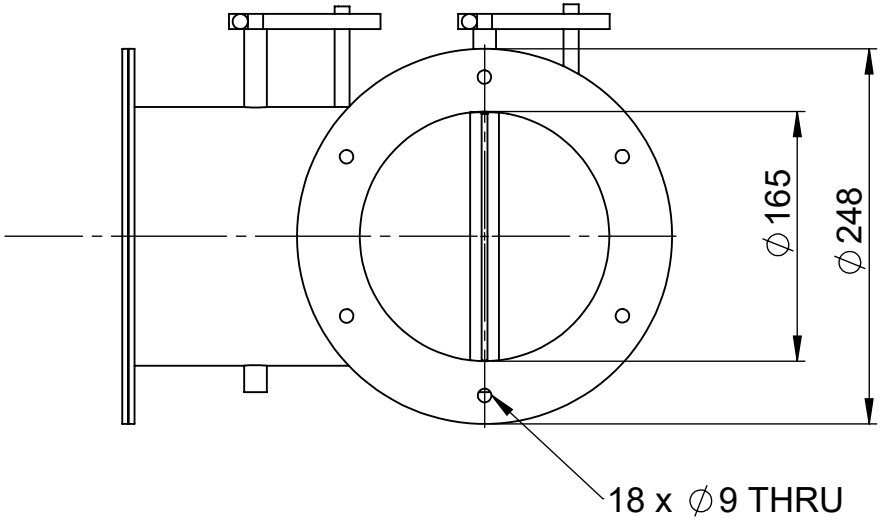
Steel Thickness = 4 mm.

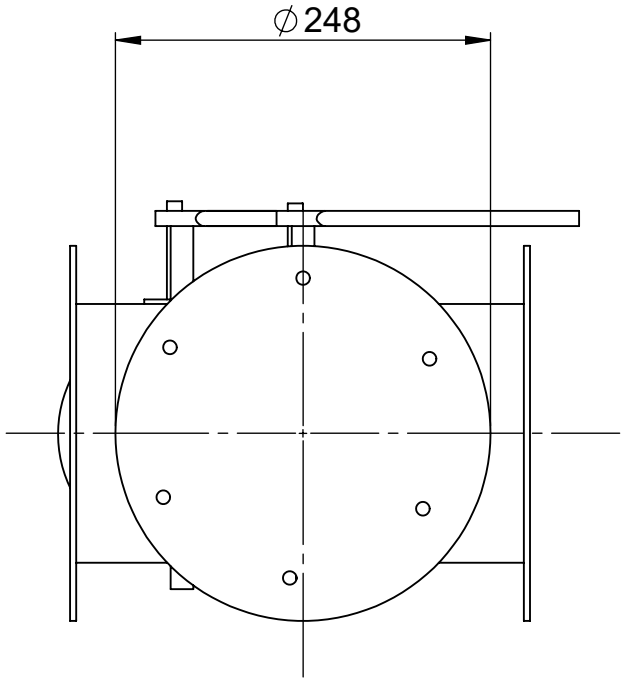
DO NOT SCALE

7



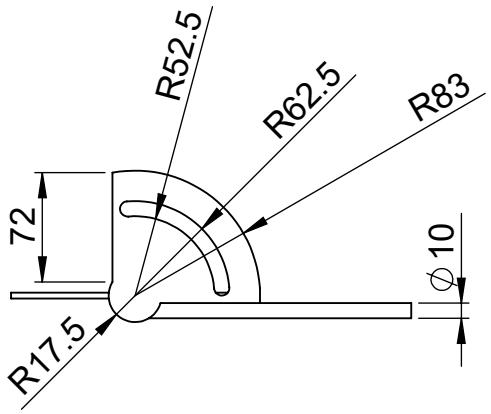


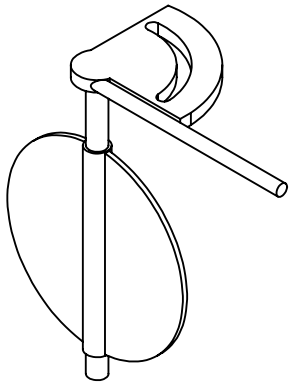


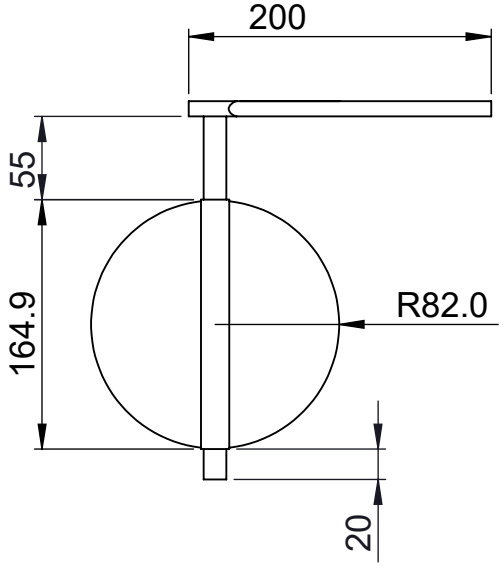


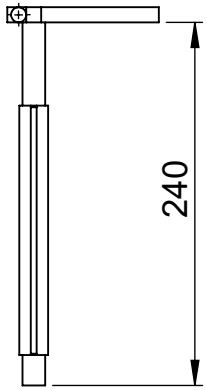
DO NOT SCALE

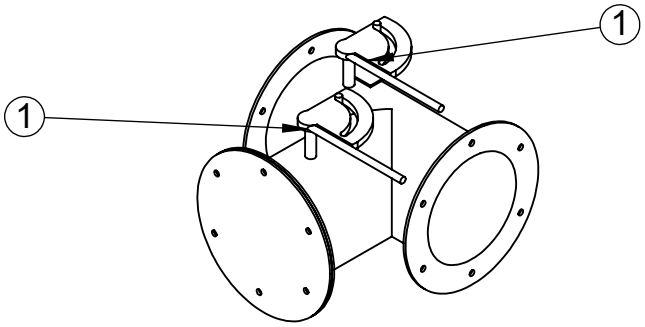
7





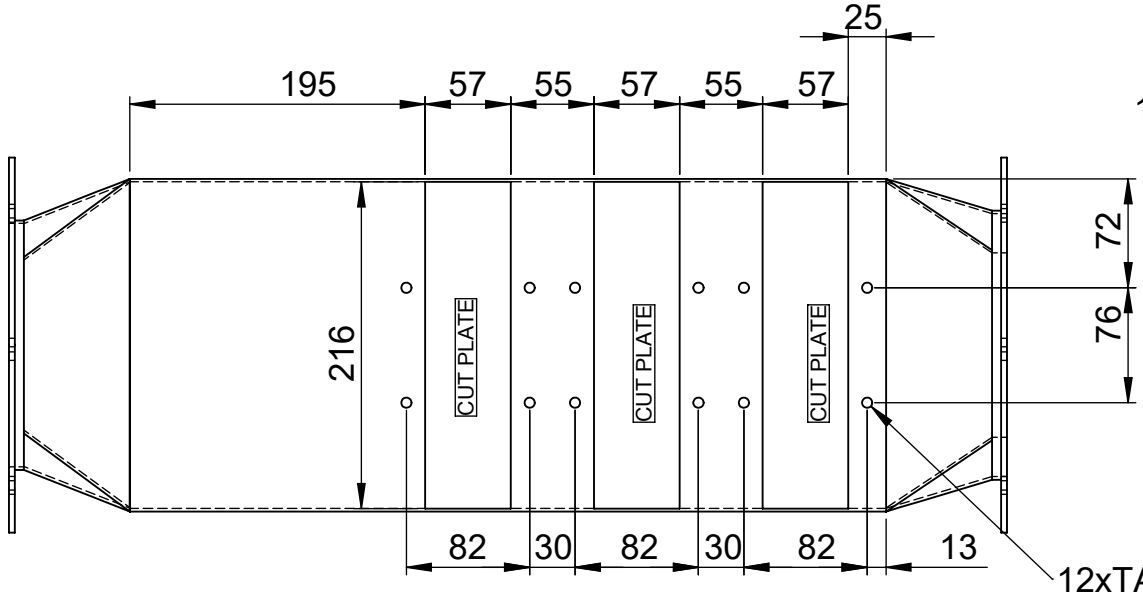


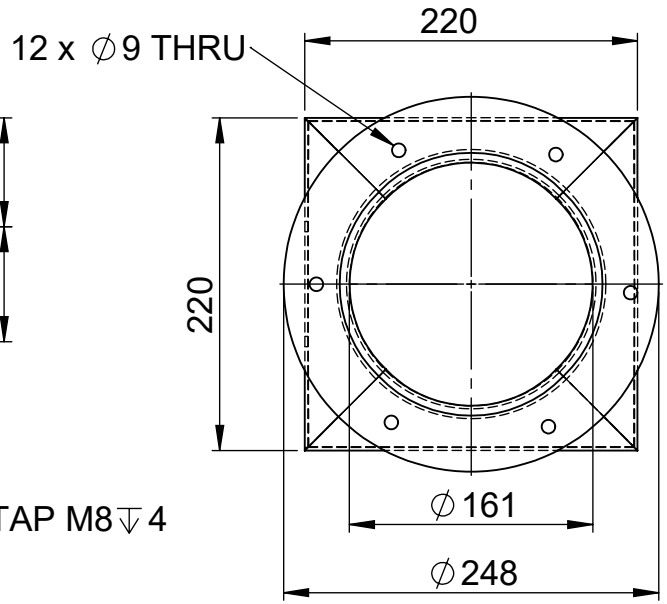


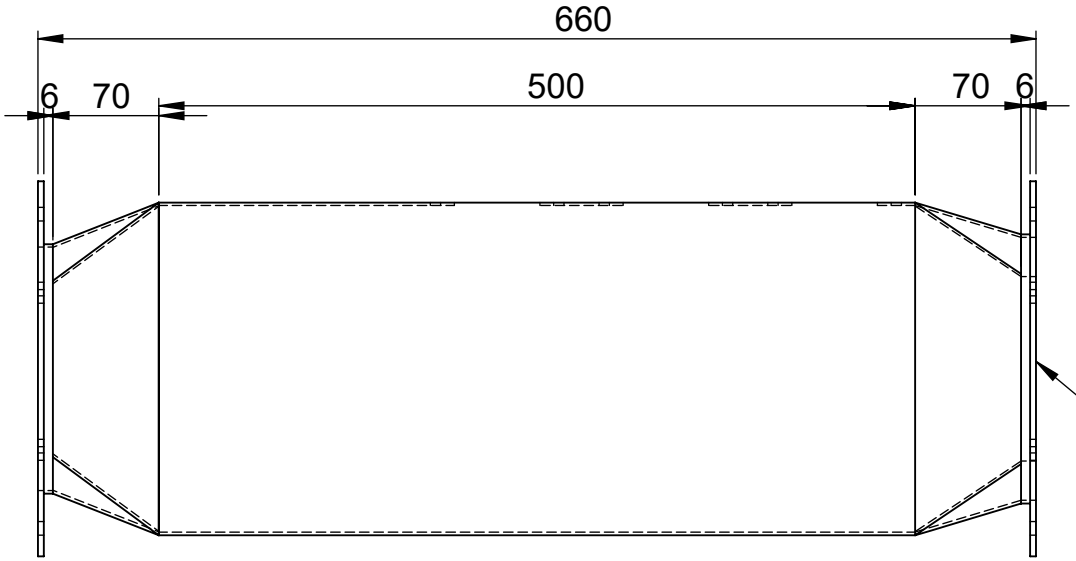


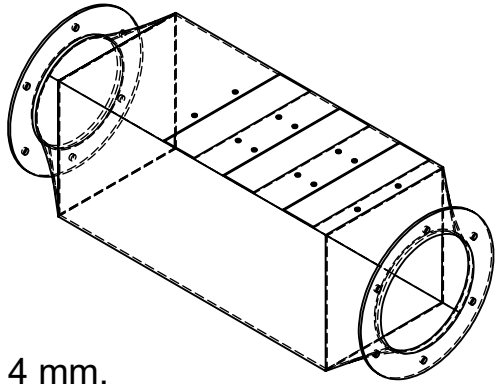
DO NOT SCALE

8



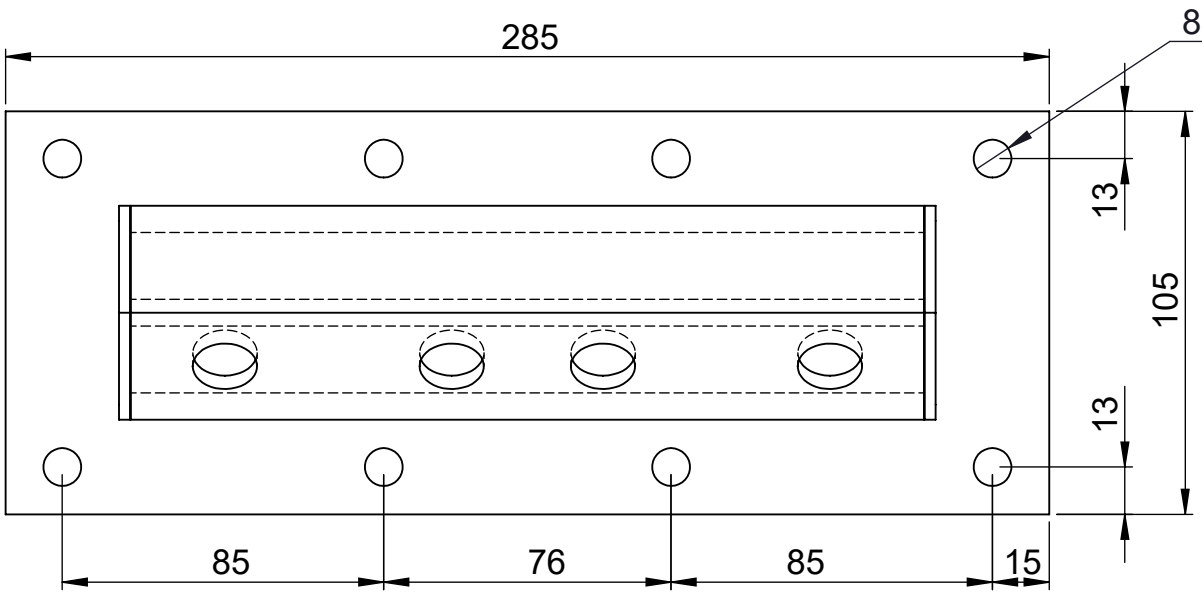


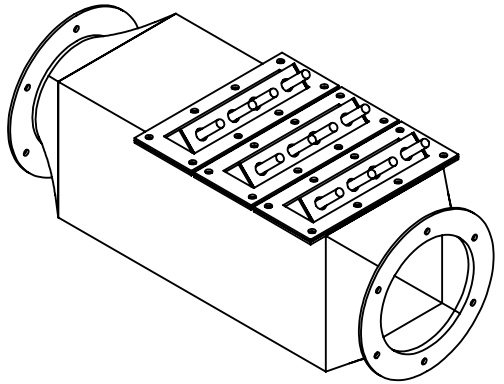


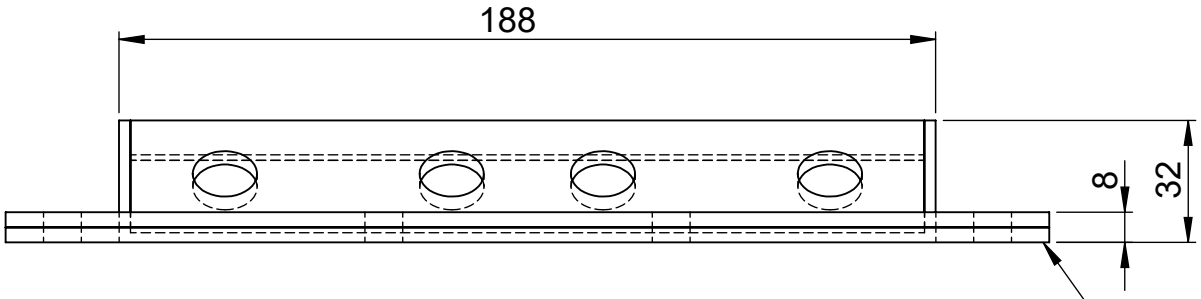


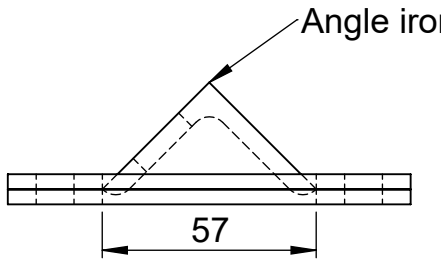
DO NOT SCALE

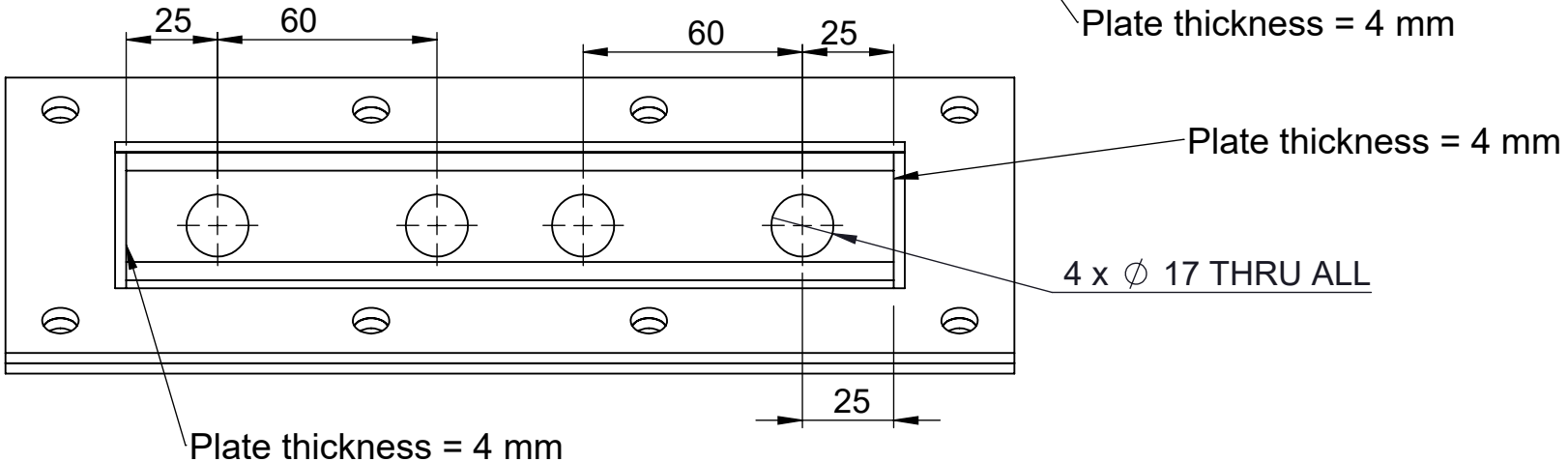
8



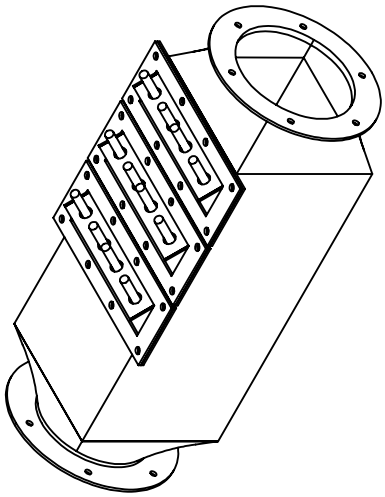


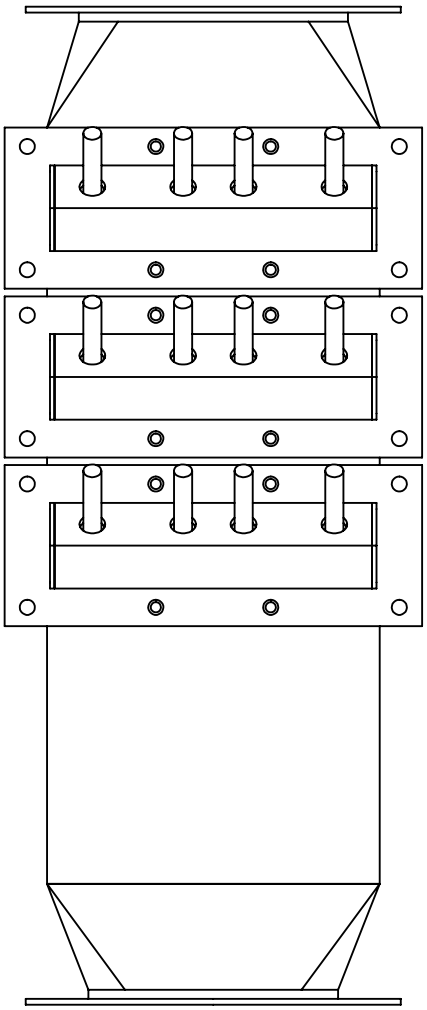


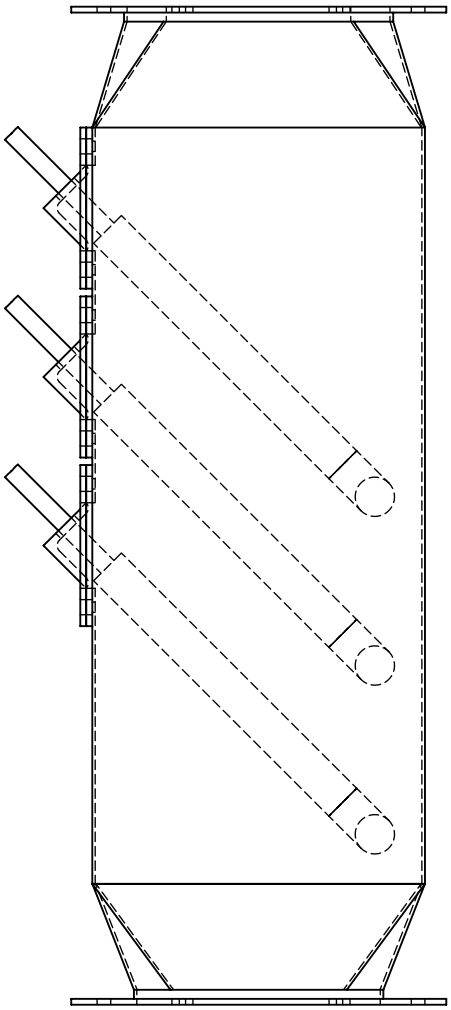




DO NOT SCALE

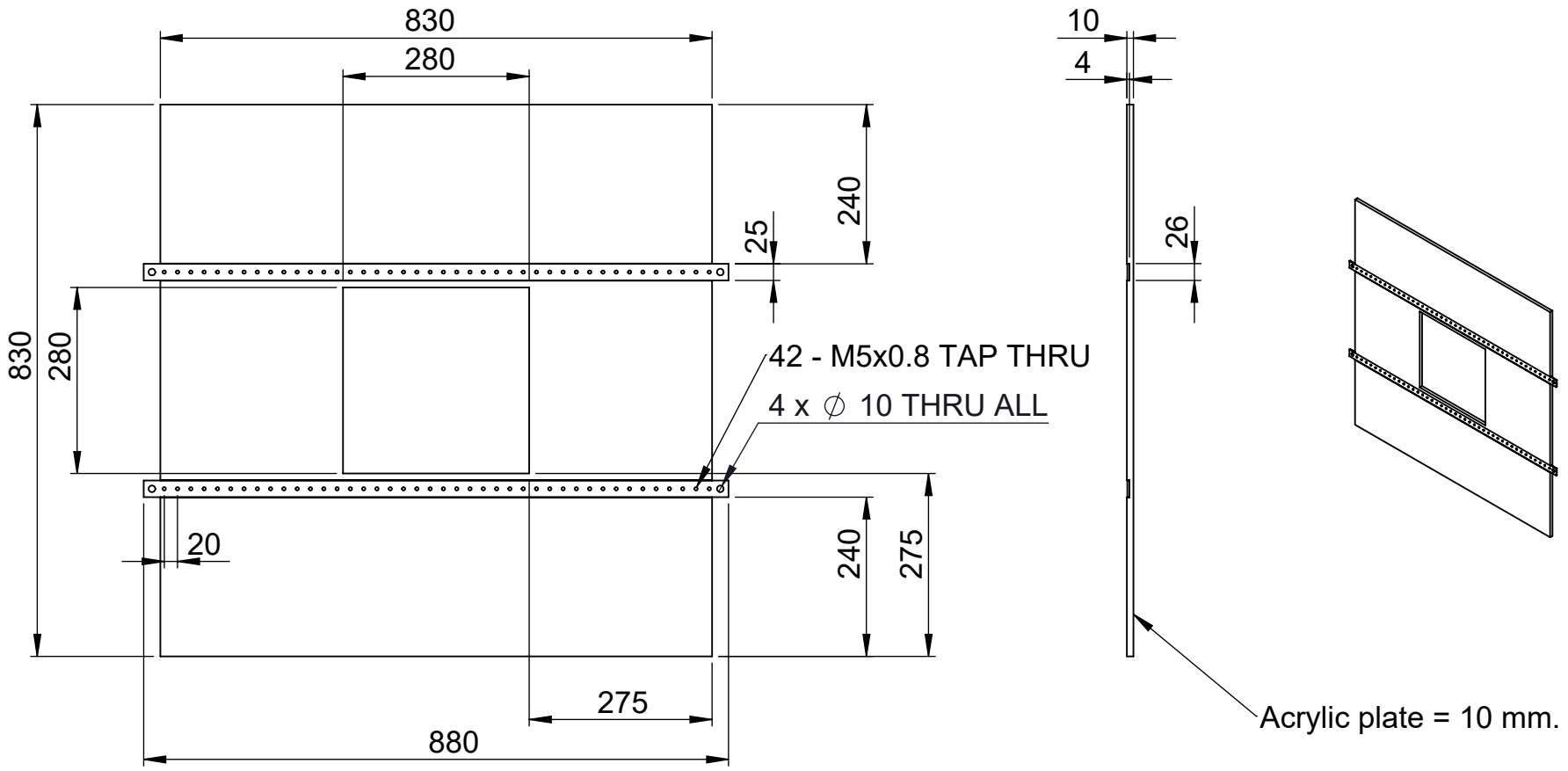






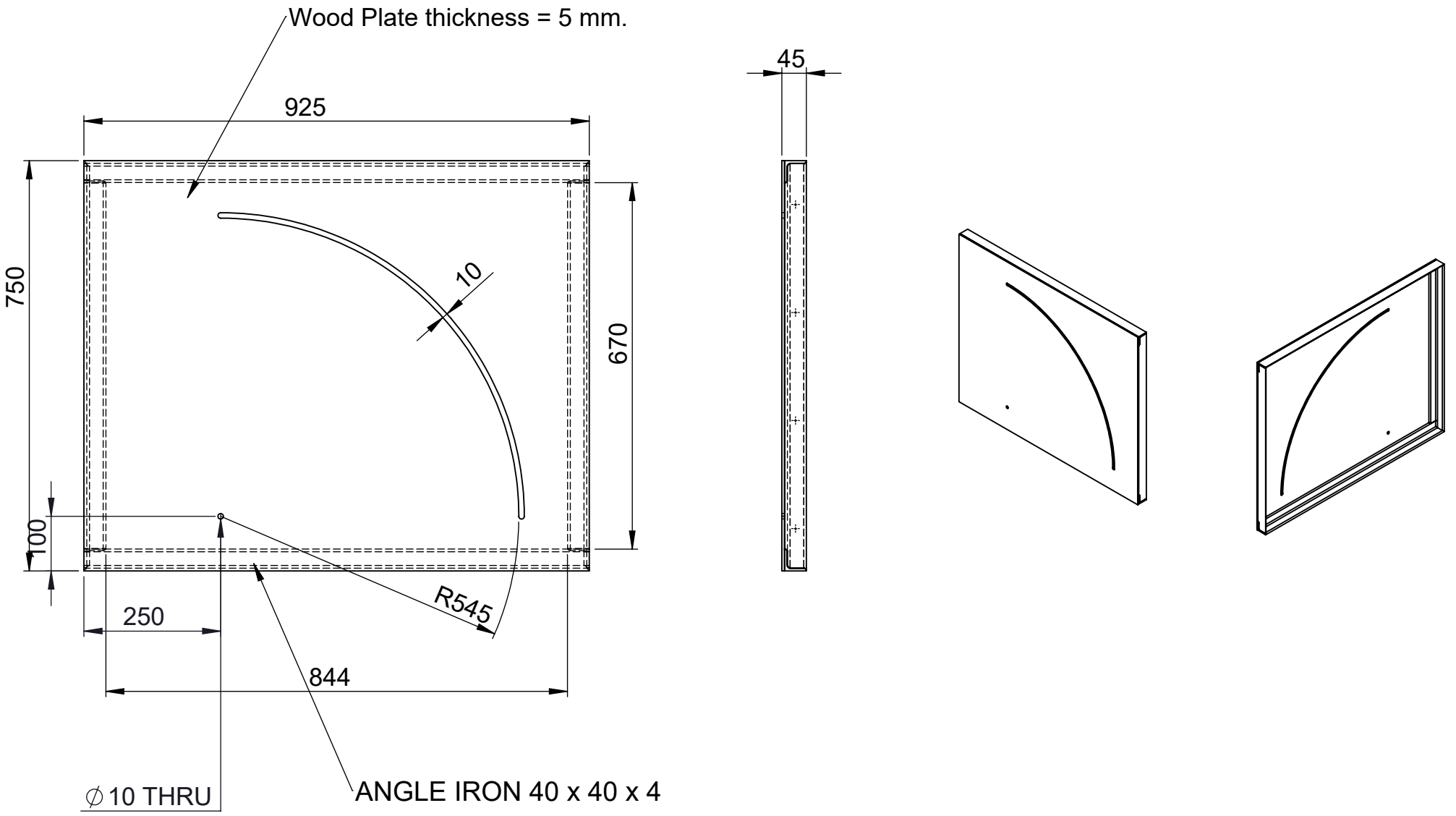
DO NOT SCALE

15



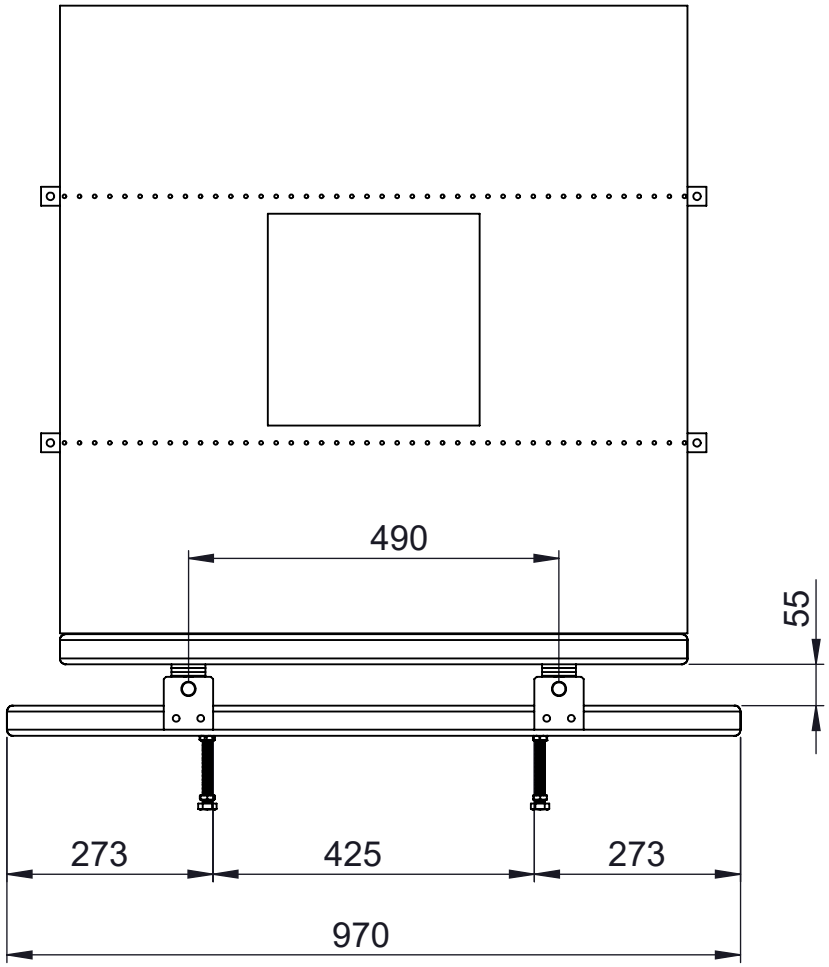
DO NOT SCALE

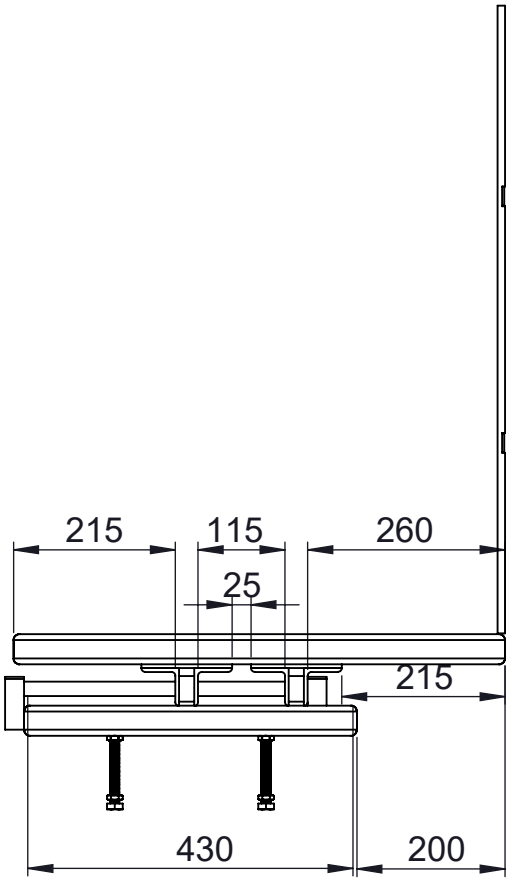
20 21

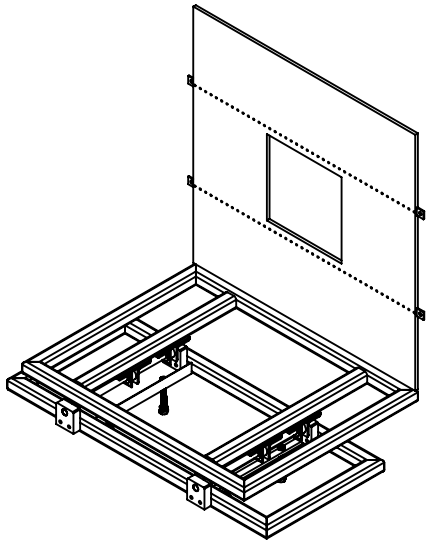


DO NOT SCALE

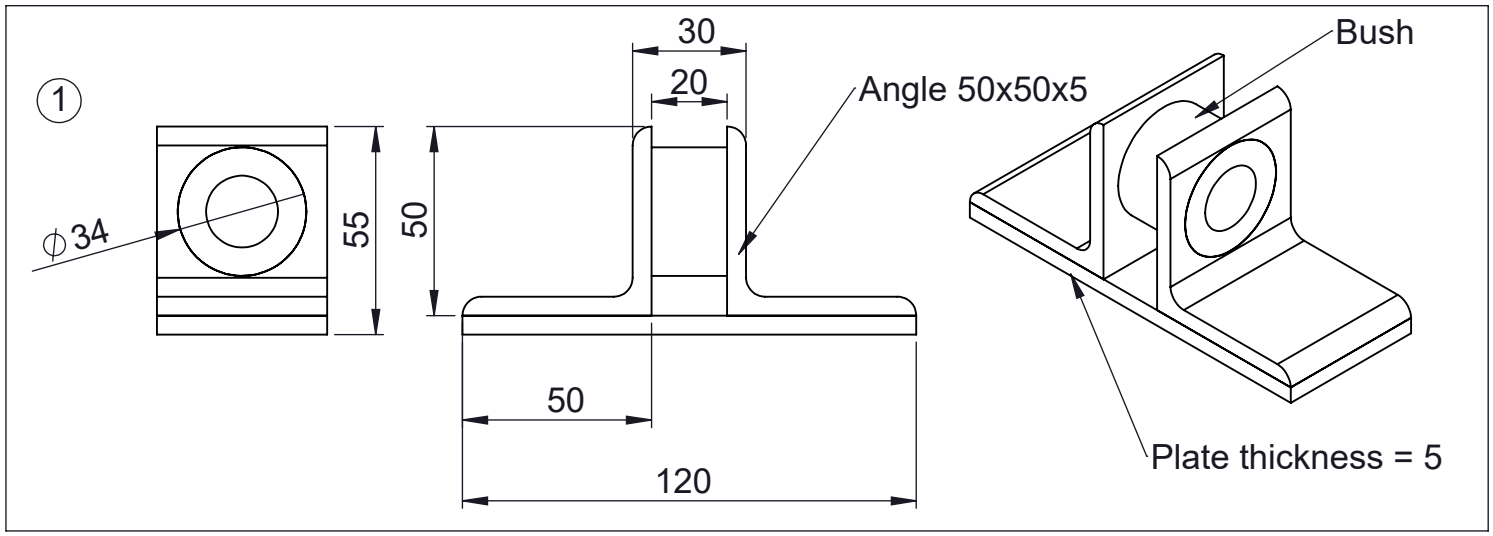
DO NOT SCALE

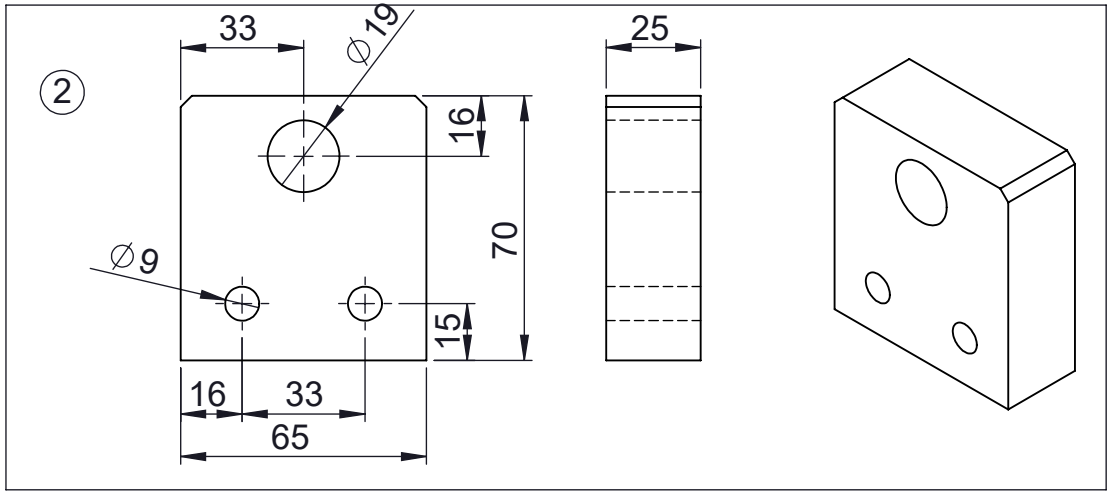


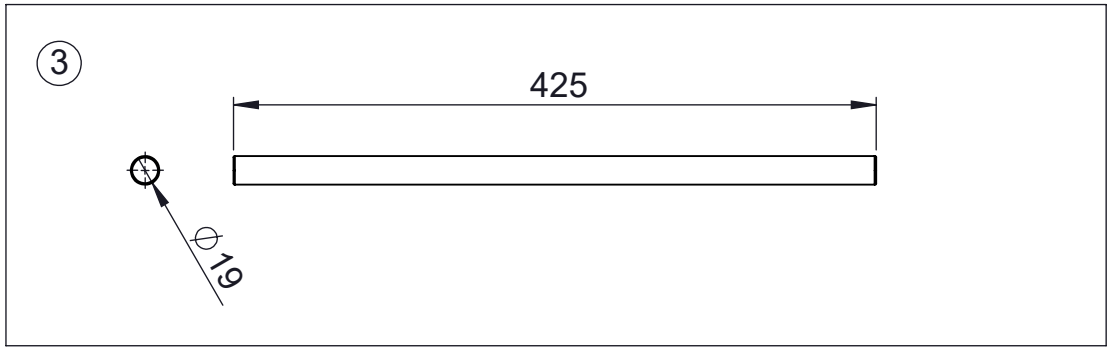


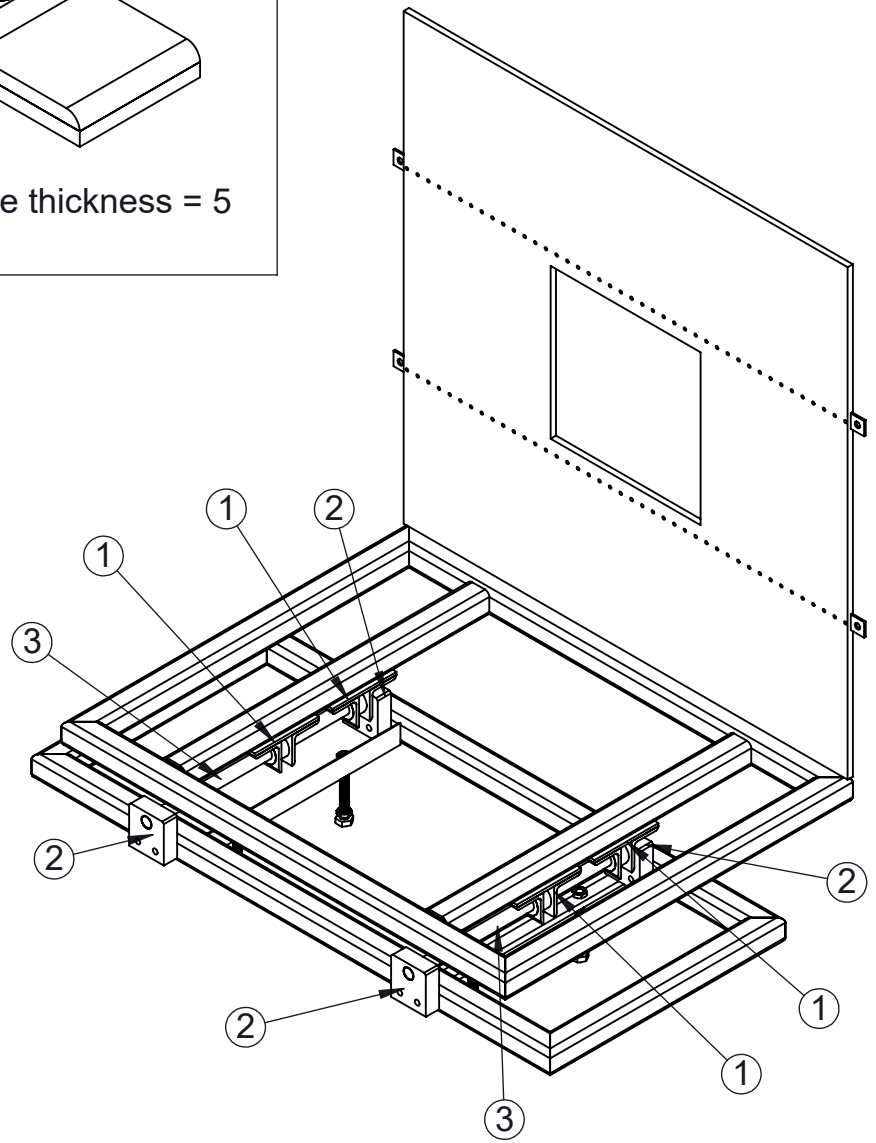


DO NOT SCALE


1
30
20
Angle 50x50x5
Bush
⌀34
55
50
50
120
Plate thickness = 5


2
33
⌀19
25
16
70
⌀9
15
16
33
65


3
425
⌀19


1
2
1
3
2
2
1
2
1
3

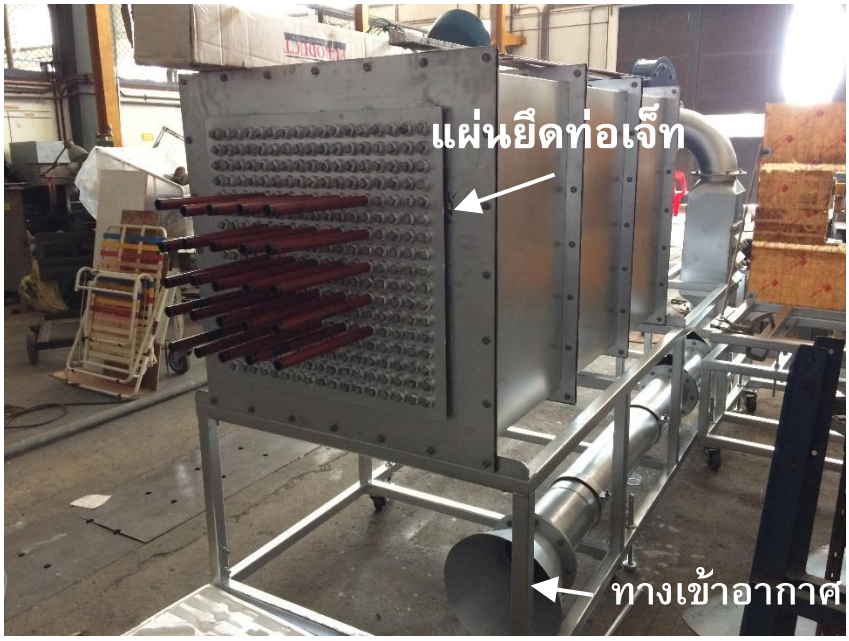
DO NOT SCALE

ภาคผนวก ช.

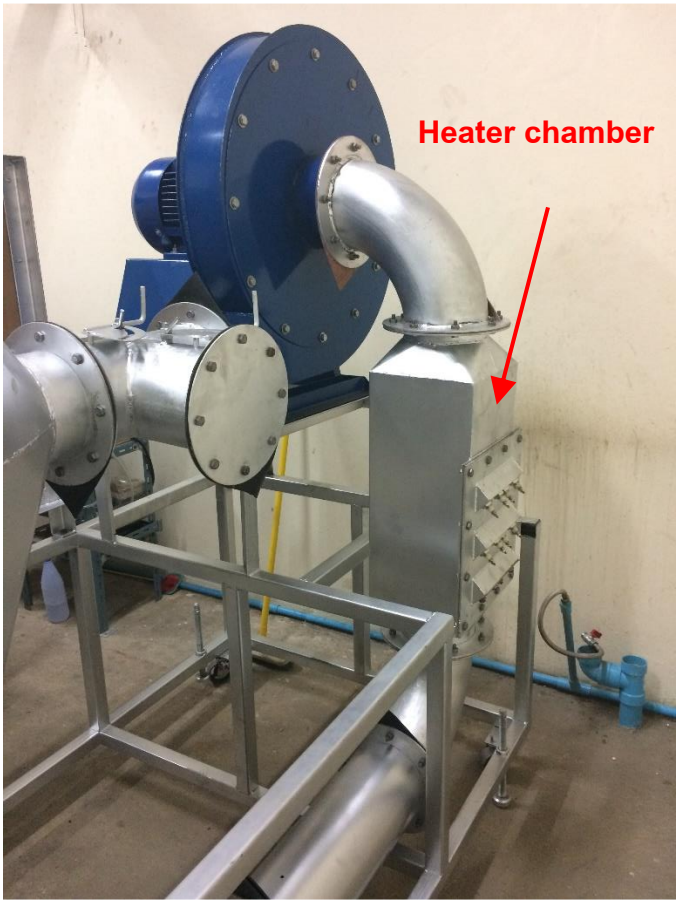
รูปชุดทดลอง

ชุดทดลอง

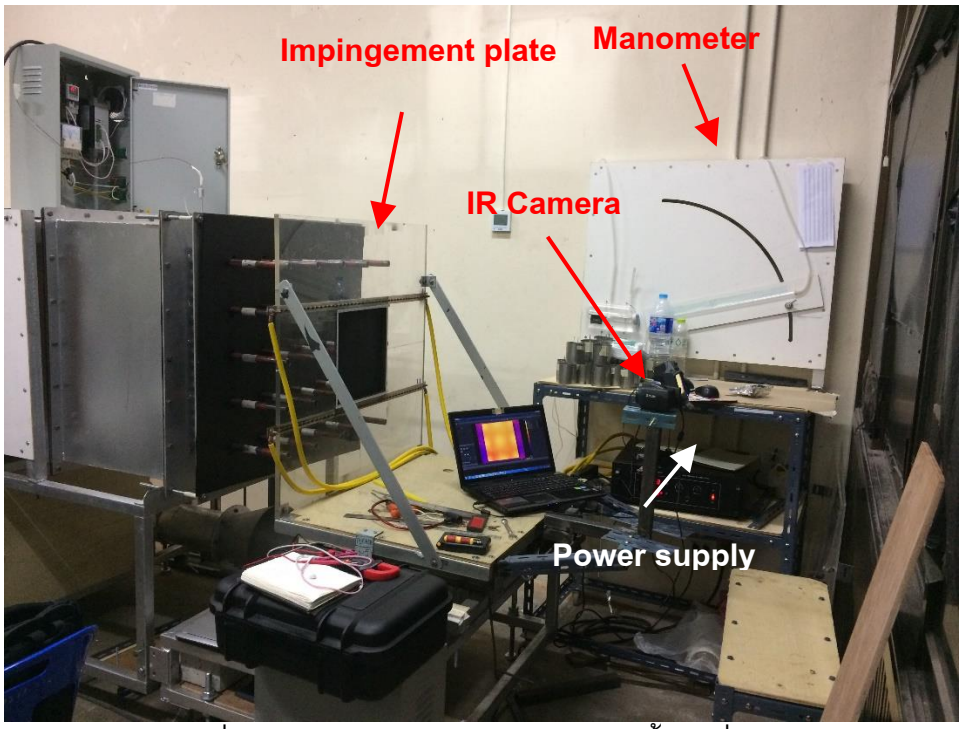
ชุดทดลอง



ด้านหน้าชุดทดลอง: แผ่นยึดท่อเจ็ทและท่อเจ็ท



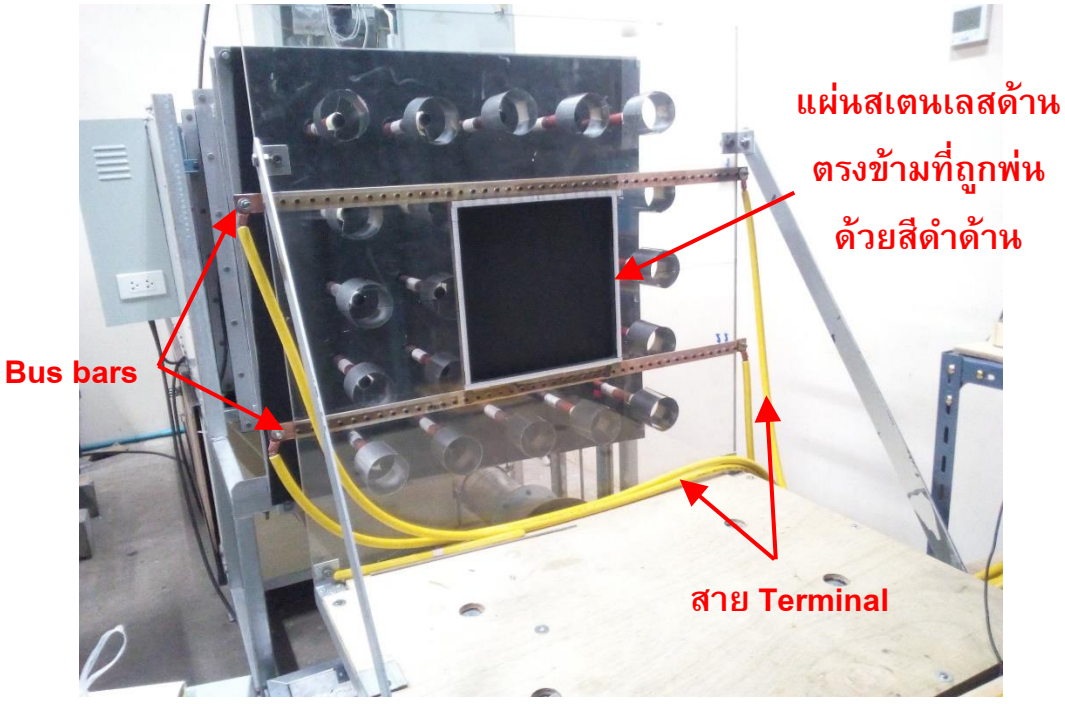
ด้านท้ายชุดทดลอง: ชุดฮีตเตอร์ต่อกับโบลเวอร์



อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลองวัดค่าความร้อนบนพื้นผิวที่เจ็ทพุ่งชน

ท่อเจ็ทกรณีที่ไม่ได้ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศ

ท่อเจ็ทกรณีที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศ



ด้านหลังแผ่นพุ่งชน

โบลเวอร์

ชุดควบคุมความเร็วของโบลเวอร์

ประวัติผู้เขียน

ชื่อ สกุล นายกฤตยชญ์ เยรานี
รหัสประจำตัวนักศึกษา 5910120048

วุฒิการศึกษา

วุฒิ	ชื่อสถาบัน	ปีที่สำเร็จการศึกษา
วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต	มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์	2556

ทุนการศึกษา (ที่ได้รับในระหว่างการศึกษา)

- ทุนบัณฑิตศึกษาวิศวกรรมศาสตร์ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์
- ทุนอุดหนุนการวิจัยเพื่อวิทยานิพนธ์ จากเงินงบประมาณแผ่นดิน ปีงบประมาณ 2559 มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์
- ทุนนักศึกษาแลกเปลี่ยนและการโอนหน่วยกิตระหว่างประเทศ ในประชาคมอาเซียน ปีการศึกษา 2560

การตีพิมพ์เผยแพร่ผลงาน

Yeranee, K., Wae-hayee, M., Piya, I., Rao, Y., Nuntadusit, C., ***"Effects of air-induced duct diameter characteristics of multiple impinging jet."*** Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences 51(2), (2018), pp. 247-258, **indexed by Scopus.**

กฤตยชญ์ เยรานี, มักตาร์ แวหะยี และ ชยุต นันทดุสิต. "***การศึกษาการไหลและการถ่ายเทความร้อนของกลุ่มเจ็ทพุ่งชนปะทะพื้นผิวที่ติดตั้งท่อเหนี่ยวนำอากาศโดยวิธีเชิงตัวเลข***" การประชุมวิชาการ เรื่องการถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อนและกระบวนการ ครั้งที่ 16, 23 – 24 กุมภาพันธ์ 2560 จังหวัดเชียงใหม่ ประเทศไทย

Yeranee, K., Wae-hayee, M., Piya, I., Rao, Y., Nuntadusit, C., ***"The study of flow and heat transfer characteristics of impinging jet array mounting air-induced duct."*** 2nd International Conference on Computational Fluid Dynamics in Research and Industry (CFDRI 2017): IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2017, 243

Yeranee, K., Wae-hayee, M., Piya, I., Rao, Y., Nuntadusit, C., **"Effects of expansion pipe length on heat transfer enhancement of impinging jet array."** Journal of Mechanical Science and Technology 33(5) (2019): XX-XX, **indexed by ISI.**