



ผลของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าที่มีต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและการไหลของของไหล
เฟอร์โรไนด์ในท่อบิดเกลียว

EFFECT OF ELECTROMAGNETIC FIELD ON THE HEAT TRANSFER AND FLOW
CHARACTERISTICS OF FERROFLUID IN THE CORRUGATED TUBE

อนุมัติ ศิริเจริญพานิชย์

บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ

2565

ผลของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าที่มีต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและการไหลของของไหล
เฟอร์โรในท่อปิดเกลียว



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
ปรัชญาดุษฎีบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ
ปีการศึกษา 2565
ลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ

EFFECT OF ELECTROMAGNETIC FIELD ON THE HEAT TRANSFER AND FLOW
CHARACTERISTICS OF FERROFLUID IN THE CORRUGATED TUBE



ANUMUT SIRICHAROENPANICH

A Dissertation Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements
for the Degree of DOCTOR OF PHILOSOPHY
(Mechanical Engineering)

Faculty of Engineering, Srinakharinwirot University

2022

Copyright of Srinakharinwirot University

ปริญญานิพนธ์

เรื่อง

ผลของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าที่มีต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและการไหลของของไหลเฟอร์ไรต์

ที่อบปิดเกลียว

ของ

อนุมติ ศิริเจริญพานิชย์

ได้รับอนุมัติจากบัณฑิตวิทยาลัยให้นับเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร

ปริญญาปรัชญาดุษฎีบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

ของมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ

(รองศาสตราจารย์ นายแพทย์จัตตราชัย เอกปัญญาสกุล)

คณบดีบัณฑิตวิทยาลัย

คณะกรรมการสอบปากเปล่าปริญญานิพนธ์

..... ที่ปรึกษาหลัก ประธาน
(ศาสตราจารย์ ดร.ไพศาล นามล) (รองศาสตราจารย์ ดร.วาทิต ภัคดี)

..... ที่ปรึกษาร่วม กรรมการ
(รองศาสตราจารย์ ดร.สงกรานต์ วิริยะศาสตร์) (รองศาสตราจารย์ ดร.ประชา บุญยวานิชกุล)

..... กรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ภาคภูมิ ศรีมรินทร์)

ชื่อเรื่อง	ผลของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าที่มีต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและการไหลของของไหลเฟอร์โรในท่อปิดเกลียว
ผู้วิจัย	อนุมิตี ศิริเจริญพานิชย์
ปริญญา	ปรัชญาดุษฎีบัณฑิต
ปีการศึกษา	2565
อาจารย์ที่ปรึกษา	ศาสตราจารย์ ดร. ไพศาล นาผล
อาจารย์ที่ปรึกษาร่วม	รองศาสตราจารย์ ดร. สงกรานต์ วิริยะศาสตร์

ปริญญานิพนธ์นี้ได้ศึกษาผลของสนามแม่เหล็กไฟฟ้า และการไหลแบบเป็นจังหวะที่มีต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของของไหลเฟอร์โร Fe_3O_4 ไหลในท่อปิดเกลียวแบบสามแฉกด้วยเข้มข้นของไหลเฟอร์โร 0.005% โดยปริมาตร ไหลผ่านท่อปิดเกลียวภายใต้สนามแม่เหล็กไฟฟ้า และไหลผ่านแบบไม่มีสนามแม่เหล็กไฟฟ้า พบว่าความปั่นป่วนของชั้นขอบเขตการไหลเกิดการเคลื่อนที่แบบบราวเนียนส่งผลต่อการเพิ่มการหมุนวน, ค่าการนำความร้อนสูงขึ้น, และการกระจายความปั่นป่วนสูงขึ้น, ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น, สำหรับการไหลเป็นจังหวะที่ความถี่การไหล 30 Hz ตัวเลขนัสเซิลเพิ่มขึ้นเป็น 137.7% และ 156.7% ที่อัตราส่วนความลึกร่องเกลียวที่ 0.028 และ 0.093 ตามลำดับ ร่องเกลียวที่มีอัตราส่วนความลึก 0.093 และมีอัตราส่วนระยะพิทช์เกลียว 0.93 มีค่าตัวเลขนัสเซิลสูงสุด และพบว่าตัวเลขนัสเซิลที่อยู่ภายใต้ผลของสนามแม่เหล็กไฟฟ้ามีค่าเพิ่มขึ้น 19.0% และ 14.4% ด้วยรูปแบบการไหลแบบเป็นจังหวะที่ความถี่ 30 Hz และ 20 Hz ตามลำดับ ผลของทิศทางการหมุนควงของสนามแม่เหล็กไฟฟ้า, ความถี่ของสนามแม่เหล็ก, ความเข้มของสนามแม่เหล็ก, พบว่ามีผลต่อการเพิ่มขึ้นของอัตราการถ่ายเทความร้อน สำหรับงานการคำนวณเชิงตัวเลข เพื่อศึกษาผลของการถ่ายเทความร้อน โดยใช้แบบจำลองสองเฟสของออยล์เลอเรียน พบว่ามีความสอดคล้องกันดีกับผลที่ได้จากการทดลอง

คำสำคัญ : ท่อปิดเกลียว, สนามแม่เหล็กไฟฟ้า, การไหลแบบเป็นจังหวะ, ของไหลเฟอร์โร

Title	EFFECT OF ELECTROMAGNETIC FIELD ON THE HEAT TRANSFER AND FLOW CHARACTERISTICS OF FERROFLUID IN THE CORRUGATED TUBE
Author	ANUMUT SIRICHAROENPANICH
Degree	DOCTOR OF PHILOSOPHY
Academic Year	2022
Thesis Advisor	Professor Dr. Paisarn Naphon
Co Advisor	Associate Professor Dr. Songkran Wiriyasart

The objective of this research is to study to consider the effects of the electromagnetic field and the pulsating flow of the heat transfer of nanofluids and flow characteristics in the three-start helically fluted tube. These experiments were performed using a Fe_3O_4 /water nanofluids concentration of 0.005% by volume with and without an electromagnetic field effect. As a result, the disturbed flow boundary layer, higher swirling Brownian motion, higher local thermal conductivity, and the mixing of turbulent intensity, the heat transfer performance also increases. For a given pulsating flow of 30 Hz, the Nusselt number enhancement increased significantly to 137.7% and 156.7% for the helical depth ratios of 0.028 and 0.093, respectively. The helically fluted tube with a helical depth ratio of 0.093 and a helical pitch ratio of 0.93 yielded the highest Nusselt number improvement. The Nusselt number under the electromagnetic field effect increases by 19.0% and 14.4% for the pulsating flow of 30 Hz and 20 Hz, respectively. The effect of the rotational direction of the electromagnetic field, alternating magnetic field frequency, and magnetic field concentration were effects. It was found that this leads to an increase in the heat transfer rate. The result numerical method by using a two-phase Eulerian model was investigated and showed reasonable agreement with the experimental data.

Keyword : Corrugated tube, Electromagnetic field, Pulsating flow, Ferrofluid

กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอขอบพระคุณศาสตราจารย์ ดร.ไพศาล นาผล อาจารย์ที่ปรึกษาหลัก และรองศาสตราจารย์ ดร.สงกรานต์ วิริยะศาสตร์ อาจารย์ที่ปรึกษาร่วมปริญญานิพนธ์ที่ให้คำปรึกษาสำหรับการทำงาน และเมตาชีแนะนำแนวทางจนทำให้ปริญญานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี ทำให้กระผมมีมุมมองสำหรับการทำงานวิจัยในหลาย ๆ มิติ จนทำให้เกิดการพัฒนาศักยภาพ และความสามารถในการทำงานวิจัย รวมไปถึงอนุญาตให้ใช้ห้องปฏิบัติการ เทอร์โม-ของไหล และการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (TFHT) ได้อย่างอิสระ และขอขอบพระคุณผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.พลเทพ เวงสูงเนิน ที่ช่วยสอนการใช้โปรแกรมสำหรับการวิเคราะห์เชิงตัวเลข และให้คำชี้แนะด้วยดีเสมอมา ทำยสุดกระผมขอขอบพระคุณอาจารย์ทุกท่านของภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ ที่คอยให้คำแนะนำและอำนวยความสะดวกสถานที่สำหรับการทำงาน รวมถึงผู้อยู่เบื้องหลังไว้เป็นอย่างสูง ณ ที่นี้

อนุมตี ศิริเจริญพานิชย์

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	จ
กิตติกรรมประกาศ.....	ฉ
สารบัญ	ช
สารบัญตาราง.....	ญ
สารบัญรูปภาพ	ฎ
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย.....	2
1.3 ขอบเขตของการวิจัย	2
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	2
บทที่ 2 ทบทวนวรรณกรรม.....	4
2.1 บทนำ	4
2.2 สรุปผลการทบทวนวรรณกรรม.....	33
บทที่ 3 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์.....	34
3.1 บทนำ	34
3.2 วิธีการจำลองแบบเฟสเดียว	34
3.3 วิธีการจำลองแบบสองเฟส	38
3.4 วิธีการแบบจำลองสองเฟสแบบออยเลอร์เวียน	41
3.5 เงื่อนไขเริ่มต้นสำหรับการจำลอง	43
3.6 กระบวนการหาค่าคำตอบ (Solution algorithm).....	46

3.7 เงื่อนไขขอบเขต (Boundary condition)	47
3.8 ลำดับขั้นตอนการแก้สมการ.....	49
บทที่ 4 การออกแบบอุปกรณ์และวิธีการทดลอง	51
4.1 บทนำ	51
4.2 อุปกรณ์การทดลอง	51
4.3 วิธีการทดลอง	55
4.4 เงื่อนไขการทดลอง	56
4.5 การคำนวณผลการทดลอง.....	59
บทที่ 5.....	64
ผลและการวิเคราะห์ผล.....	64
5.1 บทนำ	64
5.2 ผลการเปรียบเทียบระหว่างผลการทดลองกับสหสัมพันธ์	65
5.3 ผลของความถี่กรองเกลียวท่อ	69
5.4 ผลของระยะพิทซ์ที่อบิดเกลียว	71
5.5 ผลของลักษณะการไหลภายในท่อ.....	73
5.6 ผลของสนามแม่เหล็กไฟฟ้า	76
5.7 ผลการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีทางตัวเลขของท่ออบิดเกลียว.....	86
5.8 ผลการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีทางตัวเลขของท่ออบิดเกลียวที่ใช้สารทำงานเป็นของไหล เฟอริโร.....	95
บทที่ 6.....	103
สรุปและข้อเสนอแนะ.....	103
6.1 บทนำ	103
6.2 ข้อเสนอแนะสำหรับการวิจัยในอนาคต	104

บรรณานุกรม 106

ภาคผนวก..... 119

ประวัติผู้เขียน..... 162



สารบัญตาราง

	หน้า
ตาราง 1 แสดงเงื่อนไขต่าง ๆ สำหรับการจำลองแบบ 1 เฟส	44
ตาราง 2 แสดงเงื่อนไขต่าง ๆ สำหรับการจำลองแบบ 2 เฟส	45
ตาราง 3 เงื่อนไขของตัวแปรอิสระที่ใช้ในการเก็บข้อมูล	57
ตาราง 4 คุณสมบัติทางฟิสิกส์ของท่อทองแดงแบบ Type L สำหรับการทดลอง	57
ตาราง 5 คุณสมบัติทางฟิสิกส์ของผงนาโน (Fe_3O_4) สำหรับการทดลอง.....	58
ตาราง 6 แสดงรายละเอียดของท่อที่ทำการทดลอง	58
ตาราง 7 แสดงคุณสมบัติของไหลเฟอโรที่ใช้สำหรับการทดลอง.....	59
ตาราง 8 แสดงค่าความคลาดเคลื่อนและความถูกต้องของเครื่องมือวัด.....	59
ตาราง 9 แสดงรายละเอียด PLC สำหรับควบคุมสนามแม่เหล็กไฟฟ้ายี่ห้อ Mitsubishi PLC Controller Module FX3U-128MR/DS FX3U-128MT/DS	121
ตาราง 10 แสดงคุณสมบัติของแม่เหล็กไฟฟ้า.....	123

สารบัญรูปภาพ

	หน้า
ภาพประกอบ 1 ท่อปิดเกลียวสำหรับการจำลอง	35
ภาพประกอบ 2 แสดงเอลิเมนต์แบบ polyhedral สำหรับการตัดแสดงในระนาบ yz และรูปแบบของเอลิเมนต์	36
ภาพประกอบ 3 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าความดันโดยเฉลี่ยกับจำนวนเอลิเมนต์	36
ภาพประกอบ 4 ขั้นตอนลำดับการแก้สมการผลเฉลยคำตอบสมการแบบจำลองคณิตศาสตร์	50
ภาพประกอบ 5 แสดงไดอะแกรมอุปกรณ์การทดลอง	52
ภาพประกอบ 6 แสดงอุปกรณ์การทดลอง	53
ภาพประกอบ 7 แสดงชุดควบคุมสนามแม่เหล็กไฟฟ้า	53
ภาพประกอบ 8 ปัมป์แบบ Peristaltic pump สำหรับสร้างการไหลผ่านท่อทดลอง	54
ภาพประกอบ 9 อุปกรณ์วัดการไหลแบบความดันตกคร่อม (Constant pressure drop flow meter) และผงอนุภาคนาโน Fe_3O_4 สำหรับการทดลอง	54
ภาพประกอบ 10 แสดงชุดสร้างสนามแม่เหล็ก	55
ภาพประกอบ 11 แสดงผลการเปรียบเทียบระหว่างผลการทดลองกับผลจากสหสัมพันธ์ของระหว่างตัวเลขเนสเชล์นัมเบอร์กับตัวเลขเรย์โนลด์นัมเบอร์	65
ภาพประกอบ 12 แสดงผลการเปรียบเทียบระหว่างผลของค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานกับตัวเลขเรย์โนลด์	66
ภาพประกอบ 13 แสดงผลการเปรียบเทียบระหว่างผลการทดลองของท่อปิดเกลียวกับผลจากสหสัมพันธ์	67
ภาพประกอบ 14 ผลการเปรียบเทียบระหว่างผลการทดลองของท่อปิดเกลียวกับผลจากสหสัมพันธ์	68
ภาพประกอบ 15 แสดงผลการเปลี่ยนแปลงของอัตราส่วนความลึกร่องเกลียวที่มีต่อตัวเลขเนสเชล์นัมเบอร์	69

ภาพประกอบ 16 แสดงผลการเปลี่ยนแปลงของอัตราส่วนความถี่ร่องเกลียวที่มีต่อค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน.....	70
ภาพประกอบ 17 แสดงผลของการเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนระยะพิทซ์เกลียวที่มีต่อค่าตัวเลขนัสเซลล์นัมเบอร์.....	71
ภาพประกอบ 18 แสดงผลของการเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนระยะพิทซ์เกลียวที่มีต่อค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน.....	72
ภาพประกอบ 19 แสดงผลของการเปลี่ยนแปลงความถี่การไหลแบบเป็นจังหวะที่มีต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน.....	73
ภาพประกอบ 20 แสดงผลของการเปลี่ยนแปลงความถี่การไหลแบบเป็นจังหวะที่มีต่อค่าตัวเลขนัสเซลล์นัมเบอร์.....	74
ภาพประกอบ 21 แสดงผลของการเปลี่ยนแปลงความถี่การไหลแบบเป็นจังหวะที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน.....	75
ภาพประกอบ 22 แสดงการเปลี่ยนแปลงผลของความถี่สนามแม่เหล็กไฟฟ้าที่มีต่อค่าตัวเลขนัสเซลล์นัมเบอร์.....	76
ภาพประกอบ 23 แสดงการเปลี่ยนแปลงผลของความถี่สนามแม่เหล็กไฟฟ้าที่มีต่อค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน.....	77
ภาพประกอบ 24 แสดงการเปลี่ยนแปลงผลของความถี่สนามแม่เหล็กไฟฟ้าที่มีต่อค่าตัวเลขนัสเซลล์นัมเบอร์.....	78
ภาพประกอบ 25 แสดงการเปลี่ยนแปลงผลของความถี่สนามแม่เหล็กไฟฟ้าที่มีต่อค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน.....	79
ภาพประกอบ 26 แสดงการเปลี่ยนแปลงผลการหมุนควงของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าทิศทางตามเข็มนาฬิกาที่มีผลต่อค่าตัวเลขนัสเซลล์นัมเบอร์.....	80
ภาพประกอบ 27 แสดงการเปลี่ยนแปลงผลการหมุนควงของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าทิศทางตามเข็มนาฬิกาที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน.....	81
ภาพประกอบ 28 แสดงการเปลี่ยนแปลงผลการหมุนควงของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าทิศทางตามเข็มนาฬิกา และหมุนทวนเข็มนาฬิกาที่สลับกันที่มีผลต่อค่าตัวเลขนัสเซลล์นัมเบอร์.....	82

ภาพประกอบ 29 แสดงการเปลี่ยนแปลงผลการหมุนควงของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าทิศทางตามเข็มนาฬิกา และหมุนทวนเข็มนาฬิกาที่สลับกันที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน 83

ภาพประกอบ 30 แสดงการเปลี่ยนแปลงผลการหมุนควงของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าทิศทางทวนเข็มนาฬิกาที่มีผลต่อค่าตัวเลขนัสเซลล์น์มเบอร์..... 84

ภาพประกอบ 31 แสดงการเปลี่ยนแปลงผลการหมุนควงของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าทิศทางทวนเข็มนาฬิกาที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน 85

ภาพประกอบ 32(b) แสดงความสัมพันธ์การคาดการณ์ระหว่างตัวเลขนัสเซลล์น์มเบอร์กับเลขเรย์โนลด์..... 86

ภาพประกอบ 33 (a) แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าแรงเสียดทานกับค่าตัวเลขเลขเรย์โนลด์..... 87

ภาพประกอบ 34 แสดง (a) ฟังก์ชันของความเร็ว และ (b) ลักษณะการไหลผ่านท่อทดสอบ..... 88

ภาพประกอบ 35 แสดงลักษณะรูปร่างความเร็วสำหรับ (a) ความลึกของร่องเกลียวที่แตกต่างกัน และ (b) ระยะพิทช์ที่แตกต่างกันที่ตำแหน่ง D..... 89

ภาพประกอบ 36 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดันตกคร่อมกับความลึกของร่องเกลียว 90

ภาพประกอบ 37 แสดงความสัมพันธ์อุณหภูมิของไหลเฟอร์ไรท์กับระยะการไหลจากทางเข้า 91

ภาพประกอบ 38 แสดงความสัมพันธ์ของ (a) การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิกับระยะพิทช์เกลียวท่อ (b) การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิกับความลึกของร่องเกลียว..... 92

ภาพประกอบ 39 (a) แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิของไหลเฟอร์ไรท์กับระยะทางตามความยาวท่อ (b) แสดงรูปร่างของเส้นอุณหภูมิในท่อบิดเกลียวที่ตำแหน่งต่างกัน (ความลึกร่องเกลียว 1.5 mm., ระยะพิทช์ 10 mm.)..... 94

ภาพประกอบ 40 แสดงการเปลี่ยนแปลงของอัตราการไหลของไหลเฟอร์ไรท์สำหรับการไหลแบบเป็นจังหวะที่มีความถี่จากการไหลต่างกัน 95

ภาพประกอบ 41 แสดงการกระจายอุณหภูมิในท่อผิวเรียบของน้ำ (A) และ (B) ของไหลเฟอร์ไรท์ 96

ภาพประกอบ 42 แสดงการกระจายอุณหภูมิของไหลเฟอร์ไรท์ในท่อผิวเรียบ และท่อมีร่องเกลียวที่มีระยะห่างของพิทช์เกลียว 30 mm. โดยภาพ (A)คือ ท่อเรียบ, (B) คือ ความลึกของร่องเกลียว 0.5 mm., (B) คือ ความลึกของร่องเกลียว 1.0 mm. และ (C) คือ ความลึกของร่องเกลียว ความลึก 1.5 mm. 97

- ภาพประกอบ 43 แสดงการกระจายอนุกรมของไหลเฟอร์โรในท่อผิวเรียบ และท่อที่มีร่องเกลียวที่มีระยะห่างของพิทช์เกลียว 10, 20, 30 mm. โดยภาพ (A)คือ ท่อเรียบ, (B)คือ ความลึกของร่องเกลียว 0.5 mm., (B) คือ ความลึกของร่องเกลียว = 1.0 mm. และ (C) คือ ความลึกของร่องเกลียว ความลึก 1.5 mm..... 98
- ภาพประกอบ 44 แสดงการเปลี่ยนแปลงผลของอนุกรมของไหลเฟอร์โรสำหรับความถี่การไหลแบบเป็นจังหวะ 10 Hz ที่ $R = 4.5 \text{ mm}$ 98
- ภาพประกอบ 45 แสดงการเปลี่ยนแปลงผลของอนุกรมที่ $x = 60 \text{ mm}$. โดย ภาพ (A)คือ น้ำ 99
- ภาพประกอบ 46 แสดงการเปลี่ยนแปลงผลของอนุกรมที่ $x = 60 \text{ mm}$. โดยภาพ (A)คือ การไหลแบบราบเรียบของน้ำในท่อผิวเรียบ (B)คือ การไหลของน้ำในท่อผิวเรียบที่มีความถี่การไหลแบบเป็นจังหวะ 10 Hz mm., ที่เวลา $t = 0.10\text{s}$, (C)คือ การไหลของไหลเฟอร์โรในท่อเรียบที่มีความถี่การไหลแบบเป็นจังหวะ 10 Hz mm., เวลา $t = 0.10\text{s}$ และ (D)คือ การไหลของของไหลเฟอร์โรในท่อที่มีร่องเกลียวและมีความลึกของร่องเกลียว 0.5 mm. ระยะพิทช์ของท่อ 30 mm. พร้อมความถี่การไหลแบบเป็นจังหวะ 10 Hz, ที่ $t = 0.10\text{s}$ วินาที 100
- ภาพประกอบ 47 แสดงการกระจายตัวของอนุกรม वेกเตอร์ความเร็ว ที่ระยะ $x = 600 \text{ mm}$. และ $t = 1.0\text{s}$ วินาที สำหรับการไหลแบบเป็นจังหวะที่มีความถี่การไหลต่าง ๆ ภาพ (A) 0 Hz, (B) 10 Hz, (C) 20 Hz และ (D) 30 Hz..... 101
- ภาพประกอบ 48 แสดงผลของอนุกรมเฉลี่ยที่ระยะ $x = 600 \text{ mm}$. และเวลา $t = 1.0$ วินาที ที่ความถี่การไหลแตกต่างกัน 101

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

การวิจัยและพัฒนาทางวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีในปัจจุบันมุ่งเน้นให้เกิดการใช้พลังงานอย่างคุ้มค่าเพื่อใช้ทรัพยากรให้เกิดประโยชน์สูงสุดและลดต้นทุนทางพลังงานอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์มีความสัมพันธ์โดยตรงกับพลังงานและนิยมใช้กันอย่างแพร่หลายในภาคอุตสาหกรรมปิโตรเคมีกระบวนการเก็บ และถนอมอาหารกระบวนการนำความร้อนที่กลับมาใช้ใหม่ กระบวนการถ่ายเทความร้อนจากตัวกลางหนึ่งไปสู่อีกตัวกลางหนึ่งต้องอาศัยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์ช่วยให้เกิดการถ่ายเทความร้อนและอุณหภูมิที่ต้องการ รวมถึงช่วยในการประหยัดพลังงานลดต้นทุนในกระบวนการผลิต โดยการพัฒนาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นสิ่งจำเป็นในภาคอุตสาหกรรม การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดีจะเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนให้แก่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งวิธีการที่นิยมแบ่งออกเป็นสองวิธีการใหญ่ ๆ คือ Active technique และ Passive technique แต่อย่างไรก็ตามการเลือกใช้แต่ละวิธีการจำเป็นต้องพิจารณาถึงความเหมาะสมด้วย สำหรับ Passive technique มีข้อดีคือไม่ต้องอาศัยแรงจากภายนอก แต่จะอาศัยอุปกรณ์อื่นหรือลักษณะพิเศษของรูปร่างและผิวของวัตถุ เป็นตัวช่วยในการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อน เช่นการสอดใส่แผ่นบิดเข้าไปในท่อ การใส่ขดลวดลักษณะแบบขดสปริงเข้าไปในท่อ การทำครีบลึก ๆ ภายในท่อ หรือการทำผิวให้ขรุขระเป็นต้น ทั้งนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อให้เกิดการรบกวนการไหลในชั้นที่สัมผัสกับผิวท่อ การทำผิวท่อให้เป็นร่องเกลียวก็เป็นส่วนหนึ่งของวิธีการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนให้กับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้โดยไม่ต้องอาศัยแรงจากภายนอกเข้าช่วย แต่จะอาศัยผลของการไหลวนของของไหลที่ไหลอยู่ภายในท่อที่เป็นร่องทำให้การไหลวนของของไหลช่วยเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนได้ดีขึ้นและยังช่วยในการประหยัดพลังงาน การศึกษาถึงพารามิเตอร์ต่าง ๆ จึงมีความสำคัญทำให้ทราบถึงผลกระทบต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนรวมทั้งลักษณะการไหลภายในท่อเพื่อนำไปพัฒนาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนต่อไป

งานวิจัยนี้จึงมุ่งศึกษาการทดลองการถ่ายเทความร้อนภายใต้อิทธิพลของสนามแม่เหล็กไฟฟ้า จากรูปแบบความถี่การเกิดสนามแม่เหล็ก การหมุนควง และคุณลักษณะรูปแบบการไหลในท่อบิดเกลียวของของไหลเฟอร์ไรต์ Fe_3O_4 เพื่อทำการเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อน และนำผลลัพธ์ที่ได้เปรียบเทียบกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

1. เพื่อศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและการไหลของของไหลเฟอร์โรในท่อปิดเกลียวที่มีลักษณะเป็นลอน
2. เพื่อศึกษาผลของความเข้มข้นแม่เหล็ก ความถี่ของสนามแม่เหล็ก รูปแบบการหมุนควงของสนามแม่เหล็ก พลั๊กซ์ความร้อน และความเร็วของการไหล ที่มีต่อการถ่ายเทความร้อนของของไหลเฟอร์โรภายในท่อ
3. เพื่อศึกษาการวิเคราะห์เชิงตัวเลขด้วยแบบจำลอง ของการถ่ายเทความร้อนของไหลเฟอร์โรในท่อปิดเกลียว

1.3 ขอบเขตของการวิจัย

1. ศึกษาการทดลองโดยใช้ของไหลเฟอร์โร Fe_3O_4 เป็นสารทำงาน
2. ทำการศึกษาการทดลองโดยความเข้มข้นของของไหลเฟอร์โรเท่ากับ 0.005% โดยปริมาตรน้ำ
3. อัตราการไหลของของไหลหล่อเย็นในการทดลองเท่ากับ 1-6 l/min
4. อัตราการไหลของของไหลหล่อเย็นของไหลเฟอร์โรปล่อยไหลเป็นจังหวะที่ความถี่ 10-30 เฮิร์ตซ์ (Hz)
5. ใช้ท่อทองแดงที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 12.70 mm. และยาว 2,000 mm. เป็นท่อผิวเรียบและท่อปิดเกลียวโดยพิจารณาระยะห่างร่องเกลียวเป็นหลัก
6. ท่อปิดเกลียวมีระยะลึก 0.3, 0.5, 1.0, และ 1.5 mm. ตามลำดับ และมีระยะห่างร่องเกลียว 10, 20, และ 30 mm.
7. ตำแหน่งในการวางสนามแม่เหล็กมีระยะห่างกันที่ 330 mm. เท่ากันทุกจุดทั้ง 4 สถานี

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. ทราบถึงคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของไหลเฟอร์โรในท่อปิดเกลียวจากการไหลภายในท่อ
2. ทราบถึงการเพิ่มประสิทธิภาพการพาความร้อนของไหลเฟอร์โรต่อผลของสนามแม่เหล็ก พลั๊กซ์ความร้อน ความเร็วของการไหล และการกระจายอุณหภูมิของเฟอร์โรภายในท่อ
3. ทราบถึงการวิเคราะห์เชิงตัวเลขด้วยแบบจำลอง ของการถ่ายเทความร้อนของไหลเฟอร์โรในท่อปิดเกลียว

4. ทราบถึงพฤติกรรมการแลกเปลี่ยนความร้อนเมื่อใช้ท่อที่มีลักษณะต่างกัน
5. ทราบถึงพฤติกรรมการแลกเปลี่ยนความร้อนเมื่อใช้ท่อที่มีระยะห่างร่องเกลียวต่างกัน
6. สามารถใช้ความรู้ที่ได้จากการทำโครงการประยุกต์ใช้เข้ากับงานภายในอุตสาหกรรม เพื่อพัฒนาประสิทธิภาพการทำงานให้ดีขึ้น



บทที่ 2

ทบทวนวรรณกรรม

2.1 บทนำ

วัตถุประสงค์ของบทนี้เพื่อทบทวนวรรณกรรมงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อน และการไหลภายในท่อของของไหลเฟอโร และนาโนฟลูอิดชนิดอื่นที่ใช้ในงานวิจัย ตลอดจนพฤติกรรมการไหลในรูปแบบต่าง ๆ ที่ใกล้เคียงด้วยการสรุปจากวรรณกรรมงานวิจัยที่ได้มีการเผยแพร่ และรายงานความสัมพันธ์ที่เกี่ยวข้องกับคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อน และผลจากการไหลในรูปแบบต่าง ๆ ตลอดจนปัจจัยควบคุมอื่นที่สอดคล้อง และเกี่ยวข้องกับการทบทวนวรรณกรรมนี้มีความสำคัญเป็นอย่างมาก ต่องานวิจัยที่กำลังจะดำเนินการ โดยพบว่า มีวรรณกรรมต่าง ๆ ที่เกี่ยวข้องกับคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อน และรูปแบบการไหล ของของไหลนาโน ดังต่อไปนี้

(Brinkman, 1952) รายงานว่ามีวิธีการที่ง่ายสำหรับการประมาณหาค่าความเข้มข้นที่ขึ้นกับปริมาณความเข้มข้นใด ๆ หรือที่มีความเข้มข้นสูงกว่าได้ หากทราบผลของการเจือจางของสารนั้น ๆ ถูกกำหนดไว้โดย Onsager ซึ่งจะคล้ายคลึงกันกับในทฤษฎีค่าคงที่ของไดอิเล็กทริก โดยได้ทำการศึกษาพิจารณาผลในด้านต่าง ๆ ดังนี้คือ พิจารณาความเข้มข้นของสารแขวนลอยที่มีอนุภาคของตัวถูกละลายในปริมาตรโดยรวม ความหนืดที่เป็นฟังก์ชันของความเข้มข้น พิจารณาผลของการเพิ่มขึ้นของอนุภาคตัวถูกละลาย หากมีการเติมอนุภาคดังกล่าวลงในตัวทำละลายบริสุทธิ์ โดยสามารถทราบได้ทันทีว่าเพิ่มความหนืดเพิ่มขึ้นเท่าใด รูปร่างอนุภาคทรงกลมและค่าความหนืด จะถูกคูณด้วยเฟคเตอร์ที่กำหนดไว้โดยสมการของ Einstein

(B.E.Lauder & D.B.Spalding, 1974) ได้ทำการทบทวนปัญหาในการทำนายค่าตัวเลขของการไหลแบบปั่นป่วน เพื่อใช้สนับสนุนการคำนวณ สำหรับการประยุกต์ใช้และความสมจริงทางฟิสิกส์กายภาพ โดยได้รับผลการตอบรับเป็นอย่างดีในปัจจุบันซึ่งแบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วนในท่อที่มีขนาดเล็ก รวมทั้งค่าความปั่นป่วนและพลังงานจลน์ k รวมถึงอัตราการกระจายตัว การคำนวณการแก้ปัญหาได้จากสมการการส่งถ่ายด้วยแบบจำลองการควบคุมพฤติกรรมกรไหล โดยช่วงความกว้างของการประยุกต์ใช้แบบจำลองแสดงการอ้างอิงไปยังการคำนวณเชิงตัวเลขของการไหลแบบปั่นป่วนทั้ง 9 รูปแบบได้กัน

(A. Yakhot & Orszag, 1993) ได้ศึกษาแบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วนบริเวณทางเข้าของท่อตรงผิวเรียบด้วยแบบจำลองเชิงพีชคณิตแบบปั่นป่วนผลจากความหนืด นำเสนอด้วย

สมการควอริติก ของแบบจำลองนี้ถูกนำไปใช้กับการจำลองเชิงระเบียบตัวเลขของการไหลแบบปั่นป่วนในบริเวณทางเข้าของท่อผิวเรียบ ด้วยการคาดคะเนคุณลักษณะต่าง ๆ เช่น รูปแบบภาคตัดของความเร็วยุ่ตามท่อ, ความดันลดตามแนวยาวท่อ พบว่าได้ผลลัพธ์สอดคล้องกันดีกับข้อมูลการทดลอง

(Choi & Eastman, 1995) ศึกษาการเพิ่มการนำความร้อนของของไหลด้วยนาโนฟลูอิดที่มีค่าการนำความร้อนมีค่าต่ำ ซึ่งถือว่าเป็นข้อจำกัดหลักของการปรับปรุงประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของของเหลว และเป็นความต้องการในภาคอุตสาหกรรม โดยอาศัยกระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อน โดยในบทความนำเสนอนวัตกรรมใหม่ทางวิศวกรรมของการถ่ายเทความร้อนของของไหล โดยใช้อนุภาคของสารแขวนลอยนาโนฟลูอิดที่เป็นอนุภาคโลหะสำหรับการพาความร้อนด้วยของไหล ผลลัพธ์ที่ได้จากการทดลองทั้งหมดนำเสนอในรูปแบบการเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนที่ใช้ของไหลที่เป็นน้ำธรรมดา โดยกล่าวว่าเป็นความหวังและแนวทางใหม่สำหรับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ซึ่งผลจากการศึกษาครั้งนี้จะนำเสนอผลทางทฤษฎีที่เกิดจากอนุภาคนาโนที่เป็นทองแดง พบว่าประโยชน์ที่ได้รับจากการใช้สารนาโนฟลูอิดสามารถลดพลังงานของปั๊มในกระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนลงได้

(Xuana & Roetzel, 2000) ได้ศึกษาวิจัยเชิงทฤษฎี และการทดลองของเหลวนาโนของเหลวผสมของแข็งซึ่งอนุภาคนาโนเป็นสารแขวนลอยโลหะ หรือ อโลหะ สารแขวนลอยอนุภาคขนาดเล็ก เปลี่ยนแปลงคุณสมบัติด้านการถ่ายโอน และประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของของไหลนาโนมีศักยภาพที่ดีในการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน กลไกของการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของไหลนาโนมีการตรวจสอบ บนสมมติฐานที่ว่าของไหลนาโนมีพฤติกรรมเหมือนของเหลวมากกว่า เป็นของเหลวผสมของแข็งแบบธรรมดา ในบทความนี้จึงได้นำเสนอแนวทางที่แตกต่างกัน 2 วิธีสำหรับการหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของไหลนาโนฟลูอิดผลกระทบจากคุณสมบัติจากการชนถ่ายของไหลนาโน และการกระจายความร้อนจะรวมอยู่ด้วย

(Pankhurst, Connolly, Jones, & Dobson, 2003) ได้ศึกษาทบทวนหลักทางกายภาพที่เกี่ยวข้องกับการใช้งานด้านชีวการแพทย์ในปัจจุบันของอนุภาคนาโนแม่เหล็ก โดยเริ่มจากแนวคิดพื้นฐานทั่วไป และภาพตัวอย่างจากชีววิทยาและชีวการแพทย์จากการสำรวจทางฟิสิกส์ที่เกี่ยวข้องของกับวัสดุแม่เหล็ก และการตอบสนองต่อการประยุกต์สนามแม่เหล็ก วิธีการควบคุมและใช้คุณสมบัติเหล่านี้แสดงและอ้างอิงถึง (i) การแยกชั้นโดยใช้แม่เหล็กของเซลล์ที่มีการติดฉลากและงานทางชีววิทยาอื่น ๆ (ii) การให้ยารักษาอื่นและการให้สารกัมมันตรังสี (iii) วิธีการใช้คลื่นความถี่

วิทยุสำหรับการสลายตัวของเนื้ออกผ่านทาง hyperthermia และ (iv) สารเพิ่มประสิทธิภาพความเข้มข้นสนามแม่เหล็กสำหรับงานภาพถ่าย นอกจากนี้ยังมีการกล่าวถึงสิ่งที่ศึกษาในอนาคต

(Bu-Xuan Wang, Le-Ping Zhou, & Xiao-Feng Peng, 2003) นำเสนอและอธิบายเกี่ยวกับการประยุกต์ใช้แบบจำลอง fractal model สำหรับทำนายผลของค่าการนำความร้อนของไหลผสมอนุภาคนาโนพบว่า แบบจำลองให้ผลการทำนายได้เป็นอย่างดี ในการทดลองใช้อนุภาคนาโนของวัสดุทองแดงขนาด 50 nm. นาโนเมตรผสมกับน้ำปราศจากไอออนที่อัตราส่วนความเข้มข้น <math>< 5\%</math>

(Xuan & Li, 2003) ทำการสร้างระบบการทดลองขึ้นเพื่อศึกษาการถ่ายเทความร้อนและรูปแบบของการไหลนาโนฟลูอิดภายในท่อ รวมถึงสัมประสิทธิ์การพาความร้อน และสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานของไหลนาโนฟลูอิดของการไหลแบบปั่นป่วน ปัจจัยต่าง ๆ เช่น ส่วนปริมาตรของอนุภาคนาโน และตัวเลขเรย์โนลด์ต่อการถ่ายเทความร้อน และคุณลักษณะการไหล นำเสนอสมการสหสัมพันธ์การถ่ายเทความร้อนรูปแบบใหม่ที่เกี่ยวข้องกับข้อมูลการทดลองของการถ่ายเทความร้อนของนาโนฟลูอิด

(W.Yu & Choi, 2003) ได้ศึกษานาโนฟลูอิดชนิดใหม่ ซึ่งเป็นสารแขวนลอยที่เป็นแข็ง/ของเหลว นับว่ามีความท้าทายทางวิทยาศาสตร์เป็นอย่างมาก เนื่องจากค่าการนำความร้อนที่วัดได้นั้นมีค่าสูงมาก กว่าที่คาดการณ์เอาไว้และเป็นที่ทราบกันมานานแล้วว่าโมเลกุลของของเหลวที่อยู่ใกล้กับพื้นผิวของแข็งมีถือว่าโครงสร้างคล้ายของแข็งเป็นชั้น ๆ แต่ไม่ค่อยมีใครทราบเกี่ยวกับการเชื่อมต่อระหว่างชั้นของนาโนขนาดเล็กรับกับคุณสมบัติทางความร้อนของสารแขวนลอยพวกนี้เท่าไร โดยได้ทำการดัดแปลงสมการแมกซ์เวลล์สำหรับการนำความร้อนที่มีประสิทธิภาพการนำความร้อนของสารแขวนลอยของแข็ง / ของเหลว เนื่องจากชั้นนาโนมีผลกระทบอย่างมากต่อการนำความร้อนของนาโนฟลูอิด เมื่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของอนุภาคน้อยกว่า 10 นาโนเมตร ถือเป็นทิศทางใหม่สำหรับการพัฒนาสารหล่อเย็นยุคต่อไปในอนาคต

(Bu-Xuan Wang et al., 2003) การประมาณค่าเฉลี่ยประสิทธิผลและสัดส่วนทางทฤษฎีสำหรับการอธิบายเกี่ยวกับกลุ่มอนุภาคนาโนและแนวรัศมีการกระจายตัว ได้ทำการกำหนดวิธีการสร้างแบบจำลองการนำความร้อนที่มีประสิทธิผลของการนำความร้อนของนาโนฟลูอิด และผลจากขนาดอนุภาคและพื้นผิวการดูดซับของอนุภาคนาโนจะถูกนำมาพิจารณาเสนอ แบบจำลองนำเสนอเกี่ยวกับรายละเอียดของการประยุกต์ใช้กับข้อมูลการทดลอง และสามารถคาดการณ์ได้ค่อนข้างดีกับข้อมูลจากค่าที่วัดได้จากข้อมูลการทดลองสำหรับสารแขวนลอยอนุภาคนาโนที่เจือจางของโลหะออกไซด์

(Seok Pil Jang & Stephen U. S. Choi, 2004) ได้ศึกษาและวิจัยพบว่าทฤษฎีของ Brownian motion เป็นหัวใจสำคัญที่ทำให้เราทราบถึงพฤติกรรมต่าง ๆ ทางความร้อนของอนุภาคนาโน แบบจำลองทางทฤษฎีกลไกของอนุภาคนาโน และการเคลื่อนที่ของอนุภาคนาโนในของเหลว แบบจำลองไม่เพียงแต่จะจัดการกับผลของปริมาณความเข้มข้น และผลของอุณหภูมิที่ส่งผลต่อค่าการนำความร้อนได้ แต่สามารถที่จะทำนายได้รวมไปถึงผลของขนาดอนุภาคนาโนกับสัดส่วนค่าการนำความร้อนที่เกิดขึ้นได้อีกด้วยได้ ยิ่งไปกว่านั้นพวกเขายังค้นพบพื้นฐานความสำคัญระหว่าง ของแข็ง/ของแข็ง และส่วนประกอบที่เป็น ของเหลว/ของแข็ง ที่สอดคล้องความสัมพันธ์ระหว่างขนาดของอนุภาคกับค่าการนำความร้อนที่เกิดขึ้น ความเข้าใจที่เกิดขึ้นนี้ นำไปสู่การออกแบบวิศวกรรมนาโนสำหรับกระบวนการระบายความร้อนในยุคต่อไป ในระบบอุตสาหกรรม และประยุกต์ใช้ในชีวการแพทย์ที่ต้องการการระบายความร้อนที่สูง

(Kumar et al., 2004) ศึกษาแบบจำลองที่ครอบคลุมได้รับการเสนอเพื่ออธิบายถึงการเพิ่มประสิทธิภาพของการนำความร้อนในนาโน และการพึ่งพาอุณหภูมิที่แข็งแกร่งซึ่งทฤษฎี Maxwellian แบบคลาสสิกไม่สามารถอธิบายได้ การพา การนำความร้อนของขนาดอนุภาคความเข้มข้นและอุณหภูมิได้ที่ทำการพิจารณาที่ทำการปรับปรุง ในขณะที่ผลทางเรขาคณิตของการเพิ่มขึ้นของพื้นที่ผิวด้วยการลดลงของขนาดอนุภาคการหาเหตุผลเข้าข้างตนเองโดยใช้แบบจำลองอนุภาคหนึ่งบัญชีสำหรับการเพิ่มประสิทธิภาพการนำไฟฟ้าแบบจำลองอนุภาคเคลื่อนที่ที่พัฒนาจากสูตร Stokes-Einstein จะอธิบายผลของอุณหภูมิจากการทำนายของแบบจำลองแบบผสมพบว่าค่าที่ได้สอดคล้องกับค่าจากการทดลองสำหรับการเพิ่มค่าการนำความร้อนของนาโนฟลูอิด

(Roy, Nguyen, & Lajoie, 2004) ศึกษาวิจัยโดยวิธีการทดลองเพื่อศึกษาความสามารถของไหลนาโนในการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนเพื่อเปรียบเทียบกับของเหลวจากน้ำไกลคอลกับน้ำพื้นฐาน เพื่อสนับสนุนให้วิศวกรมีโอกาสในการพัฒนาพื้นที่ที่ต้องการถ่ายเทความร้อนสูงที่ทนต่ออุณหภูมิต่ำและพื้นที่ขนาดเล็ก ในการวิจัยฉบับนี้ได้พิจารณาถึงสภาวะอุทกพลศาสตร์และความร้อนของน้ำกับไนโตรเจนอัลคาไลน์ไนต์ ในระบบระบายความร้อนโดยการไหลแบบราบเรียบในแนวรัศมี ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้มากถึงแม้ว่ามีการเพิ่มขึ้นเป็น 2 เท่าในกรณีของอนุภาคนาโนที่มีขนาดอนุภาคนาโน 10 เปอร์เซ็นต์ในทางกลับกันการเพิ่มความเค็มบนผนังจะสังเกตได้ด้วยการเพิ่มเข้มข้นของปริมาณอนุภาคนาโน

(Wen & Ding, 2004) ได้รายงานงานทดลองเกี่ยวกับการพาความร้อนของนาโนฟลูอิดจากอนุภาคนาโน Al_2O_3 และน้ำ Di-water ไหลผ่านท่อทองแดงในรูปแบบการไหลแบบลามินาร์ จากนั้นนำเสนอถึงประสิทธิภาพของการพาความร้อนที่เพิ่มขึ้นโดยการใช้นาโนฟลูอิด การเพิ่ม

ประสิทธิภาพการพาความร้อนไม่สามารถทำได้ในบริเวณทางเข้าและสูงกว่านั้นมาก จากการเพิ่มค่าของการนำความร้อนของนาโนฟลูอิด นอกจากนี้ยังแสดงให้เห็นว่าสมการ Shah แบบคลาสสิก (พื้นฐาน) ไม่สามารถทำนายพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนของนาโนฟลูอิดได้ สาเหตุหลักน่าจะเป็นผลมาจากการขนาดของอนุภาคนาโน และการรบกวนของชั้นขอบเขตเป็นสาเหตุหลัก

(Hiroshige Kikura, Junichiro Matsushita, Noritaka Kakuta, Yuji Kobayashi, & Masanori Aritomi, 2005) ได้รายงานผลการวิจัยเชิงทดลองเกี่ยวกับกระบวนการกระจายตัวของ ferrofluid ในท่อขนาดเล็กของอนุภาคแขวนลอยของ ferrofluid ที่ลอยตัวในน้ำด้วยอนุภาคขนาดเล็กที่เคลือบด้วยชั้นของโมเลกุลที่พากันกระจายตัวในของเหลว เช่นน้ำหรือน้ำมันก๊าด อนุภาคละเอียดถูกเคลือบด้วยสารลดแรงตึงผิวด้วยหนึ่งถึงสองชั้นเพื่อให้เกิดการกระจายตัวที่ การวิจัยนี้จึงมีวัตถุประสงค์เพื่อสังเกตลักษณะการไหลในท่อแคปิลารีขนาดเล็ก พฤติกรรมทางความร้อนของอนุภาค ferrofluid โดยใช้ระบบกล้องจุลทรรศน์แบบ optical dark-field microscope และระบบประมวลผลข้อมูลการติดตามความเร็วอนุภาค (PTV) ด้วยการแสดงภาพแบบเรียลไทม์ โดยใช้หลักการเคลื่อนที่แบบบราวน์เนียน Brownian motion สำหรับการไหลของ ferrofluid นอกจากนี้ยังศึกษาผลของสนามแม่เหล็กต่อกระบวนการกระจายตัวในท่อแคปิลารีขนาดเล็ก

(Li, Xuan, & Wang, 2005) ศึกษาทดลองการวัดความหนืดและการนำความร้อนของเฟอโรฟลูอิดและการนำความร้อน ทั้งในกรณีที่ไม่มีหรือมีอยู่ของสนามแม่เหล็กภายนอกวิเคราะห์ ผลของสัดส่วนปริมาตรความเข้มข้นของอนุภาคความเข้มข้นของสารลดแรงตึงผิว และความแรงของแม่เหล็กจากภายนอก ตลอดจนการจัดวางแนวของมันที่มีต่อการถ่ายเทความร้อน ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าความหนืดของเฟอโรฟลูอิดจะเพิ่มขึ้นตามเปอร์เซ็นต์ของอนุภาคแขวนลอยและปริมาณสารลดแรงตึงผิว ความหนืดจะเพิ่มขึ้นเมื่อสนามแม่เหล็กสูงขึ้น และท้ายสุดเมื่อสนามแม่เหล็กเข้าใกล้สถานะถึงจุดอิมิตัว ความหนืดในสนามแม่เหล็กจะมีทิศทางตั้งฉากกับการไหลใหญ่กว่าในแนวขนานภายใต้แม่เหล็กแบบเดียวกันการนำความร้อนของเฟอโรฟลูอิดสูงกว่าของเหลวบริสุทธิ์ธรรมดาทั้งในกรณีที่ไม่มีและมีสนามแม่เหล็กจากภายนอก และแทบจะไม่พบการเปลี่ยนแปลงในการนำความร้อนของเฟอโรฟลูอิดกับผลของการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ การนำความร้อนของเฟอโรฟลูอิดจะเพิ่มขึ้นตามความเข้มข้นของสนามแม่เหล็กที่ใช้ควบคู่ขนานกับระดับการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ

(Prasher, Bhattacharya, & Phelan, 2005) ศึกษาผลการนำความร้อนของนาโนฟลูอิดเพื่อคลายความสงสัยด้วยการนำความร้อนที่สูงผิดปกติของสารละลายแขวนลอยที่มีอนุภาคนาโน (Nanofluid) แม้ว่าจะมีการนำเสนอกัลไก และแบบจำลองต่าง ๆ ในวรรณกรรมเพื่ออธิบายค่า k

ที่ขึ้นสูงของนาโนฟลูอิดเหล่านี้ แต่ก็ยังไม่มีข้อสรุปที่เป็นรูปธรรม ด้วยการวิเคราะห์ลำดับความสำคัญของกลไกต่าง ๆ ที่เป็นไปได้ พวกเราพบว่าการพาความร้อนที่เกิดจากการเคลื่อนที่แบบบราวเนียนของอนุภาคนาโนเหล่านี้ ซึ่งมีส่วนช่วยในการเพิ่มประสิทธิภาพการนำความร้อนด้วยอนุภาคนาโนฟลูอิดพวกนี้

(Buongiorno, 2006) กล่าวว่านาโนฟลูอิด (Nanofluid) คือสารแขวนลอยดีที่ได้รับ การออกแบบทางวิศวกรรมพื้นฐานจากของเหลว และมีขนาดอนุภาคนาโน 1 - 100 นาโนเมตรนาโนฟลูอิดมีค่าการนำความร้อนที่สูงกว่า และมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนแบบเฟสเดียวมากกว่าของเหลวปกติ โดยเฉพาะอย่างยิ่งการเพิ่มขึ้นของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนดูเหมือนจะเกินกว่าผลของการนำความร้อนเพียงอย่างเดียว และไม่สามารถคาดการณ์ได้ด้วย สหสัมพันธ์แบบดั้งเดิมเช่น Dittus-Boelter's ในบทความวิจัยนาโนฟลูอิด โดยทั่วไปแล้วพฤติกรรมนี้มีสาเหตุหลักมาจากการกระจายตัวของความร้อน และความปั่นป่วนที่เกิดขึ้นจากการเคลื่อนที่ของอนุภาคนาโน เพื่อทดสอบความถูกต้องของข้อสันนิษฐานนี้ เขาได้พิจารณาการเคลื่อนที่ไหลเจ็ดแบบ ของความเร็ว และความสัมพันธ์ระหว่างอนุภาคนาโนกับของเหลวพื้นฐาน โดยความเฉื่อยจากการแพร่กระจายของด้วยทฤษฎีต่าง ๆ Brownian, thermophoresis, diffusiophoresis, Magnus effect fluid drainage และแรงโน้มถ่วง สรุปได้ว่าผลในเจ็ดข้อนี้มีเพียงผลการแพร่กระจายของ Brownian และ thermophoresis เท่านั้นที่เป็นกลไกการเคลื่อนที่สำคัญในนาโนฟลูอิด จากข้อสรุปนี้เขาจึงได้พัฒนาแบบจำลอง แบบสององค์ประกอบ รวมถึงสมการสำหรับมวลโมเมนต์ และการส่งถ่ายความร้อนในนาโนฟลูอิดการวิเคราะห์สมการแบบ ไร้มิติแสดงให้เห็นว่าการถ่ายโอนพลังงานโดยการกระจายตัวของอนุภาคนาโนนั้นเกิดขึ้นเพียงเล็กน้อย ดังนั้นจึงไม่สามารถอธิบายการเพิ่มขึ้นของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในรูปแบบอื่นได้ นอกจากนั้น การเปรียบเทียบการไหลของอนุภาคนาโนกับเวลา และช่วงความยาวของการไหลแบบปั่นป่วนบ่งชี้ให้เห็นอย่างชัดเจนว่าอนุภาคนาโนเคลื่อนที่เป็นเนื้อเดียวกันกับของเหลวในที่กระแสน้ำปั่นป่วน ผลจากความปั่นป่วนก็เป็นที่น่าสนใจเช่นกัน ดังนั้นเขาจึงเสนอแนวทางเลือกสำหรับการเพิ่มขึ้นของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ผิดปกติแปลกออกไป: คุณสมบัติของนาโนฟลูอิดอาจแตกต่างกันอย่างมีนัยสำคัญภายในชั้นขอบเขตเนื่องจากผลของการระดับอุณหภูมิ และการผสมตัวกันของอนุภาคนาโนผลกระทบเหล่านี้ อาจส่งผลให้ไม่สามารถลดความหนืดภายในชั้นขอบเขตได้จึงนำไปสู่การเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน จึงได้เสนอโครงสร้างสหสัมพันธ์ที่รวบรวมผลกระทบต่าง ๆ ที่เกิดขึ้นเหล่านี้

(Philip, Shima, & Raj, 2007). ศึกษาการเพิ่มค่าการนำความร้อนในของไหลนาโนฟลูอิดที่มีอนุภาคแมกไนต์ (Fe_3O_4) ที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางอนุภาคเฉลี่ย 6.7 นาโนเมตร ภายใต้ผลของสนามแม่เหล็ก พบว่า ค่าการนำความร้อน thermal conductivity เพิ่มขึ้นสูงสุดถึง 300% ค่าอัตราส่วน thermal conductivity ratio ($k/k_f = 4.0$), ที่สัดส่วนของอนุภาค 6.3 Vol% โดยปริมาตร การนำความร้อนที่เพิ่มขึ้นเกิดจากโครงสร้างคล้ายโซ่ (chainlike structures) ของนาโนฟลูอิด

(Rusconi, Williams, Buongiorno, Piazza, & Hu, 2007) ได้ศึกษาแบบจำลองเชิงตัวเลขเพื่อวิเคราะห์ผลของการพาความร้อนแบบธรรมชาติชั่วขณะในรูปแบบโมเดล Short-Hot-Wire สำหรับการวัดค่าการนำความร้อนของของเหลว ด้วยการเปรียบเทียบผลการทดลองกับข้อมูลแบบจำลองเชิงตัวเลข ที่สร้างขึ้นสำหรับรูปทรงเรขาคณิตแบบ short-wire (เส้นลวดสั้นๆ) ด้วยการใช้อำนาจกำหนดมาตราส่วนเวลาในการดำเนินการ และการตัดผลของการพา

(Xuan, Li, & Ye, 2007) ศึกษาการพาความร้อนของเฟอร์โรฟลูอิดภายใต้การไหลในช่องขนาดเล็กโดยใช้วิธีการคำนวณแบบ lattice Boltmann แบบจำลอง mesoscopic จะถูกใช้สำหรับการจำลองรูปแบบการไหลของเฟอร์โรฟลูอิด และกระบวนการทางความร้อนของการไหลภายใต้ช่องขนาดเล็กแบบจำลองจะประกอบไปด้วยผลจากตัวแปรหลายด้านที่ส่งผลต่อเฟอร์โรฟลูอิดในระบบเช่นเดียวกันกับการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอนุภาคนาโนฟลูอิดที่ลอยอยู่กับของเหลว ระเบียบวิธีทางตัวเลขบางรูปแบบจะใช้สำหรับตรวจสอบกลไกการเพิ่มผลของการถ่ายเทความร้อนของเฟอร์โรฟลูอิดโดยการปรับทิศทางและความเข้มของสนามแม่เหล็ก

(Williams, Buongiorno, & Hu, 2008) ได้ศึกษาพฤติกรรมพาความร้อนแบบปั่นป่วนของอนุภาคนาโนและเซอร์โคเนียนาโนฟลูอิดของการไหลในท่อที่มีช่วงอัตราการของตัวเลขเรย์โนลด์ ($9000 < \text{Re} < 63,000$) อุณหภูมิ 21 - 76 °C ฟลักซ์ความร้อน (สูงถึง 190 กิโลวัตต์ / ตร.ม.) และความเข้มข้นของอนุภาค (0.9 - 3.6 Vol% และ 0.2 - 0.9 Vol% ของ Al_2O_3 และ ZrO_2 ตามลำดับ) ข้อมูลจากการทดลองที่ได้ถูกนำมาเปรียบเทียบกับแบบจำลองการทำนาย ด้วยรูปแบบการพาแบบเฟสเดียว และสหสัมพันธ์ของความดันสูญเสียจากผลของความหนืด สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่พัฒนาเต็มรูปแบบของ Dittus – Boelter และ Blasius / MacAdams ตามลำดับ พบว่าอุณหภูมิที่วัดได้นั้นขึ้นกับค่าการนำความร้อน และค่าความหนืดของนาโนฟลูอิด ที่ใช้สำหรับการคำนวณตัวเลข Reynolds, Prandtl และ ตัวเลข Nusselt สมการสหสัมพันธ์ที่ใช้อยู่ยังให้ผลพฤติกรรมของการพาความร้อน และค่าความดันสูญเสียได้อย่างแม่นยำ ดังนั้นจึงไม่พบการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนที่ผิดปกติในการศึกษา

(Beck, Yuan, Warriar, & Teja, 2008) นำเสนอข้อมูลใหม่สำหรับการเพิ่มค่าการนำความร้อนในนาโนฟลูอิดทั้งเจ็ดรูปแบบของอนุภาคนาโนของอะลูมินาที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางขนาด 8–282 นาโนเมตรในน้ำ หรือเอทิลีนไกลคอล ผลการศึกษาแสดงให้เห็นว่าค่าการนำความร้อนของนาโนฟลูอิดเพิ่มขึ้นเมื่อขนาดของอนุภาคลดลงต่ำกว่า 50 nm (นาโนเมตร) ค่าการนำความร้อนลดลงกับขนาดของอนุภาคนาโนที่มีขนาดใหญ่ขึ้น ประกอบกับกระจายของไฟตอนระหว่างของแข็งและของเหลว ค่าจำกัดการเพิ่มขึ้นของขนาดอนุภาคนาโนทำนายด้วยสมการ Maxwell แต่ว่าการทำนายที่ดีโดยการเฉลี่ยค่าอัตราส่วนปริมาตรรูปทรงเรขาคณิตกับกลุ่มค่าการนำความร้อนของแข็งและของเหลว เพื่อให้พัฒนาปรับปรุงความเกี่ยวเนื่องของกลุ่มตัวอย่างสำหรับค่าการนำความร้อนของอะลูมินานาโนฟลูอิดทั้งในน้ำ และเอทิลีนไกลคอล

(Andhariya, Chudasama, Patel, Upadhyay, & Mehta, 2008) รายงานว่าผลจากการศึกษา ขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางท่อแคปิลารี ทิศทางของสนามแม่เหล็กความเหน็ดจากการหมุนของสารตัวกลางที่เป็นน้ำและน้ำมันก๊าด พบว่าการเปลี่ยนแปลงของความเหน็ดจากการใช้น้ำเป็นสารตัวกลางมีค่ามากกว่ากรณีของการใช้น้ำมันก๊าดเป็นสารตัวกลางสนามความเหน็ดจากการเหนี่ยวนำแปรผกผันกับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อแคปิลารีและฟังก์ชันเลขชี้กำลังของมุมระหว่างทิศทางสนามความเร็วของกระแสการไหล การเคลื่อนที่ของแม่เหล็กและส่วนปริมาตรของอนุภาคนาโน

(Murray, 2008) ได้นำเทคนิคการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนและวิธีการทดลองที่ใช้ในการการปรับปรุงการถ่ายเทความร้อนและความดันแตกต่าง เทคนิคการเพิ่มประสิทธิภาพโดยใช้สนามแม่เหล็กแบบแปรผันตามเวลากับในท่อเพื่อทำให้อนุภาคของนาโนฟลูอิด (น้ำมันและผงเหล็ก) ถูกดึงดูดและปล่อยออกจากผนังท่อที่ให้ความร้อน อนุภาคเฟอร์ไรต์ทำหน้าที่ไม่เพียงแต่ดึงความร้อนจากผนังท่อ แต่ยังส่งผลให้เกิดการถ่ายเทพลังงานความร้อนโดยตรง และยังช่วยปรับเปลี่ยนสนามการไหลและชั้นขอบเขตการไหลด้วย มีส่วนในการปรับเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยรวม วิธีการทดลองที่ใช้ในการหาปริมาณประสิทธิผลที่เพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนโดยใช้อุปกรณ์ที่ออกแบบมีครีปที่ระบายความร้อนภายในท่อ ซึ่งวัดอุณหภูมิพื้นผิวด้วยกล้อง IR การวัดอุณหภูมิเหล่านี้ใช้ในการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน(h) ของไหลภายในท่อ เทคนิคการเพิ่มประสิทธิภาพนี้พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น 267% โดยมีความดันแตกต่างที่เพิ่มขึ้นเพียง 48% ที่ความถี่แม่เหล็กไฟฟ้าแบบสลับที่ 2 Hz นอกจากนี้ยังพบว่าสนามแม่เหล็กที่สลับความถี่เหมาะสมที่สุดสำหรับการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน และมีขนาดความดันที่แตกต่างกัน

(Li & Xuan, 2009) ศึกษาเกี่ยวกับลักษณะการถ่ายเทความร้อนของการไหลของน้ำแม่เหล็กเหลว (Ferrofluid) ผ่านบนขดลวดความร้อนแบบสายภายใต้ผลของสนามแม่เหล็กจากภายนอก เพื่อศึกษาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของไหลเฟอร์โรฟลูอิดทั้งแบบสนามแม่เหล็กคงที่และแบบผันแปรด้วยการวิเคราะห์ผลของความเข้มข้นสนามแม่เหล็กจากภายนอก และทิศการวางแนวของมันที่มีผลต่อพฤติกรรมทางความร้อน ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าสนามแม่เหล็กจากภายนอกมีผลต่อสมรรถนะการพาความร้อนของไหลเฟอร์โรแม่เหล็ก และสามารถควบคุมกระบวนการถ่ายเทความร้อนของไหล เฟอร์โรฟลูอิดสามารถทำได้โดยการประยุกต์ใช้สนามแม่เหล็กจากภายนอก พบว่าค่าความดันสูญเสียและอัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น

(Gassner et al., 2009) ศึกษาแบบจำลองเชิงตัวเลขด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์รูปทรง 2 มิติ เพื่อสร้างแนวการเคลื่อนที่ของสนามแม่เหล็ก และกระจายแรงที่เกิดขึ้นของสนามแม่เหล็กถาวรรูปสี่เหลี่ยม รวมถึงฟังก์ชันของตำแหน่งขนาดของช่องไมโครแชนเนล กรณีแม่เหล็กตัวเดียวแม่เหล็กสองตัวที่มีแรงดึงดูดและแรงผลัก เพื่อแสดงให้เห็นการที่แม่เหล็กยึดจับในช่องขนาดไมโคร แบบจำลองนี้จะควบคุมแคในกรณีรูปทรงเรขาคณิตแบบเดียว โดยการแสดงผลด้วยกล้องจุลทรรศน์จากข้อมูลในท่อแคปิลารี ผลการศึกษาแสดงให้เห็นว่าจำนวนของจุกแม่เหล็กจะเป็นตัวกำหนดรูปร่าง บริเวณตรงกลางของจุกแม่เหล็ก บริเวณจุกของแม่เหล็กทั้งสองที่ผลักกันผลักตรงขอบของจุกแม่เหล็ก และตรงศูนย์กลางของจุกแม่เหล็ก รูปทรงเรขาคณิตของแม่เหล็ก (h และ l ความสูงและความยาวของแท่งแม่เหล็ก) และระยะห่างมีผลต่อความหนาแน่นของสนามแม่เหล็ก สนามแม่เหล็กจะเพิ่มขึ้นตามอัตราส่วน h/l ด้วยเหตุนี้แม่เหล็กแท่งที่ใหญ่กว่าจึงมีค่าสม่ำเสมอมากกว่าที่แผ่นแม่เหล็กที่บางกว่า อัตราส่วน l/s มีผลต่อแรงดูดแม่เหล็กในไมโครแชนเนล ซึ่งทั้งสองจะเพิ่มขึ้นควบคู่กันไปกับรูปร่างทั้งหมด นอกจากนี้บริเวณแรงเป็นศูนย์กลางจะเกิดขึ้นเมื่ออัตราส่วน l/s เพิ่มขึ้น ในขณะที่กรณีแม่เหล็กอันเดียวจำนวน maxima และ minima จะเปลี่ยนจากหนึ่งเป็นสอง จึงทำให้เกิดการโฟกัสทั้งสองบริเวณแทนที่จะเป็นเพียงโซนเดียว

(Duangthongsuk & Wongwises, 2009) ศึกษาการถ่ายเทความร้อนและผลของความดันตกในท่อซ้อนด้วยการไหลแบบสวนทาง ของนาโนฟลูอิด TiO_2 ด้วยความเข้มข้นสาร 0.2% โดยปริมาตร สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานของนาโนฟลูอิด TiO_2 ภายใต้สภาวะการไหลแบบปั่นป่วนในท่อในแนวนอน อนุภาคนาโนของ Degussa P25 TiO_2 ที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางประมาณ 21 นาโนเมตร ผลการศึกษาพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของนาโนฟลูอิด สูงกว่าของเหลวพื้นฐาน(น้ำ)เล็กน้อยประมาณ 6–11% ค่าสัมประสิทธิ์การ

ถ่ายเทความร้อนของนาโน จะเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำร้อนและนาโนฟลูอิด การเพิ่มอุณหภูมิของนาโนฟลูอิด และเพิ่มอุณหภูมิการให้ความร้อนให้กับของเหลวไม่มีสัญญาณใด ๆ ที่ไม่สามารถส่งผลกระทบต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของนาโนฟลูอิด นอกจากนี้ยังพบว่าสมการ Gnielinski ไม่สามารถทำนายสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของนาโนฟลูอิดได้ ความดันลดที่เกิดขึ้นจากนาโนฟลูอิดมีผลเพียงเล็กน้อย

(Wenhua Yu et al., 2009) ได้ทำการทดลองการถ่ายเทความร้อนโดยใช้นาโนฟลูอิดผสมกับน้ำที่มีอนุภาคซิลิกอนคาร์ไบด์ขนาด 170 นาโนเมตรที่ความเข้มข้น 3.7% โดยปริมาตร ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสำหรับนาโนฟลูอิดถูกนำเสนอในช่วงตัวเลขเรย์โนลด์สในช่วง 3,300 ถึง 13,000 และเปรียบเทียบกับน้ำ บนตัวเลขเรย์โนลด์สคงที่, ความเร็วคงที่ และกำลังงานการสูบน้ำค่าคงที่, นอกจากนี้เขายังนำผลลัพธ์ที่ได้ไปเปรียบเทียบกับผลการคาดคะเนจากสหสัมพันธ์ของเหลวมาตรฐาน และสหสัมพันธ์ของนาโนที่มีการปรับเปลี่ยนแปลง ล่าสุดกลไกการสิ้นเปลืองของการแพร่กระจายของบราวเนียนและเทอร์โมโฟเรซิสได้ระบุความสัมพันธ์ที่จากการเปลี่ยนแปลงได้รับการตรวจสอบในชุดของการทดลองความร้อนและความเย็น

(Anoop, Sundararajan, & Das, 2009) ได้ศึกษาเชิงทดลองเกี่ยวกับลักษณะการถ่ายเทความร้อนในบริเวณพื้นที่กำลังพัฒนาในท่อที่ให้ความร้อนคงที่ (Heat flux Constant) โดยการใช้อนุภาคนาโนฟลูอิดวัตถุประสงค์หลักคือการประเมินผลของขนาดอนุภาคต่อการถ่ายเทความร้อนของการไหลแบบลามินาร์ในพื้นที่ช่วงกำลังพัฒนา ด้วยวิธีการใช้อุณหภูมิของขนาดโดยนาโนฟลูอิดอันแรกมีขนาดอนุภาคเฉลี่ย 45 นาโนเมตร และอันที่สองมีขนาด 150 นาโนเมตร พบว่านาโนฟลูอิดทั้งสองมีลักษณะการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าของเหลวพื้นฐาน (น้ำ) และนาโนฟลูอิดที่มีอนุภาค 45 นาโนเมตรแสดงให้เห็นถึงค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงกว่าอนุภาค 150 นาโนเมตร นอกจากนี้ยังพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในช่วงบริเวณพื้นที่กำลังพัฒนา มีค่าการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าในบริเวณพื้นที่พัฒนาแล้ว จากผลการทดลองความสหสัมพันธ์ของการถ่ายเทความร้อนในบริเวณพื้นที่กำลังพัฒนาด้วยอัตราส่วนความเข้มข้นสารนาโนฟลูอิด เป็นการนำเสนอในครั้งนี้

(Rea, McKrell, Hu, & Buongiorno, 2009) ศึกษาการถ่ายเทความร้อนในช่วงของการไหลแบบลามินาร์ และแรงดันสูญเสียจากความหนืดของน้ำผสมอนุภาคเซอร์โคเนียนาโน (zirconia-water nanofluids) และน้ำผสมอนุภาคคอลลอยด์นาโน ที่มีการไหลภายในท่อความร้อนในแนวตั้ง ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในบริเวณทางเข้าและช่วงบริเวณที่พัฒนาแบบเต็มที่ (fully Develop) พบว่าค่าสัมประสิทธิ์ทางเข้าเพิ่มขึ้น 17% และ 27% ตามลำดับ ที่สัดส่วนของ

อนุภาคอลูมิเนียมนาโน 6 Vol% เมื่อเทียบกับน้ำบริสุทธิ์ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของ เซอร์โคเนียนาโนเพิ่มขึ้นประมาณ 2% ในบริเวณทางเข้าและ 3% ในช่วงบริเวณการพัฒนาแบบ เต็มที่(Fully Develop)ที่ความเข้มข้น 1.32 Vol% ความดันสูญเสียที่วัดได้สำหรับการไหลของนาโน ฟลูอิดโดยทั่วไปสูงกว่าน้ำบริสุทธิ์ อย่างไรก็ตามทั้งค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความ ดันสูญเสีย เป็นไปในทางที่ดีกับการทำนายด้วยแบบจำลองสำหรับการไหลแบบลามินาร์(Laminar flow)โดยใช้การกำหนดเงื่อนไขของคุณสมบัติทางอุณหพลศาสตร์ของไหลนาโนฟลูอิดที่นำมาใช้ใ นการศึกษาด้วยตัวเลขไร้มิติพบว่าไม่พบข้อผิดพลาด

(Namburu, Das, Tanguturi, & Vajjha, 2009) ได้ศึกษาระเบียบวิธีทางตัวเลขของการ ไหลแบบปั่นป่วน และการถ่ายเทความร้อนของนาโนฟลูอิดทั้งสามชนิดคือ (CuO, Al₂O₃ และ SiO₂) ในเอทิลีนไกลคอล และที่มีส่วนผสมของน้ำ สำหรับการไหลผ่านท่อกลมภายใต้สภาวะความ ร้อนคงที่ฟลักซ์คงที่ ได้รับการวิเคราะห์เชิงตัวเลข ความสัมพันธ์ใหม่สำหรับความหนืดที่มีความ เข้มข้นโดยปริมาตรสูงสุดถึง 10% สำหรับนาโน ฟลูอิดเหล่านี้ ฟังก์ชันของความเข้มข้นสาร และ อุณหภูมิได้จากการทดลองจะถูกสรุปไว้ในเอกสารนี้ ในการศึกษาเชิงตัวเลขของเราคุณสมบัติทาง อุณหพลศาสตร์ของนาโนฟลูอิดทั้งหมดขึ้นอยู่กับอุณหภูมิ ผลลัพธ์ที่ได้จากการคำนวณได้รับการ ตรวจสอบด้วยสหสัมพันธ์ถูกสร้างไว้เป็นอย่างดี ผลการทำนายตัวเลขนี้สเซลล์ สอดคล้องกันกับ ความสัมพันธ์ของ Gnielinski พบว่านาโนฟลูอิดที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเล็กกว่าจะมีความ หนืดและตัวเลขนัสเซลล์สูงกว่า จากการได้ทำการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของ นาโนฟลูอิด CuO, Al₂O₃ และ SiO₂ โดยตัวเลขเรย์โนลด์ และตัวเลขนัสเซลล์คงที่พบว่าเพิ่มขึ้น 35% สำหรับนาโนฟลูอิด CuO ความเข้มข้นมากกว่า 6% ขึ้นไป

(Kim et al., 2009) การศึกษาผลของนาโนฟลูอิดต่อการพาความร้อนเทความร้อนได้ทำ การทดลองผ่านท่อตรงทรงกลมที่กำหนดค่าความร้อนคงที่ภายใต้สภาวะการไหลแบบปั่นป่วน และแบบราบเรียบ ของสารนาโนฟลูอิดคาร์บอน และอลูมินาร์ถูกทำให้เสถียรเป็นสารแขวนลอย ด้วยวิธีการเตรียมแบบการหนึ่งขั้นตอนและสองขั้นตอน ก่อนนำมาทดสอบ ผลค่าการพาความร้อน ของอนุภาคนาโนจะ ถูกศึกษาด้วยรูปแบบการไหลที่ต่างกัน พบว่าอลูมินานาโนฟลูอิด ที่มีอนุภาค เข้มข้น 3% โดยปริมาตร เพิ่มการพาความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนขึ้นสูงถึง 8% และ 20% ตามลำดับ สำหรับนาโนฟลูอิดคาร์บอน การพาความร้อนจะใกล้เคียงกับน้ำ และ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นเพียง 8% ในการไหลแบบลามินาร์ เมื่อเปรียบเทียบค่า ระหว่างการนำกับการพาความร้อน พบว่าการพาความร้อนมีค่าสูงกว่าการนำความร้อน, การ เคลื่อนกระจายตัวของอนุภาคนาโนช่วยเพิ่มการพาความร้อนในพื้นที่บริเวณทางเข้าได้

(Kakaç & Pramuanjaroenkij, 2009) ได้ทบทวนวรรณกรรม โดยมีวัตถุประสงค์เพื่อสรุปบทความที่ได้รับการตีพิมพ์ที่สำคัญ ๆ เกี่ยวกับการเพิ่มประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนแบบบังคับด้วยของไหลนาโน พบว่าเมื่อพิจารณาถึงนาโนฟลูอิดแล้ว ถือเป็นข้อได้เปรียบที่สำคัญเหนือของไหลถ่ายเทความร้อนทั่วไป กว่าทศวรรษที่ผ่านมา นักวิจัยมุ่งเน้นศึกษาไปที่การวัด และสร้างแบบจำลองการนำความร้อน และความหนืดของของไหลนาโน ล่าสุดเมื่อเร็วนี้มีงานวิจัยเชิงทฤษฎี และเชิงทดลองที่สำคัญเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนแบบพาความร้อน ปรากฏในเอกสารเปิดเผยถึงเรื่องการเพิ่มประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนโดยใช้สารแขวนลอยของวัสดุอนุภาคของแข็งขนาดนาโนเมตร โลหะหรืออโลหะในของเหลวพื้นฐาน

(Motozawa, Chang, Sawada, & Kawaguchi, 2010) ศึกษาผลของสนามแม่เหล็กที่ส่งผลกระทบต่อการไหลของไหล (Ferfluid) ในท่อรูปสี่เหลี่ยม ทดลองโดยการเปลี่ยนความเข้มข้นของสนามแม่เหล็ก ที่ผันแปรอยู่ในช่วง 0 mT ถึง 500 mT ของไหลแม่เหล็กที่ใช้ในการทดลองนี้คือน้ำแม่เหล็กเหลวถูกกำหนดชื่อเป็น (W-40) โดยให้ความร้อนกับท่อสี่เหลี่ยมด้วยปลั๊กความร้อนคงที่สม่ำเสมอ ตัวเลขเรย์โนลด์ที่แสดงจะได้จากท่อที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก 780 มม. จากการไหลของเฟอโรฟลูอิด ด้วยการไหลแบบลามินาร์ (Laminar flow) จากผลการทดลองพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้นในบริเวณที่มีสนามแม่เหล็ก และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นเมื่อความเข้มข้นของสนามแม่เหล็กเพิ่มขึ้น และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นมากที่สุดอยู่ที่ประมาณ 20% จากการไหลแบบลามินาร์ (Laminar flow) ด้วยการประยุกต์ใช้สนามแม่เหล็ก

(Lajvardi et al., 2010) ได้นำเสนอผลการทดลอง ของการพาความร้อนของไหลเฟอโรโรที่ไหลผ่านท่อทองแดงในบริเวณรูปแบบการไหลเป็นแบบราบเรียบ รวมถึงผลของสนามแม่เหล็กที่ส่งผลกระทบต่อเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อน จากการทดลองผลของความเข้มข้นของอนุภาคนาโน (Fe_3O_4) และตำแหน่งของแม่เหล็ก เหตุผลหลักสำหรับการเพิ่มขึ้นของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน อาจเกิดจากการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติทางอุณหพลศาสตร์ของเฟอโรฟลูอิดภายใต้การประยุกต์ใช้สนามแม่เหล็ก

(Fotukian & Nasr Esfahany, 2010) ศึกษาสมรรถนะการพาความร้อนแบบปั่นป่วน และความดันลดของนาโนคอปเปอร์ออกไซด์ที่มีค่าความเจือจางน้อยกว่า 0.24% โดยปริมาตรของการไหลผ่านท่อกลม จากการพิจารณาผลจากการทดลอง พบว่าจำนวนของอนุภาคคอปเปอร์ออกไซด์ที่เพิ่มขึ้นเพียงเล็กน้อยทำให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มสูงขึ้น สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นเฉลี่ย อยู่ที่ 25% ความดันลดเพิ่ม 20% อัตราส่วนความเข้มข้นต่าง ๆ ของ

CuO กับของไหลไม่ได้นำมาเสนอในช่วงการศึกษานี้ สัมประสิทธิ์ความต้านทานการไหลทำการเปรียบเทียบกับของไหลที่ความเข้มข้นของคอปเปอร์ไดออกไซด์ ผลการทดลองของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ได้ทำการเปรียบเทียบกับสมการสหสัมพันธ์ที่มีความแตกต่างกันสำหรับทำนายสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของนาโนฟลูอิด สมการสหสัมพันธ์ของ Buongiorno สามารถทำนายข้อมูลจากการทดลองได้เป็นอย่างดี

(Ashouri, Ebrahimi, Shafii, Saidi, & Saidi, 2010) ศึกษาการพาความร้อนด้วยสนามแม่เหล็กในช่องสี่เหลี่ยมสองมิติด้วยการปรับเปลี่ยนระดับความเข้มข้นแม่เหล็กจะศึกษาตรวจสอบด้วยระเบียบวิธีเชิงตัวเลขโดยใช้วิธี (semi-implicit finite volume Method) ผนังด้านข้างของโพรงสี่เหลี่ยมถูกให้ร้อนด้วยอุณหภูมิที่แตกต่างกัน ผนังด้านบนและด้านล่างจะแยกออกเป็นของฝั่งจากกัน อีกด้านมีแม่เหล็กถาวรอยู่ใกล้กับผนังด้านล่าง การลอยตัวด้วยความร้อนที่เกิดจากการไหลมีค่าน้อยมากถึงถูกตัดทิ้งไป เนื่องจากสภาพที่ไม่มีผลของแรงโน้มถ่วงบนระนาบของโพรงสี่เหลี่ยม ศึกษาถึงเงื่อนไขสำหรับค่าความแตกต่างของตัวแปรไร้มิติในคุณสมบัติเฟอร์โรฟลูอิด และพารามิเตอร์แม่เหล็กความเข้มข้นแม่เหล็กต่าง ๆ ในการวิเคราะห์เชิงตัวเลขความสัมพันธ์ของตัวเลขเรย์โนลด์ (Nusselt Number) รวมบนผนังด้านข้างของสี่เหลี่ยมที่มีระยะห่างของแม่เหล็กต่างกันไปเป็นพารามิเตอร์สำหรับการศึกษา ผลการศึกษาพบว่ามีความผิดพลาดสูงสุดที่เกิดจากการใช้สหสัมพันธ์นี้คือประมาณร้อยละ 6%

(Yang & Lai, 2010) ศึกษาวิจัยโดยวิธีการทดลองและวิธีแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อศึกษาการพาความร้อนของการไหลของของไหลนาโนอลูมินาออกไซด์ Al_2O_3 ในระบบระบายความร้อนที่มีการไหลตามแนวรัศมีโดยใช้วิธีแบบเฟสเดียวข้อมูลที่ใช้สำหรับแบบจำลองคณิตศาสตร์ได้จากข้อมูลการทดลองที่มาจากการทบทวนวรรณกรรม ผลจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์แสดงให้เห็นว่ามีแนวโน้มเช่นเดียวกันกับงานที่ตีพิมพ์ไปอย่างมากมาย และมากที่สุดคือค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นเมื่อมีการเพิ่มค่าตัวเลขเรย์โนลด์ และจำนวนอนุภาคนาโน อย่างไรก็ตามการเพิ่มความดันตกคร่อมมีความสัมพันธ์กับการเพิ่มขึ้นของอนุภาคนาโน เมื่อพิจารณาไปถึงสมรรถนะด้านการระบายความร้อน และผลกระทบจากความดันลดไม่พบการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนด้วยการใช้สารนาโนฟลูอิด เปรียบเทียบกับน้ำบริสุทธิ์ภายใต้สภาวะการให้ความร้อนปานกลาง จากการไหลตามแนวรัศมี นอกจากนี้รูปแบบการพิจารณาสูตรของ Hamilton Crosser สำหรับการนำไฟฟ้ามีประสิทธิภาพมากกับสมการที่พัฒนาขึ้นโดย Brinkman สำหรับความมึนที่มีประสิทธิภาพของของไหลนาโนส่งผลให้เกิดผลลัพธ์ที่เกินความเป็นจริงของความสามารถจากการใช้ของไหลนาโนเพื่อดึงความร้อนจากระบบที่เราต้องการ

(Parekh & Lee, 2010) ได้ศึกษาและอธิบายผลการนำความร้อนของนาโนฟลูอิด Fe_3O_4 ภายใต้เงื่อนไขการเพิ่มขึ้นจากผลของสนามแม่เหล็ก การนำความร้อนของนาโนฟลูอิด Fe_3O_4 ในฟังก์ชันของจากการขวางของสนามแม่เหล็ก และอุณหภูมิ พบว่าค่าการนำความร้อนเพิ่มขึ้น 30% ที่อัตราส่วนความเข้มข้น 4.7 โดยปริมาตร ผลการทดลองนี้ได้อธิบายบนพื้นฐานข้อมูลในรูปแบบโครงสร้าง 3 มิติ แบบต่อเนื่องของอนุภาคนาโนของ Fe_3O_4 ที่เกิดขึ้นภายใต้สนามแม่เหล็ก ผลอุณหภูมิที่ขึ้นอยู่กับค่าการนำความร้อน ไม่ได้นำมาแสดงในช่วงบริเวณอุณหภูมิ 25 – 65 ° C.

(Sajadi & Kazemi, 2011) ศึกษาพฤติกรรมการพาความร้อนแบบปั่นป่วนของสารนาโนไทเทเนียมไดออกไซด์ผสมน้ำในท่อกลมที่มีสัดส่วนปริมาตรของอนุภาคนาโนน้อยกว่า 0.25% การปั่นป่วนที่ผลการทดลองจะบันทึกในช่วงที่มีการไหลแบบพัฒนาอย่างเต็มที่ของความปั่นป่วนด้วยอัตราส่วนความเข้มข้นเชิงปริมาตรต่าง ๆ ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าการเติมอนุภาคเพียงเล็กน้อยไปสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนอย่างเห็นได้ชัด ส่วนผลการปรับเปลี่ยนอัตราส่วนปริมาตรที่เพิ่มขึ้นจะส่งผลไม่มากนักต่อการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้น ผลที่ได้จากการทดลองแสดงให้เห็นว่าความดันตกที่เกิดจากนาโนฟลูอิดสูงชันกว่าน้ำเพียงเล็กน้อยจากปริมาตรความเข้มข้นที่มากขึ้น ส่วนสุดท้ายจะเป็นการนำเสนอผลจากสมการสหสัมพันธ์อันใหม่ของตัวเลขนัสเซิลด์ (Nusselt Number) จะเป็นการนำเสนอผลการทดลองจากนาโนไทเทเนียมไดออกไซด์ในน้ำ

(Timofeeva, Moravek, & Singh, 2011) ได้ศึกษาการเติมอนุภาคนาโนอินทรีย์ที่สามารถปรับปรุงคุณสมบัติการถ่ายเทความร้อนของน้ำมันสังเคราะห์ได้ โดยสาร SiO_2 นาโน ถูกทำให้เสถียรใน TH66 ด้วยสารลดแรงตึงผิวประจุบวกเบนซาลโคเนียมคลอไรด์พบว่า การนำความร้อนเพิ่มขึ้นแบบเชิงเส้นกับความเข้มข้นของอนุภาคที่สูงขึ้นตามทฤษฎี ความหนืดของสารเพิ่มขึ้นแบบไม่เป็นเชิงเส้นกับความเข้มข้นของอนุภาค แต่จะขึ้นอยู่กับอัตราส่วนของสารลดแรงตึงผิวต่ออนุภาคนาโน (SN) อัตราส่วน SN ที่ "เพียงพอ" จะสัมพันธ์กับ CMC สำหรับอุณหภูมิที่กำหนด และขนาดกลุ่มก้อนที่รวมกันโดยเฉลี่ยตามที่ได้สังเกตได้จาก DLS และถ่ายภาพจากเครื่อง SEM ขนาดการรวมตัวกันมีผลต่อความหนืด และการนำความร้อนของนาโนฟลูอิด มันแสดงให้เห็นได้ว่าสารแขวนลอยที่รวมตัวกันสูงมีความสามารถในการนำความร้อนต่ำกว่า นาโนฟลูอิดที่กระจายตัวดีกว่าที่สภาวะไหล และอนุภาคขนาดเดียวกันเดียวกัน พบว่าอัตราส่วน surfactant to nanoparticle (SN) ที่เหมาะสมอยู่ระหว่าง 0.5 : 1 ถึง 1.25 : 1 โดยปริมาตร สำหรับอนุภาค SiO_2 ที่มีขนาด 15 nm นาโนเมตร ด้วยการผสมสารลดแรงตึงผิวที่เหมาะสม และจะเพิ่มขึ้นตามผลของอุณหภูมิด้วย

(Nacev, Beni, Bruno, & Shapiro, 2011) ได้ศึกษาพฤติกรรมของอนุภาคเฟอร์โรฟลูอิดในเส้นเลือด และรอบหลอดเลือดภายใต้การประยุกต์ใช้สนามแม่เหล็กสำหรับการนำส่งตัวยาด้วยแม่เหล็กในกระแสเลือดโดยอนุภาคจะถูกฉีดเข้าไปในกระแสเลือดและจากนั้นแม่เหล็กจะถูกนำมาใช้เพื่อทำให้อนุภาครวมตัวกันไปยังตำแหน่งของโรคที่เกิดขึ้นในร่างกาย พฤติกรรมของอนุภาคดังกล่าวในร่างกายมีความซับซ้อน และถูกควบคุมโดยการหมุนเวียนของเลือด การแพร่กระจาย (ในเลือดและในเนื้อเยื่อ) การขยายตัวและการใช้แม่เหล็ก ด้วยการให้หลักการทางกายภาพ และวิธีทางตัวเลขสำหรับแก้ปัญหาที่ซับซ้อนของหลอดเลือด (เมมเบรน - เนื้อเยื่อ) (VMT) เราวิเคราะห์โดยอย่างละเอียดเกี่ยวกับพฤติกรรมของอนุภาคแม่เหล็กในหลอดเลือดและเนื้อเยื่อรอบ ๆ (ขนาดต่างๆ, ความลึก, ความเร็วของกระแสเลือด) และคุณสมบัติของเนื้อเยื่อขนาดอนุภาคและการใช้สนามแม่เหล็ก เราจะพิจารณาเนื้อเยื่อแบบรูปมิตทรงกระบอก และหาผลเฉลยการกระจายตัวของอนุภาคเชิงพื้นที่ เราพบว่าพฤติกรรมต้นแบบสามอย่างคือ (ขอบเขตความเร็วของเลือด, ขอบเขตแรงแม่เหล็ก และรูปแบบการก่อตัวของชั้นขอบเขต) และรูปแบบพฤติกรรมที่สังเกตได้นั้น ถูกกำหนดโดยไม่ซ้ำกันด้วยตัวเลขไรมิติสามรูปแบบ (ตัวเลขแม่เหล็ก - ริชาร์ดสัน magnetic-Richardson number , ตัวเลขมวล Pe'clet และสัมประสิทธิ์การแพร่, Renkin reduced coefficient ทำการพล็อต และใช้สมการเพื่อให้อ่านเข้าใจได้ง่ายว่าพฤติกรรมใดที่พบภายใต้สถานการณ์ใด เปรียบเทียบผลลัพธ์ที่ได้กับการทดลองจัดส่งยาด้วยแม่เหล็กในหลอดเลือดทดลองและในร่างกายที่นำเสนอไว้ก่อนหน้านี้ ไม่เพียงแต่จะได้ผลการผลคาดการณ์ที่ดีเยี่ยม และผลจากการทดลอง แต่เราสามารถอธิบายถึงพฤติกรรมที่ไม่ทราบมาก่อนจากหน้านี้

(Yang & Lai, 2011) ได้ศึกษาวิจัยโดยใช้วิธีแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อศึกษาการถ่ายเทความร้อนของการพาความร้อนจากการไหลที่ใช้ของไหลนาโนฟลูอิดอะลูมินาออกไซด์ Al_2O_3 ในระบบระบายความร้อนแบบการไหลตามแนวรัศมีโดยใช้วิธีการแบบเฟสเดียว ทำการศึกษาเปรียบเทียบกับผลการทดลองที่ได้จากการทบทวนวรรณกรรม ผลการศึกษายืนยันแสดงให้เห็นถึงแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกันกับผลการทดลองที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ไปแล้ว ค่าตัวเลขนัสเซิลเพิ่มขึ้นเมื่อมีการเพิ่มขึ้นของค่าตัวเลขเรย์โนลด์ และสัดส่วนปริมาณอนุภาคนาโนที่เพิ่มขึ้น การเพิ่มขึ้นของค่าความดันตกคร่อมมีความสอดคล้องกับสัดส่วนปริมาณอนุภาคนาโนที่เพิ่มขึ้น สมบัติทางอุณหพลศาสตร์ขึ้นอยู่กับอุณหภูมิของของไหลนาโน การจำลองภายใต้แรงดันคงที่แสดงให้เห็นถึงอัตราการถ่ายเทความร้อนของไหลนาโนที่สูงกว่าน้ำ ที่มีค่าฟลักซ์ความร้อนเฉลี่ยอยู่ที่ 3,900 วัตต์ต่อตารางเมตร ในขณะที่เดียวกันฟลักซ์ความร้อนที่เพิ่มขึ้นจากผลของการใช้ของไหลนาโนพบว่า ค่าตัวเลขนัสเซิลเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 10% เปอร์เซนต์ ค่าความต้านทานความร้อน

ลดลง 4 % เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ และพบว่าที่ฟลักซ์ความร้อน 16,000 วัตต์ต่อตารางเมตร และ 34,000 วัตต์ต่อตารางเมตร ค่าความต้านทานความร้อนลดลง 2.3% และ 7% ตามลำดับ

(Gavili, Zabihi, Isfahani, & Sabbaghzadeh, 2012) ได้ศึกษาการนำความร้อนของ เฟอร์โรฟลูอิด Fe_3O_4 ที่ใช้น้ำเป็นสารตัวกลาง ภายใต้ผลของสนามแม่เหล็ก สนามแม่เหล็กสร้าง จากขดลวดแบบ Helmholtz ในขณะที่ความเข้มข้นของมันถูกควบคุมโดยกระแสไฟฟ้า นอกจากนี้ยัง มีการตรวจสอบเวลาอิมิตัวและความสามารถในการย้อนกลับของการนำความร้อนได้หลังจากปิด แม่เหล็กแล้ว นอกจากนี้ยังแสดงการแปรผันของการนำความร้อนกับอุณหภูมิ จากผลของเราพบว่า ของไหลเฟอร์โรที่มีสัดส่วนปริมาตร 5.0 % โดยปริมาตร ที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางของอนุภาคนาโน เฉลี่ย 10 นาโนเมตร สามารถช่วยเพิ่มการนำความร้อนได้มากกว่า 200% ที่ค่าสูงสุด

(Syam Sundar, Naik, Sharma, Singh, & Siva Reddy, 2012) ศึกษาการพาความร้อน ของไหลนาโนฟลูอิด (Fe_3O_4) และตัวประกอบแรงเสียดทานของการไหลในท่อโดยสารนาโนมี อนุภาคขนาด 36 nm และถูกทำให้เสถียรภาพก่อนนำไปทดลอง โดยทำการศึกษาสัมประสิทธิ์การ พาความร้อนและตัวประกอบแรงเสียดทาน ภายในท่อกลมที่มีค่าตัวเลขเรย์โนลด์อยู่ระหว่าง $3300 < Re < 2200$ และมีปริมาตรความเข้มข้นของสารโดยปริมาตรอยู่ระหว่าง $0 < u < 0.6\%$ เมื่อทำการ เปรียบเทียบผลการทดลองพบว่าสารนาโนฟลูอิดมีอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าน้ำ และ อัตราส่วนความเข้มข้นของสารนาโนฟลูอิดสูงขึ้นอัตราการถ่ายเทความร้อนก็จะสูงขึ้นไปด้วย สหสัมพันธ์ที่พัฒนาขึ้นจากข้อมูลของการทดลองนี้ จะใช้สำหรับประมาณค่าตัวเลขนัสเซลต์และ ค่าตัวประกอบแรงเสียดทานของน้ำและสารนาโนฟลูอิดภายใต้การไหลในท่อ พบว่าสัมประสิทธิ์ การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น 30.96% และตัวประกอบความเสียดทานเพิ่มขึ้น 10.01% ที่ความ เข้มข้นสาร 0.6% โดยปริมาตร ด้วยการเปรียบเทียบการทดลองกับน้ำภายใต้เงื่อนไขสภาวะการ ทำงานเดียวกัน

(Giraldo, Sanín, & Flórez, 2012) ทำการศึกษาวิจัยโดยใช้วิธีการคำนวณจาก แบบจำลอง จากการเพิ่มคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนโดยใช้ของไหลนาโนฟลูอิด ด้วยการเติม อนุภาคของแข็งที่มีเส้นขนาดศูนย์กลางต่ำกว่า 100 นาโนเมตร การทดลองแสดงให้เห็นว่าวิธีนี้ สามารถเพิ่มการนำความร้อนได้ดีกว่าที่คาดการณ์ไว้ในทฤษฎีของแมกซ์เวลล์ อย่างไรก็ตาม ยังไม่ เป็นที่ชัดเจนว่ากลไกอันใดที่ทำให้การเพิ่มขึ้นนี้ผลส่วนใหญ่มาจากมูลเหตุใด จากการนำความร้อน ดังนั้น จึงมีความพยายามที่ยิ่งใหญ่ในการตรวจสอบปรากฏการณ์ต่าง ๆ ที่เกิดขึ้นภายในของเหลว บทความนี้จึงแสดงการจำลองเชิงตัวเลขโดยตรงกับของไหลนาโน และพฤติกรรมทางความร้อน ของนาโนฟลูอิดที่ผสมอนุภาคนาโน โดยจะพิจารณาถึงผลกระทบของการปฏิสัมพันธ์ของอนุภาค

และปริมาณอนุภาคกับความเหลวโดยใช้วิธี บาวนด์ารีอิลิเมนต์ (BEM) เพื่อให้สามารถจัดการกับปัญหาขอบเขตการเคลื่อนที่ได้สูตรนี้ใช้ในการจำลองพฤติกรรมและการเปลี่ยนแปลงในฟังก์ชันของเวลา ของอนุภาคขนาด 30 nm ด้วยความเข้มข้นของนาโนฟลูอิดทั้ง 6 ชนิดด้วยกัน เพื่อศึกษาการกระจายตัวของอนุภาคนิวเคลียสและการไหลของความร้อนทั้งหมดผ่านโดเมน ผลการศึกษาพบว่า กระแสการไหลที่เกิดจากอนุภาคนาโนจะช่วยเพิ่มการไหลของความร้อน ตามที่ได้คาดการณ์ไว้ ความเข้มข้นสารที่เพิ่มขึ้นมีผลต่อการถ่ายเทความร้อน รวมไปถึงค่าการพาความร้อนที่เพิ่มขึ้นอีกด้วย

(Duangthongsuk & Wongwises, 2012) ได้ศึกษาวิจัยโดยวิธีการสร้างแบบจำลองของเหลวนาโนที่เป็นสารแขวนลอยอนุภาคขนาดเล็กสุดในน้ำมันพื้นฐานธรรมดา ซึ่งจะช่วยให้สมรรถนะในการถ่ายเทความร้อนจากของเหลวพื้นฐานเดิม พวกเขาได้นำเสนอประสิทธิภาพของการระบายความร้อนที่สูงขึ้นกว่าของเหลวพื้นฐาน โดยเฉพาะอย่างยิ่งในแง่ของการนำความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ในช่วงทศวรรษที่ผ่านมา มีการศึกษาจำนวนมากเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนลักษณะการไหลของสารนาโนฟลูอิดทั้งในเชิงทดลอง และทฤษฎี วัตถุประสงค์ของบทความนี้จะนำเสนอรูปแบบการกระจายตัวสำหรับการทำนายค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของฟิล์มนาโน ภายใต้สภาวะการไหลแบบราบเรียบของอนุภาคไทเทเนียมออกไซด์ TiO_2 ที่มีสัดส่วนปริมาณต่าง ๆ และไหลในท่อตรงตามแนวอนนภายใต้การให้ความร้อนแบบคงที่นอกจากนี้ ทำการเปรียบเทียบกับข้อมูลที่ได้เปรียบเทียบกับข้อมูลของ ฮี และคณะ ในการศึกษาครั้งนี้ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่ารูปแบบของแบบจำลองสามารถทำนายพฤติกรรม การถ่ายเทความร้อนของแผ่นฟิล์มนาโนได้ถูกต้องเหมาะสม นอกจากนี้ยังพบอีกว่า ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ได้จากทำนายแตกต่างจากสมการของ ลีและซวน ประมาณ 3.5% เปอร์เซ็นต์ที่ปริมาตรความเข้มข้นอนุภาค 2.0%

(Bas & Ozceyhan, 2012) ศึกษาแรงเสียดทานของการไหลและพฤติกรรมถ่ายเทความร้อนการไหลในท่อแบบสอดแผ่นเทปปิดโดยการทดลอง แผ่นเทปปิดเกลียวถูกใส่แยกจากผนังท่อ โดยมีอัตราส่วนการบิด ($y / D = 2, 2.5, 3, 3.5$ และ 4) และอัตราส่วนระยะห่าง ($c / D = 0.0178$ และ 0.0357) ช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ตั้งแต่ $5,132$ ถึง $24,989$ และค่าระยะห่างปกติ ($c / D = 0$) ถูกทดสอบเพื่อเปรียบเทียบกับ มีการใช้ฟลักซ์ความร้อนสม่ำเสมอที่พื้นผิวภายนอกของผนังท่อ ใช้อากาศเป็นของเหลวทำงาน ผลการทดลองทำการเปรียบเทียบกับท่อธรรมดาโดยใช้สมการที่รู้จักกันดีซึ่งแสดงไว้ในบทความ การใช้เทปปิดเกลียวทำให้การถ่ายเทความร้อนและความดันลดลงเพิ่มขึ้นอย่างมากเมื่อเทียบกับท่อธรรมดา จำนวนตัวเลขนัสเซิลเพิ่มขึ้นตามการลดลงของ

อัตราส่วนการกวาดล้าง (c / D) และอัตราส่วนการบิด (y / D) และตัวเลขเรย์โนลด์ที่เพิ่มขึ้นด้วย สำหรับเงื่อนไขการศึกษาทั้งหมดการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน (f) มีแนวโน้มที่จะลดลงตามการเพิ่มขึ้นของจำนวน Reynolds และเกือบจะเท่ากันสำหรับ Reynolds ที่มากกว่า 15,000 และ y / D ต่ำกว่า 3.0 การเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสูงสุดทำได้ที่ 1.756 สำหรับค่า $c / D = 0.0178$ และ $y / D = 2$ ที่ Reynolds มีค่า 5,183 ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าระบบการทำงานที่ดีที่สุดของแผ่นเทปบิด จะพบที่ระดับค่าตัวเลขเรย์โนลด์ต่ำ จากผลการทดลองที่ได้ก็นำไปสู่การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้มีความกะทัดรัดยิ่งขึ้น นอกจากนี้ ยังมีได้ความสัมพันธ์เชิงประจักษ์จากผลการทดลองสำหรับการทำนายการถ่ายเทความร้อน (Nu) ปัจจัยแรงเสียดทาน (f) และการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน (๕)

(Ghofrani, Dibaei, Hakim Sima, & Shafii, 2013) ศึกษาการทดลองของการพาความร้อนของไหลไหลผ่านท่อกลม ภายใต้สนามแม่เหล็กที่มีการเปลี่ยนแปลง ด้วยการไหลผ่านท่อภายใต้เงื่อนไขการไหลเป็นแบบลามินาร์และให้พลักความร้อนที่สม่ำเสมอ วัตถุประสงค์หลักของการศึกษาคือความหนาแน่นของอนุภาค และการกระจายตัวของชั้นขอบเขตจากการใช้สนามแม่เหล็กที่ส่งผลกระทบต่ออนุภาคนาโนสำหรับการถ่ายเทความร้อน การพาความร้อนบริเวณที่มีความซับซ้อนจากการปฏิสัมพันธ์กันระหว่างแม่เหล็กกับอนุภาคนาโน ตรวจสอบผลกระบวนการถ่ายเทความร้อนจากปริมาณความเข้มข้นที่ต่างกัน และผลจากการใช้ความถี่ของสนามแม่เหล็กที่แตกต่างกัน สัมประสิทธิ์ของน้ำกลั่นและนาโนฟลูอิดจะทำการตรวจสอบผลและเปรียบเทียบผลการทดลองภายใต้เงื่อนไขต่าง ๆ ผลจากการทดลองพบว่าการเปลี่ยนแปลงความเข้มข้นของสนามแม่เหล็กสามารถเพิ่มอัตราการพาความร้อนได้ ผลของสนามแม่เหล็ก ปริมาณความเข้มข้น และตัวเลขเรย์โนลด์ สัมประสิทธิ์การพาความร้อน และเงื่อนไขที่ดีที่สุด การปรับเปลี่ยนความถี่สนามแม่เหล็กที่เพิ่มขึ้น และอัตราส่วนปริมาณของนาโนฟลูอิดที่สูงขึ้นนำไปสู่การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนที่ดีกว่า ผลจากสนามแม่เหล็กที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์มีค่าสูงกว่า และสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสูงสุดอยู่ที่ 27.6% จากสังเกตผลของการทดลอง

(Gnielinski, 2013) ได้ศึกษาการทดลองใหม่เกี่ยวกับตัวเลข Nusselt ในท่อที่ไหลแบบปั่นป่วนเพื่อยืนยันอีกครั้งกับสมการตัวเลข Nusselt กับตัวเลขเรย์โนลด์ จากที่เคยศึกษาการแก้ไขปัญหาแบบเชิงเส้นในรูปแบบใหม่ของสมการสำหรับการไหลแบบลามินาร์ และแบบปั่นป่วนในบริเวณพื้นที่ที่มีการเปลี่ยนแปลงรูปแบบการไหล เนื่องจากค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสำหรับการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้จากสมการไหลแบบลามินาร์และแบบปั่นป่วน และสมการที่ใช้สำหรับการคำนวณตัวเลข Nusselt ในท่อจะไม่สอดคล้องกับบริเวณ

ขอบเขตการไหลที่มีการเปลี่ยนแปลงระหว่างการไหลแบบลามินาร์และแบบปั่นป่วนมีค่า $Re = 2,300$ การแก้ไขปัญหาเชิงเส้นระหว่างตัวเลข Nusselt ที่ $Re = 2,300$ และ $Re = 4,000$ จากสมการที่กล่าวมาข้างต้นจะถูกใช้สำหรับการนำเสนอบนการประมาณค่าแบบเชิงเส้นผลลัพธ์ที่ได้ถูกนำเสนอจากบทความที่เผยแพร่ไปเมื่อเร็ว ๆ นี้

(Drzazga, Gierczycki, Dzido, & Lemanowicz, 2013) ศึกษาการวิจัยเชิงทดลอง โดยมีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาผลกระทบจากสารลดแรงตึงผิวต่อการลดลงของน้ำและของไหลนาโนโลหะออกไซด์ โดยศึกษาจากสารลดแรงตึงผิว 2 ชนิด คือ Rokacet 07 และ Rokacet K7 กับของไหลนาโนทองแดงออกไซด์ CuO_2 โดยใช้น้ำเป็นสารหลักเพื่อศึกษาปัจจัยของความเสียดทานด้วยท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 4 mm. โดยมีค่าตัวเลขเรย์โนลด์อยู่ในช่วงระหว่าง 8,000 – 50,000 ผลการทดลองพบว่า การเติมสารลดแรงตึงผิวทำให้ความเสียดทานของน้ำและนาโนฟลูอิดลดลง และคล้ายคลึงกันทั้งสองกรณี โดยที่ผลจากนาโนฟลูอิดของระบบไม่ส่งผลกระทบต่อแรงเสียดทาน

(Azizian et al., 2014) ได้ศึกษาการทดลองผลของสนามแม่เหล็กจากภายนอก ที่มีผลต่อการพาความร้อนและความดันลดของไหลเฟอโรโรภายใต้เงื่อนไขการไหลแบบลามินาร์ที่มีค่าเรย์โนลด์ ($Re < 830$) ผลของความเข้มสนามแม่เหล็กคงที่สม่ำเสมอสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและแบบจำลองการกระจายความหนาแน่นของฟลักสนามแม่เหล็ก รวมถึงแรงแม่เหล็กที่กระทำต่ออนุภาคนาโนเป็นพารามิเตอร์สำหรับการศึกษา ข้อมูลแสดงให้เห็นว่าสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้โดยการเพิ่มความเข้มของสนามแม่เหล็กด้วยการเปลี่ยนระดับความเข้ม การพาความร้อนพบได้ชัดเจนขึ้นที่ตัวเลขเรย์โนลด์มีค่าสูงจนถึงสี่เท่า (กล่าวเปรียบเทียบกับกรณีที่ไม่มีสนามแม่เหล็ก) ที่ $Re = 745$ และระดับความเข้มสนามแม่เหล็ก 32.5 mT/mm ผลของสนามแม่เหล็กไม่ส่งผลกระทบต่อความดันตกค่อมจะเพิ่มขึ้นเพียง 7.5% ที่ความเข้มสนามแม่เหล็ก 430 mT และระดับความเข้มระหว่าง 8.6 ถึง 32.5 mT/mm ผลจากการจำลองทางคณิตศาสตร์จะขึ้นกับ ผลของสนามแม่เหล็กและการกระจายตัวของแรงแม่เหล็ก กลไกของการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่ม สันนิษฐานว่าเกิดจากการระจุกตัวของอนุภาคที่อยู่ใกล้กับสนามแม่เหล็ก (สู่ค่าการนำความร้อนที่สูงขึ้นในส่วนนั้น) และการก่อตัวของมวลทำให้เพิ่มโมเมนตัม และการถ่ายโอนพลังงานในการไหล

(Selimefendigil & Öztop, 2014) ศึกษาการพาความร้อนในช่องระบายสี่เหลี่ยมด้วยการหมุนตัวของกระบอกสูบโดยใช้ระเบียบวิธีทางตัวเลขสำหรับการพาความร้อนของเฟอโรฟลูอิดในช่องสี่เหลี่ยมที่มีช่องระบายอยู่ส่วนบนและล่างของสี่เหลี่ยมและให้ส่วนที่เกิดการหมุนของกระบอกสูบไม่เกิดการถ่ายเทความร้อน(หุ้มฉนวน) สมการควบคุมจะถูกใช้แก้ปัญหาด้วยระเบียบ

วิธีทางตัวเลขแบบไฟไนต์ดิฟเฟอเรนซ์โดยมีค่าตัวเลขเรย์โนลด์อยู่ในช่วง 20-400 และความเร็วเชิงมุมอยู่ระหว่าง-500 ถึง 500 ความเข้มข้นของแม่เหล็กแต่ละตำแหน่งคือ $(0-250)$, $(0.2 < a < 0.8, -0.8 < b < -0.2)$ โดยการไหลและสนามความร้อนจะใช้วิธีการทางตัวเลขในการศึกษาผล สังเกตได้ว่าความยาวและขนาดของช่องที่เกิดการหมุนสามารถควบคุมได้ด้วยค่าความเข้มข้นของสนามแม่เหล็กและความเร็วเชิงมุมของกระบอกสูบ เมื่อสนามแม่เหล็กอยู่ใกล้กับส่วนล่างของช่องผนังการไหลวนจะถูกเร่งเบนไปทางส่วนล่างที่มีพื้นที่ขนาดใหญ่ ความเร็วเชิงมุมของกระบอกสูบจะเพิ่มขึ้นและการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นในทิศทางตามเข็มนาฬิกา

(Ahmed, 2013) ศึกษาที่มาของสมการพลังงานที่มีการไหลแบบปั่นป่วนของสทล์มพัทธ์แบบสองจุด พบว่าสมการพลังงานสำหรับการไหลแบบปั่นป่วนได้มาจากพจน์ของสทล์มพัทธ์เทนเซอร์ของอนุพันธ์ลำดับสอง โดยที่สทล์มพัทธ์เทนเซอร์เป็นฟังก์ชันของพิกัดระบบพิกัดระยะห่าง, ระยะระหว่างจุดสองจุด กับเวลา มีการนำตัวแปรอิสระมาใช้กับอันดับอนุพันธ์ระหว่างผลกระทบของระยะทางกับตำแหน่ง เพื่อหาความสัมพันธ์ของพลังงานที่มีความปั่นป่วนระหว่างจุดที่สอง โดยจุดที่หนึ่งถูกกำหนดเป็นจุดกำเนิดของระบบพิกัดเริ่มต้น ความสัมพันธ์ระหว่างการผันแปรของแรงดัน และความผันแปรของความเร็วที่จุดสองของสนามการไหลถูกนำไปใช้กับสมการพลังงานที่มีความปั่นป่วนการวิจัยกับแบบจำลองทางตัวเลข

(Goharkhah, Salarian, Ashjaee, & Shahabadi, 2015) ศึกษาการพาความร้อนของเฟอร์โรฟลูอิดโดยใช้ น้ำ เป็นสารละลายภายในท่อความร้อนภายใต้อิทธิพลของสนามแม่เหล็กแบบคงที่และไม่คงที่ เฟอร์โรฟลูอิดไหลผ่านท่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 9.8 mm ยาว 2,680 mm. และผลจากสนามแม่เหล็กจำนวน 4 ขด สัมประสิทธิ์การพาความร้อนจะทำการวัดทั้งสองตำแหน่งคือ บริเวณการพัฒนาของความร้อน และการพัฒนาเต็มที่ และใช้อัตราส่วนความเข้มข้นคือ $\phi = 1, 1.5$ และ 2% โดยปริมาตร และตัวเลข Reynolds number อยู่ในช่วง 400–1200. ทำการวิเคราะห์ด้วยแบบจำลองผลของสนามแม่เหล็ก และแรงการกระจายตัวแม่เหล็กเพื่อศึกษาข้อมูลเชิงลึกเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้น ในกรณีที่ไม่ม่สนามแม่เหล็ก ผลการทดลองพบว่า ที่อัตราส่วนความเข้มข้น $\phi = 2\%$ โดยปริมาตร สามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ถึง 13.5% เมื่อเปรียบเทียบกับน้ำที่ค่า Re 1200 และมีค่ามากขึ้นสูงถึง 18.9% และ 31.4% เมื่ออยู่ภายใต้ผลของสนามแม่เหล็กแบบคงที่ และแบบไม่คงที่ ภายใต้ความเข้มข้นแม่เหล็กเดียวกันคือ 500 G ตามลำดับ ค่าการถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้นตามตัวเลข Reynolds และความเข้มข้นสารเฟอร์โรฟลูอิด และความเข้มข้นของสนามแม่เหล็ก การเคลื่อนตัวของอนุภาคไปยังบริเวณพื้นผิวท่อจะช่วยให้เพิ่มค่าการนำความร้อน และ บริเวณตำแหน่งที่ใกล้กับแม่เหล็ก ยิ่งไปกว่านั้น การหยุดชะงักของ

ชั้นขอบเขตการไหล และการไหลเป็นแบบผสมที่เพิ่มขึ้น ดูเหมือนว่าจะเป็นการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้จากสนามแม่เหล็กแบบไม่คงที่

(Goharkhah, Ashjaee, & Jamali, 2015) ศึกษาการพาความร้อนแบบลามินาร์และความดันลดของของไหลที่ใช้ส่วนผสมนาโนฟลูอิด (Fe_3O_4) ในช่องแผ่นขนานที่ให้ความร้อนสม่ำเสมอ ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจะวัดในบริเวณที่กำลังพัฒนาทางความร้อนและที่ตำแหน่งพัฒนาเต็มที่ในช่วงตัวเลข Reynolds ที่ 200–1200 การนำความร้อน และค่าความหนืดของนาโนฟลูอิดวัดที่ส่วนปริมาตรที่แตกต่างกัน 3 ค่า คือ $\phi = 1\%$, 1.5% และ 2% ในช่วงอุณหภูมิ $20\text{--}60^\circ\text{C}$ และพัฒนาสัมพัทธ์ที่เหมาะสม ความถูกต้องของสหสัมพันธ์ของค่าการนำความร้อนที่และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนถูกเปรียบเทียบกับแบบจำลองที่ต่างกัน ผลการศึกษาแสดงให้เห็นว่าทฤษฎีการเคลื่อนที่แบบบราวเนียนมีผลอย่างมากต่อการนำความร้อนของนาโนฟลูอิด นอกจากนี้ยังพบว่าการใช้สหสัมพันธ์ที่ใช้อยู่นำไปสู่ผลลัพธ์ที่ใกล้เคียงที่สุดกับข้อมูลการทดลอง นอกจากนี้การทดลองแสดงให้เห็นว่าการใช้นาโนฟลูอิดช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้สูงสุด 16% ที่ $\text{Re} = 1200$ และความเข้มข้น $\phi = 2\%$ เมื่อเทียบกับ DI-water อย่างไรก็ตามการเพิ่มขึ้นของความดันลดลงเป็นผลที่หลีกเลี่ยงไม่ได้จากการใช้ของไหลนาโน ดังนั้นสภาวะการทำงานที่เหมาะสมจึงได้มาจากการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสูงสุดต่อการสูญเสียแรงดันลด

(Paisarn Naphon & Nakharintr, 2015) นำเสนอผลจากแบบจำลองเฟสเดียวและสองเฟสด้วยการวิเคราะห์แบบสามมิติ สำหรับศึกษาการถ่ายเทความร้อนแบบลามินาร์ของของไหลนาโนของชุดครีประบายความร้อนขนาดเล็กจิ๋ว โดยใช้อนุภาคนาโนของ TiO_2 ที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางเฉลี่ย 21 นาโนเมตร เตรียมสารทำงานนาโนด้วยอัลตราโซนิก และมีความเข้มข้นของอนุภาคนาโนอยู่ $0.4 \text{ Vol}\%$ โดยไม่ใช้สารลดแรงตึงผิวการทดลองเพื่อทำการตรวจสอบผลลัพธ์ที่ได้จากการทำนาย พบว่าผลที่ได้รับจากแบบจำลองสองเฟสมีความแม่นยำมากกว่า เมื่อเปรียบเทียบกับผลการทดลองจากแบบจำลองเฟสเดียว ให้ผลค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนให้ผลการทำนายว่าของไหลนาโนนั้นมีค่าสูงกว่าของน้ำ

(Afrand et al., 2015) ศึกษาการพาความร้อนแบบลามินาร์ ด้วยแม่เหล็กแบบธรรมชาติในวงแหวนทรงกระบอกในแนวตั้งที่เกิดจากสนามโคแอกเซียสองช่องด้วยโพแทสเซียมเหลวด้วยระเบียบวิธีเชิงตัวเลข ผนังความร้อนทรงกระบอกและผนังอื่น ๆ สมมติให้เป็นอะเดียแบติก (ไม่มีการสูญเสียความร้อน) สนามแม่เหล็กแนวอนมีค่าคงที่จะถูกนำไปใช้กับกล่องหุ้ม ผลการศึกษาแสดงให้เห็นถึงการไหลตามแนวแกนสมมาตรในกรณีที่ไม่มีสนามแม่เหล็ก แต่ด้วยการใช้สนามแม่เหล็กแนวอนมันจะกลายเป็นแบบไม่สมมาตร เนื่องจากการขยายของชั้นโรเบิร์ตส์ และ

ฮาร์ทมันน์ใกล้เคียงกัน และตั้งฉากกับสนามแม่เหล็ก สนามแม่เหล็กที่ใช้ส่งผลต่อตัวเลข Nusselt Number ลดลงในพื้นที่ส่วนของวงแหวน การลดลงนี้จะเกิดขึ้นที่ชั้นของ Hartmann มีค่าสูง และแต่ในชั้นของ Roberts จะต่ำ ยิ่งไปกว่านั้น มันยังเป็นตัวกำหนดค่าของตัวเลขฮาร์ทแมน Hartman อีกด้วย ค่าเฉลี่ยของตัวเลข Nusselt Number กรณีของการแก้สมการศักย์ทางไฟฟ้า ผลการศึกษาแสดงให้เห็นว่ามีความแตกต่างอย่างมากในค่าตัวเลข Nusselt Number ที่ได้จากการแก้สมการศักย์ทางไฟฟ้าเมื่อเปรียบเทียบกับกรณีสนามทางไฟฟ้าเพียงน้อยนิด

(C. Zhang et al., 2015) ศึกษาการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียแรงเสียดทานของท่อธรรมดาที่ติดตั้งสปริงเกลียวคู่ (DSS) ถูกศึกษาโดยแบบจำลองทางตัวเลขสามมิติ เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของ DSS คือ 9 มม. 12 มม. 15 มม. และ 18 มม. ตามลำดับ ผลการจำลองแสดงให้เห็นว่าของเหลวในท่อที่ใส่ DSS การไหลในขดลวดสปริงสามมิติ และความเร็วตามแนวเส้นรอบวง และความเร็วแนวรัศมีของของไหลใกล้เคียงกันที่มีค่าเพิ่มขึ้น ที่เลขเรย์โนลด์เดียวกัน ความเร็วในแนวรัศมี และสัมพัทธ์เฉลี่ยของหลอด DSS นั้นสูงกว่าของท่อธรรมดาอย่างมีนัยสำคัญ ค่าตัวเลข Nusselt Number เพิ่มขึ้น และปัจจัยตัวประกอบความเสียดทานจะลดลงในท่อที่มีการสอดใส่ DSS เมื่อจำนวน Reynolds ที่สูงขึ้น ด้วยการเพิ่มขึ้นของ ds / D ของ DSS ปัจจัยของแรงเสียดทานจะสูงขึ้น จากการทำงานร่วมกันภาคสนาม (FSP) และหลักการวิเคราะห์การกระจายตัวของเอนทรานปีเอ็นทาลปี (EDEP) เป็นเกณฑ์ที่เชื่อถือได้สำหรับการตรวจสอบกลไกการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน กับการทำงานร่วมกันภาคสนามของท่อที่ใส่ DSS นั้นสูงกว่าท่อธรรมดามาก ซึ่งบ่งบอกถึงการปรับปรุงการไหลและการถ่ายเทความร้อนอย่างมีประสิทธิภาพโดยการสอดใส่ DSS ในขณะที่เดียวกันค่าของเกณฑ์การประเมินประสิทธิภาพด้วย (PEC) มีค่าสูงถึง 1.5 เท่าตัว

(Wang, Wang, Yan, Wang, & Feng, 2016) ศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพการนำความร้อนของของเหลวพื้นฐานด้วยอนุภาคเฟอร์โรฟลูอิด Fe_3O_4 ภายใต้สนามแม่เหล็ก โดยมุ่งเน้นไปที่คุณสมบัติของความหนืดที่มีผลต่อประสิทธิภาพการระบายความร้อนของของเหลวพื้นฐาน ในบทความนำเสนอการศึกษาทดลองเกี่ยวกับความหนืดของน้ำที่ใช้ Fe_3O_4 เป็นส่วนผสมภายใต้ความเข้มข้นสนามแม่เหล็กที่ต่างกัน การเหนี่ยวนำแม่เหล็กไฟฟ้าสามารถปรับได้จากพื้นที่ของส่วนการทดสอบด้วย Viscometer SV-10 ความหนืดของสารนาโน Fe_3O_4 จะถูกทดสอบในช่วงของการเหนี่ยวนำจากความเข้มข้นสนามแม่เหล็ก, ปริมาณความเข้มข้น และอุณหภูมิที่ 0-30 mT, 0.5% – 5% และ 293–333 K องศาเคลวิน ตามลำดับ ผลลัพธ์แสดงให้เห็นว่าความหนืดของไหลเฟอร์โร Fe_3O_4 เพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มการเหนี่ยวนำแม่เหล็ก และความเข้มข้นสารเพิ่มขึ้น และจะลดลงเมื่อผล

จากอุณหภูมิสูงขึ้น ผลจากการทดลองจริงได้นำมาพัฒนาประยุกต์เพื่อทำนายค่าความหนืดของของไหลเฟอร์โร Fe_3O_4 กับแบบจำลองที่อุณหภูมิต่าง ๆ ความเข้มข้นปริมาณสาร และการเหนี่ยวนำแม่เหล็ก ความสัมพันธ์จากแบบจำลองสอดคล้องกันอย่างดีเยี่ยมกับผลการทดลองจริง สมการที่ใช้นี้ถือเป็นเครื่องมือทางวิศวกรรมที่มีประโยชน์สำหรับการวิเคราะห์ และการออกแบบทางความร้อนด้วยของไหลเฟอร์โร

(Goharkhah, Ashjaee, & Shahabadi, 2016) การศึกษาเชิงทดลองการไหลแบบลามินาร์ด้วยการพาความร้อนแบบบังคับของสาร Fe_3O_4 (ferrofluid) ภายใต้แม่เหล็กจากภายนอก (ferrofluid) ไหลผ่านช่องแผ่นความร้อนคู่ขนานตามแนวยาวที่มีความร้อนสม่ำเสมอและผลของสนามแม่เหล็กภายนอกที่เกิดจากแม่เหล็กไฟฟ้าสี่ตัว สัมประสิทธิ์จากการจัดเรียงของแม่เหล็ก จากการแบบจำลองเชิงตัวเลขและการทดลองเป็นหลัก ผลของความเข้มข้นแม่เหล็กและความถี่ที่เกี่ยวข้องกับการพาความร้อน ความดันลดจะศึกษาทดลองในช่วงความเข้มข้นที่ต่างกันคือ (1, 1.5, และ 2 Vol%) โดยปริมาตร ด้วยอัตราการไหล ($200 < Re < 1200$). พบว่าการพาความร้อนจะมีความสัมพันธ์โดยตรงกับตัวเลขเรย์โนลด์และความเข้มข้นของสาร ferrofluid ยิ่งไปกว่านั้น เมื่อค่าตัวเลขเรย์โนลด์ Reynold และค่าความเข้มข้นของสนามแม่เหล็กสูงขึ้นจะทำให้การถ่ายเทความร้อนสูงขึ้น และจะมีความถี่ที่เหมาะสมอยู่ค่าๆ เดียวสำหรับทุก ๆ ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ Reynolds Number ที่เพิ่มขึ้น โดยค่าการถ่ายเทความร้อน เพิ่มมากที่สุดอยู่ที่ 16.4% ของกรณีที่ไม่มีความแม่เหล็ก และค่าการถ่ายเทความร้อนจากการประยุกต์ใช้สนามแม่เหล็กแบบคงที่และไม่คงที่คือ 24.9% และ 37.3% ตามลำดับ

(Alonzo-García, Gutiérrez-Torres, & Jiménez-Bernal, 2016) ได้นำเสนอบทความเกี่ยวกับการคำนวณด้วยระเบียบวิธีทางตัวเลขสำหรับรูปแบบการไหลปั่นป่วนของของไหลให้ผู้อ่านเห็นถึงขอบเขตทั่วไปของการประยุกต์ใช้ทางเทคนิคเชิงทฤษฎีและเชิงตัวเลขของพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณโดยใช้วิธีปริมาตร จำกัด จำกัด เฉพาะกระแสปั่นป่วนที่ไม่สามารถบีบอัดได้ ($Ma < 0.3$) วัตถุประสงค์หลักของบทความนี้ เพื่อให้ผู้อ่านเป็นจุดเริ่มต้นสำหรับการเลือกแบบจำลองตัวเลขในระบบการไหลที่สนใจ ความรู้ดังกล่าวอาจเป็นกุญแจสำคัญสำหรับชี้นำขยายแนวทางการวิเคราะห์ไปสู่ปัญหาที่ซับซ้อนมากขึ้น ตัวอย่างเช่น ความรู้ที่เรพบในการถ่ายเทความร้อนและการไหลของของไหล สารไหลแบบหลายสถานะ และการไหลแบบอัดตัว

(Hendrik Boertz, Albert J. Baars, Janusz T. Cieslinski, & Slawomir Smolen, 2017) ศึกษาแบบจำลองเชิงตัวเลขของการถ่ายเทความร้อนของนาโนฟลูอิดภายใต้สภาวะการไหลแบบปั่นป่วนในท่อ ด้วยการศึกษารายละเอียดของตัวเลขนัสเซิล (Nusselt Number) และตัวประกอบของ

แรงเสียดทาน ด้วยการคำนวณทางระเบียบเชิงตัวเลขสำหรับการไหลในท่อแบบปั่นป่วน (ตัวเลขเรย์โนลด์ ระหว่าง 6000 ถึง 12000) กำหนดมีเงื่อนไขขอบเขตให้ฟังก์ชันความร้อนคงที่โดยใช้นาโนฟลูอิดเป็นสารทำงาน แบบจำลองของนาโนฟลูอิดคำนวณด้วยวิธีแบบเฟสเดียว และนำผลการจำลองทำการเปรียบเทียบกับความสัมพันธ์จากข้อมูลการทดลอง เอทีลินไกลคอล และน้ำ อัตราส่วนโดยมวล 60:40 EG / W เพื่อใช้ผสมกับสารอนุภาคนาโน SiO_2 ใช้เป็นของไหลนาโนที่มีความเข้มข้นของปริมาตรอนุภาคตั้งแต่ 0% ถึง 10% การทำนายค่าตัวเลขนัสเซิลของไหลนาโนนั้นมีความสอดคล้องกับผลการทดลอง และความสัมพันธ์แบบเฟสเดียวแบบเดิม มีค่าเบี่ยงเบนเฉลี่ยอยู่ในช่วง -5% ค่าประกอบของแรงเสียดทานเบี่ยงเบนเฉลี่ย 0.5% สำหรับสหสัมพันธ์เฟสเดียว อย่างไรก็ตามจากการพิจารณาความที่มีความเข้มข้นที่ต่างกันทั้งหมดของของไหลนาโนฟลูอิดพบว่า นาโนฟลูอิด ใช้พลังในการสูบน้ำมากกว่าของเหลวพื้นฐานในความเข้มข้นของอนุภาคนาโนที่สูง บนตัวเลขเรย์โนลด์ที่ให้อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เท่ากัน

(Paisarn Naphon & Wiriyasart, 2017) ศึกษาการไหลเป็นจังหวะของ (TiO_2 / water) และการถ่ายเทความร้อนในท่อขดเกลียวกับการจัดเรียงทิศทางแม่เหล็กที่แตกต่างกัน การศึกษานี้ได้รวมเทคนิคการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนที่แตกต่างกันสี่แบบได้แก่ (การไหลเป็นจังหวะ, ท่อโค้ง, และเอฟเฟกต์แม่เหล็ก) (Pulsating flow, Curved tube, and magnetic field effect), เพื่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในการศึกษานี้ ในการทดลองแท่งแม่เหล็กถาวรแปดแท่งถูกจัดเรียงด้วยทิศทางแม่เหล็กที่แตกต่างกันสามทิศทาง ผลของเวลาที่ได้นั้นเป็นจังหวะทิศทางของแม่เหล็กที่มีต่อลักษณะการถ่ายเทความร้อนแบบหมุนเวียน และปัจจัยตัวประกอบความเสียดทานของ TiO_2 นาโนฟลูอิดในท่อแบบขดเป็นวงรอบคล้ายยาจุดกันยุง เนื่องจากการที่ลดลงของชั้นขอบเขตความร้อน และส่วนผสมของนาโนฟลูอิดในอัตราส่วนที่สูงจะเป็นการนำเสนอ การเพิ่มความถี่ของการไหลแบบเป็นจังหวะ และสนามแม่เหล็กมีผลต่อการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน ค่าตัวเลขนัสเซิลจากการไหลแบบเป็นจังหวะจะให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่า ในขณะที่เดียวกันผลจากสนามแม่เหล็ก และการไหลแบบเป็นจังหวะจะส่งผลต่อการเพิ่มตัวประกอบความเสียดทานเพียงเล็กน้อย

(Paisarn Naphon & Wiriyasart, 2018a) ได้รวมเทคนิคการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนด้วย: การไหลเป็นจังหวะ, นาโนฟลูอิด, ท่อมีครีบน้ำขนาดเล็ก และผลจากสนามแม่เหล็กสำหรับการถ่ายเทความร้อน และรูปแบบลักษณะการไหลในท่อมีครีบน้ำขนาดเล็ก ถูกตรวจสอบจากการทดลองภายใต้เงื่อนไขของการไหลด้วยนาโนฟลูอิด ช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ที่ต่างกัน ตั้งแต่ 1,000 ถึง 2,400 และความเข้มข้นอนุภาคนาโน 0.25%, 0.50% โดยปริมาตร ของไหลนาโน

ฟลูอิดทางเข้ากำหนดอุณหภูมิทางเข้าที่ 20°C และความร้อนที่ป้อนให้กับผนังท่อป้อนแบบคงที่ 120–160 W ตามลำดับ ในขณะที่ความถี่การไหลเป็นจังหวะสำหรับการทดสอบคือ 10–20 เฮิร์ตซ์ ผลลัพธ์ที่ได้จากท่อขนาดเล็กที่มีสนามแม่เหล็กเปรียบเทียบกับผลที่ไม่มีแม่เหล็ก และผลทั้งหมดจากท่อเรียบที่มี และไม่มีแม่เหล็ก แสดงให้เห็นได้ว่าเทคนิครวมของการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน เป็นเทคนิควิธีการที่ดีและมีความเป็นไปได้ในการปรับปรุงประสิทธิภาพการระบายความร้อนสำหรับอุปกรณ์ระบายความร้อน การไหลแบบเป็นจังหวะ และสนามแม่เหล็กที่มีข้อได้เปรียบบนพื้นฐานทฤษฎีการเคลื่อนที่แบบ Brownian ในอนุภาคนาโนในฟลูอิดตลอดทั้งระบบ การศึกษานี้แสดงให้เห็นว่าการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นอย่างเห็นได้ชัด โดยการเพิ่มขึ้นของความเข้มข้นของอนุภาคนาโน ความแรงของสนามแม่เหล็ก และด้วยความถี่จากการไหล แต่อย่างไรก็ตามจะส่งผลเล็กน้อยต่อความดันลดในระบบ

(Afrand, 2017) นำเสนอการศึกษาผลของการพาความร้อนแบบลามินาร์ ในวงแหวนทรงกระบอกแนวตั้ง 3 มิติที่มีท่อของเหลวเป็นสื่อนำกระแสไฟฟ้า ภายใต้แม่เหล็กแวนอนแบบจำลองนี้ประกอบด้วยกระบอกสูบโคแอกเซียลไอโซเทอร์มอลสองกระบอก สมมติให้ปลายทั้งสองข้างของกระบอกสูบเป็นอะเดียแบติกและผนังทั้งหมดว่าเป็นฉนวนทางไฟฟ้า สมการควบคุมแบบไม่เชิงเส้น ใช้สำหรับการแก้ปัญหาเชิงตัวเลขโดยวิธีไฟไนต์โวลุ่มผล ของพารามิเตอร์ที่แตกต่างกัน เช่น ความแรงของสนามแม่เหล็กอัตราส่วนรัศมีอัตราส่วนภาพและเลข Prandtl ต่อการกระจายอุณหภูมิตัวเลข Nusselt เฉลี่ยค่าการกระจายของกองกำลังลอเรนซ์ และไฟฟ้าที่เหนี่ยวนำได้ถูกตรวจสอบ ผลลัพธ์แสดงให้เห็นว่าสำหรับอัตราส่วนด้านที่ต่ำกว่า 1 ค่าตัวเลข Nusselt เฉลี่ยเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราส่วนเพิ่มขึ้น และเมื่ออัตราส่วนกว้างยาวมากกว่าประมาณ 1 ค่าจำนวนตัวเลข Nusselt โดยเฉลี่ยจะลดลงเมื่ออัตราส่วนขยายใหญ่สูงขึ้น ยิ่งไปกว่านั้นผลการวิจัยพบว่าจำนวนตัวเลข Nusselt เฉลี่ยเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราส่วนรัศมีเพิ่มขึ้น ผลการวิจัยยังพบอีกว่าจำเป็นต้องใช้สนามแม่เหล็กที่แรงกว่าเพื่อให้ได้การนำไฟฟ้าที่ดีขึ้นในกรณีขึ้นความหนาของวงแหวน การเกิดขึ้นของแม่สนามแม่เหล็กไฟฟ้า ซึ่งส่งผลต่อ การกระจายของแรงลอเรนซ์ และไฟฟ้าเหนี่ยวนำระบุงการก่อตัวของชั้นฮาร์ทมันน์ และโรเบิร์ตตามลำดับ นอกจากนี้จำนวนค่าตัวเลข Nusselt โดยเฉลี่ยเพิ่มขึ้นตามจำนวน Prandtl ที่เพิ่มขึ้นที่ตัวเลข Hartmann ทั้งหมด นอกจากนี้ยังพบว่าเมื่อเพิ่มจำนวน Hartmann ค่าตัวเลข Prandtl กับค่า Nusselt Number โดยเฉลี่ยจะลดลง

(Lin, Wang, Lin, Dang, & Zhang, 2017) การใช้แผ่นลักษณะคล้ายปีก หรือ/และ เพื่อกำเนิดกระแสจำนวน (VGs) ช่วยเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นได้อย่างดีเยี่ยมโดยมีการสูญเสียแรงดันเพิ่มขึ้นเพียงเล็กน้อยเมื่อเทียบกับ VG อื่น ๆ ในช่วงของค่าตัวเลข Reynolds ที่

กว้าง สำหรับแผ่นเทปปิดเกลียวแบบปกติ พื้นที่สัมผัสระหว่างแผ่นเทปปิดและสารทำงานจะมีพื้นที่มาก ซึ่งจะส่งผลให้เกิดแรงเสียดทานสูง จากข้อเท็จจริงนี้จึงนำเสนอแผ่นเทปปิดเกลียวที่ออกแบบใหม่ให้มี winglet VGs (PWVGs) รูปสี่เหลี่ยมด้านขนานพันเกลียวที่มี winglet VGs นี้เกิดขึ้นจากการตัดที่ขอบของแผ่นเทปตรงสี่เหลี่ยมด้านขนานเพื่อสร้าง winglet สี่เหลี่ยมด้านขนานเมื่อปิดรอบแกนตามยาว การไหลของของเหลวจะเคลือบ และลักษณะการถ่ายเทความร้อนแบบคอนจูเกตในท่อกลมที่ใส่เทปปิดด้วย PWVGs ได้รับการวิเคราะห์โดยใช้วิธีการเชิงตัวเลขภายใต้สภาวะอุณหภูมิผนังสม่ำเสมอและมีมุมแตกต่างกันสี่มุมคือ α ($\alpha = 27.64^\circ, 21.44^\circ, 17.44^\circ$ และ 14.67°) และระยะห่างตามแนวแกนที่แตกต่างกันสี่ค่า คือ St ($St = 0.83D, 1.0D, 1.25D$ และ $1.67D$) ผลลัพธ์แสดงให้เห็นว่า (1) เทปพันเกลียวที่ออกแบบใหม่มีสองวิธีในการสร้างฟลักซ์ทฤษฎี ได้แก่ ฟลักซ์ทฤษฎีที่สร้างโดยเทปปิดพื้นฐาน และฟลักซ์พิเศษที่สร้างโดย PWVG (2) การรวมกันของเทปปิดพื้นฐานและ PWVGs มีผลอย่างชัดเจนต่อลักษณะการไหล และการถ่ายเทความร้อนในพื้นที่ (3) เมื่อเปรียบเทียบกับท่อเปล่าอ้างอิงท่อที่มีเทปปิด PWVG สามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้อย่างมีประสิทธิภาพภายใต้สภาวะกำลังสุบจ่ายที่เหมือนกันสำหรับกรณี $\alpha = 17.44^\circ, St/D = 1.25$ และ Re ตั้งแต่ 50 ถึง 600 ค่าเฉลี่ยตัวเลข Nusselt และปัจจัยแรงเสียดทานเพิ่มขึ้น 76.4% เป็น 190.9% และ 179.9% เป็น 289.1% ตามลำดับ และปัจจัยด้านประสิทธิภาพการระบายความร้อนที่สอดคล้องกันอยู่ระหว่าง 1.25 ถึง 1.85 และ (4) เมื่อ Re อยู่ในช่วง 50 ถึง 600 มุม α ของ PWVGs เป็นพารามิเตอร์ที่สำคัญมากในการออกแบบเทปปิดที่ดัดแปลงและเมื่อ α มีขนาดใหญ่ และ St มีขนาดเล็กประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของเทปปิดแบบ PWVGs จะดีกว่า.

(Al Kumait, Ibrahim, & Abdullah, 2019) ได้ศึกษาแบบจำลองด้วย TiO₂ นาโนฟลูอิดที่ใช้ท่อแบบมีครีปร่วมกับท่อสำหรับการเสริมการถ่ายเทความร้อน บทความนี้นำเสนอการตรวจสอบเชิงทดลองและเชิงตัวเลขเพื่อศึกษาอิทธิพลของระยะพิทช์ของซี่โครงและโครงแบบท่อต่อการถ่ายเทความร้อนโดยใช้นาโนฟลูอิด TiO₂ ในระบบการทำงานที่ปั่นวนโดยมีหมายเลขเรย์โนลด์ 5,000-40,000 ในขณะที่เดียวกันคุณสมบัติของของไหลจะถือว่าเป็น คงที่กับอุณหภูมิภายใต้ฟลักซ์ความร้อนสม่ำเสมอ ขนาดอนุภาคนาโนเฉลี่ยคือ 50 นาโนเมตรและใช้เศษส่วนปริมาตร 0% ถึง 1% การศึกษานี้ทำได้โดยใช้วิธี ปริมาณ จำกัด และวัตถุประสงค์ของการศึกษานี้เกี่ยวข้องกับการค้นหาปัจจัยที่มีแรงเสียดทานต่ำและการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสูงเมื่อมี TiO₂ / นาโนฟลูอิดของน้ำ เมื่อเปรียบเทียบกับท่อแบบธรรมดาท่อมีครีปร่วมให้เกณฑ์การประเมินประสิทธิภาพที่สูงกว่า (ประมาณ 2.0%) ในขณะที่ท่อมีเส้นรอบวงเป็น 1.9% และความ

ยาวตามแนวยาว 1.88% ของท่อมีครีบทึ่มีระยะพิทช์ 5.89 มม. ให้พลังงานจลน์ที่ปั่นป่วนสูงขึ้น เนื่องจากความเข้มของการหมุนที่แรงขึ้นส่งผลให้ชั้นขอบเขตความร้อนที่บางลงและตัวเลขนัสเซิลต์มีการกระจายอย่างสม่ำเสมอ โมเดลที่ไม่ใช่เชิงเส้นของตัวประกอบแรงเสียดทานและจำนวน Nusselt ได้รับการทำนายโดยมีค่าเบี่ยงเบนสูงสุด $\pm 3\%$ และ $\pm 2\%$ ตามลำดับ

(Hoseinzadeh, Heyns, & Kariman, 2019) ศึกษาเปรียบเทียบวิธีทางตัวเลขการถ่ายเทความร้อนในรูปแบบการไหลแบบราบเรียบและปั่นป่วนที่ไหลแบบเป็นจังหวะของ Al_2O_3 นาโนฟลูอิดที่ไหลในช่องแบบสองมิติ ในช่วงการไหลแบบราบเรียบกำหนดให้มีการเพิ่มอัตราการไหล (Reynolds Number) ความเร็วสูงขึ้น ดังนั้นภาพรวมของการถ่ายเทความร้อนของตัวเลขนัสเซิลต์ก็จะเพิ่มขึ้นด้วยเช่นกัน ศึกษาผลของบริเวณที่มีการไหลแบบราบเรียบเปลี่ยนเป็นการไหลแบบปั่นป่วน การเพิ่มช่วงค่าเฉลี่ยฟลักซ์ความร้อนและกระแสการไหล (pulsation) ปริมาณความเข้มข้นของสารนาโนฟลูอิด ผลทดลองพบว่า นาโนฟลูอิดเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในช่องสูงขึ้น แต่ว่านาโนฟลูอิดก็เป็นสาเหตุทำให้เกิดความดันลดในช่องเพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน

(Rahman & Islam, 2019) กล่าวว่า การเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสามารถทำได้หลายวิธีแต่การใช้นาโนฟลูอิดเป็นแนวทางใหม่ล่าสุด การตรวจสอบเชิงตัวเลขของการพาความร้อนแบบบังคับที่ปั่นป่วนผ่านท่อผนังถูกฟูกูรูปสามเหลี่ยมมุมฉากถูกนำเสนอโดยใช้ซอฟต์แวร์พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณเชิงพาณิชย์ ANSYS Fluent ความยาวและเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อที่ใช้ในการศึกษาคือ 200 มม. และ 8 มม. ตามลำดับ และใช้ฟลักซ์ความร้อนคงที่สม่ำเสมอ $5,000 \text{ W} / \text{m}^2$ ใช้กับขอบเขตเงื่อนไขผนังแบบถูกฟูกู ทำการจำลองแบบ 2 มิติด้วยจำลองแกนให้สมมาตร ซึ่งถือเป็นการวิเคราะห์พารามิเตอร์ที่แตกต่างกัน ลอนมีแอมพลิจูดความกว้าง 1.60 มม. และความยาวคลื่น 6 มม. แบบจำลอง Realizable k- ϵ turbulent model ถูกนำมาใช้กับการวิเคราะห์กับการเพิ่มของผนัง นาโนฟลูอิดไหลด้วยความเร็วคงที่และอุณหภูมิสม่ำเสมอ 300 K ที่ทางเข้าของท่อโดยมีข้อสมมติให้ไม่มีเงื่อนไขขอบเขตการสั่นไถล พารามิเตอร์การถ่ายความร้อนเช่นค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนและพารามิเตอร์พลศาสตร์ของไหล เช่นปัจจัยของตัวประกอบความเสียดทาน และกำลังปั๊มจะคำนวณโดยใช้นาโนฟลูอิดของน้ำ Al_2O_3 ที่สัดส่วนปริมาตรต่างกัน คือ (1%, 2%, 3%, 4% และ 5%) สำหรับช่วง ตัวเลขเรย์โนลด์ระหว่าง 5,000 ถึง 25,000 ผลการทดลองพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มขึ้นตามส่วนปริมาตร เช่นเดียวกับตัวเลขเรย์โนลด์ที่เพิ่มขึ้น ถึง 67.3% ที่ตัวเลขเรย์โนลด์มีค่า 25,000 และสัดส่วนความเข้มข้นของ Al_2O_3 ที่ 5% โดยปริมาตร

(H. Safikhani, M. Ahmari, & E. Azadehfar, 2016) รายงานผลการศึกษาค้นคว้าที่ได้จากแบบจำลองการถ่ายเทความร้อนรวมของ Al_2O_3 นาโนฟลูอิดของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนกัน พารามิเตอร์ที่สำคัญ เช่น การกระจายอุณหภูมิ, สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉพาะที่, ความดันลด, อัตราการถ่ายเทความร้อนภายนอกและภายในของของไหลได้ถูกทำการตรวจสอบและเปรียบเทียบผล ผลลัพธ์ทั้งหมดได้จากการวิเคราะห์ด้วยแบบจำลองการไหลแบบคู่ขนานและแบบสวนทาง การไหลแบบราบเรียบและแบบปั่นป่วนได้ทำการนำเสนอผลลัพธ์ทั้งแบบใช้สารนาโนฟลูอิดและแบบไม่ใช้รูปแบบการจำลองสำหรับกรณีนาโนฟลูอิด ใช้วิธีสองเฟสผสม เพื่อเป็นการชี้วัดให้เห็นว่า การไหลแบบคู่ขนานและแบบสวนทางนั้นมีความสำคัญมากสำหรับการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนในการไหลแบบราบเรียบและแบบปั่นป่วน ผลการทดลองพบว่า การเพิ่มอุณหภูมิของของไหลเย็น มีความคล้ายคลึงกันการระบายความร้อนของของไหล กับวิธีการเพิ่มประสิทธิภาพโดยใช้นาโนฟลูอิดในท่อของของไหลเย็น ในท่อแบบอื่น ๆ

(Ji, Fan, Zhao, & Tao, 2019) บทความนี้ได้เสนอวิธีการประเมินปรับปรุงประสิทธิภาพใหม่เพื่อใช้สำหรับประมาณประสิทธิภาพทางความร้อน - ไฮดรอลิก ด้วยเทคนิควิธีการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนแบบต่าง ๆ ประสิทธิภาพการประหยัดพลังงานสำหรับโครงสร้างที่ได้รับการปรับปรุงสามารถระบุได้ด้วยกราฟพล็อต ในการพล็อตตัวเลขเรย์โนลด์ส Reynolds Number และดัชนีสัมประสิทธิ์ $(Nue/Nur)/ln(fe/fr)$ จะถูกนำมากำหนดเป็นพิกัด X และ Y ตามลำดับ ประสิทธิภาพสามารถแบ่งออกเป็นสี่ระดับที่แตกต่างกัน สำหรับข้อมูลการทดลองหรือผลการจำลองในระดับ 1 การถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นจะมาพร้อมกับการใช้พลังงานที่มากขึ้น ข้อมูลในระดับ 2 คือการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นจะกำหนดเหมือนกันกับกำลังของปั๊ม ในระดับ 3 ลักษณะการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นจะคล้ายกันกับความดันลดลง ในระดับ 4 ประสิทธิภาพที่เพิ่มสูงขึ้น อัตราส่วนของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของปัจจัยตัวประกอบความเสียดทานตัวเลขเรย์โนลด์สเดียวกัน ทั้งสี่ระดับสอดคล้องกับพื้นที่แนวนอนกับระดับ 1 ที่อยู่ด้านล่าง และระดับ 4 ที่ด้านบน ข้อมูลในระดับที่สูงขึ้นจะสามารถประหยัดพลังงานได้ดีขึ้น นอกจากนี้ ยังมีการนำเสนอตัวอย่างวิธีการใช้วิธีการประเมินประสิทธิภาพของพื้นผิวที่ปรับปรุงแล้วและเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั่วไป

(Karimi et al., 2019) นำเสนอเกี่ยวกับการจำลองเชิงตัวเลขของการไหลของของไหลนาโนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ที่ติดตั้งแผ่นบิด โดยใช้สารทำงานเป็น อลูมินา / น้ำ และน้ำบริสุทธิ์ ใช้แบบจำลองสองเฟสสำหรับการจำลองการไหลของของไหลนาโน ศึกษาผลกระทบของนาโนฟลูอิดและแผ่นบิดเกลียวที่มีต่อสมรรถนะทางอุทกพลศาสตร์ และความร้อน

ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จากนั้นโฟกัสไปที่ผลกระทบของความหยาบผิว (ประเภทวัสดุ) ของแผ่นเทปปิดเกลียวต่อการถ่ายเทความร้อนและความดันลดลงในตัวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ผลลัพธ์จะแสดงเป็นการกระจายอุณหภูมิ โปรไฟล์ความเร็ว ตัวเลข Nusselt Number และความดันลด ของช่วงตัวเลข Reynolds Number ต่าง ๆ ความเข้มข้นของของไหลนาโน อัตราส่วนพิทและวัสดุของแผ่นปิด ผลการวิจัยพบว่าการใช้เทปปิดช่วยเพิ่มค่า Nusselt Number ได้ถึง 22% นอกจากนี้การเพิ่มอนุภาคคอลลอยด์ในน้ำสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ถึง 30% และความดันลดเพิ่มขึ้น 40% แผ่นเทปที่มีความหยาบมากขึ้นช่วยเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนได้ถึง 16% ในขณะที่ปัจจัยตัวประกอบความเสียดทานเพิ่มขึ้น 21%

(Fan, Qi, Liu, & Sheikholeslami, 2020) ศึกษาผลของอัตราส่วนการเจาะรูเทอร์โบลูเลเตอร์ของแผ่นปิดที่มีผลต่อสมรรถนะทางความร้อนและค่าความร้อนไฮดรอลิกของของไหลเฟอโรโรในการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบใหม่ กล่าวว่าเกณฑ์การประเมินแบบใหม่นี้ใช้สำหรับการเพิ่มประสิทธิภาพที่ได้จากการพัฒนาปรับปรุงขึ้น และมีการนำไปใช้ในระบบแลกเปลี่ยนความร้อนแบบใหม่ที่มีแผ่นปิดแบบเจาะรูในตัว ผลของแผ่นปิดที่มีอัตราส่วนรูพูนที่แตกต่างกันต่อประสิทธิภาพการใช้พลังงานได้รับการสำรวจและปรับปรุงโดยการทดลอง ผลการวิจัยแสดงให้เห็นว่าการเพิ่มขึ้นของอัตราส่วนพูนประสิทธิภาพของเทอร์โม - ไฮดรอลิก ของระบบจะดีขึ้นเล็กน้อยที่และประสิทธิภาพจะเริ่มลดลงหลังจากถึงจุดสูงสุดจนกระทั่งอัตราส่วนพูนถึง 100% ซึ่งจะเท่ากับกรณีไม่มีแผ่นปิด นอกจากนี้ ยังมีปัจจัยที่มีอิทธิพลต่อ ตัวเลขเรย์โนลด์ ด้วยรูปแบบสนามแม่เหล็ก ถูกนำมาใช้เพื่อควบคุมประสิทธิภาพของเทอร์โมไฮดรอลิกของระบบ พบว่าจำนวนเรย์โนลด์ที่เพิ่มขึ้น ด้วยสนามแม่เหล็กในแนวตั้งมีผลเชิงบวกในการปรับปรุงประสิทธิภาพของระบบ และการเปลี่ยนแปลงของเลขเรย์โนลด์ โดยผลที่เกิดขึ้นจะนำไปสู่การปรับเปลี่ยนอัตราส่วนการปิดและรูพูนเพื่อให้สอดคล้องและได้ค่าที่ดีที่สุด

(Fan, Qi, Tang, & Liu, 2020) ศึกษาการทดลองเพื่อหาประสิทธิภาพเชิงความร้อนและความร้อนของของไหลนาโน $Fe_3O_4-H_2O$ จากการไหลในท่อลูกฟูก ด้วยการวิเคราะห์ผลบางตัวแปรของท่อแบบสอดแผ่นปิดในท่อ และมีสนามแม่เหล็กกระทำในแนวนอน (มีความเข้มสนามแม่เหล็ก คือ $B = 6mT, 12mT$ และ $18mT$) สัดส่วนมวลของอนุภาค ($\omega = 0.1, 0.3$ และ $0.5 wt\%$) ช่วงตัวเลข Re ($800-12,000$) ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของของไหลนาโนจะทวีความรุนแรงขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของเศษส่วนมวล แต่จะอ่อนตัวลงเมื่อความหนาแน่นของฟลักซ์แม่เหล็กเพิ่มขึ้น ภายใต้สภาวะเดียวกัน ความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของท่อลูกฟูกที่มีเทอร์โบลูเลเตอร์ปิดแบบสอดนั้นจะมีประสิทธิภาพดีกว่าแบบไม่มีแผ่นปิด ค่าสัมประสิทธิ์

ความเสียดทานสามารถเพิ่มได้ด้วยเศษส่วนมวลที่เพิ่มขึ้นและสนามแม่เหล็กแนวอน นอกเหนือประสิทธิภาพเชิงความร้อน R3 และประสิทธิภาพอิเล็กทรอนิกส์การใช้พลังงานได้ถูกนำมาใช้เพื่อประเมินประสิทธิภาพที่ครอบคลุมของแต่ละสภาพการทำงาน พบได้ว่าเศษส่วนมวลที่เพิ่มขึ้นและความหนาแน่นของฟลักซ์แม่เหล็กที่ลดลง ทำให้เกิดแนวโน้มที่เพิ่มขึ้นสำหรับประสิทธิภาพเชิงความร้อน นอกจากนี้ยังได้รับว่าประสิทธิภาพการพลังงานของจากสารทำงานที่มากกว่า ภายใต้พลังงานป้อนที่สูญเสียภายใต้ความเข้มข้นสารเดียวกัน

2.2 สรุปผลการทบทวนวรรณกรรม

ผลจากการศึกษาทบทวนวรรณกรรมที่เกี่ยวข้อง พบว่าการวิเคราะห์และการทดลองการใช้น้ำเป็นสารเป็นตัวกลางหลัก และของไหลนาโนชนิดต่าง ๆ เป็นสารทำงาน และท่อแบบชนิดต่าง ๆ เช่น ท่อตรงผิวเรียบ ท่อโค้ง ท่อขดเป็นวง ท่อสี่เหลี่ยม ท่อแบบสอดใส่แผ่นบิดเกลียวไว้ข้างใน และรูปแบบการไหลในรูปแบบต่าง ๆ เป็นต้น การศึกษาส่วนใหญ่ จะเป็นรูปแบบการไหลแบบราบเรียบ และแบบปั่นป่วนเพื่อศึกษาคุณลักษณะต่าง ๆ ของการถ่ายเทความร้อน โดยมีพารามิเตอร์หลักที่ศึกษาได้แก่ ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ ค่าตัวเลขนัสเซิลต์ ค่าความเข้มข้นของปริมาณสารนาโนทั้งสัดส่วนโดยมวลและปริมาตร พบว่ามีกรวิเคราะห์ด้วยวิธีการทดลอง และแบบจำลองคณิตศาสตร์ของการไหลของของไหลเพอร์โรแบบเป็นจังหวะภายใต้ผลของสนามแม่เหล็กบนท่อผิวบิดเกลียวยังพบอยู่น้อยมาก โดยส่วนใหญ่จะใช้ของไหลนาโน ไทเทเนียมออกไซด์ (TiO_2) ทองแดงออกไซด์ (CuO) และอะลูมินาออกไซด์ (Al_2O_3) และอื่น ๆ เป็นต้น ดังนั้นการวิจัยในครั้งนี้จึงมองเห็นประโยชน์ที่จะได้รับจากการทดลอง และวิธีการแบบจำลองคณิตศาสตร์ เพื่อศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อน และ รูปแบบการไหลของไหลเพอร์โรในท่อตรงวางในแนวอน ที่มีผิวบิดเกลียวเป็นลอนโดยศึกษาระยะห่างพิทของเกลียวที่ถูกบิดบนพื้นผิวท่อ และผลของสารทำงานเพอร์โร Fe_3O_4 ด้วยอัตราส่วนผสมความเข้มข้น 0.005 Vol%. เปอร์เซ็นต์โดยปริมาตร และพารามิเตอร์ต่าง ๆ ที่ส่งผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อน ด้วยรูปแบบการไหลในรูปแบบต่าง ๆ ภายใต้ผลของสนามแม่เหล็กไฟฟ้า

บทที่ 3

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

3.1 บทนำ

การไหลแบบราบเรียบ และการไหลแบบปั่นป่วน เป็นการไหลที่พบบ่อยมากในระบบอุตสาหกรรมของจำพวกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ตัวประกอบความเสียดทาน และสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของการไหลในท่อมีความสำคัญเป็นอย่างมาก ในการทดลองทำให้เกิดความผิดพลาด การหาตัวประกอบความเสียดทานสามารถทำได้ง่ายกว่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน ดังนั้นการหาความสัมพันธ์ต่าง ๆ จึงเป็นเรื่องที่มีความยุ่งยากและซับซ้อน ดังนั้นเราจึงอาศัยการประมาณค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจากการไหลได้จากข้อมูลค่าตัวประกอบความเสียดทานด้วยการอาศัยหลักความเหมือนกันของการถ่ายเทความร้อนและโมเมนตัมจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ เพื่อความสะดวกและง่ายต่อการคำนวณกับปัญหาที่มีความซับซ้อน

3.2 วิธีการจำลองแบบเฟสเดียว

วิธีการจำลองเฟสเดียวสำหรับจำลองในการทำนายการถ่ายเทความร้อนและคุณลักษณะของการไหลที่มีสมมติฐานดังต่อไปนี้

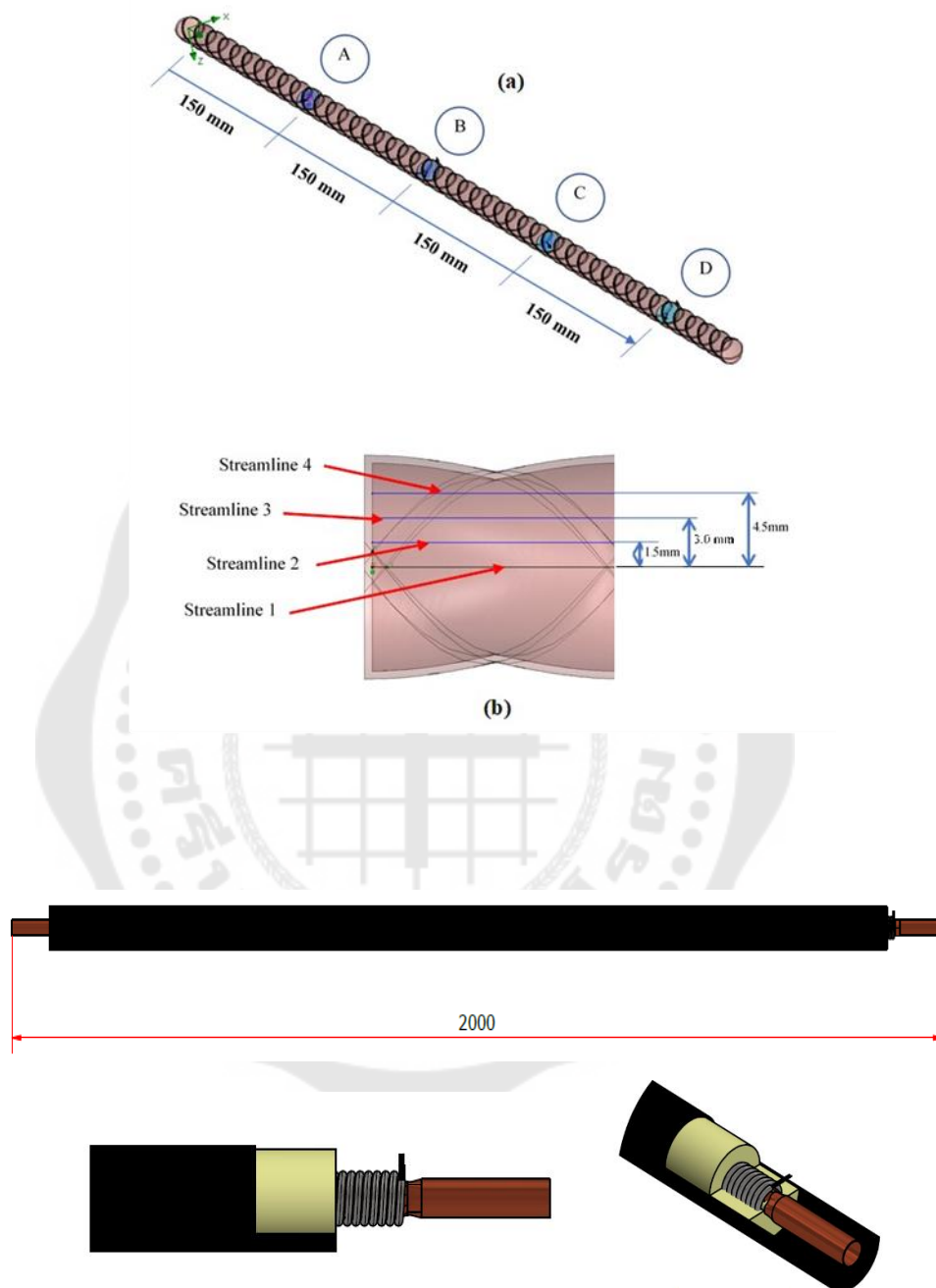
3.2.1 ของเหลวพื้นฐานและอนุภาคนาโนฟลูอิดที่แขวนลอยอยู่ในสถานะสมดุลทางความร้อน

3.2.2 การไหลเป็นแบบราบเรียบทั้งสามมิติ

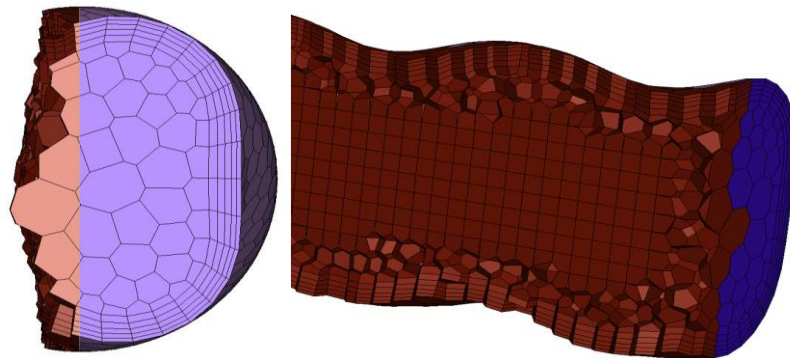
3.2.3 คุณสมบัติกายภาพทางความร้อนคงที่และมีการกระจายตัวของความหนืดเล็กน้อย

3.2.4 ของเหลวพื้นฐานและอนุภาคนาโนมีความเร็วเท่ากัน

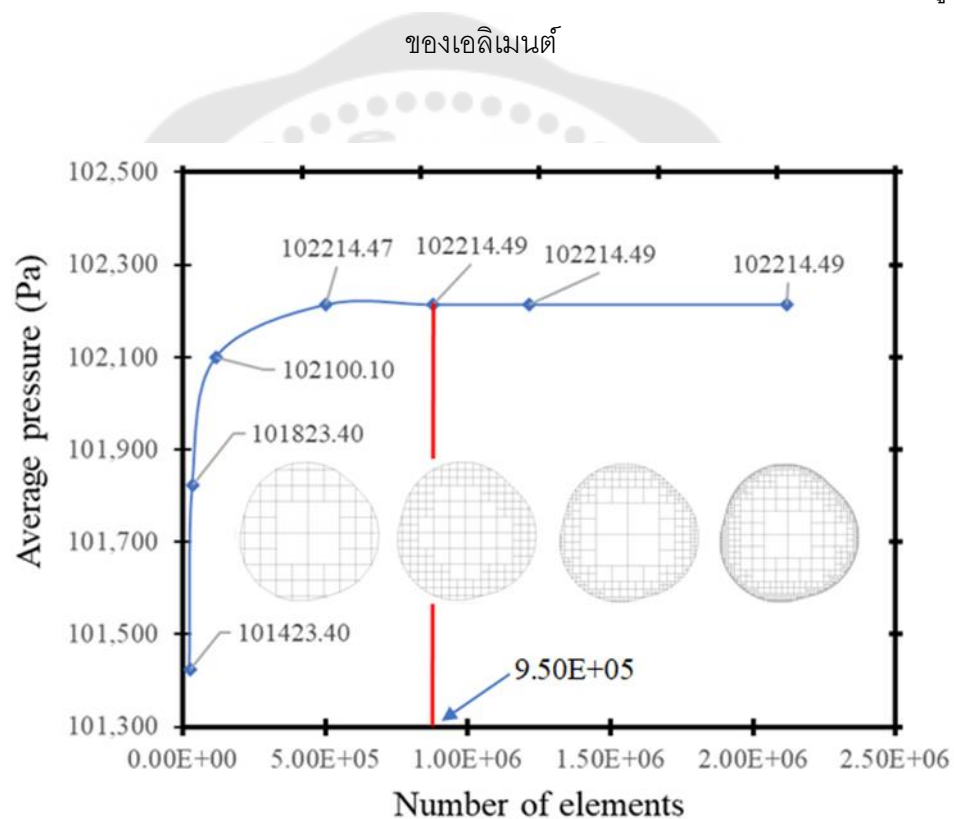
สมการต่อไปนี้ เป็นสมการตัวแทนของ สูตรทางคณิตศาสตร์ของรูปแบบวิธีการแบบจำลองเฟสเดียวโดยมีสมการควบคุมดังต่อไปนี้



ภาพประกอบ 1 ท่อปิดเกลียวสำหรับการจำลอง



ภาพประกอบ 2 แสดงเอลิเมนต์แบบ polyhedral สำหรับการตัดแสดงในระนาบ yz และรูปแบบของเอลิเมนต์



ภาพประกอบ 3 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าความดันโดยเฉลี่ยกับจำนวนเอลิเมนต์

จากภาพประกอบ 3 แสดงผลการคำนวณที่ไม่ขึ้นกับจำนวนเลขกริดเนื่องจากมีค่า > 950,000 โดยที่จำนวนกริดมีค่าเท่ากับ 950,000 นั้นก็เพียงพอสำหรับการคำนวณและใช้สำหรับการกำหนดในเงื่อนไขที่อื่น ๆ ที่มีความลึกของร่องเกลียวต่ำกว่า และระยะพิทช์ความห่างที่มากของท่อปิดเกลียว (จำนวนเลขกริดคงที่) โดยใช้เครื่องคอมพิวเตอร์สำหรับวิเคราะห์ปัญหาที่มีขนาด

ของ CPU ที่มีแกนประมวลผลจำนวน 18 คอร์ กับ RAM 96 GB และสิ้นสุดกระบวนการคำนวณเมื่อเป็นไปตามเกณฑ์ที่กำหนด คือ ($<10^{-5}$)

สมการความต่อเนื่อง

$$\nabla \cdot (\rho_m V) = 0 \quad (1)$$

สมการความต่อเนื่อง

$$\nabla \cdot (\rho_m VV) \equiv -\nabla p + \nabla \tau + \rho_m g \quad (2)$$

สมการพลังงาน

$$\nabla \cdot (\rho_m V C_{pm} T) \equiv \nabla \cdot (\lambda_{eff} \nabla T) \quad (3)$$

สมการค่าความหนาแน่นของของไหลเฟอริโรคานวนจากสมการของ บ็อค ชุน ปาค และยอง อี โซ (Pak & Cho, 1998) ด้วยสมการที่ 4 ด้านล่าง

$$\rho_{ff} = \varphi \rho_m + (1 - \varphi) \rho_w \quad (4)$$

โดยที่

ρ_{ff} คือ ความหนาแน่นของของไหลนาโน มีหน่วยเป็น Kg/m^3

ρ_m คือ ความหนาแน่นของอนุภาคแมกนีไทต์ Fe_3O_4 มีหน่วยเป็น Kg/m^3

ρ_w คือ ความหนาแน่นของน้ำ มีหน่วยเป็น Kg/m^3

φ คือ สัดส่วนโดยปริมาตรของอนุภาคแมกนีไทต์ Fe_3O_4

สมการค่าความหนืดใช้กับอนุภาคทรงกลมในส่วนปริมาณน้อยกว่า 5.0% แนะนำโดย โดนนอลด์ เอ ดริว และตีฟเฟน แอล พาสแมน (Donal A.Drew. & Passman., 1999) นิยามไว้ตามสมการด้านล่างดังต่อไปนี้

$$\mu_m = (1 + 2.5\phi)\mu_w \quad (5)$$

โดยที่

μ_m คือ ค่าความหนืดของของไหลนาโน

μ_w คือ ค่าความหนืดของของไหลพื้นฐาน

สมการค่าความร้อนจำเพาะคำนวณได้จากสมการของ ยี่มิน เฉลี่ยน และวิลไฟล์ 38 โรทเท (Xuan. & Roetzel., 2000) ดังต่อไปนี้:

$$(\rho C_p)_m = \phi(\rho C_p)_p + (1-\phi)(\rho C_p)_w \quad (6)$$

โดยที่

$(\rho C_p)_m$ คือ ความจุความร้อนของของไหลนาโน

$(\rho C_p)_w$ คือ เป็นความจุความร้อนของของไหลพื้นฐาน

$(\rho C_p)_p$ คือ เป็นความจุความร้อนของอนุภาคนาโน

สมการค่าการนำความร้อนของของไหลนาโนคำนวณจากสมการของ ดับเบิลยู ยูและ เอส ยู เอส ซอย (W Yu & Choi, 2003) ดังสมการด้านล่างต่อไปนี้

$$\lambda_{eff} = \left[\frac{\lambda_p + 2\lambda_w - 2\phi(\lambda_w - \lambda_p)}{\lambda_p + 2\lambda_w + \phi(\lambda_w - \lambda_p)} \right] \lambda_w \quad (7)$$

โดยที่

λ_{eff} คือ ค่าการนำความร้อนของของไหลนาโน

λ_w คือ ค่าการนำความร้อนของของไหลพื้นฐาน

λ_p คือ ค่าการนำความร้อนของอนุภาคนาโน

3.3 วิธีการจำลองแบบสองเฟส

สารทำงานของไหลนาโนประกอบด้วยน้ำ และอนุภาคเฟอร์ไรต์ Fe_3O_4 ซึ่งไหลผ่านผ่านท่อ บิดเกลียว สำหรับวิธีการแบบจำลองสองเฟสทุก เฟสจะผสมกันอยู่ในรูปของเวกเตอร์ความเร็วของ

ตัวเองที่อยู่ในการควบคุมปริมาณ และแทนที่อยู่ในสมการควบคุมคือถูกนำมาใช้แยกต่างหาก สำหรับส่วนผสมได้ ดังนั้นสมการสามมิติสำหรับสภาวะคงตัวเงื่อนไขค่าเฉลี่ย คือ.

สมการความต่อเนื่อง:

$$\nabla \cdot (\rho_m V_m) = 0 \quad (8)$$

สมการโมเมนตัม:

$$\begin{aligned} \nabla \cdot (\rho_m V_m V_m) = & -\nabla P + \nabla \cdot (\mu_m \cdot \nabla V_m) + \nabla \cdot p_m + \\ \nabla \cdot \left(\sum_{k=1}^n \phi_k \rho_k V_{dr,k} V_{dr,k} \right) & - \rho_{m,i} \beta_m g (T - T_i) \end{aligned} \quad (9)$$

ρ_m คือ ความหนาแน่นของผสม

$$\rho_m = (1 - \phi) \rho_f + \phi \rho_p$$

โดยที่ ϕ คือ สัดส่วนการผสมระหว่างสถานะของแข็งและของไหลในสมการพลังงานของของไหล :

$$\nabla \cdot \sum_{k=1}^n (\rho_k \cdot C_{pk} \cdot \phi_k V_k \cdot T) = \nabla \cdot (k_m \nabla T) \quad (10)$$

สมการสัดส่วนปริมาตร:

$$\nabla \cdot (\phi_p \rho_p V_m) = -\nabla \cdot (\phi_p \rho_p V_{dr,p}) \quad (11)$$

V_m คือ ค่าความเร็วมวลเฉลี่ยของผสม

$$V_m = \frac{\sum_{k=1}^n \phi_k \rho_k V_k}{\rho_m}$$

$V_{dr,k}$ คือ ค่า Drift velocity (ความเร็วลอยเลื่อน) ของเฟสทุติยภูมิ k, เช่น อนุภาคนาโนที่ เราสนใจศึกษาแสดงดังสมการ (12)

$$V_{dr.k} = V_{pf} - \sum_{i=1}^n \frac{\phi_k \rho_k}{\rho_m} V_{fk} \quad (12)$$

ความเร็วการลื่นไถล (slip velocity or relative velocity) กำหนดให้ความเร็วทุติยภูมิของสถานะเฟส(อนุภาคนาโน, p) โดยความสัมพันธ์ของความเร็วปฐมภูมิของสถานะเฟส(น้ำ, f) แสดงดังสมการด้านล่าง :

$$V_{pf} = V_p - V_f \quad (13)$$

$$V_{pf} = \frac{\rho_p d_p^2}{18 \mu_f f_{drag}} \frac{(\rho_p - \rho_m)}{\rho_p} a \quad (14)$$

$$f_{drag} = f(x) = \begin{cases} 1 + \frac{0.15 Re_p^{0.687}}{0.0183 Re_p}, & Re_p \leq 1000 \\ 0.0183 Re_p, & Re_p > 1000 \end{cases} \quad (15)$$

โดยค่าความเร่ง a ถูกกำหนดโดยใช้ความสัมพันธ์ในสมการที่ (16)

$$a = g - (V_m \cdot \nabla) V_m \quad (16)$$

โดยที่ g คือ ค่าความเร่งจากแรงโน้มถ่วงของโลก

สมการความสัมพันธ์ของความเร็วสัมพัทธ์ปรับใช้จากงานวิจัยของ เอ็ม แมนมินิเนน และคณะ (Manninen. & Taivassalo., 1996) การคำนวณใช้ความสัมพันธ์ที่เสนอไว้โดยงานวิจัยของ แอล ซิลเลอร์ และเอ นิวแมนน์ (Schiller, 1933)

$$V_{pf} = \frac{\rho_p d_p^2}{18 \mu_f f_{drag}} \frac{(\rho_p - \rho_m)}{\rho_p} (g - (V_m \cdot \nabla) V_m) = V_p - V_f \quad (17)$$

$$f_{drag} = \begin{cases} 1 + 0.15 Re_p^{0.687} & Re \leq 1000 \\ 0.0183 Re_p & Re > 1000 \end{cases} \quad (18)$$

แบบจำลองความหนืดที่มีผลกระทบจากอนุภาคนาโนสามารถคำนวณโดยใช้สมการความสัมพันธ์ของ มิลเลอร์ และ ยีดาซโพว์

$$\mu_s = -0.188 + 537.42\phi \quad (19)$$

3.4 วิธีการแบบจำลองสองเฟสแบบออยเลอร์เรียน

ของไหลนาโนประกอบด้วยน้ำและอนุภาคเฟอร์ไรต์ Fe_3O_4 ไหลผ่านท่อทองแดงวางในแนวนอนที่ทำการศึกษา โดยใช้วิธีแบบจำลองสองเฟส ทุกเฟสจะผสมกันอยู่ในรูปแบบเวกเตอร์ของความเร็วที่อยู่ในปริมาตรควบคุม และถูกแทนในสมการควบคุม โดยสามารถแยกสมการสำหรับคำนวณออกต่างหากได้สำหรับพจน์ของส่วนสัดส่วนปริมาณการผสม ดังนั้น จะได้สมการ สมการควบคุมมวล สมการโมเมนตัม และสมการพลังงาน ของสภาวะคงตัวด้วยเงื่อนไขดังนี้

สมการมวลควบคุม:

$$\nabla \cdot (\rho_l \phi_l \vec{V}_l) = 0 \quad (20)$$

$$\nabla \cdot (\rho_p \phi_p \vec{V}_p) = 0 \quad (21)$$

$$\phi_l - \phi_p = 1 \quad (22)$$

$$\nabla \cdot (\rho_l \phi_l \vec{V}_l \vec{V}_l) = -\phi_l \nabla_p + \nabla \cdot \left[\phi_l \mu_l \left(\nabla \vec{V}_l + \nabla \vec{V}_l T \right) \right] + F_d + F_{vm} \quad (23)$$

$$\nabla \cdot (\rho_p \phi_p \vec{V}_p \vec{V}_p) = -\phi_p \nabla_p + \nabla \cdot \left[\phi_p \mu_p \left(\nabla \vec{V}_p + \nabla \vec{V}_p T \right) \right] - F_d + F_{vm} + F_{col} \quad (24)$$

เนื่องจากขนาดของอนุภาคมีขนาดเล็กมากแรงยก (Lift force) ที่เกิดขึ้นจึงมีค่าน้อยมาก ดังนั้นจึงพิจารณาเฉพาะแรงต้าน (Drag force) ระหว่างเฟสโดยแรงต้านระหว่างเฟสคำนวณได้จากสมการที่ (25) ดังแสดงด้านล่าง

$$F_d = -\beta \cdot (\vec{V}_l - \vec{V}_p) \quad (25)$$

สัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน β เป็นการคำนวณจากช่วงปริมาตรความเข้มข้นของอนุภาคนาโนของการไหลในสถานะ two-phase ที่มีความเฉื่อยมาก ๆ โดยมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของอนุภาค d_p , โดยสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานคำนวณโดยใช้สมการที่ (26)

$$\beta = \frac{3}{4} C_d \frac{\phi_l (1 - \phi_l)}{d_p} \rho_l |\vec{V}_l - \vec{V}_p| \phi_l^{-2.65} \quad (26)$$

โดยสมการที่(26)ใช้ได้สำหรับการไหลแบบสองเฟสที่มี $\phi_l > 0.8$ และ C_d คือค่าสัมประสิทธิ์แรงต้าน โดยค่าจะอยู่กับขนาดอนุภาคและค่าตัวเลขเรย์โนลด์

$$C_d = \begin{cases} \frac{24}{Re_p} (1 + 0.15 Re_p^{0.687}) & Re_p \leq 1000 \\ 0.44 & Re_p \geq 1000 \end{cases} \quad (27)$$

โดยที่

$$Re_p = \frac{\rho_l \phi_l |\vec{V}_l - \vec{V}_p| d_p}{\mu_l} \quad (28)$$

การพิจารณาว่าของเหลวพื้นฐานและเฟสของอนุภาคนาโนที่เป็นของไหลที่อัดตัวไม่ได้และละการกระจายตัวของความหนืดและการแผ่รังสี สมการพลังงานจึงเขียนได้ดังนี้:

$$\nabla \cdot (\rho_l \phi_l C_{pl} T_l \vec{V}_l) = \nabla \cdot (\phi_l k_{eff,l} \nabla T_l) - h_v (T_l - T_p) \quad (29)$$

$$\nabla \cdot (\rho_p \phi_p C_{pp} T_p \vec{V}_p) = \nabla \cdot (\phi_p k_{eff,p} \nabla T_p) - h_v (T_l - T_p) \quad (30)$$

สำหรับอนุภาค mono-dispersed ทรงกลม h_v สามารถคำนวณได้จาก

$$h_v = \frac{6(1 - \phi_l) |\vec{V}_l - \vec{V}_p|}{d_p} h_p \quad (31)$$

โดยที่ h_p คือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของของไหล-อนุภาคนาโนโดยคำนวณจากสหสัมพันธ์เชิงประจักษ์ การศึกษานี้ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของของไหล-อนุภาคนาโนคำนวณได้จากสมการที่ (32)

$$Nu_p = \frac{h_p d_p}{k_l} = 2 + 1.1 Re_p^{0.6} Pr^{1/3} \quad (32)$$

ค่าประสิทธิผลการนำความร้อนสำหรับเฟสของเหลวและเฟสของอนุภาคนาโนทำการประมาณค่าได้ดังนี้:

$$k_{eff,l} = \frac{k_{b,l}}{\phi_l} \quad (33)$$

$$k_{eff,p} = \frac{k_{b,p}}{\phi_p} \quad (34)$$

โดยที่

$$k_{b,l} = \left(1 - \sqrt{(1 - \phi_l)}\right) k_l \quad (35)$$

$$k_{b,p} = \left(1 - \sqrt{(1 - \phi_l)} (\omega A + [1 - \omega] \Gamma)\right) k_l \quad (36)$$

โดยที่

$$\Gamma = \frac{2}{\left(1 - \frac{B}{A}\right)} \left\{ \frac{B(A-1)}{A\left(1 - \frac{B}{A}\right)} \ln\left(\frac{A}{B}\right) - \frac{(B-1)}{\left(1 - \frac{B}{A}\right)} - \frac{B+1}{2} \right\} \quad (37)$$

และ

$$B = 1.25 \left(\frac{1 - \phi_l}{\phi_l} \right)^{10/9} \quad (38)$$

สำหรับค่าอัตราส่วนการนำความร้อนระหว่างของเหลวกับของแข็งของอนุภาคทรงกลมหาได้จากสมการที่ (39)

$$A = \frac{k_p}{k_l} \text{ และ } \omega = 7.26 \times 10^{-3} \quad (39)$$

แบบจำลองนี้ได้นำเอาเงื่อนไขที่สอดคล้องกันกับผลการทดลองมาเป็นเงื่อนไขในการปรับค่าพารามิเตอร์ต่าง ๆ ได้แก่ คุณสมบัติของผิวท่อ คุณสมบัติของสารทำงานเฟอร์ไรต์ Fe_3O_4 ทางเข้า โดยในส่วนแรกนั้นจะเป็นการหาขนาดของจำนวนกริดที่เหมาะสม ด้วยค่าความดันที่ทางออกเฉลี่ยเพื่อใช้สำหรับการคำนวณ เมื่อได้จำนวนกริดที่เหมาะสมแล้วทำการจำลองเพื่อเปรียบเทียบผลลัพธ์ที่ได้กับผลการทดลองจริง จากนั้นทำการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลของสารทำงานที่ทางเข้า และเปลี่ยนรูปแบบท่อที่ใช้ทำการทดลอง ตามลำดับ

3.5 เงื่อนไขเริ่มต้นสำหรับการจำลอง

การจำลองการไหลนั้นจำเป็นต้องมีการป้อนค่าในครั้งแรกก่อนเพื่อให้โปรแกรมสามารถรู้ได้ว่าในการคำนวณนั้นจะต้องได้รับเอาค่าของส่วนใดบ้าง ซึ่งในการจำลองนั้นจะมีการกำหนดและป้อนค่าต่าง ๆ เช่น เงื่อนไขขอบที่ทางเข้า และทางออก บริเวณติดกับผิวผนัง รวมถึงจนถึงกระบวนการควบคุมสำหรับการหาค่าตอบของโปรแกรม แบบจำลองที่เลือกใช้ และส่วนท้ายสุดคือการกำหนดจำนวนรอบเพื่อให้โปรแกรมคำนวณ เป็นต้น แสดงไว้ในตาราง 1 และ 2 ดังต่อไปนี้

ตาราง 1 แสดงเงื่อนไขต่าง ๆ สำหรับการจำลองแบบ 1 เฟส

รายละเอียดของเงื่อนไข	กลุ่มของเงื่อนไขหลัก	เงื่อนไขจริงที่เลือกใช้
ข้อกำหนดเงื่อนไขที่ป้อน	แบบจำลองเป็นลักษณะ	3D (3 มิติ)
	สมการพลังงาน	เลือกใช้
	แบบจำลองปั่นป่วน	Standard $K - \epsilon$
	ของไหลที่ใช้	น้ำ (H_2O)
เงื่อนไขขอบ	ที่ทางเข้า	V, T_{in} (Constant)
	ที่ติดผนังท่อ	Standard Wall Function T_{Wall} (Constant), No Slip Condition
	ที่ทางออก	-Pressure Outlet -ไม่คิดความดันย้อนกลับ
การควบคุมกระบวนการหาคำตอบ	กระบวนการหาคำตอบ	SIMPLE
	การดีสครีตไทเซชัน	first order Up wind

ตาราง 2 แสดงเงื่อนไขต่าง ๆ สำหรับการจำลองแบบ 2 เฟส

รายละเอียดของเงื่อนไข	กลุ่มของเงื่อนไขหลัก	เงื่อนไขรองที่เลือกใช้
ข้อกำหนดเงื่อนไขที่ป้อน	แบบจำลองเป็นลักษณะ	3D
	สมการพลังงาน	เลือกใช้
	แบบจำลองปั่นป่วน	Standard $K - \epsilon$
	ขอไหลที่ใช้	น้ำ (H_2O) + (Fe_3O_4)
เงื่อนไขขอบ	ที่ทางเข้า	V, T_{in} (Constant)
	ที่ติดผนังท่อ	Standard Wall Function, T_{Wall} (Constant), No Slip Condition
	ที่ทางออก	-Pressure Outlet -ไม่คิดความดันย้อนกลับ
การควบคุมกระบวนการหาคำตอบ	กระบวนการหาคำตอบ	Phase Coupled SIMPLE
	การดีสครีตไทเซชัน	first order Up wind

3.6 กระบวนการหาคำตอบ (Solution algorithm)

วิธีการหาค่าความดัน และความเร็วของสมการโมเมนตัม เพื่อให้ได้ผลลัพธ์สัมพันธ์สอดคล้องต่อสมการความต่อเนื่อง ดังนั้นจึงใช้วิธีการหาคำตอบแบบ (SIMPLEC ร่วมกับวิธีแบบ SIMPLE) และวิธีแบบ PISO เพื่อใช้สำหรับการตรวจผลลัพธ์ค่าความดันและผลของความเร็วที่ได้จากการคำนวณ เพื่อให้เกิดความสอดคล้องกัน (Patankar & Spalding, 1972; Versteeg & Malalasekera, 1995) ดังนั้นจากสมการ (41) เราสามารถสมมติค่าตัวแปร p เพื่อหาค่า u สำหรับใช้ในการปรับจุดค่าที่ได้มาจากการคำนวณในรอบแรก สำหรับช่วยให้ผู้เข้าหาคำตอบ จึงเพิ่มพจน์นี้เข้ามาดังแสดงในสมการที่ (42) โดยทำการเขียนสมการใหม่ได้ดังนี้

$$a_p u_p^* = \sum_{nb} a_{nb} u_{nb}^* + \sum (p_w^* - p_e^*) A_f + B \quad (40)$$

โดยที่ p_w^* และ p_e^* คือ ค่าความดันของแต่ละปริมาตรที่อยู่ติดกัน สามารถแก้สมการด้วยวิธีการสุ่มเดาค่าความดันของตัวแปร p^* เพื่อทราบค่า u^*, v^*, w^* และค่าที่ได้จากการคำนวณจะต้องสัมพันธ์สอดคล้องกับสมการความต่อเนื่อง ที่ได้ทำการเพิ่มเทอมสมการ p' ในสมการสำหรับการปรับค่าความดัน p^* เพื่อการคำนวณผลลัพธ์ในรอบถัดไปต่อแสดงดังสมการที่ (41)

$$p = p^* + p', u = u^* + u' \quad (41)$$

โดยที่ p' คือ ค่าของความดันที่ได้จากตรวจสอบ ผลการคำนวณดังแสดงใน (41), และ สามารถเขียนใหม่ได้เป็น

$$a_p u_p' = \sum_{nb} a_{nb} u_{nb}' + \sum (p_w' - p_e') A_f + B \quad (42)$$

ในกระบวนการหาคำตอบแบบ SIMPLE จะไม่พิจารณาเทอม $\sum_{nb} a_{nb} u_{nb}'$ ดังนั้นจะได้สมการสำหรับการดิคริตชันที่ใช้คำนวณค่าความดันปริมาตรดังแสดงในสมการที่ (43) ด้านล่างสำหรับ

$$u_p^* \Delta d_f (p_f^* - p_e^*) \quad (43)$$

โดยที่เทอมของ d_f หาได้จาก $d_f = A_f / a_p$ บนสมการโมเมนต์ที่ถูกดิสครีตเรียบร้อย แล้ว ผลการเปลี่ยนแปลงค่าความดัน และอัตราการไหลเชิงปริมาตรแสดงไว้ในสมการ(44) ด้านล่าง

$$p = p^* + \alpha_p p' \quad (44)$$

โดยที่ α_p เป็นค่าแฟคเตอร์ของการปรับค่า สำหรับกระบวนการหาคำตอบแบบ SIMPLEC นั้นเริ่มต้นจะเหมือนกับกระบวนการหาคำตอบแบบ SIMPLE ตามที่กล่าวมาก่อนหน้า แต่ไม่เหมือนกันในส่วนของพจน์ $\sum_{nb} a_{nb} u'_{nb}$ ที่นำมาประกอบการพิจารณา โดยมีสัมประสิทธิ์ของพจน์ตัวแปรค่า d_f ที่เป็นฟังก์ชันของเทอมสมการ $1 - \sum_{nb} a_{nb} / a_p$ ดังนั้นสมการ $u' \Delta \left(d_f / \left(1 - \sum_{nb} a_{nb} / a_p \right) \right) (p_w^* - p_e^*)$ ที่ทำการดิสครีตหาค่าผลของความดันของปริมาตรที่ทำพิจารณาจะเป็น ซึ่งเป็นส่วนประกอบการหาค่าผลลัพธ์คำตอบแบบ PISO โดยใช้วิธีการปรับปรุงประสิทธิภาพของการคำนวณจากวิธีแบบ SIMPLE เป็นการใช่วิธีแบบปรับแก้เชิงเรขาคณิต (Neighbor correction) และการปรับแก้ความบิดเบี้ยวแบบ (Skewness correction) สำหรับการคำนวณหาค่าความดัน และความเร็วในสมการโมเมนต์ได้ใช้วิธีการพิจารณาแบบวงจร (Loop) เพื่อความรวดเร็วของผลลัพธ์และทำให้เกิดความสอดคล้องกับรูปแบบของสมการความต่อเนื่องได้รวดเร็วขึ้น วิธีการทำซ้ำแบบนี้เรียกว่าการปรับค่าโมเมนต์ (Momentum correction) หรือเรียกว่าวิธี (Neighbor correction) วิธีหาคำตอบแบบ PISO ใช้ระยะเวลาการวิเคราะห์ผลต่อรอบการคำนวณนานขึ้นเพียงเล็กน้อย แต่สามารถทำให้การลู่เข้าหาคำตอบลดลง แต่วิธีการแก้ปัญหามาแบบ (Skewness correction) สำหรับปรับเปลี่ยนค่ามวลตรงปริมาตรบริเวณของผนัง และค่าผลต่างความดัน เท่านั้น

3.7 เงื่อนไขขอบเขต (Boundary condition)

ขั้นตอนและวิธีหาผลเฉลยของสมการเชิงอนุพันธ์ย่อย (PDE) ที่สำคัญคือ เงื่อนไขขอบเขต เพราะว่าเงื่อนไขขอบเขตนั้น จะแสดงถึงความเป็นจริงที่เกิดขึ้นของขอบเขตของการคำนวณ ดังนั้นขั้นตอนของการกำหนดเงื่อนไขขอบเขตต่าง ๆ จำต้องคำนึงถึงสภาพความเป็นจริงที่

เกิดขึ้น เพื่อให้การจำลองปัญหาเหมือนจริงมากที่สุดโดยจะส่งผลต่อความแม่นยำของคำตอบที่ได้ การจำลองรูปแบบการไหลในงานวิจัยนี้ จึงมีเงื่อนไขขอบเขตดังนี้

3.7.1 เงื่อนไขขอบเขตของบริเวณทางเข้า (Boundary condition inlet)

ทำการกำหนดค่าความเร็วของน้ำบริเวณส่วนของทางเข้าให้เป็นค่าความเร็วโดยเฉลี่ย และกำหนดการไหลเป็นแบบปั่นป่วน ด้วยสมการของ k และ ε ดังแสดง

$$k = \frac{3}{2}(\bar{u}l)^2 \quad (45)$$

$$\varepsilon = C_\mu^{3/4} \frac{k^{3/2}}{l} \quad (46)$$

เมื่อ C_p คือ ค่าคงที่โดยมีค่าประมาณ 0.09 และ $l = 0.7L$ โดยที่ L คือ ค่าความยาวคุณลักษณะ l คือ สเกลความยาวท่อ

3.7.2 เงื่อนไขขอบเขตบริเวณผนัง (Boundary condition wall)

ส่วนบริเวณเงื่อนไขขอบเขตของผนัง กำหนดค่าของความเร็วเป็นศูนย์แบบ(No slip) ส่วนบริเวณใกล้ ๆ ผนังกำหนดใช้วิธีแบบฟังก์ชัน (STANDARD WALL FUNCTION) (V. Yakhot & Orszag, 1986) สมการฟังก์ชันมาตรฐานและความเร็วเฉลี่ยสามารถแสดงได้ด้านล่าง

$$u^+ = \frac{1}{k} \ln(Ey^+) \quad (47)$$

$$u^+ = \frac{\bar{u}_p C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{\tau_w / p} \quad (48)$$

$$y^+ = \frac{p C_\mu^{1/4} k_p^{1/2} y_p}{\mu} \quad (49)$$

โดยที่ k คือ ค่าคงที่วอนคาร์มันน์ โดยกำหนดค่าคงที่เอาไว้เท่ากับ 0.42 และ E คือ ค่าคงที่ผลจากการทดลองกำหนดไว้คือ $9.81 u_p$ และ P คือ ค่าความดันเฉลี่ย, k_p คือค่าผลจากพลังงานจลน์ความปั่นป่วนบนจุด p และ y_p ก็คือ ระยะทางระหว่างจากจุด p ส่วนตัวแปร u คือ

ผลของค่าความหนืดของไหล โดยค่าความเร็วเฉลี่ยที่ได้แสดงดังสมการด้านบนที่ (48) (Patankar & Spalding, 1972) แต่ที่ $y^+ > 11.25$ โดยความเฉลี่ยจะสอดคล้องสัมพันธ์กับค่าของเคย์ด-ความเค้น ดังแสดงในสมการที่ (50) ด้านล่าง

$$u^+ = y^+ \quad (50)$$

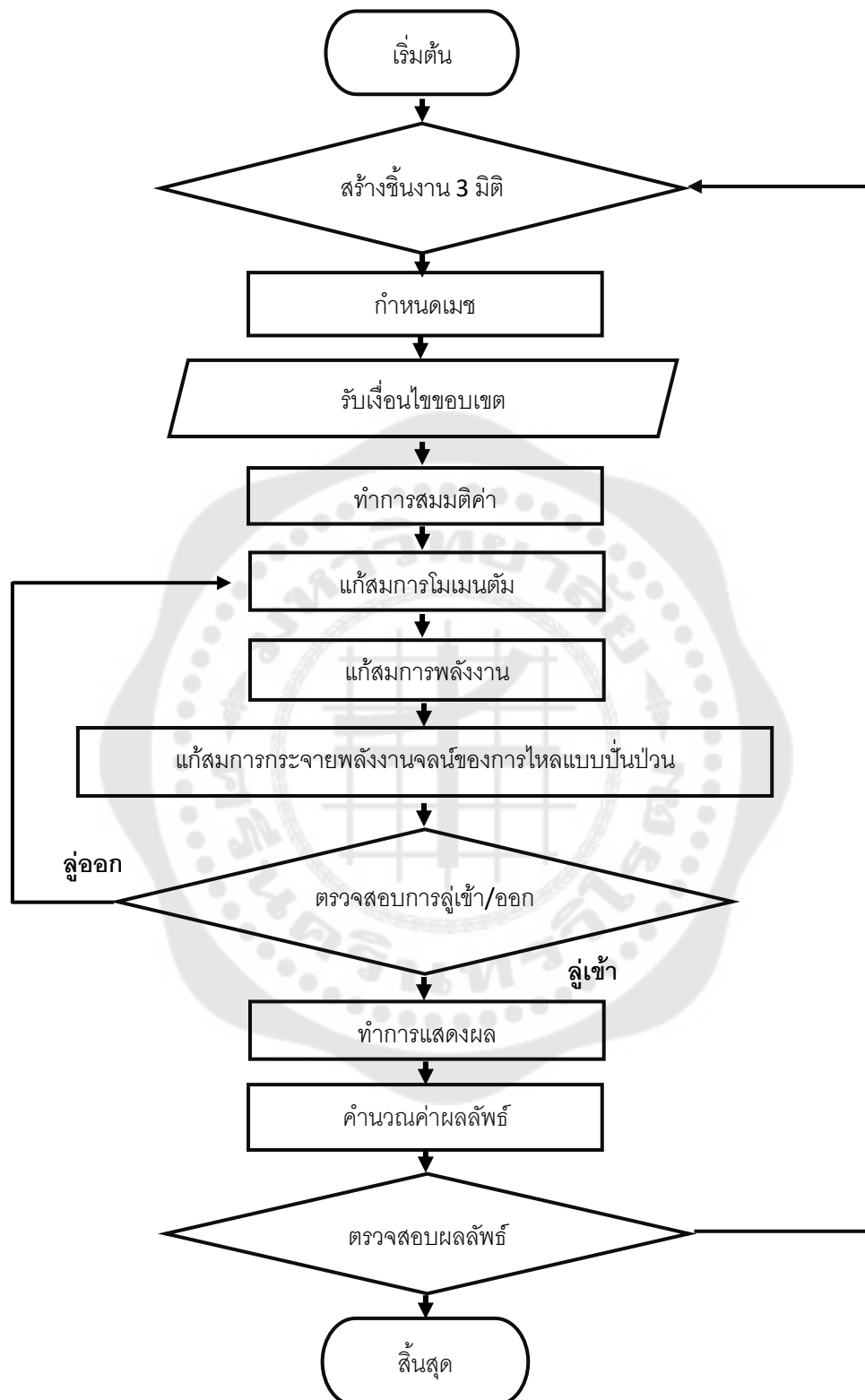
3.7.3 เงื่อนไขขอบที่ทางออก (Outlet boundary condition)

สำหรับเงื่อนไขขอบเขตที่ทางออก กำหนดเป็นแบบ Outlet Flow โดยไม่คิดค่าฟลักซ์ของการแผ่รังสี และกำหนดรูปแบบการไหลเป็นการไหลแบบพัฒนาเต็มที่แล้ว (fully developed) และไม่ทำการพิจารณาผลของความดันย้อนกลับในส่วนบริเวณทางออกหรือ (back pressure)

3.8 ลำดับขั้นตอนการแก้สมการ

การหาผลเฉลยของคำตอบสมการนั้น ถูกกำหนดด้วยวิธีแบบการคำนวณแบบวนซ้ำเพื่อหาค่าคำตอบ แสดงไว้ดังภาพประกอบ 4 มีขั้นตอนและวิธีการดังต่อไปนี้

1. กำหนดเงื่อนไขขอบเขต และทำการสมมติค่าเริ่มต้นในการคำนวณ
2. กำหนดเงื่อนไขในการคำนวณ เป็นการผ่านท่อปิดเกลียวสามแฉก โดยให้มีการไหลแบบปั่นป่วน และอัตราการถ่ายเทความร้อน
3. แก้สมการโมเมนตัมเพื่อทำการหาค่าความเร็ว
4. แก้สมการพลังงานเพื่อทำการหาค่าพลังงานรวมจำเพาะ
5. แก้สมการแบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วน รวมถึงการสูญเสียพลังงานจลน์ของการไหลแบบปั่นป่วน ด้วยแบบ $k-\epsilon$ Model
6. ย้อนไปทำในขั้นตอนที่ 5 ซ้ำใหม่อีกจนกระทั่งได้ค่าผลลัพธ์จากการประมวลผลได้คำตอบเท่าเดิม ซึ่งจะดูเข้าหาค่าผลเฉลยของคำตอบโดยใช้ Criterion convergence 10^{-5}
7. หากพบว่าผลการคำนวณลู่เข้า ทำการแสดงผลแล้วคำนวณเป็นผลลัพธ์ต่อจากนั้นทำการตรวจสอบผลลัพธ์จากแบบจำลองเป็นอันสิ้นสุดกระบวนการ



ภาพประกอบ 4 ขั้นตอนลำดับการแก้สมการผลเฉลยคำตอบสมการแบบจำลองคณิตศาสตร์

บทที่ 4

การออกแบบอุปกรณ์และวิธีการทดลอง

4.1 บทนำ

งานวิจัยนี้ใช้ของไหลไหลภายในท่อคือ ของไหลเฟอร์โร ผสมกับน้ำด้วยความเข้มข้น 0.005 เปอร์เซ็นต์โดยปริมาตร เป็นสารทำงาน ทดลองภายใต้สนามแม่เหล็กไฟฟ้า โดยพารามิเตอร์สำหรับศึกษาทดลองคือ ระยะห่างระหว่างเกลียวท่อทดสอบ, ความเร็วการไหล, รูปแบบพฤติกรรมการไหล, สัดส่วนความเข้มข้นสนามแม่เหล็ก รูปแบบการหมุนควงสนามแม่เหล็ก, ที่มีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อน จากการไหลภายในท่อ โดยอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง มีดังนี้

4.2 อุปกรณ์การทดลอง

4.2.1 ชุดทดสอบท่อทดลอง

4.2.2 ท่อผิวเรียบ (Smooth tube) และ ท่อบิดเกลียว (Corrugated tube)

4.2.3 ชุดฮีตเตอร์ไฟฟ้าพร้อมชุดควบคุม (Heater and Controller)

4.2.4 ชุดสนามแม่เหล็กพร้อมชุดควบคุม (Magnetic field and Controller)

4.2.5 สารทำงานที่ใช้ในการทดลองคือของไหลเฟอร์โร Fe_3O_4

4.2.6 เครื่องเขย่าอัลตราโซนิก (Ultrasonic)

4.2.7 ถังเก็บของไหลหล่อเย็น (Coolant storage)

4.2.8 ปั๊มรีดสายยาง (Peristaltic Pump)

4.2.9 อุปกรณ์วัดอัตราการไหล (Rotameter)

4.2.10 อุปกรณ์วัดการไหลแบบความดันตกคร่อม (Pressure drop flow meter)

4.2.11 ระบบทำความเย็น (Chiller unit)

4.2.12 ถังใส่น้ำเย็น (Chiller tank)

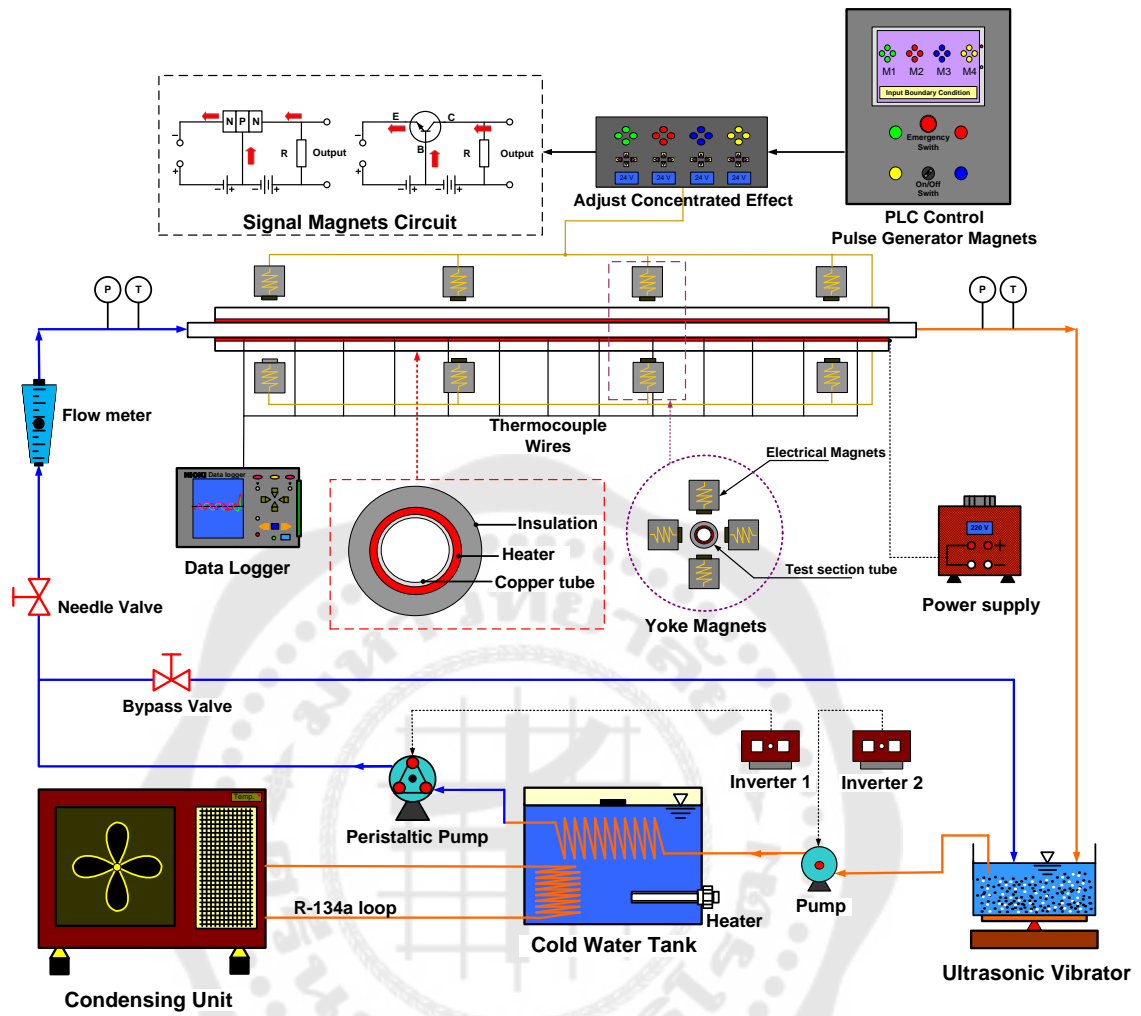
4.2.13 ปั๊มขนาด 32 W, และ 200 W

4.2.14 สายวัดอุณหภูมิ (Thermocouple Type T)

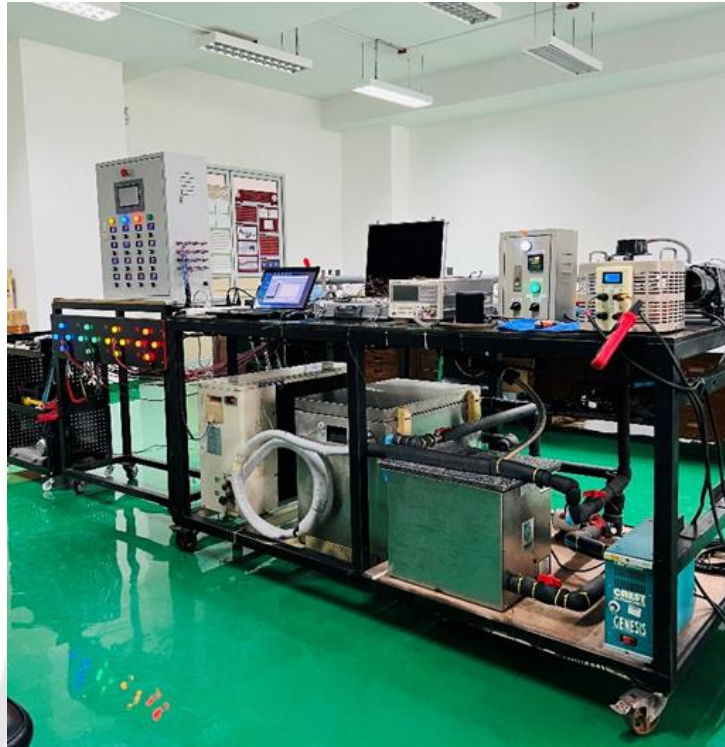
4.2.15 เครื่องบันทึกเก็บอุณหภูมิ (Data Logger)

4.2.16 คอมพิวเตอร์ (Computer)

4.2.17 อุปกรณ์วัดความดันตกคร่อมจากการไหลของของไหลเฟอร์โร (Pressure drop flow meter)



ภาพประกอบ 5 แสดงไดอะแกรมอุปกรณ์การทดลอง



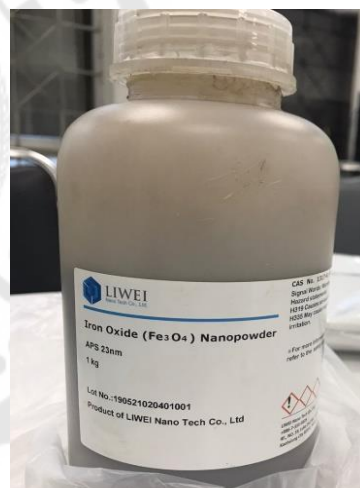
ภาพประกอบ 6 แสดงอุปกรณ์การทดลอง



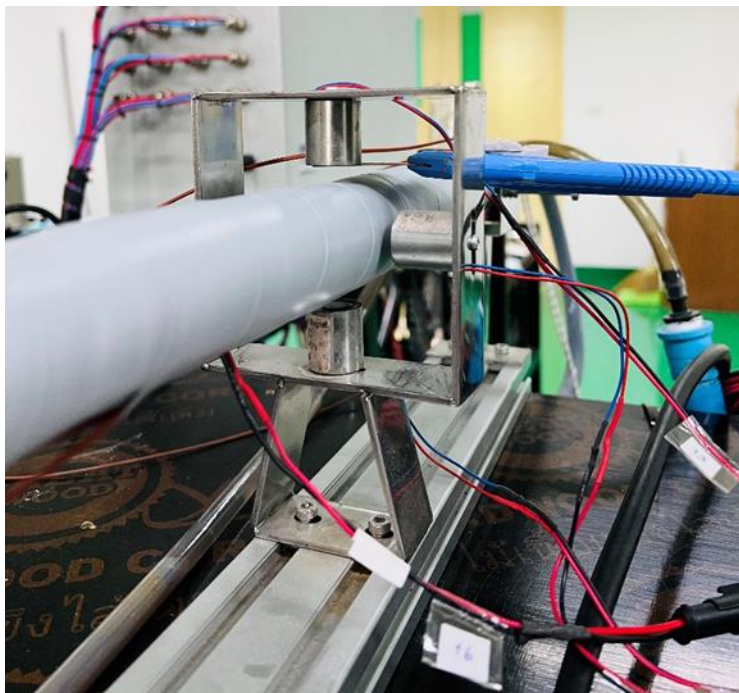
ภาพประกอบ 7 แสดงชุดควบคุมสนามแม่เหล็กไฟฟ้า



ภาพประกอบ 8 ปัมป์แบบ Peristaltic pump สำหรับสร้างการไหลผ่านท่อทดลอง



ภาพประกอบ 9 อุปกรณ์วัดการไหลแบบความดันตกคร่อม (Constant pressure drop flow meter) และผงอนุภาคนาโน Fe_3O_4 สำหรับการทดลอง



ภาพประกอบ 10 แสดงชุดสร้างสนามแม่เหล็ก

4.3 วิธีการทดลอง

4.3.1 เตรียมสารของไหลเฟอร์โร

4.3.2 คำนวณหาความเข้มข้นของของไหลนาโนกับปริมาตรน้ำ

4.3.3 นำสารนาโนมาซึ่งเครื่องซึ่งหน่วยเป็นกรัม

4.3.4 นำสารนาโนไปผสมกับน้ำในถังเก็บของไหลหล่อเย็น สารนาโนจะถูกเขย่าโดยเครื่องอัลตราโซนิกส์เพื่อให้อนุภาคของสารนาโนแตกตัวออกในน้ำไม่ให้เกิดตะกอน

4.3.5 ประกอบชุดท่อทดสอบ พร้อมติดตั้งสนามแม่เหล็กเข้ากับระบบทดลอง

4.3.6 เปิดเครื่องเขย่าอัลตราโซนิกส์ เพื่อผสมสารนาโนให้เข้ากับน้ำ

4.3.7 เปิดฮีตเตอร์เพื่อควบคุมอุณหภูมิที่ผิวท่อให้คงที่ตลอดช่วงของการเก็บข้อมูล

4.3.8 เปิดชุดเครื่องทำความเย็นเพื่อควบคุมอุณหภูมิของน้ำเย็นให้ถึงน้ำเย็น

4.3.9 เปิดปั๊มน้ำ พร้อมปรับอัตราการไหลของของไหลนาโนที่ไหลผ่านท่อทดสอบให้ได้

4.3.10 ทำตามข้อที่ 4.8.5-4.8.9 แล้วติดตั้งปั๊มสูบลำตัวของเหลวแบบวีดสายยางเข้ากับระบบทดลอง เพื่อให้ของไหลนาโนไหลเป็นจังหวะ รอให้ระบบทำงานจนระบบเข้าสู่สภาวะคงที่และบันทึกผลการทดลอง

4.3.11 ทำตามข้อที่ 4.8.5-4.8.10 โดยเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลและความถี่การไหลเป็นจังหวะของของไหลเฟอร์โร

4.3.12 ทำตามข้อที่ 4.8.5-4.8.11 โดยเปลี่ยนแปลงท่อที่ทำการทดลอง

4.4 เงื่อนไขการทดลอง

จัดตัวแปรที่จะทำการศึกษาวิเคราะห์ออกเป็น 2 กลุ่ม

กลุ่มตัวแปรอิสระ (ตัวแปรต้น)

- คุณสมบัติของไหลเฟอร์โรก่อนผ่านการให้ความร้อนจากฮีตเตอร์
- ค่าความร้อนจากฮีตเตอร์
- ระยะห่างระหว่างร่องเกลียวของท่อทดสอบ
- อัตราการไหลและความถี่การไหลเป็นจังหวะของของไหลเฟอร์โรผ่านท่อชุดทดสอบ
- ความเข้มของสนามแม่เหล็กไฟฟ้า

กลุ่มตัวแปรตามที่ต้องการวัดค่า

- คุณสมบัติของของไหลเฟอร์โรที่ไหลภายในท่อและผิวท่อชุดทดสอบ รวมทั้งคุณสมบัติของไหลนาโนที่ทางเข้าและออกของท่อชุดทดสอบ
- ความดันลดในขณะของไหลเฟอร์โรไหลเข้าและออกจากชุดทดลอง

กลุ่มตัวแปรที่ใช้ในการเก็บข้อมูล

จัดตัวแปรที่ทำการศึกษาวิเคราะห์ออกเป็น 2 กลุ่ม คือ

- กลุ่มตัวแปรที่กำหนดให้เปลี่ยนแปลง (ตัวแปรอิสระ) ได้แก่
- อัตราการไหลของสารทำงานเฟอร์โร Fe_3O_4
- ความเข้มสนามแม่เหล็ก
- ความถี่การเคลื่อนของสนามแม่เหล็ก
- ลักษณะการหมุนควงของสนามแม่เหล็ก

กลุ่มตัวแปรที่ต้องวัดค่า (ตัวแปรตาม) ได้แก่

- คุณสมบัติผิวท่อ
- คุณสมบัติของไหลทางเข้าและทางออกท่อ
- คุณสมบัติสารทำงานที่ไหลภายในท่อ

- ความดันลดของสารทำงานที่ไหลผ่านท่อ
- อัตราการถ่ายเทความร้อน

ตาราง 3 เงื่อนไขของตัวแปรอิสระที่ใช้ในการเก็บข้อมูล

ตัวแปรอิสระ	ช่วงการเก็บข้อมูล
อุณหภูมิของสารทำงานเริ่มต้นที่ใช้ในการทดสอบ (องศาเซลเซียส) °C	20
ค่าความร้อนจากฮีตเตอร์ (วัตต์) W	400
ระยะห่างระหว่างร่องเกลียว (มิลลิเมตร) mm	10, 20 และ 30
ความเข้มข้นของของไหลเฟอโรโร (เปอร์เซ็นต์โดยปริมาตรของน้ำ) Vol%	0.005
อัตราการไหลของของไหลนาโนผ่านท่อชุดทดสอบ (ลิตรต่อวินาที) l/min	1-6
ความถี่การไหลของของไหล โดยการปล่อยไหลเป็นจังหวะ (เฮิรตซ์) Hz	10, 20 และ 30
ความเข้มของสนามแม่เหล็ก (ไมโครเทสลา) μT	0.4-20
ความถี่ระยะเวลาการกำเนิดคลื่นสนามแม่เหล็ก (มิลลิวินาที) ms	200,400,600,800

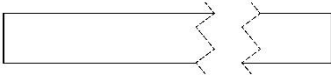
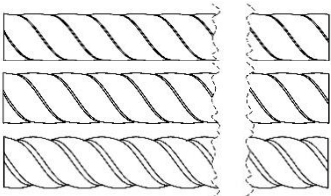
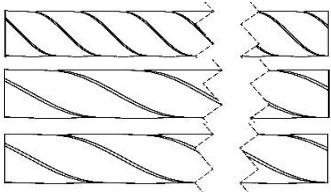
ตาราง 4 คุณสมบัติทางฟิสิกส์ของท่อทองแดงแบบ Type L สำหรับการทดลอง

คุณสมบัติ	ค่าเฉลี่ย
ความหนาผนังท่อ (mm)	1
ความหนาแน่น (kg/m^3)	8,940
ค่าความร้อนจำเพาะ ($J/kg\cdot K$)	381
อุณหภูมิหลอมเหลว ($^{\circ}C$)	1,083
การนำความร้อนที่ 300 K ($W/m\cdot K$)	387.6
ค่าสัมประสิทธิ์การขยายตัวเนื่องจากความร้อน ($mm/^{\circ}C\cdot m$)	0.177mm/ $10^{\circ}C\cdot m$

ตาราง 5 คุณสมบัติทางฟิสิกส์ของผงนาโน (Fe_3O_4) สำหรับการทดลอง

คุณสมบัติ	ค่าเฉลี่ย
ขนาดอนุภาคนาโน (nm)	23
ความหนาแน่น (kg/m^3)	5,180
ค่าความร้อนจำเพาะ C_p ($\text{J/kg}\cdot\text{K}$)	670
การนำความร้อนที่ 300 K ($\text{W/m}\cdot\text{K}$)	80.4
ความบริสุทธิ์ (%)	99.99

ตาราง 6 แสดงรายละเอียดของท่อที่ทำการทดลอง

Test sections	Details		Remarks
	Helical depth ratio (e/D _i)	Helical pitch ratio (p/D _i)	
A	-	-	
B	0.028/0.037/0.093	0.93	
C	0.028	0.93/1.71/1.86	

ตาราง 7 แสดงคุณสมบัติของไหลเฟอร์โรที่ใช้สำหรับการทดลอง

Properties	Temperature (°C)	Water	Fe ₃ O ₄
Density, ρ (kg/m ³)	20±1	996.875	5180
Thermal conductivity, ρ (W/m.K)		0.60965	80.4
Viscosity, μ (mPa S)		0.7275	-
Specific heat, C_p (J/kg.K)		4181	670
Purity, %		-	>99.9
Average diameter, nm		-	23

ตาราง 8 แสดงค่าความคลาดเคลื่อนและความถูกต้องของเครื่องมือวัด

Instruments	Accuracy	Uncertainty
Voltage supplied by power source, (voltage)	0.2%	±0.5
Current supplied by power source, (ampere)	0.2%	±0.5
Digital weight scale, gram	0.01%	±0.01
Thermocouple type T, Data logger, (°C)	0.1%	±0.1
Differential pressure transducer	0.02%	±0.02

4.5 การคำนวณผลการทดลอง

ค่าความหนาแน่นของของไหลเฟอร์โรฟลูอิด

$$\rho_{ff} = \phi\rho_m + (1-\phi)\rho_w$$

โดยที่

ρ_{ff} คือ ความหนาแน่นของของไหลเฟอร์โรฟลูอิด มีหน่วยเป็น kg / m^3

ρ_m คือ ความหนาแน่นของอนุภาคแมกนีไทต์ (Fe_3O_4) มีหน่วยเป็น kg / m^3

ρ_w คือ ความหนาแน่นของน้ำ มีหน่วยเป็น kg / m^3

φ คือ สัดส่วนโดยปริมาตรของอนุภาคแมกนีไทต์ Fe_3O_4

ค่าความหนืดสัมบูรณ์

$$\mu_{ff} = (1 + 2.5\varphi)\mu_w$$

โดยที่

μ_{ff} คือ ค่าความหนืดสัมบูรณ์ของของไหลเฟอริโรฟลูอิด มีหน่วยเป็น $N \cdot s / m^2$

μ_w คือ ค่าความหนืดสัมบูรณ์ของน้ำ มีหน่วยเป็น $N \cdot s / m^2$

φ คือ สัดส่วนโดยปริมาตรของอนุภาคแมกนีไทต์ (Fe_3O_4)

ค่าความร้อนจำเพาะ

$$C_{P_{ff}} = \varphi C_{P_m} + (1 - \varphi) C_{P_w}$$

โดยที่

$C_{P_{ff}}$ คือ ค่าความร้อนจำเพาะของของไหลเฟอริโร มีหน่วยเป็น $J / kg \cdot K$

C_{P_m} คือ ค่าความร้อนจำเพาะของอนุภาคแมกนีไทต์ (Fe_3O_4)

มีหน่วยเป็น $J / kg \cdot K$

C_{P_w} คือ ค่าความร้อนจำเพาะของน้ำ มีหน่วยเป็น $J / kg \cdot K$

φ คือ สัดส่วนโดยปริมาตรของอนุภาคแมกนีไทต์ (Fe_3O_4)

ค่าการนำความร้อน

$$k_{ff} = \left[\frac{k_m + 2k_w - 2\varphi(k_w - k_m)}{k_m + 2k_w + 2\varphi(k_w - k_m)} \right] k_w$$

โดยที่

k_{ff} คือ ค่าการนำความร้อนของของไหลเฟอริโร มีหน่วยเป็น $W / m \cdot K$

k_m คือ ค่าการนำความร้อนของอนุภาคแมกนีไทต์ (Fe_3O_4) มีหน่วยเป็น

$$W / m \cdot K$$

k_w คือ ค่าการนำความร้อนของน้ำ มีหน่วยเป็น $W / m \cdot K$

φ คือ สัดส่วนโดยปริมาตรของอนุภาคแมกนีไทต์ (Fe_3O_4)

ค่าพื้นที่ที่ของไหลสัมผัสผิวท่อ

$$A_m = 2\pi rL$$

โดยที่

A_m คือ พื้นที่ที่ของไหลสัมผัสผิวท่อ มีหน่วยเป็น m^2

r คือ รัศมีภายในท่อมีหน่วยเป็น m

L คือ ระยะความยาวที่บิดเกลียวมีหน่วยเป็น m

การคำนวณหาค่าอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลเฟอโรฟลูอิด

$$\dot{m}_{ff} = m_{ff} \cdot \rho_{ff}$$

โดยที่

\dot{m}_{ff} คือ อัตราการไหลเชิงมวลของของไหลเฟอโรฟลูอิด มีหน่วยเป็น kg / s

m_{ff} คือ อัตราการไหลของของไหลเฟอโรโร ที่ 3 ลิตร/นาที หรือ m^3 / s

ρ_{ff} คือ ความหนาแน่นของของไหลเฟอโรโร มีหน่วยเป็น kg / m^3

การคำนวณหาค่า Reynolds number

$$Re = \frac{\rho_{ff} \dot{m}_{ff} D_{in}}{\mu_{ff} A_m}$$

โดยที่

Re คือ ค่า Reynolds number

ρ_{ff} คือ ความหนาแน่นของของไหลเฟอโรฟลูอิด มีหน่วยเป็น kg / m^3

\dot{m}_{ff} คือ อัตราการไหลเชิงมวลของของไหลเฟอโรฟลูอิด kg / s

D_{in} คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ มีหน่วยเป็น m

μ_{ff} คือ ความหนืดสัมบูรณ์ของของไหลเฟอโรฟลูอิด มีหน่วยเป็น

$\frac{N \cdot s}{m^2}$
 A_{in} คือ พื้นที่ที่ของไหลสัมผัสผิวท่อ มีหน่วยเป็น m^2

การคำนวณหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน

ที่ท่อโดยคำนวณจากอัตราการไหลของของไหลเฟอโร และการปล่อยไหลแบบ
 เป็นจังหวะที่ความถี่เฮิรตซ์ (Hz)

$$Q_{ff} = \dot{m}_{ff} C_{P_{ff}} \Delta T$$

โดยที่

Q_{ff} คือ อัตราการถ่ายเทความร้อน มีหน่วยเป็น W

\dot{m}_{ff} คือ อัตราการไหลเชิงมวลของของไหลเฟอโร มีหน่วยเป็น kg / s

$C_{P_{ff}}$ คือ ค่าความร้อนจำเพาะของของไหลเฟอโร มีหน่วยเป็น

$$J / kg \cdot K$$

การคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

ที่ท่อโดยคำนวณจากอัตราการไหลของของไหลเฟอโร และการปล่อยไหลแบบ
 เป็นจังหวะที่ความถี่เฮิรตซ์ (Hz)

$$h = \frac{Q_{ff}}{A_{in} (T_{surface} - T_{in})}$$

โดยที่

h คือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน มีหน่วยเป็น $W / m \cdot K$

Q_{ff} คือ อัตราการถ่ายเทความร้อน มีหน่วยเป็น W

A_{in} คือ พื้นที่ที่ของไหลสัมผัสผิวท่อ มีหน่วยเป็น m^2

$T_{surface}$ คือ อุณหภูมิเฉลี่ยที่ผิวท่อ มีหน่วยเป็น $^{\circ}C$

T_{in} คือ อุณหภูมิของของไหลเฟอโรฟลูอิดที่จุดที่ 1 มีหน่วยเป็น $^{\circ}C$

การคำนวณหาค่า Nusselt Number

$$Nu = \frac{hD_{in}}{k_{ff}}$$

โดยที่

N_u คือ ค่า Nusselt number

h คือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน มีหน่วยเป็น $W / m \cdot K$

D_{in} คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ มีค่าเท่ากับ m

k_{ff} คือ ค่าการนำความร้อนของของไหลเฟอริโร มีหน่วยเป็น $W / m \cdot K$

การคำนวณหาค่า Friction factor ที่ท่อโดยคำนวณจากอัตราการไหลของของไหลเฟอริโร และการปล่อยไหลแบบเป็นจังหวะที่ความถี่แต่ละถี่เฮิรตซ์ (Hz)

$$f = \Delta P \cdot \frac{D_{in}}{L} \cdot \frac{2}{\rho_{ff} v^2}$$

โดยที่

f คือ ตัวประกอบความเสียหายเสียดทาน

ΔP คือ ผลของความดันที่สูญเสีย มีหน่วยเป็น N / m^2

D_{in} คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ มีค่าเท่ากับ m

L คือ ระยะความยาวที่บิดเกลียว มีค่าเท่ากับ m

ρ_{ff} คือ ความหนาแน่นของของไหลเฟอริโร มีหน่วยเป็น kg / m^3

v^2 คือ ความเร็วของของไหล มีหน่วยเป็น m / s

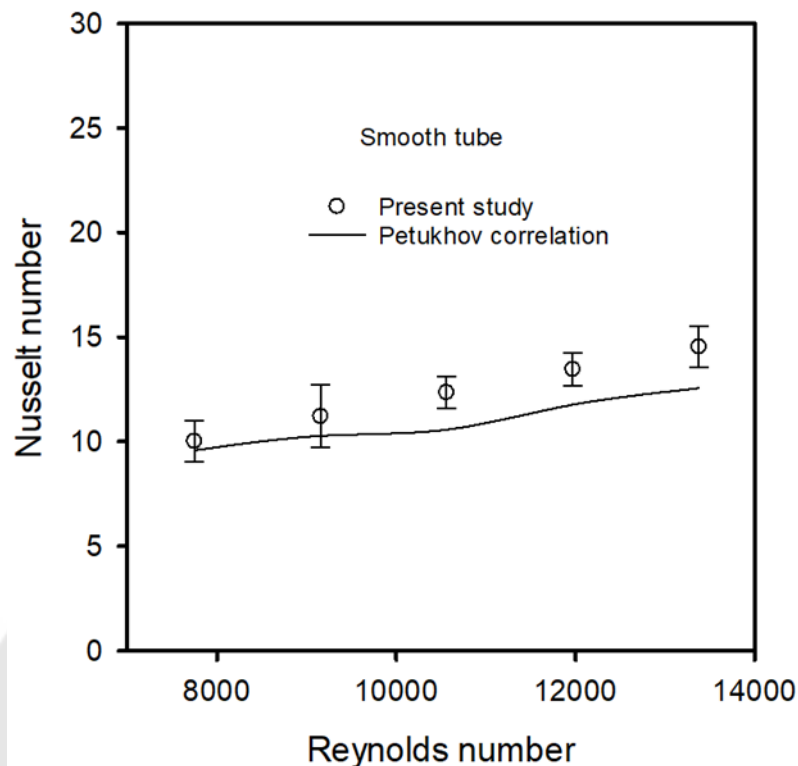
บทที่ 5

ผลและการวิเคราะห์ผล

5.1 บทนำ

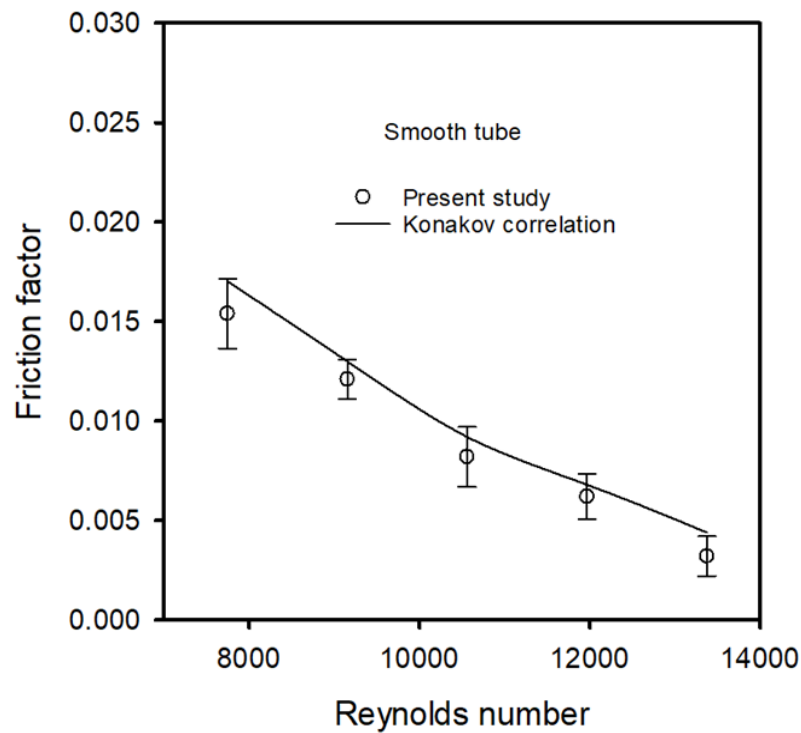
งานวิจัยนี้ได้ศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อน และการไหลของไหลเฟอร์โร (Fe_3O_4) และน้ำบริสุทธิ์โดยการไหลผ่านท่อบิดเกลียวที่มีระยะพิทช์และความลึกของร่องเกลียวแตกต่างกัน ภายใต้ผลของสนามแม่เหล็กโดยวิธีการทดลอง และวิธีแบบจำลองทางคณิตศาสตร์โดยใช้สารทำงาน 2 ชนิด คือ น้ำและของไหลเฟอร์โรโดยใช้อนุภาคของ (Fe_3O_4) ขนาด 23 นาโนเมตร ผสมกับน้ำในสัดส่วน 0.005 เปอร์เซนต์โดยปริมาตร สำหรับทำการทดลองและเก็บข้อมูล แล้วนำข้อมูลที่ได้อมาคำนวณหาตัวแปรต่าง ๆ ที่เกี่ยวข้อง ผลที่ได้จากการทดลองจะถูกบันทึก และนำผลการทดลองไปทำการศึกษาด้วยวิธีแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อเปรียบเทียบกับผลการทดลอง แล้วนำผลการทดลองมาแสดงผลในลักษณะของกราฟเพื่อเปรียบเทียบตัวแปรต่าง ๆ ที่ได้ทำการศึกษาวิจัย โดยผลการทดลองสามารถแสดงเป็นภาพประกอบดังนี้

5.2 ผลการเปรียบเทียบระหว่างผลการทดลองกับสหสัมพันธ์



ภาพประกอบ 11 แสดงผลการเปรียบเทียบระหว่างผลการทดลองกับผลจากสหสัมพันธ์ของระหว่างตัวเลขนัสเซล์นัมเบอร์กับตัวเลขเรย์โนลด์นัมเบอร์

จากภาพประกอบ 11 จะแสดงการเปรียบเทียบระหว่างผลการทดลองกับผลที่ได้จากสหสัมพันธ์ พบว่าจำนวนตัวเลขนัสเซล์ที่ได้จากการทดลอง และสัมประสิทธิ์ความเสียหายสอดคล้องกันกับผลการคำนวณสหสัมพันธ์ของ(Konakov, 1946; Petukhov, 1970) ที่เคยนำเสนอไว้ก่อนหน้า โดยมีค่าความคลาดเคลื่อนเฉลี่ย 11.4% และ 13.9% ตามลำดับ



ภาพประกอบ 12 แสดงผลการเปรียบเทียบระหว่างผลของค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานกับตัวเลขเรย์โนลด์

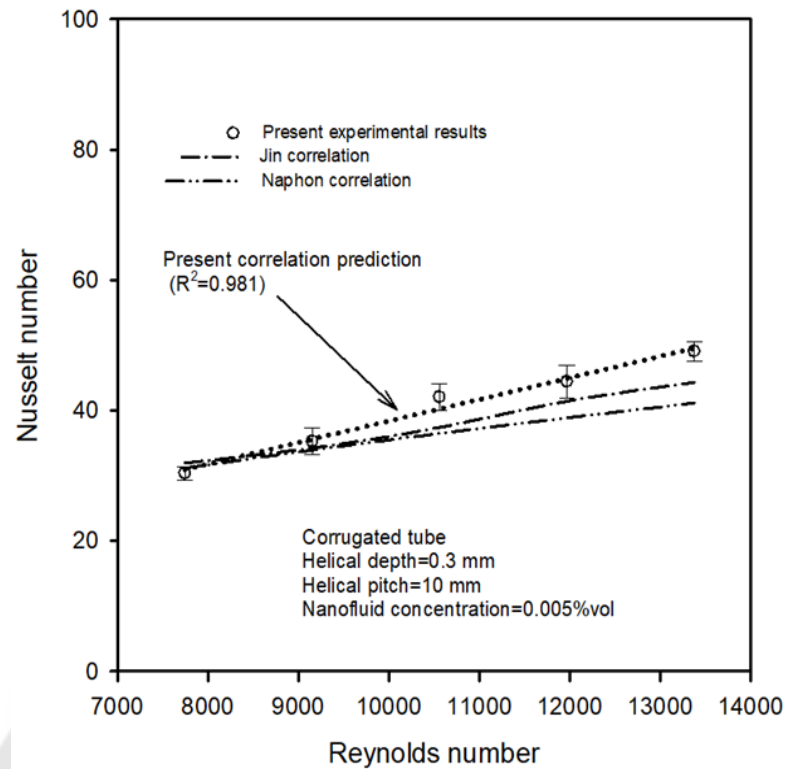
จากภาพประกอบ 12 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์ความเสียดทานกับค่าตัวเลขเรย์โนลด์ที่ได้จากการทดลองของท่อบิดเกลียวที่ไม่มีสนามแม่เหล็กไฟฟ้าเปรียบเทียบกับผลการทดลองของ (Jin, Chen, Gao, Gao, & Qian, 2017; Paisarn Naphon, Nuchjapo, & Kurujareon, 2006) โดยคำนวณได้จากสมการด้านล่าง และใช้ค่า $2,300 < Re < 1,106$, และ $0.5 < Pr < 100$ ดังสมการที่ (43-45)

$$Nu_s = \frac{(f/8)RePr}{1.07 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} F \quad (43)$$

$$f = (1.8 \log_{10} Re - 1.5)^{-2} \quad (44)$$

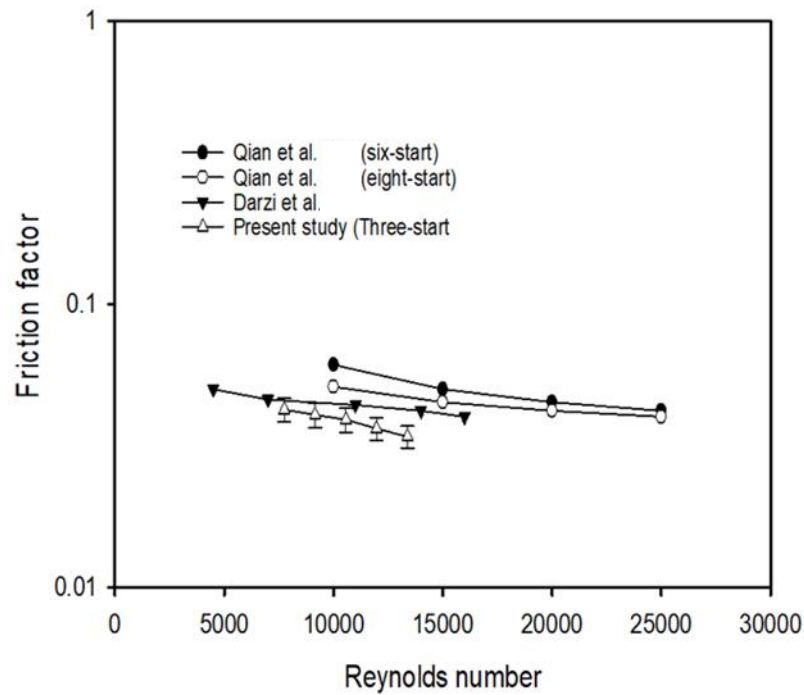
$$F = (1 + (d_i/L)^{2/3}) \quad (45)$$

โดยมีค่าความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยอยู่ที่ $\pm 10\%$ เปอร์เซ็นต์



ภาพประกอบ 13 แสดงผลการเปรียบเทียบระหว่างผลการทดลองของท่อบิดเกลียวกับผลจากสหสัมพันธ์

จากภาพประกอบ 13 แสดงการเปรียบเทียบผลลัพธ์จากการทดลองปัจจุบันกับข้อมูลที่ได้จากการคำนวณสหสัมพันธ์ของ (Jin et al., 2017; Paisarn Naphon et al., 2006) พบว่าค่าความคลาดเคลื่อนสูงสุดของตัวเลขนัสเซิล และสัมประสิทธิ์ความเสียหายเฉื่อยอยู่ที่ 7.5% ส่วนความแม่นยำสหสัมพันธ์ของ (Jin et al., 2017; Paisarn Naphon et al., 2006) ของท่อบิดเกลียวแบบ single-start คือ 5.5% และ 8.5% ตามลำดับ โดยพบว่าสหสัมพันธ์ของ (Jin et al., 2017) มีค่าความคลาดเคลื่อนต่ำสุดเมื่อเทียบกับข้อมูลจากการทดลองที่ได้ โดยมีค่าความคลาดเคลื่อนเฉื่อยอยู่ที่ 3.6% และ 10.6% กับของ (Paisarn Naphon et al., 2006)



ภาพประกอบ 14 ผลการเปรียบเทียบระหว่างผลการทดลองของท่อบิดเกลียวกับผลจาก สหสัมพันธ์

จากภาพประกอบ 14 แสดงผลการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจากการทดลองกับสหสัมพันธ์ของ (Qian et al., 2020; Rabienataj Darzi et al., 2014) โดยใช้สมการและค่าเงื่อนไขดังต่อไปนี้

$$Nu = 0.06372 \left(\frac{p}{d_i} \right)^{-0.1146} \left(\frac{e}{d_i} \right)^{0.1727} Re^{0.7659} Pr^{1/3} \quad (46)$$

โดยใช้ค่าในช่วงของ $2.85 < p/D_i < 5.52$; $0.06 < e/D_i < 0.28$; $10,000 < Re < 40,000$; และ

$0.7 < Pr < 120$.

$$Nu = 44.26 \left(\frac{e}{D_i} \right)^{0.89} \left(\frac{p}{D_i} \right)^{-0.96} (Re - 1500)^{0.27} Pr^{-0.26} \quad (47)$$

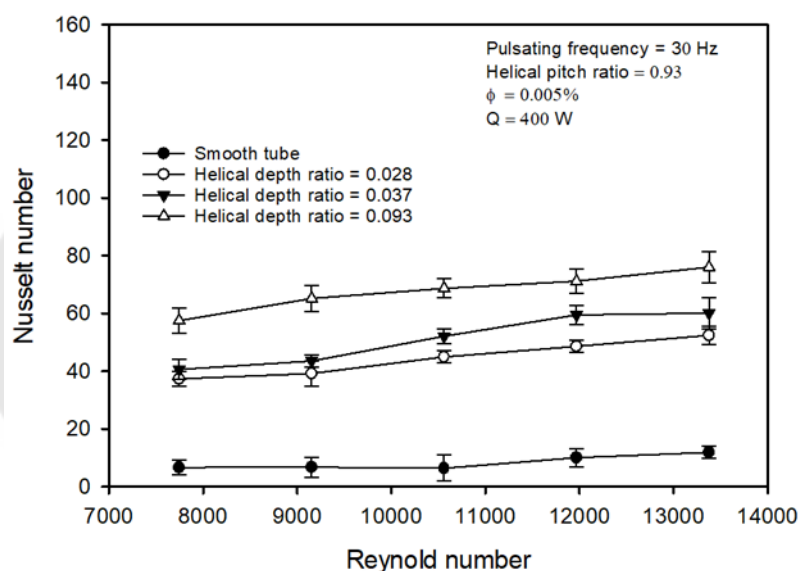
โดยใช้ค่าในช่วงของ $0.63 < p/D_i < 1.05$; $0.12 < e/D_i < 0.19$; $5,000 < Re < 29,000$; และ

$Pr > 3$.

พบว่ามีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยอยู่ที่ 12.5% และ 7.4% ตามลำดับ วิธีการสร้างท่อบิดเกลียว รูปร่างและมุมของลอนที่มีบทบาทสำคัญกับผลของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และความดันตกตลอดของท่อเหล่านี้ ดังนั้น หนึ่งในที่มาของความคลาดเคลื่อนอาจเกี่ยวข้องกับวิธีการสร้างประติรูปและมุมลอนของท่อทดสอบ

5.3 ผลของความลึกร่องเกลียวท่อ

5.3.1 ผลของอัตราส่วนความลึกร่องเกลียวที่มีต่อตัวเลขนัสเซล์นัมเบอร์

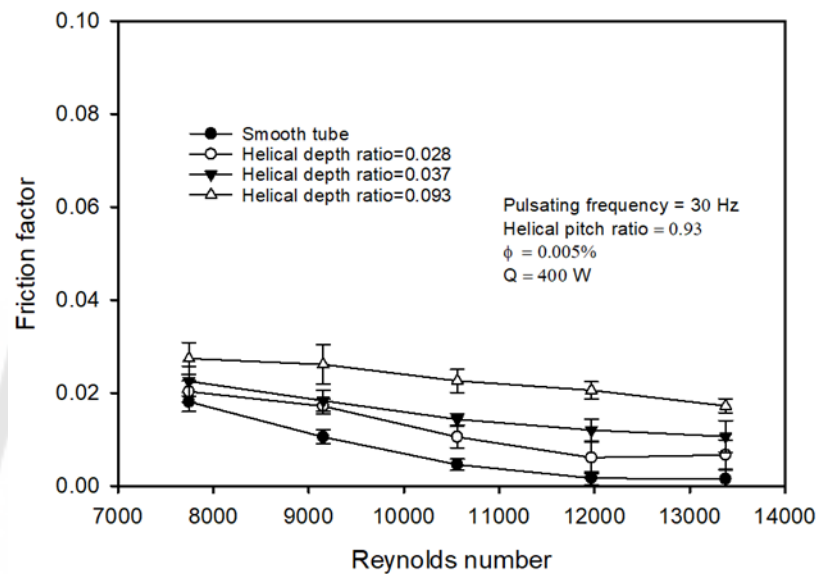


ภาพประกอบ 15 แสดงผลการเปลี่ยนแปลงของอัตราส่วนความลึกร่องเกลียวที่มีต่อตัวเลขนัสเซล์นัมเบอร์

จากภาพประกอบ 15 พบว่าเมื่อจำนวนตัวเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น ส่วนชั้นการไหลหนึ่งจะย้ายไปยังชั้นการไหลรอบแบบราบเรียบ (laminar flow) ซึ่งอยู่ภายใต้การไหลหลัก ในบริเวณนี้ ความเครียดจะเพิ่มขึ้นโดยการเพิ่มของจำนวนตัวเลขเรย์โนลด์ (Reynolds Number) ขณะที่ความเค้นเฉือนจะมีค่าลดลงในบริเวณใกล้เคียงกับพื้นผิวผนัง เป็นผลเชื่อมโยงระหว่างแหล่งที่มาของความเครียดทั้งสองนี้ทำให้ผลของค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานลดลงเมื่อเทียบกับตัวเลขเรย์โนลด์ ของท่อบิดเกลียวเทียบและท่อผิวเรียบ นอกจากนี้การรบกวนของชั้นขอบเขตการไหลยังทำ

ให้เกิดความปั่นป่วนของการไหล และเกิดการเคลื่อนแบบบราวเนียนของอนุภาคนาโน Fe_3O_4 ดังนั้น ร่องบนพื้นผิวของท่อบิดเกลียวจะส่งผลต่อปัจจัยต่อแรงเสียดทานการไหล

5.3.2 ผลของอัตราส่วนความลึกร่องเกลียวที่มีต่อค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

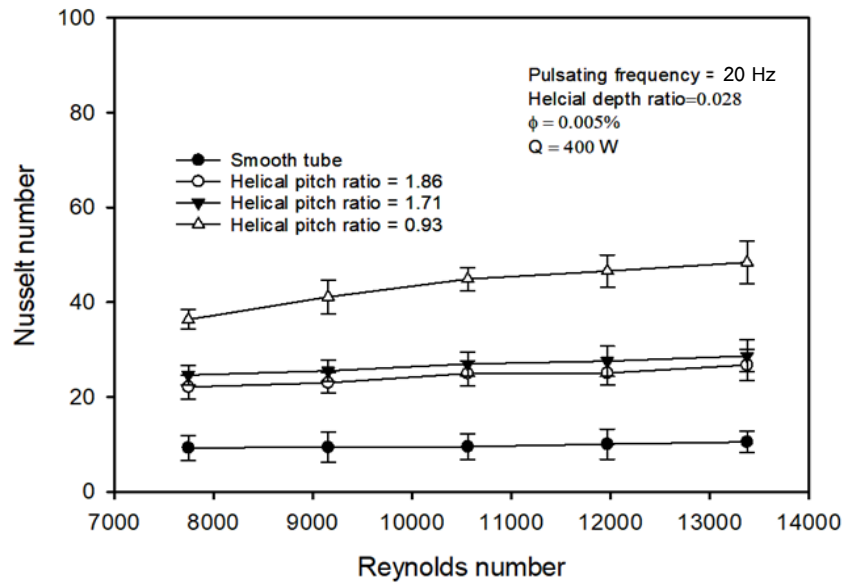


ภาพประกอบ 16 แสดงผลการเปลี่ยนแปลงของอัตราส่วนความลึกร่องเกลียวที่มีต่อค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

ภาพประกอบที่ 16 แสดงการเปลี่ยนแปลงการเพิ่มขึ้นของค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานด้วยอัตราส่วนความลึกของร่องเกลียวที่ 0.028, 0.037 และ 0.093 พบว่าค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานเพิ่มขึ้น 75.7%, 96.1% และ 119.3% ตามลำดับ เมื่ออัตราส่วนความลึกร่องเกลียวเพิ่มขึ้น เนื่องจาก ผลของความลึกร่องเกลียวทำให้เกิดการรบกวนการไหลทำให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วนและช่วยคลุกเคล้าอนุภาคของไหลเฟอร์โรภายในท่อทำให้ส่งผลต่อแรงเสียดทานการไหล

5.4 ผลของระยะพิทช์ท่อบิดเกลียว

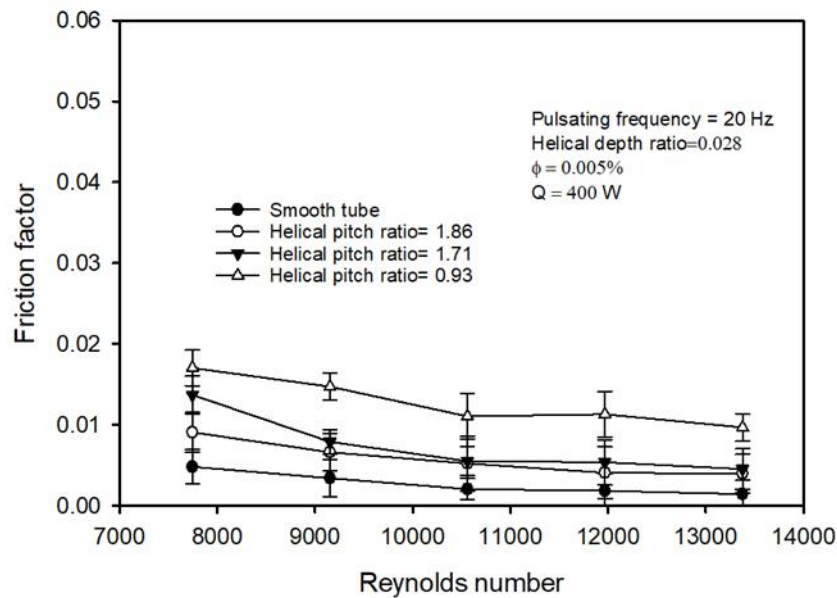
5.4.1 ผลของอัตราส่วนระยะพิทช์เกลียวที่มีต่อค่าตัวเลขนัสเซล์นัมเบอร์



ภาพประกอบ 17 แสดงผลของการเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนระยะพิทช์เกลียวที่มีต่อค่าตัวเลขนัสเซล์นัมเบอร์

จากภาพประกอบ 17 แสดงการเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนระยะพิทช์เกลียวที่มีต่อ ค่าตัวเลขนัสเซล์นัมเบอร์ของการไหลภายในท่อแบบเป็นจังหวะที่มีความถี่การไหล 30 Hz พบว่าการรบกวนการไหลจะเกิดขึ้นสูงบริเวณใกล้กับผนังท่อ และจะเพิ่มการไหลแบบหมุนวนขึ้น ส่งผลให้ความเข้มของการไหลแบบปั่นป่วนและการผสมกันของอนุภาคนาโนเพิ่มขึ้น ดังนั้นท่อที่มีอัตราส่วนระยะพิทช์เกลียวจะทำให้ค่าตัวเลขนัสเซล์นัมเบอร์ที่สูงขึ้น โดยอัตราส่วนความลึกของเกลียวสูงและอัตราส่วนของระยะห่างของเกลียวที่ต่ำกว่า สำหรับการไหลแบบเป็นจังหวะที่ความถี่ 30 Hz และอัตราส่วนระยะพิทช์เกลียวที่ 0.93 ให้ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานสูงกว่าทุกอัตราการไหล

5.4.2 ผลของอัตราส่วนระยะพิทช์เกลียวที่มีต่อค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

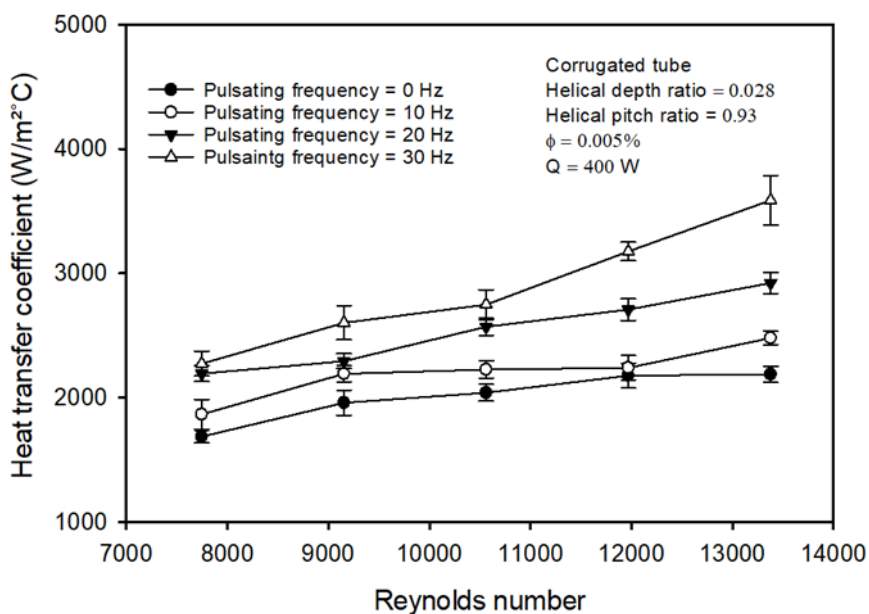


ภาพประกอบ 18 แสดงผลของการเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนระยะพิทช์เกลียวที่มีต่อค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

จากภาพประกอบ 18 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของการไหลภายในท่อแบบเป็นจังหวะที่ความถี่การไหล 20 Hz พบว่าการรบกวนการไหลจะสูงขึ้นบริเวณใกล้กับผนังท่อ และจะเพิ่มการไหลแบบหมุนวน ส่งผลให้ความเข้มของการไหลแบบปั่นป่วนและการผสมกันของอนุภาคนาโนเพิ่มขึ้น ดังนั้นท่อมีร่องเกลียวลึกจะให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้น โดยอัตราส่วนความลึกของเกลียวมีค่ามาก และอัตราส่วนของระยะห่างของเกลียวที่ต่ำ สำหรับการไหลแบบเป็นจังหวะที่ความถี่ 30 Hz และอัตราส่วนระยะพิทช์เกลียวที่ 0.93 ให้ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานสูงกว่าทุกอัตราการไหล

5.5 ผลของลักษณะการไหลภายในท่อ

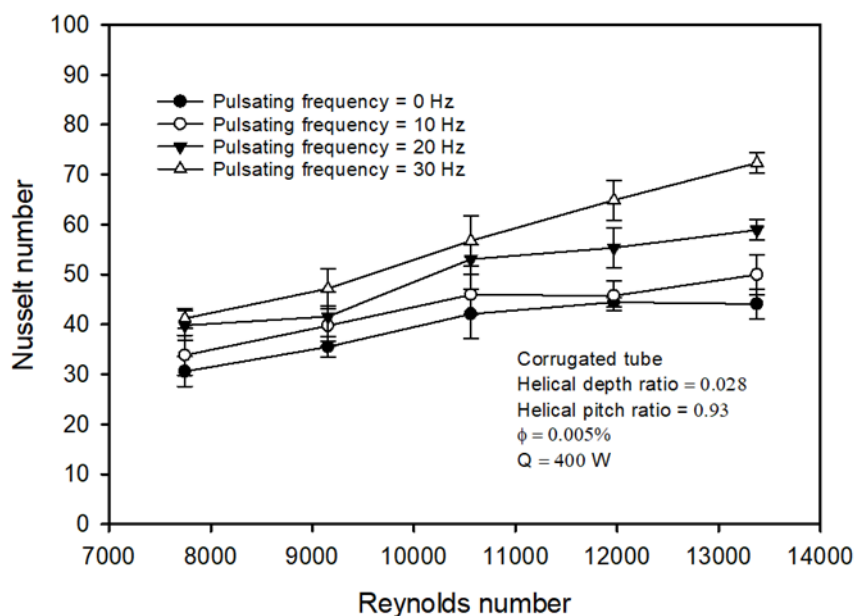
5.5.1 ผลของความถี่การไหลแบบเป็นจังหวะที่มีต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน



ภาพประกอบ 19 แสดงผลของการเปลี่ยนแปลงความถี่การไหลแบบเป็นจังหวะที่มีต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

จากภาพประกอบ 19 แสดงการเปลี่ยนแปลงผลของความถี่การไหลแบบเป็นจังหวะที่มีต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน พบว่าเมื่อความถี่จากการไหลเพิ่มขึ้นการรบกวนการไหลจะสูงขึ้นบริเวณใกล้เคียงกับผนังท่อ และจะเพิ่มการไหลแบบหมุนวนส่งผลให้ความเข้มของการไหลแบบปั่นป่วน และการผสมกันของอนุภาคในเพิ่มขึ้น ดังนั้นท่อที่มีความถี่จากการไหลสูงค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้น โดยอัตราส่วนความลึกของเกลียวที่สูง และอัตราส่วนของระยะห่างของเกลียวที่ต่ำ การไหลแบบเป็นจังหวะที่ความถี่การไหล 30 Hz และอัตราส่วนระยะพิทช์เกลียวที่ค่า 0.93 และอัตราส่วนความลึกของเกลียวที่ 0.028 การไหลแบบเป็นจังหวะที่ความถี่ 30 Hz มีค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมากที่สุดกว่าทุกความถี่การไหล

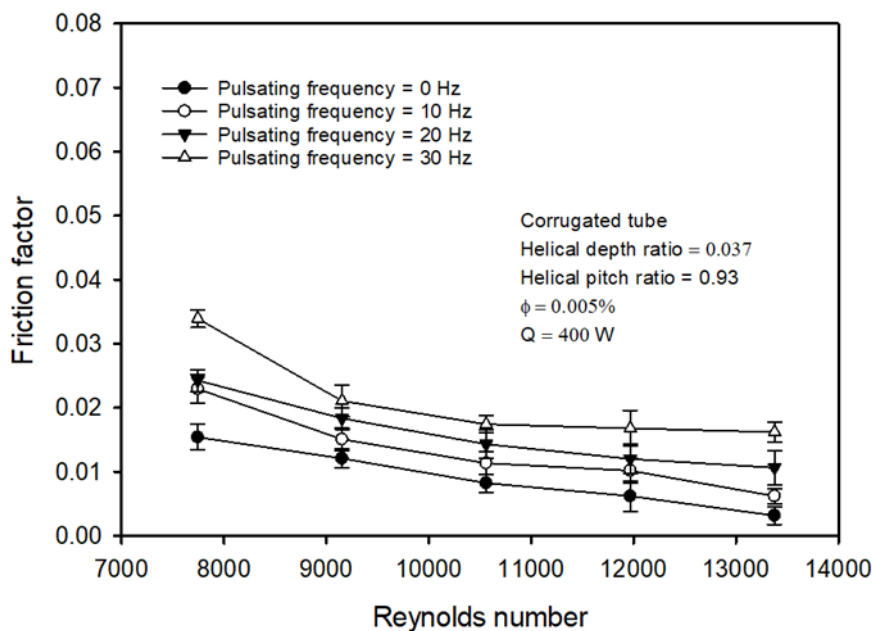
5.5.2 ผลของความถี่การไหลแบบเป็นจังหวะที่มีต่อค่าตัวเลขนัสเซลน์มเบอร์



ภาพประกอบ 20 แสดงผลของการเปลี่ยนแปลงความถี่การไหลแบบเป็นจังหวะที่มีต่อค่าตัวเลขนัสเซลน์มเบอร์

จากภาพประกอบ 20 แสดงการเปลี่ยนแปลงผลของความถี่การไหลแบบเป็นจังหวะมีต่อค่าตัวเลขนัสเซลน์มเบอร์ พบว่าเมื่อความถี่จากการไหลเพิ่มขึ้นการรบกวนการไหลจะเพิ่มสูงขึ้นบริเวณใกล้กับผนังท่อ และจะเพิ่มการไหลแบบหมุนวนส่งผลทำให้ค่าตัวเลขนัสเซลน์มเบอร์เพิ่มขึ้นความเข้มของการไหลแบบปั่นป่วน และการผสมกันของอนุภาคนาโนเพิ่มขึ้น ดังนั้นท่อที่มีความถี่จากการไหลสูงมีอัตราส่วนความลึกของเกลียวที่สูง และอัตราส่วนของระยะห่างของเกลียวที่ต่ำ ที่ความถี่การไหลแบบเป็นจังหวะ 30 Hz และอัตราส่วนระยะพิทช์เกลียวที่ค่า 0.93 ที่อัตราส่วนความลึกของเกลียวที่ 0.028 มีค่าตัวเลขนัสเซลน์มเบอร์สูงกว่าทุกความถี่การไหลเมื่อตัวเลขเรย์โนลด์น์มเบอร์เพิ่มขึ้น

5.5.3 ผลของความถี่การไหลแบบเป็นจังหวะที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

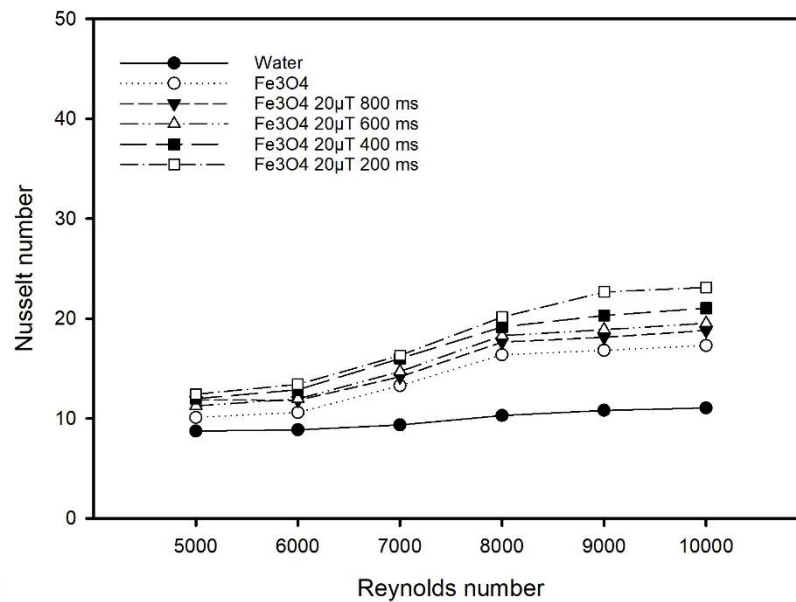


ภาพประกอบ 21 แสดงผลของการเปลี่ยนแปลงความถี่การไหลแบบเป็นจังหวะที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

จากภาพประกอบ 21 แสดงผลการเปลี่ยนแปลงความถี่การไหลแบบเป็นจังหวะที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน พบว่าเมื่อเพิ่มความถี่จากการไหลการรบกวนการไหลจะสูงขึ้นบริเวณใกล้กับผนังท่อ และจะเพิ่มการไหลแบบหมุนวนส่งผลให้ความเข้มของการไหลแบบปั่นป่วนและการผสมกันของอนุภาคนาโนเพิ่มขึ้น ดังนั้นท่อที่มีอัตราส่วนร่องเกลียวมากจะให้ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่เพิ่มสูงขึ้น และอัตราส่วนความลึกของเกลียวที่สูง อัตราส่วนของระยะห่างของเกลียวที่ต่ำ และมีความถี่การไหลแบบเป็นจังหวะสูงสุดที่ 30 Hz และอัตราส่วนระยะพิทช์เกลียวที่ค่า 0.93 และอัตราส่วนความลึกของเกลียวที่ 0.037 พบว่า มีค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานสูงสุดกว่าทุกความถี่การไหล

5.6 ผลของสนามแม่เหล็กไฟฟ้า

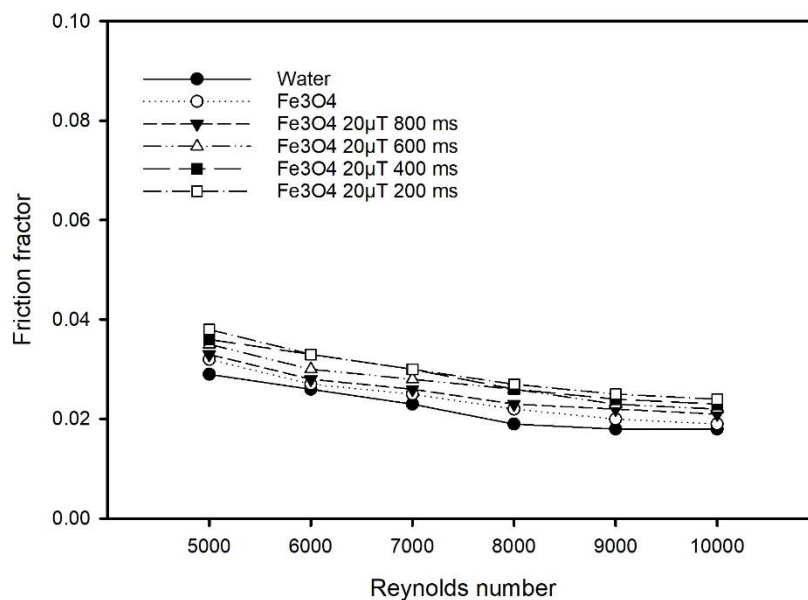
5.6.1 ผลของความถี่สนามแม่เหล็กไฟฟ้าที่มีต่อค่าตัวเลขนัสเซลน์มเบอร์



ภาพประกอบ 22 แสดงการเปลี่ยนแปลงผลของความถี่สนามแม่เหล็กไฟฟ้าที่มีต่อค่าตัวเลขนัสเซลน์มเบอร์

ภาพประกอบ 22 แสดงการเปลี่ยนแปลงความถี่ของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าที่มีผลต่อค่าตัวเลขนัสเซลน์มเบอร์ พบว่าความถี่ของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าสูงขึ้นค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียความร้อนจะเพิ่มขึ้นมากกว่าค่าความถี่ของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าต่ำ และเมื่อค่าตัวเลขเรย์โนลด์์นัมเบอร์เพิ่มขึ้นค่าตัวเลขนัสเซลน์มเบอร์มีค่าเพิ่มขึ้นตามไปด้วย เนื่องจากชั้นขอบเขตการไหลของของไหลเพอร์โรถูกกระทบจากสนามแม่เหล็กไฟฟ้า และความเร็วจากการไหลที่เพิ่มขึ้น

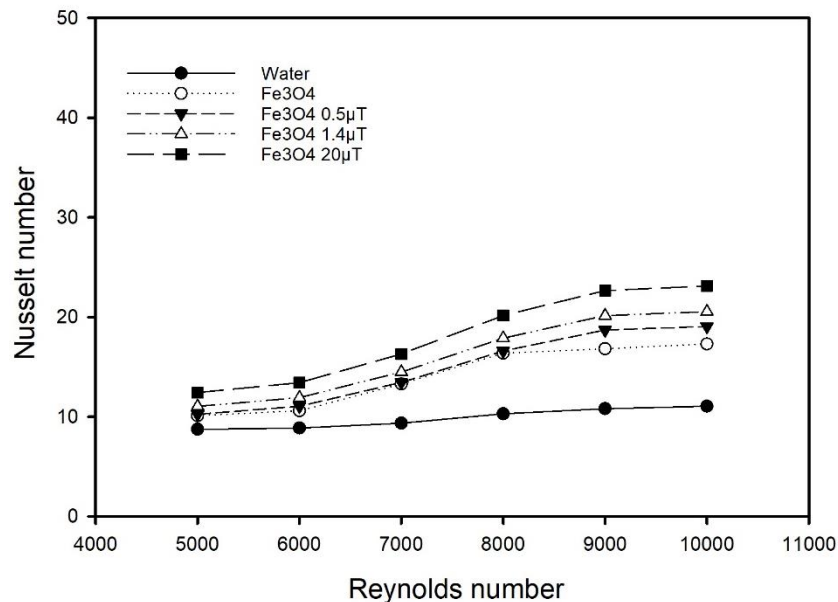
5.6.2 ผลของความถี่สนามแม่เหล็กไฟฟ้ามีต่อค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน



ภาพประกอบ 23 แสดงการเปลี่ยนแปลงผลของความถี่สนามแม่เหล็กไฟฟ้ามีต่อค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

ภาพประกอบ 23 แสดงการเปลี่ยนแปลงผลของความถี่สนามแม่เหล็กไฟฟ้าที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน พบว่าความถี่ของสนามแม่เหล็กสูง ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะเพิ่มสูงขึ้นตามไปด้วย และมีค่าสูงกว่าความถี่ของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าที่ต่ำกว่า และเมื่อค่าตัวเลขเรย์โนลด์นัมเบอร์เพิ่มขึ้นค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าลดลง เนื่องจากชั้นขอบเขตการไหลของของไหลเฟอร์โรฟลูอิดรอบทวนจากสนามแม่เหล็กและความเร็วจากการไหลที่เพิ่มขึ้น

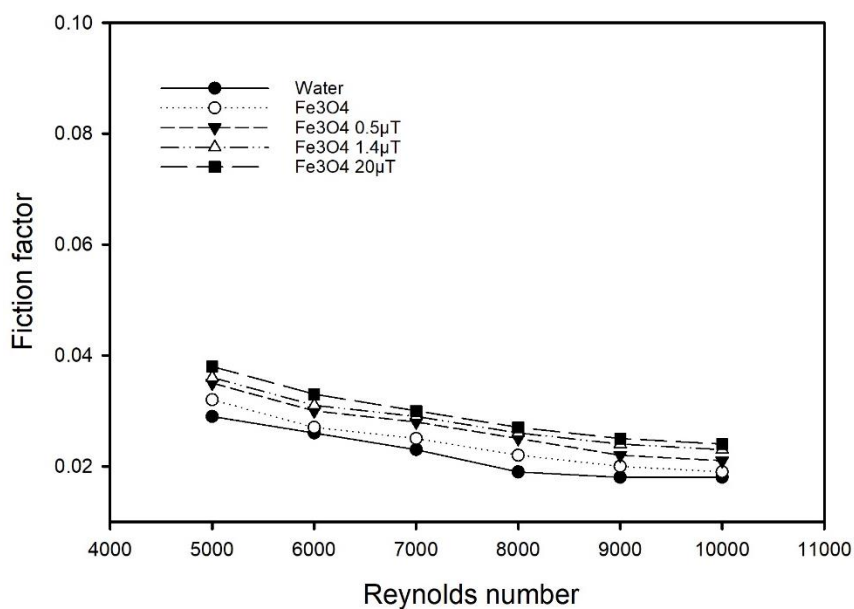
5.6.3 ผลของความเข้มข้นแม่เหล็กไฟฟ้ามีต่อค่าตัวเลขนัสเซลล์นัมเบอร์



ภาพประกอบ 24 แสดงการเปลี่ยนแปลงผลของความเข้มข้นแม่เหล็กไฟฟ้ามีต่อค่าตัวเลขนัสเซลล์นัมเบอร์

ภาพประกอบ 24 แสดงการเปลี่ยนแปลงผลการเปรียบเทียบความเข้มข้นแม่เหล็กไฟฟ้าที่มีต่อค่าตัวเลขนัสเซลล์นัมเบอร์ ที่ความเข้มข้นของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าต่างกันแต่มีความถี่สนามแม่เหล็กไฟฟ้าเดียวกัน พบว่าความเข้มข้นของสนามแม่เหล็กส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นโดยพบว่าความเข้มข้นแม่เหล็กไฟฟ้าที่สูงกว่าจะให้อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มสูงกว่าความเข้มข้นแม่เหล็กไฟฟ้าที่ต่ำกว่า และเมื่อค่าตัวเลขเรย์โนลด์นัมเบอร์เพิ่มขึ้น ค่าตัวเลขนัสเซลล์นัมเบอร์ก็จะเพิ่มสูงขึ้นตามไปด้วย เนื่องจากชั้นขอบเขตการไหลของของไหลเฟอร์โรถูกครอบงวนจากสนามแม่เหล็ก และความเร็วจากการไหลทำให้เพิ่มการไหลวนของสารทำงาน

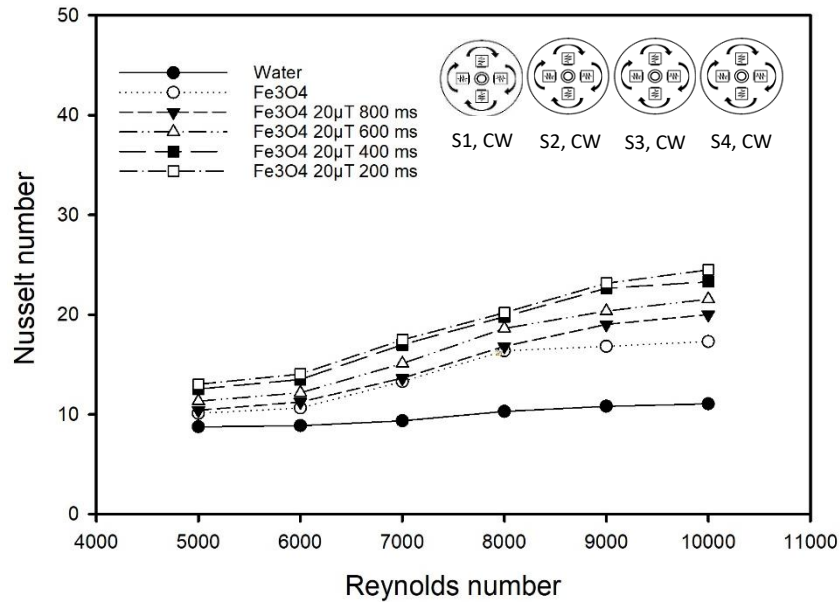
5.6.3 ผลของความเข้มข้นแม่เหล็กไฟฟ้าที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน



ภาพประกอบ 25 แสดงการเปลี่ยนแปลงผลของความเข้มข้นแม่เหล็กไฟฟ้าที่มีต่อค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

ภาพประกอบ 25 แสดงการเปลี่ยนแปลงความเข้มข้นของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน พบว่าความเข้มข้นของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าเพิ่มสูงขึ้นค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานก็จะเพิ่มสูงขึ้นตามไปด้วย และมีค่ามากกว่าความเข้มข้นแม่เหล็กไฟฟ้าที่ต่ำกว่า เมื่อค่าตัวเลขเรย์โนลด์นัมเบอร์เพิ่มขึ้นค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าลดลง เนื่องจากชั้นขอบเขตการไหลของของไหลเฟอร์โรฟลูอิดจากสนามแม่เหล็กไฟฟ้า และความเร็วจากการไหลที่เพิ่มขึ้น

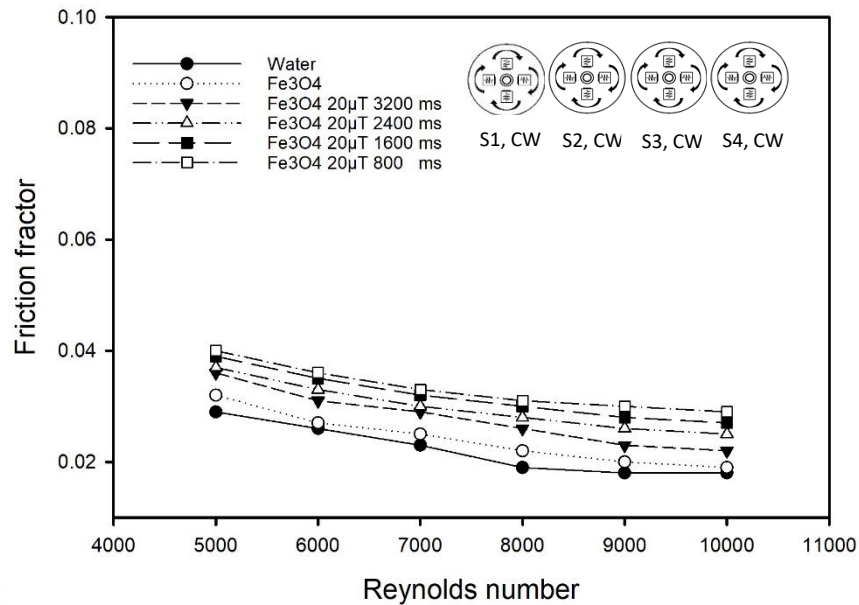
5.6.4 ผลของทิศทางการหมุนควงสนามแม่เหล็กไฟฟ้าทิศทางหมุนตามเข็มนาฬิกา



ภาพประกอบ 26 แสดงการเปลี่ยนแปลงผลการหมุนควงของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าทิศทางตามเข็มนาฬิกาที่มีผลต่อค่าตัวเลขนัสเซลต์นัมเบอร์

ภาพประกอบ 26 แสดงการเปลี่ยนแปลงผลการหมุนควงของสนามแม่เหล็กไฟฟ้า และมีความเข้มสนามแม่เหล็กไฟฟ้าเดียวกันแต่มีความถี่สนามแม่เหล็กไฟฟ้าต่างกันที่มีผลต่อค่าตัวเลขนัสเซลต์นัมเบอร์ พบว่าความถี่ของสนามแม่เหล็กไฟฟ้ามีค่าความถี่สูง ส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นมากกว่าค่าความถี่ที่ต่ำกว่า และเมื่อค่าตัวเลขเรย์โนลด์นัมเบอร์เพิ่มขึ้นค่าตัวเลขนัสเซลต์นัมเบอร์เพิ่มสูงขึ้นตามไปด้วย เนื่องจาก ชั้นขอบเขตการไหลของของไหลเฟอร์โรถูกรบกวนจากสนามแม่เหล็กไฟฟ้า และความเร็วจากการไหลสูงขึ้นทำให้เพิ่มการไหลวนของสารทำงาน

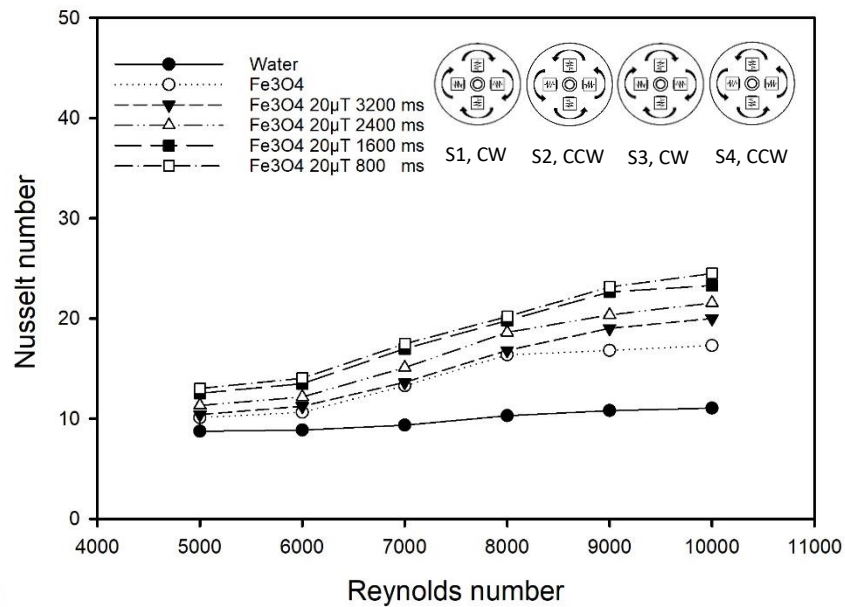
5.6.5 ผลของทิศทางการหมุนควงสนามแม่เหล็กไฟฟ้าทิศทางการหมุนตามเข็มนาฬิกาที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน



ภาพประกอบ 27 แสดงการเปลี่ยนแปลงผลการหมุนควงของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าทิศทางการหมุนตามเข็มนาฬิกาที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

จากภาพประกอบ 27 แสดงการเปลี่ยนแปลงความถี่ของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าในรูปแบบการหมุนควงสนามแม่เหล็กทิศทางการหมุนตามเข็มนาฬิกาที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน พบว่าความถี่ของสนามแม่เหล็กสูงจะให้ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่สูงกว่าค่าความถี่ของสนามแม่เหล็กต่ำ และเมื่อค่าตัวเลขเรย์โนลด์นัมเบอร์เพิ่มขึ้นค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าลดลงตามไปด้วย เนื่องจากชั้นขอบเขตการไหลของของไหลเฟอร์โรฟลูอิดจากสนามแม่เหล็กไฟฟ้าและความเร็วจากการไหลที่เพิ่มขึ้น

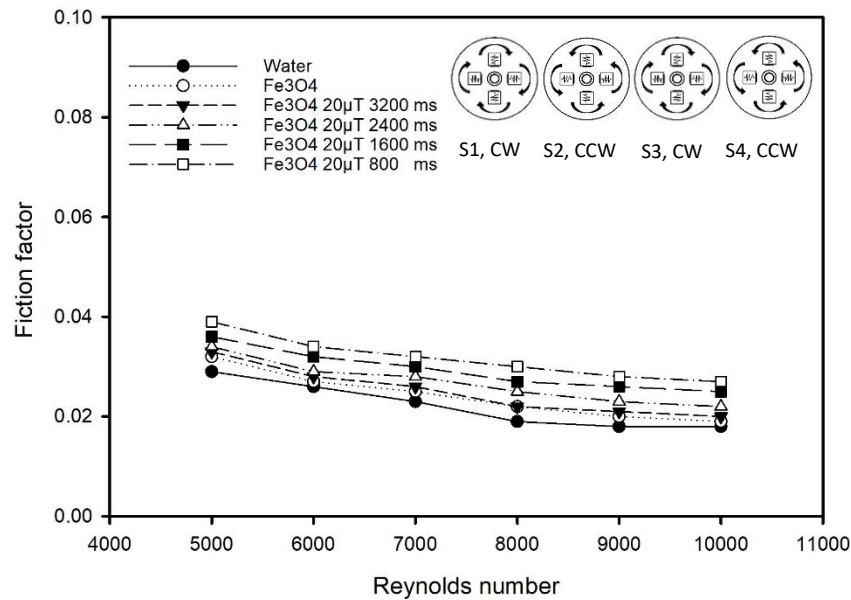
5.6.6 ผลของทิศทางการหมุนควงสนามแม่เหล็กไฟฟ้าทิศทางหมุนตามเข็มนาฬิกา และ หมุนทวนเข็มนาฬิกาการสลับกันที่มีผลต่อค่าตัวเลขนัสเซิลน์มเบอร์



ภาพประกอบ 28 แสดงการเปลี่ยนแปลงผลการหมุนควงของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าทิศทางตามเข็มนาฬิกา และหมุนทวนเข็มนาฬิกาการสลับกันที่มีผลต่อค่าตัวเลขนัสเซิลน์มเบอร์

จากภาพประกอบ 28 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าตัวเลขนัสเซิลน์มเบอร์จากผลการหมุนควงสนามแม่เหล็กไฟฟ้าในทิศทางหมุนตามเข็มนาฬิกา และหมุนทวนเข็มนาฬิกาไปจนครบทั้ง 4 สถานีตลอดความยาวท่อทดสอบ พบว่าความถี่ของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าที่สูงกว่า ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมากกว่าค่าความถี่สนามแม่เหล็กไฟฟ้าที่มีค่าต่ำกว่า และส่งผลต่อการเพิ่มขึ้นของค่าตัวเลขนัสเซิลน์มเบอร์ เนื่องจากชั้นขอบเขตการไหลของของไหลเฟอร์โรฟลูอิดถูกกวาดจากสนามแม่เหล็กทำให้เพิ่มการไหลวนของสารทำงานภายในท่อขณะเกิดการไหล

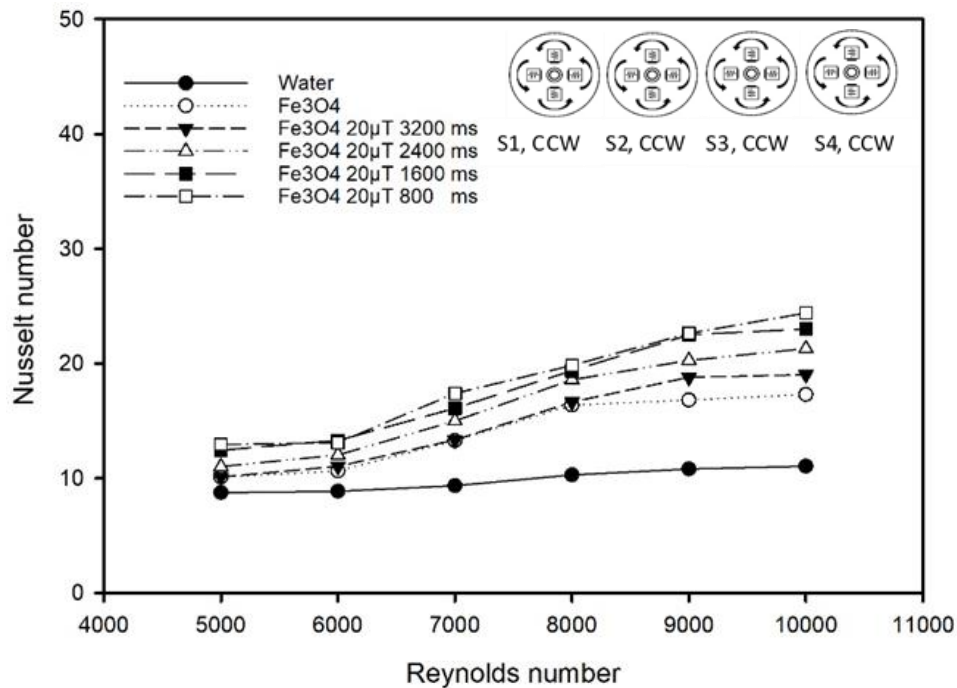
5.6.7 ผลของทิศทางการหมุนควงสนามแม่เหล็กไฟฟ้าทิศทางหมุนตามเข็มนาฬิกา และ หมุนทวนเข็มนาฬิกาการสลับกันที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน



ภาพประกอบ 29 แสดงการเปลี่ยนแปลงผลการหมุนควงของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าทิศทางตามเข็มนาฬิกา และหมุนทวนเข็มนาฬิกาการสลับกันที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

ภาพประกอบ 29 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจากรูปแบบการหมุนควงของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าในทิศทางหมุนตามเข็มนาฬิกา และหมุนทวนเข็มนาฬิกาการสลับกันที่มีต่อค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน พบว่าความถี่ของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าสูงจะให้ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่สูงกว่าความถี่ของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าต่ำ และเมื่อค่าตัวเลขเรย์โนลด์์นัมเบอร์เพิ่มขึ้น ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าลดลง เนื่องจากชั้นขอบเขตการไหลชั้นที่ติดกับผนังท่อของของไหลเฟอร์โรฟลูอิดรบกวนจากสนามแม่เหล็กและความเร็วจากการไหลที่เพิ่มขึ้น

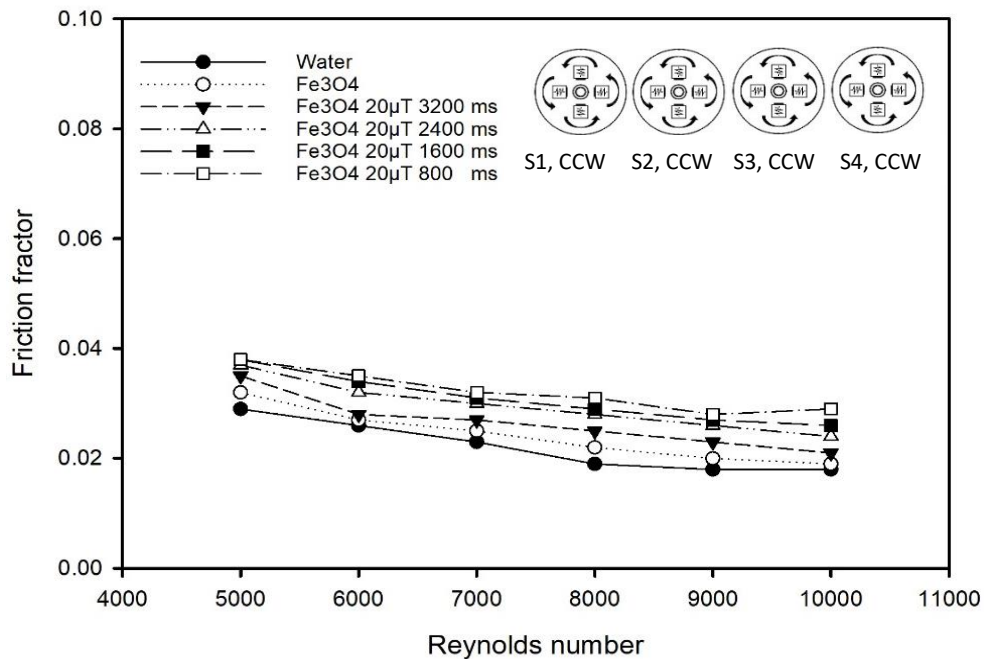
5.6.8 ผลของทิศทางการหมุนของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าทิศทางหมุนทวนเข็มนาฬิกาที่มีผลต่อค่าตัวเลขนัสเซิลน์มเบอร์



ภาพประกอบ 30 แสดงการเปลี่ยนแปลงผลการหมุนของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าทิศทางทวนเข็มนาฬิกาที่มีผลต่อค่าตัวเลขนัสเซิลน์มเบอร์

ภาพประกอบ 30 แสดงการเปลี่ยนแปลงผลการหมุนของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าทิศทางทวนเข็มนาฬิกา และมีความเข้มข้นสนามแม่เหล็กไฟฟ้าเดียวกันแต่มีความถี่สนามแม่เหล็กไฟฟ้าต่างกันที่มีผลต่อค่าตัวเลขนัสเซิลน์มเบอร์ พบว่าความถี่ของสนามแม่เหล็กไฟฟ้ามีความถี่สูงส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นมากกว่าค่าความถี่ที่ต่ำกว่า และเมื่อค่าตัวเลขเรย์โนลด์นัมเบอร์เพิ่มขึ้นค่าตัวเลขนัสเซิลน์มเบอร์เพิ่มสูงขึ้นตามไปด้วย เนื่องจาก ชั้นขอบเขตการไหลของของไหลเฟอร์โรฟลูอิดถูกกวาดจากสนามแม่เหล็กไฟฟ้า และความเร็วจากการไหลสูงขึ้นทำให้เพิ่มการไหลวนของสารทำงาน

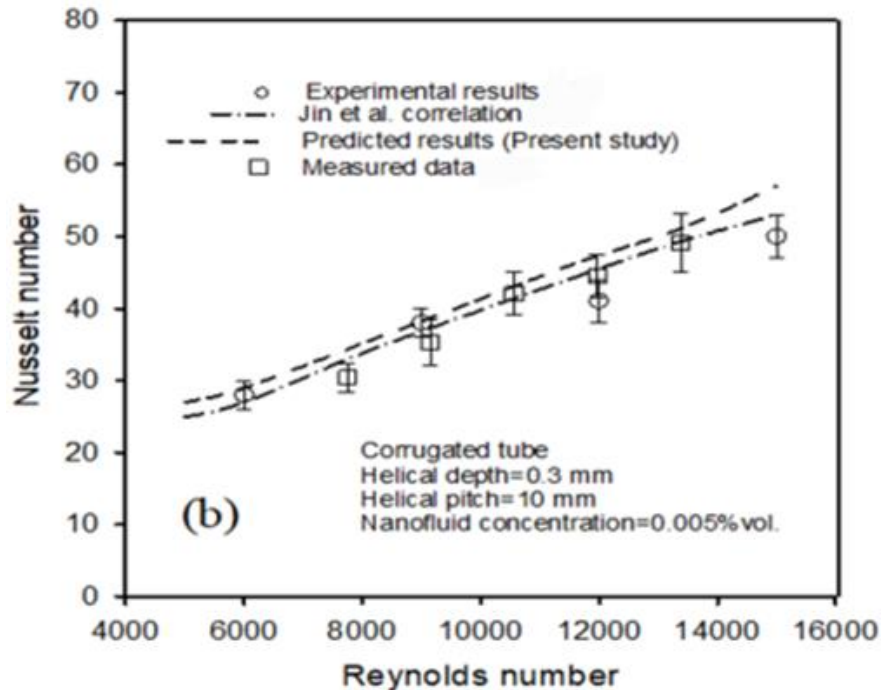
5.6.9 ผลของการทิศทางการหมุนของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าที่ทิศทางหมุนทวนเข็มนาฬิกาที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน



ภาพประกอบ 31 แสดงการเปลี่ยนแปลงผลการหมุนของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าที่ทิศทางทวนเข็มนาฬิกาที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

จากภาพประกอบ 31 แสดงการเปลี่ยนแปลงความถี่ของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าในรูปแบบการหมุนของสนามแม่เหล็กที่ทิศทางทวนเข็มนาฬิกาที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน พบว่าความถี่ของสนามแม่เหล็กสูงจะส่งผลต่อค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่สูงกว่าค่าความถี่ของสนามแม่เหล็กต่ำ และเมื่อค่าตัวเลขเรย์โนลด์นัมเบอร์เพิ่มขึ้นค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าลดลงตามไปด้วย เนื่องจากชั้นขอบเขตการไหลของของไหลเฟอร์โรฟลูอิดถูกกวาดจากสนามแม่เหล็กไฟฟ้าและความเร็วจากการไหลที่เพิ่มขึ้น

5.7 ผลการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีทางตัวเลขของท่อบิดเกลียว

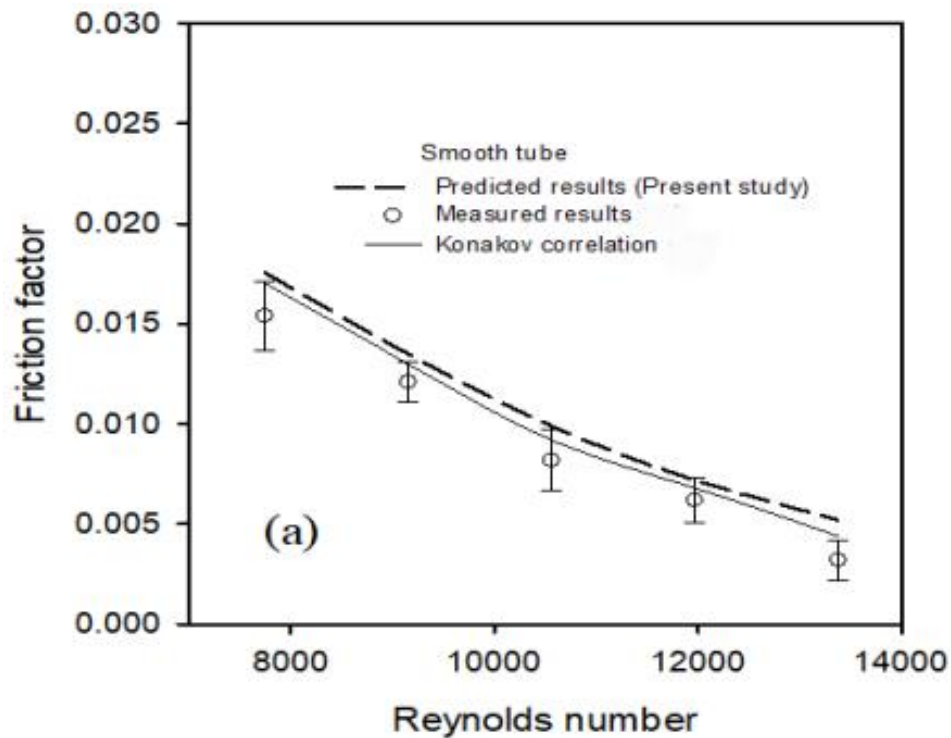


ภาพประกอบ 32(b) แสดงความสัมพันธ์การคาดการณ์ระหว่างตัวเลขนัสเซลล์นัมเบอร์กับเลขเรย์โนลด์

ภาพประกอบ 32(b) เปรียบเทียบผลลัพธ์ที่คาดการณ์ไว้ด้วยความสัมพันธ์ระหว่าง (T. Zhang, Che, Zhu, Shi, & Chen, 2020) กับข้อมูลที่วัดได้จาก (Al Kalbani, Rahman, Alam, Al-Salti, & Eltayeb, 2018; Duangthongsuk & Wongwises, 2010) พบว่า ความคลาดเคลื่อนของตัวเลขนัสเซลล์จากการทดลองอยู่ที่ประมาณจากข้อมูลของ 3.4% (Al Kalbani et al., 2018) และ 7.5% เมื่อเทียบกับ (Al Kalbani et al., 2018) ส่วนเบี่ยงเบนระหว่างผลการคำนวณและผลสัมพัทธ์ของ (T. Zhang et al., 2020) อยู่ภายใน $\pm 5\%$ ดังนั้น เกณฑ์สัมพัทธ์สำหรับการคำนวณตัวเลขนัสเซลล์ ของ (T. Zhang et al., 2020) และข้อมูลที่วัดได้จาก (Al Kalbani et al., 2018; Duangthongsuk & Wongwises, 2010) ในท่อบิดเกลียวนั้นถูกต้อง และเชื่อถือได้ดังแสดงในภาพประกอบ 31(b) แสดงความสัมพันธ์การคาดการณ์ระหว่างตัวเลขนัสเซลล์นัมเบอร์กับเลขเรย์โนลด์ภาพ 31(b) แสดงการเปรียบเทียบตัวเลข Nusselt กับความสัมพันธ์อื่น ๆ และข้อมูลผลลัพธ์ที่ได้ กับความสัมพันธ์ของ (T. Zhang et al., 2020) โดยใช้สมการด้านล่าง ดังนี้:

$$Nu = 0.06372 \left(\frac{p}{d_i} \right)^{-0.1146} \left(\frac{e}{d_i} \right)^{0.1727} Re^{0.7659} Pr^{1/3} \quad (48)$$

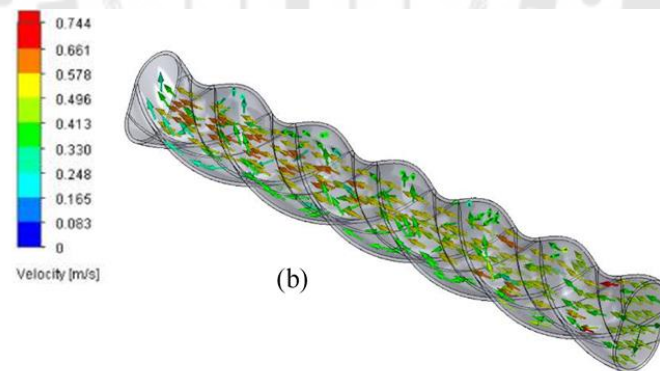
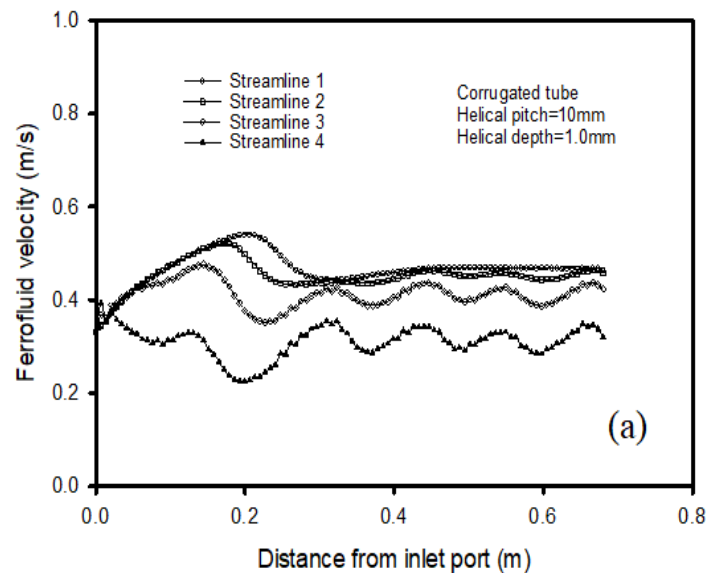
โดยใช้ค่าในช่วงของ $2.85 < p/D_i < 5.52$; $0.06 < e/D_i < 0.28$; $10,000 < Re < 40,000$; และ $0.7 < Pr < 120$.



ภาพประกอบ 33 (a) แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าแรงเสียดทานกับค่าตัวเลขเลขเรย์โนลด์

จากภาพประกอบ 33(a) เปรียบเทียบผลของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ได้จากการคาดการณ์ของท่อผิวเรียบธรรมดา กับข้อมูลที่ได้ของ (P. Naphon, Wiriyasart, & Arisariyawong, 2018) และเปรียบเทียบผลลัพธ์ที่ได้จากการคาดการณ์ของ (Mei, Qi, Luo, Zhai, & Yan, 2019; Paisarn Naphon & Wiriyasart, 2018b) ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่วัดได้ในท่อผิวเรียบเปรียบเทียบกับค่าที่คำนวณตามสมการสหสัมพันธ์ที่ใช้กันโดยทั่วไปของ (Mei et al., 2019) พบว่าข้อมูลที่ได้มีความไม่แน่นอนสำหรับผลจากแรงเสียดทานสูงสุดอยู่ประมาณ 4% (P. Naphon et al., 2018) ดังนั้น ค่าเกณฑ์สหสัมพันธ์สำหรับการคำนวณจากผลของแรงเสียดทานของ (Mei et al., 2019) และข้อมูลที่ได้จาก (P. Naphon et al., 2018) สำหรับท่อผิวเรียบนั้นถูกต้อง และเชื่อถือ

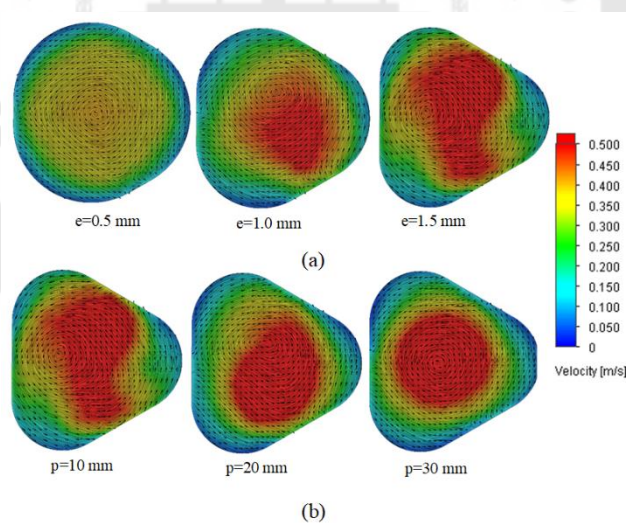
ได้ การศึกษาเชิงตัวเลขมีค่าการคาดการณ์เกินจริง และมีความผิดพลาดเฉลี่ยอยู่ 15.48% และ 5.66% สำหรับข้อมูลที่วัดได้จาก (P. Naphon et al., 2018) และความสัมพันธ์ของ (Mei et al., 2019)



ภาพประกอบ 34 แสดง (a) ฟังก์ชันของความเร็ว และ (b) ลักษณะการไหลผ่านท่อทดสอบ

จากจากภาพประกอบ 34 แสดงเส้นรั้วตามแนวท่อบิดเกลียว สำหรับภาพประกอบ 33(a) แสดงเส้น Streamlines 1, 2, 3, 4 โดยแสดงถึงตำแหน่ง 0 มม., 1.5 มม., 3.0 มม. และ 4.5 มม. ตามลำดับ จากบริเวณตรงกลางของท่อบิดเกลียว พื้นผิวท่อบิดเกลียวมีผลต่อทิศทางการไหลและความปั่นป่วน โดยเฉพาะอย่างยิ่งบริเวณใกล้กับผนังท่อ ความเข้มของกระแสการไหลสามารถคำนวณได้จากสมการ $I \equiv \frac{V'}{V}$ ซึ่งใช้ปริมาณทางกายภาพแบบตัวแปรไร้มิติ ความปั่นป่วน แทนที่

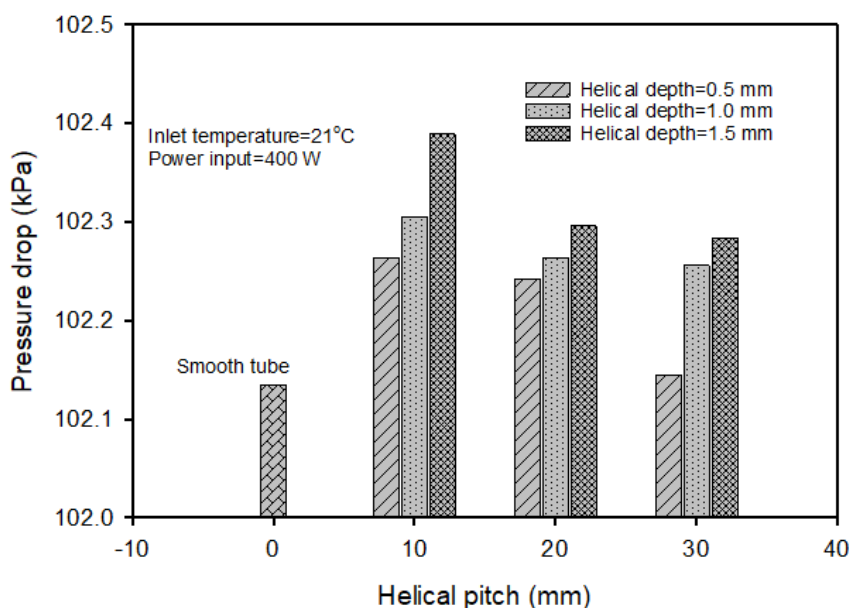
จากพลังงานจลน์ที่ปั่นป่วน การเพิ่มขึ้นของความปั่นป่วนจะสะท้อนถึงระดับของความผันผวนและเผยให้เห็นส่วนการผสมของการไหลจากบริเวณแกนกลางท่อไปยังท่อผนัง นอกจากนี้การกระจายความเข้มของความปั่นป่วนสำหรับความสัมพันธ์ระหว่างระยะพิทซ์เฮลิคอลลและความลึกของร่องเกลียว ดังแสดงในภาพประกอบ 38(a) ระดับการแกว่งของเส้นความเร็วการไหลจะสูงเมื่ออยู่ใกล้กับผนังท่อ และจะลดลงเมื่อระยะห่างจากชั้นขอบผนังเพิ่มขึ้น นอกจากนี้ การไหลของของไหลใกล้ผนังท่อจะพุ่งไปตามแนวของร่องเกลียว อย่างไรก็ตาม กระแสหลักยังคงไหลตรงไปข้างหน้าตามท่อ ดังแสดงในภาพประกอบ 38(b) พฤติกรรมความเร็วส่งผลอย่างมีนัยสำคัญต่อปัจจัยแรงของแรงเสียดทาน และการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน ในขณะระยะพิทซ์เกลียวของท่อส่งผลกระทบต่ออัตราการกระจายความเร็ว โดยความเร็วสูงสุดที่ตำแหน่งต่าง ๆ จะไม่เกิดขึ้นที่บริเวณโซนกลางของท่อ แต่ถูกเลื่อนไปทางโซนด้านนอก ลอนท่อทำให้เกิดการเปลี่ยนการไหลของของไหลใกล้ชั้นขอบซึ่งทำให้เกิดกระแสแนวรัศมีขึ้นทุติยภูมิ ท่อบิดเกลียวทั้งหมดมีค่าความปั่นป่วนตามแนวแกนที่สูงกว่าท่อผิวเรียบธรรมดา ซึ่งบ่งชี้ได้ว่าการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนได้ดีขึ้น



ภาพประกอบ 35 แสดงลักษณะรูปร่างความเร็วสำหรับ (a) ความลึกของร่องเกลียวที่แตกต่างกัน และ (b) ระยะพิทซ์ที่แตกต่างกันที่ตำแหน่ง D

จากภาพประกอบ 35 แสดงผลความเร็วของเกลียว ภาพ (a) แสดงผลที่เกิดขึ้นจากความลึกของร่องเกลียว ภาพ (b) แสดงผลที่เกิดจากระยะพิทซ์ต่อการกระจายความเร็วที่หน้าตัด พบว่าการกระจายความเร็วใกล้กับผนังท่อดูเหมือนจะได้รับผลกระทบจากโครงสร้างที่เกิดการการบิด

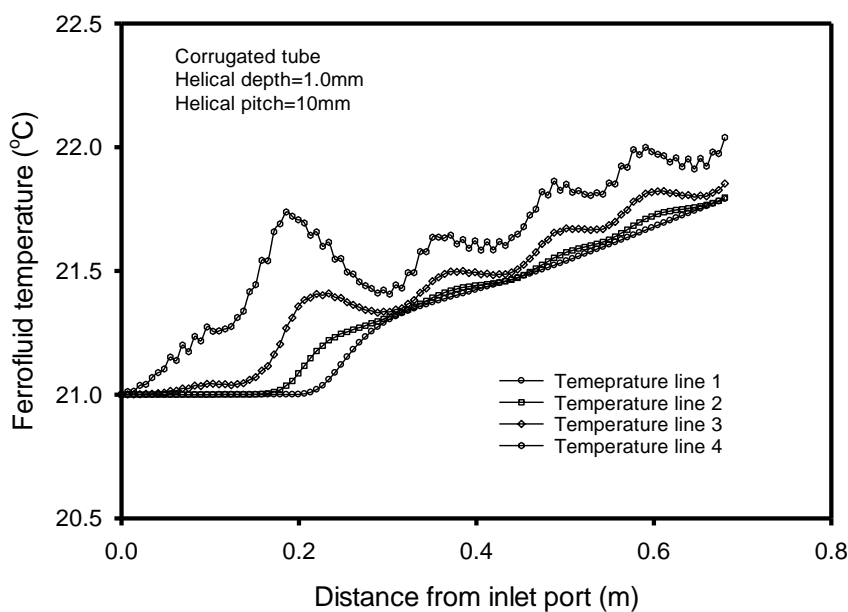
เกลียวของผิวท่อ สำหรับผลของความลึกร่องเกลียว (ภาพประกอบ 34a) กระแสชั้นทุติยภูมิมีขนาดเล็ก และกระแสการไหลหมุนวนจะถูกเหนี่ยวนำขึ้นจากบริเวณไซนที่เป็นเกลียว สำหรับความลึกของลอนลูกฟูกขนาดเล็ก ($e=0.5$ มม.) รูปแบบการไหลอยู่ในทิศทางตรงกันข้ามและซับซ้อนกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับท่อผิวเรียบธรรมดา การไหลทุติยภูมิและการไหลหมุนวนจะขยายตัวบนกระแสแกนที่มีความลึกของร่องเกลียวที่สูงขึ้น ($e=1.5$ มม.) ดังนั้น การผสมกันของกระแสหลักในแกน และของไหลใกล้ผนังท่อจะเพิ่มขึ้นตามความลึกร่องเกลียวของลอนลูกฟูกที่เพิ่มขึ้น และให้รูปแบบการกระจายความเร็วที่แตกต่างกัน ดังแสดงในรูปที่ 34a ผลของระยะพิทช์ลูกฟูกบนผิวท่อต่อการกระจายความเร็วที่ส่วนหน้าตัดขวางในตำแหน่ง D แสดงในรูปที่ 34b กระแสจะย้อนกลับและกระแสการไหลหมุนวนจะเกิดขึ้นใกล้บริเวณร่องลูกฟูก ของท่อปิดเกลียว และพบว่าความเข้มข้นของการไหลย้อนกลับและกระแสไหลหมุนวนมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามระยะพิทช์ลูกฟูกที่ลดลง ในขณะที่เดียวกันการไหลแบบหมุนวนและการไหลย้อนกลับจะไม่เกิดความสมมาตรทิศทางตามแนวแกน เนื่องจากการไม่สมมาตรกันของลอนลูกฟูกบนผิวท่อปิดเกลียว



ภาพประกอบ 36 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดันตกคร่อมกับความลึกของร่องเกลียว

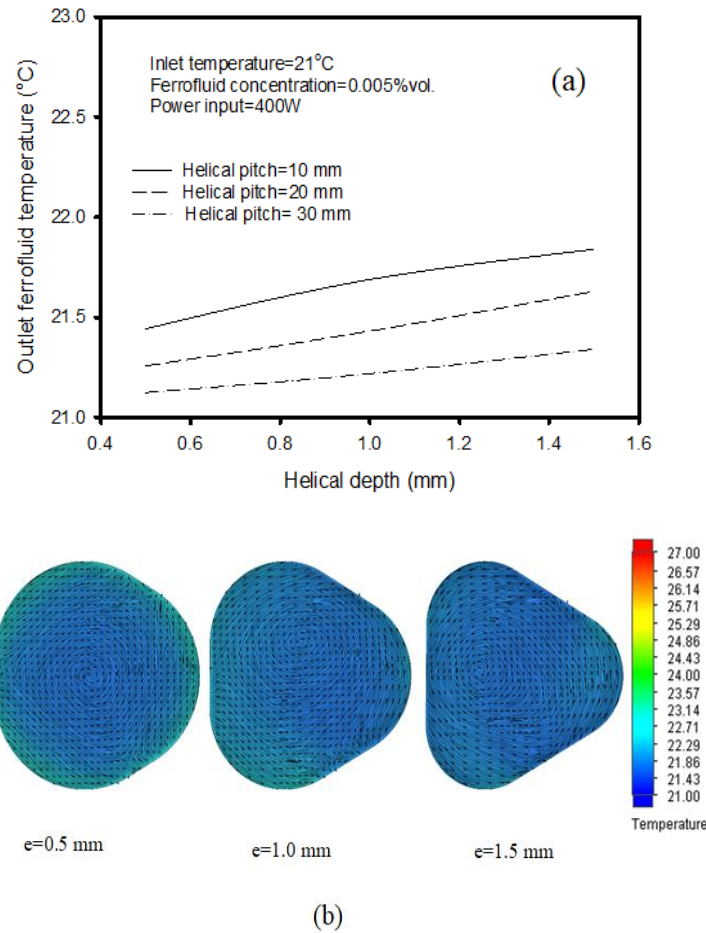
จากภาพประกอบ 36 ผลกระทบของความลึกของเกลียวและระยะพิทช์ของเกลียวต่อแรงดันตกคร่อมนั้นแสดงไว้ในภาพประกอบ 36 การรบกวนของไซนซ์ขอบเขตการไหลทำให้เกิดรูปแบบการไหลที่ซับซ้อนซึ่งส่งผลกระทบต่อลักษณะการเคลื่อนที่แบบบราวเนียนของอนุภาคนาโนและความเข้มข้นของความปั่นป่วนที่สอดคล้องกัน สำหรับอัตราการไหลคงที่ที่กำหนด

จะเห็นได้ว่าความเข้มของความปั่นป่วนจะเพิ่มขึ้นตามความลึกของเกลียวที่เพิ่มขึ้นและระยะพิทช์ของเกลียว แรงดันตกคร่อมของท่อปิดเกลียวมีค่ามากกว่าท่อผิวเรียบธรรมดาอย่างเห็นได้ชัด และในท่อปิดเกลียว จากการวิเคราะห์พฤติกรรมการไหล เมื่อน้ำหล่อเย็นไหลผ่านความดันสถิตมีแนวโน้มลดลงในขณะที่ความเร็วมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น อย่างไรก็ตาม เมื่อน้ำหล่อเย็นผ่านบริเวณที่เป็นลอนลูกฟูกที่มีความลึกร่องมาก ความดันสถิตจะเพิ่มขึ้นในขณะที่ความเร็วจะลดลง กระแสไหลวนและกระแสน้ำวนที่เกิดขึ้นส่งผลทำให้แรงดันตกคร่อมมากขึ้นด้วย ดังนั้น พื้นผิวท่อลูกฟูกจึงมีผลอย่างมากต่อความดันตกคร่อม เมื่อระยะพิทช์ลอนเล็กและความลึกของลอนลูกฟูกเพิ่มขึ้น ความดันตกคร่อมก็จะเพิ่มขึ้นเช่นกัน



ภาพประกอบ 37 แสดงความสัมพันธ์อุณหภูมิของไหลเฟอร์โรกับระยะการไหลจากทางเข้า

จากภาพประกอบ 37 แสดงเส้นกระแสอุณหภูมิของตามทิศทางการไหลในแนวแกน โดยเส้นกระแส 1, 2, 3, และ 4 แทนตำแหน่งที่ 0 mm, 1.5 mm, 3.0 mm, และ 4.5 mm ตามลำดับจากบริเวณตรงกึ่งกลางของท่อปิดเกลียว จากภาพประกอบ 37 ที่แสดงเส้นกระแสที่อยู่ใกล้ขอบผนังท่อ จะสั้นหรือแกว่งมากขึ้นเรื่อย ๆ เนื่องจากลอนของลูกฟูกที่ผิวท่อ ซึ่งส่งผลกระทบอย่างมีนัยสำคัญต่อการแกว่งของเส้นของอุณหภูมิที่ลดลงเมื่อระยะห่างจากผนังท่อเพิ่มขึ้น

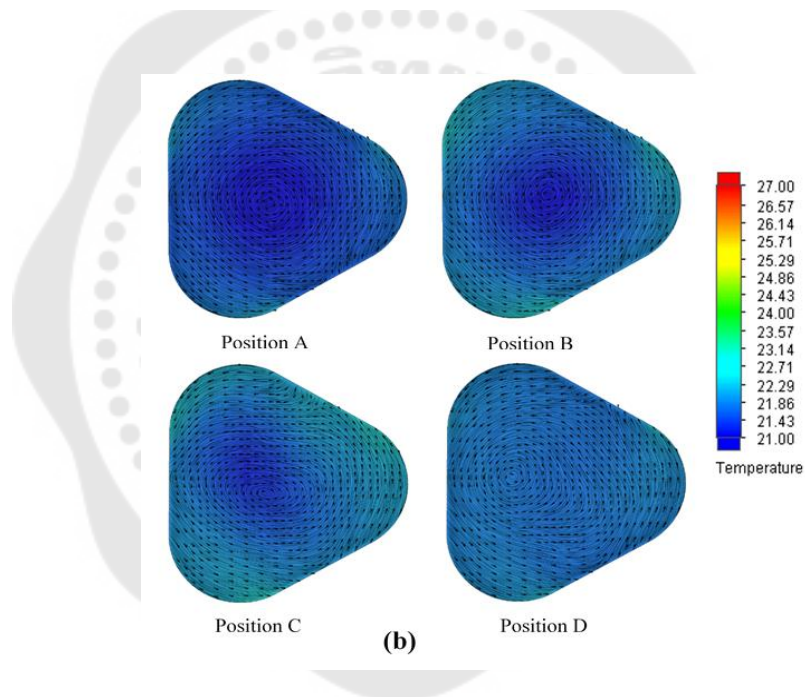
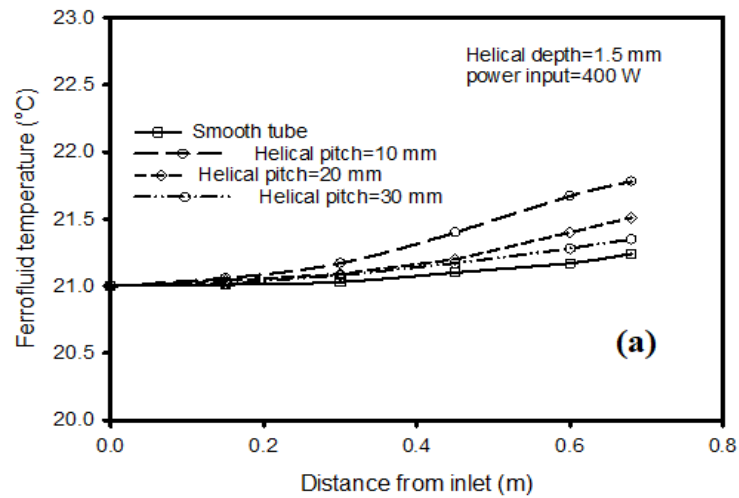


ภาพประกอบ 38 แสดงความสัมพันธ์ของ (a) การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิกับระยะพิทช์เกลียวต่อ (b) การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิกับความลึกของร่องเกลียว

จากภาพประกอบ 38 ผลของความลึกและระยะพิทช์เกลียวของลอนบนผิวท่อ โดยการกระจายตัวของอุณหภูมิแสดงไว้ในภาพประกอบ 41(a) ยังแสดงอุณหภูมิทางออกที่มีความลึกของลอน และระยะพิทช์ที่ต่างกัน ลอนลูกฟูกส่งผลกระทบอย่างมีนัยสำคัญต่อการผสม และการไหลแบบหมุนวนใกล้กับชั้นบริเวณขอบ และส่งผลให้มีการกระจายอุณหภูมิดังที่กล่าวไว้ข้างต้น การรบกวนการไหลสูงขึ้นไปอยู่ใกล้กับลอนลูกฟูกของท่อปิดเกลียว ส่งผลให้มีกระแสหมุนวนเพิ่มขึ้นและความแรงของกระแสการไหลปั่นป่วนสูงขึ้น ดังนั้นท่อปิดเกลียวที่มีความลึกเป็นลอนมากกว่า และระยะพิทช์ที่มีความถี่เกลียวน้อยกว่าจะทำให้อุณหภูมิทางออกสูงขึ้น และความสามารถในการระบายความร้อนสูงขึ้นด้วย ดังแสดงในตาราง 5 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยจะเพิ่มขึ้นตามความลึกของเกลียวที่เพิ่มขึ้น และระยะพิทช์ที่ลดลง นอกจากนี้ ท่อที่มี

ระยะพิทช์เป็นเกลียว 10 mm. และความลึกของเกลียว 1.5 mm. ทำให้เพิ่มจำนวนตัวเลข Nusselt สูงสุดที่ 1.36 เมื่อเปรียบเทียบกับท่อธรรมดา ในขณะที่ตัวเลขนัสเซิลต่ำสุด (1.16) ได้มาจากท่อที่มีระยะพิทช์เกลียว 30 mm. และความลึกเกลียว 0.5 mm. แต่อุณหภูมิสูงสุดจะพบบริเวณที่อยู่ใกล้โครงลูปฟูกท่อที่เกิดการหมุนวน ปรัชการณีนี้นำไปสู่อัตราการระบายความร้อนที่สูงขึ้นในบริเวณนี้เช่นเดียวกับการผสมกันที่สูงขึ้นของแกนของไหล และโซนของไหลภายนอกดังแสดงในภาพประกอบ 38(b)



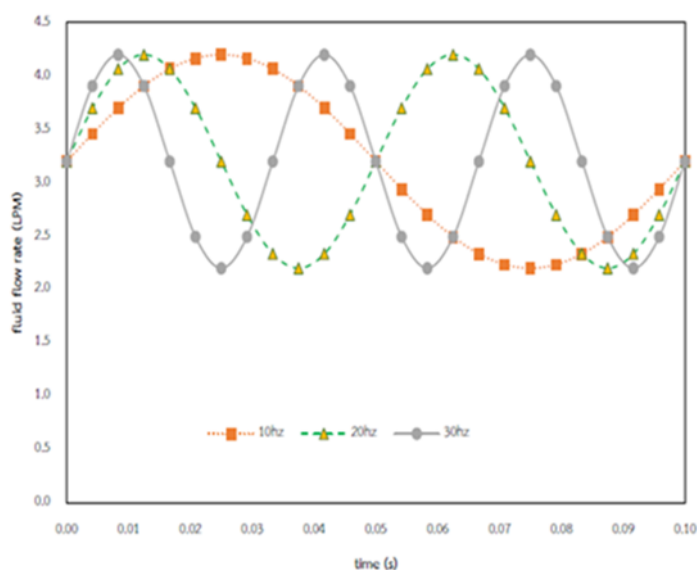


ภาพประกอบ 39 (a) แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิของไหลเฟอร์โรกับระยะทางตามความยาวท่อ (b) แสดงรูปร่างของเส้นอุณหภูมิในท่อบิดเกลียวที่ตำแหน่งต่างกัน (ความลึกร่องเกลียว 1.5 mm., ระยะพิทช์ 10 mm.)

จากภาพประกอบ 39 แสดงอุณหภูมิของไหลเฟอร์โรที่เพิ่มขึ้นตามความยาวท่อทดสอบ โดยที่อุณหภูมิของไหลเฟอร์โรจะเพิ่มขึ้นตามความยาวท่อที่เพิ่มขึ้น การรบกวนการไหลจะเกิดสูงบริเวณใกล้กับลอนลูกฟูกท่อส่งผลให้มีการไหลแบบหมุนวนเพิ่มขึ้น และความแรงของกระแสการไหลแบบปั่นป่วนสูงขึ้น ดังนั้น อุณหภูมิทางออกของท่อที่มีลอนเป็นบิดเกลียวจึงมีอุณหภูมิสูงกว่า

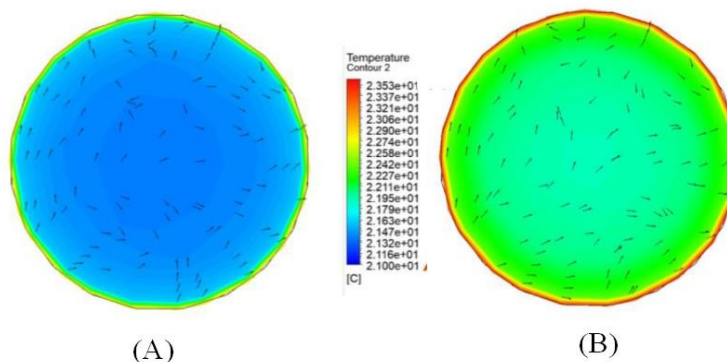
ท่อผิวเรียบธรรมดา (ดูภาพประกอบ 38(a)) นอกจากนี้ ภาพประกอบ 38(b) แสดงให้เห็นว่าการกระจายอุณหภูมิของไหลเฟอริโรที่ไหลผ่านลอนเกลียวถูกฟูกที่ตำแหน่งต่าง ๆ มีรูปแบบที่แตกต่างกันออกไป

5.8 ผลการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีทางตัวเลขของท่อปิดเกลียวที่ใช้สารทำงานเป็นของไหลเฟอริโร



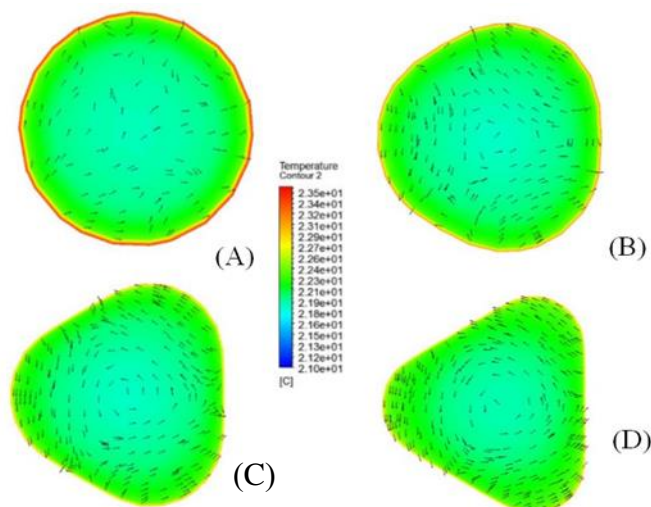
ภาพประกอบ 40 แสดงการเปลี่ยนแปลงของอัตราการไหลของไหลเฟอริโรสำหรับการไหลแบบเป็นจังหวะที่มีความถี่จากการไหลต่างกัน

ภาพประกอบ 40 แสดงแบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วนสองเฟสถูกนำมาใช้เพื่อแก้ปัญห การไหลของเฟอริโรในท่อที่มีร่องเกลียว ดังแสดงภาพประกอบ 40 ความเร็วขึ้นกับเวลาของคลื่นไซน์เวฟโดยสมการ ($V_{in} = V_o + A \sin(2\pi f_r \cdot t)$) โดยที่ A คือแอมพลิจูดความถี่ไร้มิติ V_o คือความเร็วการไหลทางเข้าท่อ f_r คือ ความถี่การไหลแบบเป็นจังหวะ (10, 20, 30 Hz) (กระแสน้ำของไหลเฟอริโรที่ไหลเข้าท่อปิดเกลียว) และ t คือฟังก์ชันของเวลามีหน่วยเป็น (s) วินาที จากนั้นกำหนดอุณหภูมิของทางเข้าให้มีค่าคง ซึ่งมีความยาว และเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อเท่ากับ 60 และ 10.70 mm. ตามลำดับ ลักษณะการไหลขึ้นกับเวลาแบบไซน์เวฟที่ใช้สำหรับการศึกษาเชิงตัวเลขสำหรับสภาวะการไหลแบบเป็นจังหวะที่มีความถี่ของการไหลต่าง ๆ



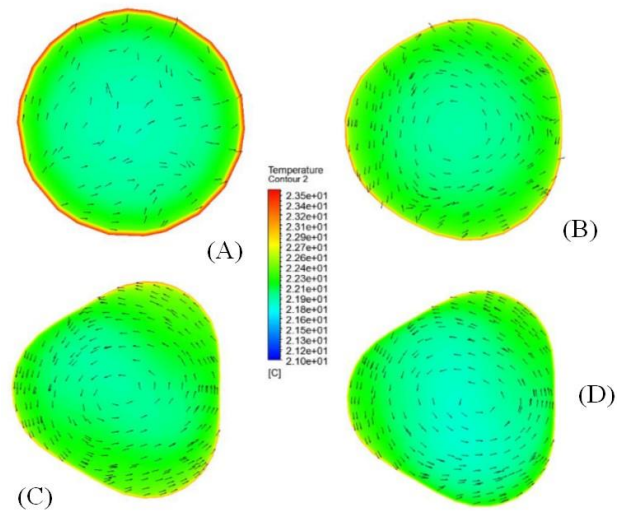
ภาพประกอบ 41 แสดงการกระจายอุณหภูมิในท่อผิวเรียบของน้ำ (A) และ (B) ของไหลเฟอริโร

ภาพประกอบ 41 แสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิในท่อธรรมดาสำหรับการไหลแบบราบเรียบของน้ำและของไหลเฟอริโร พบว่าการกระจายตัวของอุณหภูมิจะใกล้เคียงกัน แต่อย่างไรก็ตามระดับของอุณหภูมิ (โซนกลางและใกล้โซนผนังท่อ) ของไหลเฟอริโรเป็นสารทำงานจะมีค่าน้อยกว่าของน้ำ ซึ่งคุณสมบัติทางความร้อนของไหลเฟอริโรมีค่ามากกว่าของน้ำ ส่งผลให้ความสามารถในการถ่ายเทความร้อนสูงขึ้น ซึ่งหมายความว่า การได้ระดับอุณหภูมิของไหลเฟอริโรบนแผนภาพมีค่าต่ำกว่าน้ำ ดังแสดงในภาพประกอบ 40 แนวโน้มของผลลัพธ์จากการวิเคราะห์ยังสอดคล้องกับข้อมูลที่วัดได้ของ (Siricharoenpanitch, Wiriyasart, Vengsungnle, Naphon, & Naphon, 2021; Siricharoenpanitch, Wiriyasart, Vengsungnle, Naphon, & Naphon, 2022)

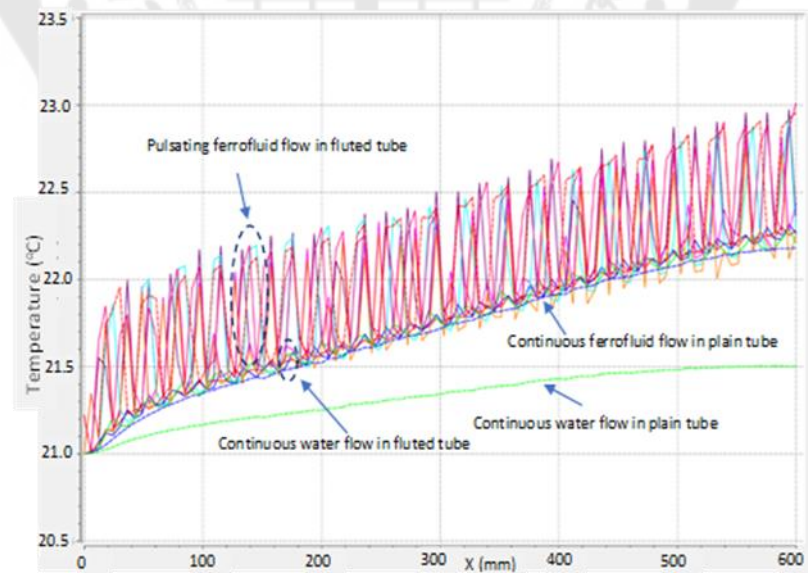


ภาพประกอบ 42 แสดงการกระจายอุณหภูมิของไหลเฟอโรไวน์ท่อผิวเรียบ และท่อมีร่องเกลียวที่มีระยะห่างของพิทช์เกลียว 30 mm. โดยภาพ (A)คือ ท่อเรียบ, (B) คือ ความลึกของร่องเกลียว 0.5 mm., (B) คือ ความลึกของร่องเกลียว 1.0 mm. และ (C) คือ ความลึกของร่องเกลียว ความลึก 1.5 mm.

ภาพประกอบ 42 แสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิของไหลเฟอโรไวน์สำหรับการไหลแบบราบเรียบภายในท่อด้วยการกำหนดค่าต่าง ๆ พบว่าอุณหภูมิส่วนของผนังท่อจะสูงขึ้นสำหรับท่อที่มีร่องเกลียวเมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบธรรมดา ดังนั้นท่อที่มีร่องเกลียวจึงมีความสามารถในการถ่ายเทความร้อนมากกว่าท่อผิวธรรมดา เนื่องจากเกิดการไหลวนโดยพื้นผิวถูกฟูกจากผิวท่อปิดเกลียว ทำให้ระดับการผสมกันของอนุภาคนาโนของท่อที่มีร่องสูงกว่าท่อผิวธรรมดา ซึ่งสูงกว่าความลึกของเกลียวที่เพิ่มขึ้น ดังนั้นความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างการไหลหลักที่ไซนกลางและของไหลใกล้ไซนผนังท่อของท่อที่มีร่องจะน้อยกว่าท่อธรรมดาดังแสดงในภาพประกอบ 40 นอกจากนี้ การลดระยะห่างพิทช์เกลียวจะเพิ่มระดับการผสม ส่งผลให้การระดับอุณหภูมิลดลง ผลลัพธ์ที่ได้จากการคาดการณ์ยังสอดคล้องกับข้อมูลของ (Siricharoenpanitch et al., 2021; Siricharoenpanitch et al., 2022) ดังแสดงในภาพประกอบ 43

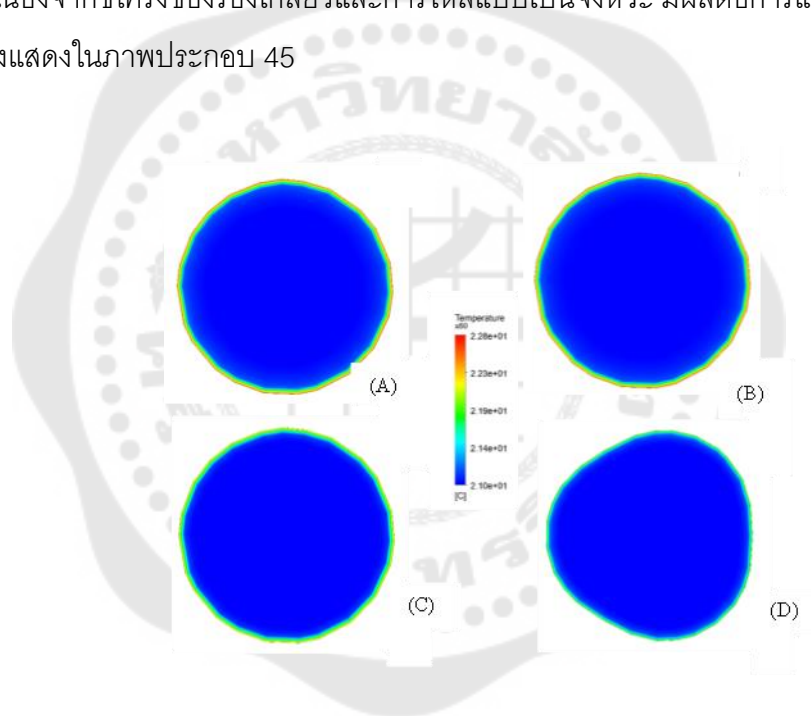


ภาพประกอบ 43 แสดงการกระจายอุณหภูมิของไหลเฟอร์โรในท่อผิวเรียบ และท่อมีร่องเกลียวที่มีระยะห่างของพิทช์เกลียว 10, 20, 30 mm. โดยภาพ (A) คือ ท่อเรียบ, (B) คือ ความลึกของร่องเกลียว 0.5 mm., (C) คือ ความลึกของร่องเกลียว = 1.0 mm. และ (D) คือ ความลึกของร่องเกลียว 1.5 mm.

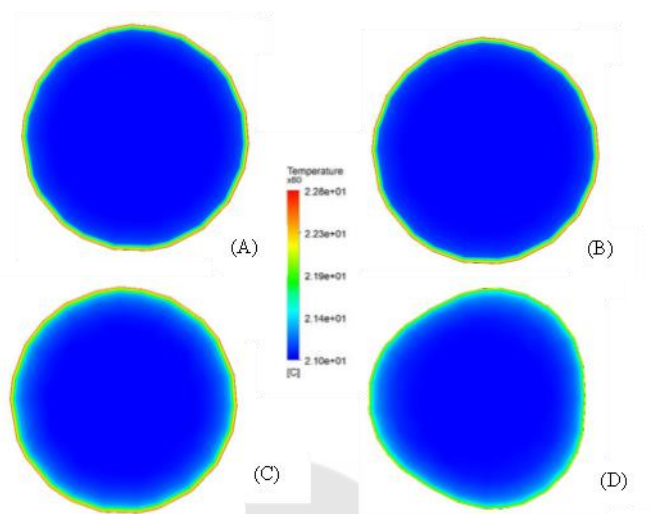


ภาพประกอบ 44 แสดงการเปลี่ยนแปลงผลของอุณหภูมิของไหลเฟอร์โรสำหรับความถี่การไหลแบบเป็นจังหวะ 10 Hz ที่ $R = 4.5$ mm.

ภาพประกอบ 44 แสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของของไหลเพอร์โรตามความยาวท่อที่ R เท่ากับ 4.5 mm. พบว่าอุณหภูมิของไหลเพอร์โรที่จะเพิ่มขึ้นตามระยะทางยาวขึ้นจากทางเข้าท่อในทุกกรณี โดยพบว่าไม่พบการแกว่งของอุณหภูมิสำหรับสภาวะการไหลแบบราบเรียบในท่อผิวธรรมดา อย่างไรก็ตามอุณหภูมิของไหลเพอร์โรนั้นโดดเด่นกว่าของน้ำ สาเหตุนี้เกิดจากของไหลเพอร์โรมีค่าการนำความร้อนที่สูงกว่า ในการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน อย่างไรก็ตามระดับการแกว่งของอุณหภูมิในท่อร่องมีมากกว่าในท่อผิวธรรมดา อาจเป็นเพราะลอนลูกฟูกส่งผลกระทบอย่างมากต่อระดับการผสมปั่นป่วนภายในท่อ ยิ่งไปกว่านั้น กระแสของไหลเพอร์โรที่ไหลในท่อที่มีร่องเกลียวในสภาวะการไหลแบบเป็นจังหวะนั้นมีความถี่ของการแกว่งของอุณหภูมิสูงสุดและโดดเด่นกว่า เนื่องจากซีโครงของร่องเกลียวและการไหลแบบเป็นจังหวะ มีผลต่อการแกว่งของอุณหภูมิสูงที่สุดดังแสดงในภาพประกอบ 45

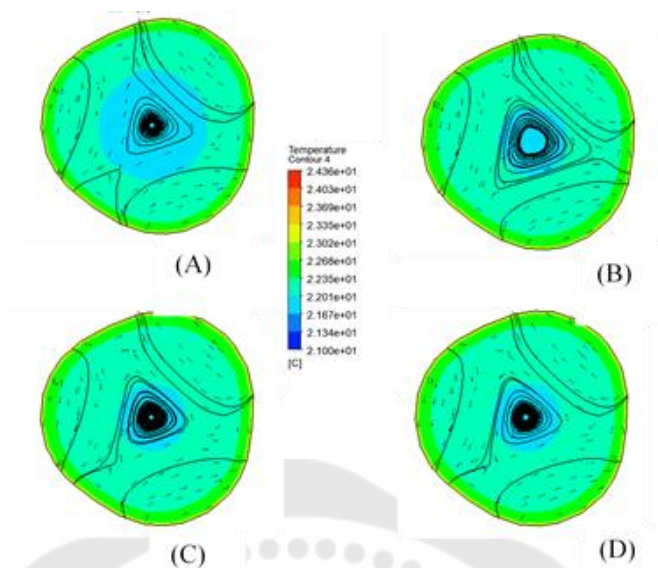


ภาพประกอบ 45 แสดงการเปลี่ยนแปลงผลของอุณหภูมิที่ $x = 60$ mm. โดย ภาพ (A) คือ น้ำที่มีการไหลแบบราบเรียบในท่อผิวเรียบ (B) คือ การไหลของน้ำในท่อผิวเรียบที่มีความถี่การไหลแบบเป็นจังหวะ 10 Hz mm, ที่เวลา $t = 0.025$ s, (C) คือ ภาพการไหลของของไหลในท่อผิวเรียบที่มีความถี่การไหลแบบเป็นจังหวะ 10 Hz mm., ที่ $t = 0.025$ s วินาที และ (D) คือ ภาพการไหลของของไหลเพอร์โรในท่อมีร่องเกลียวที่มีความลึกของเกลียว 0.5 mm., ระยะพิทช์ของเกลียว 30 mm. พร้อมความถี่การไหลแบบเป็นจังหวะ 10 Hz, ที่เวลา $t = 0.025$ s วินาที

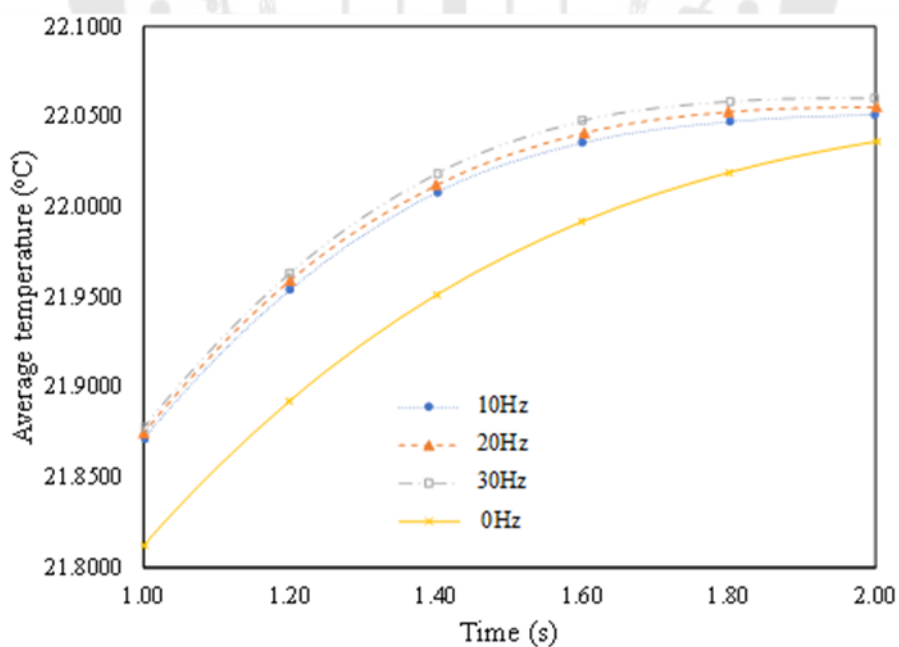


ภาพประกอบ 46 แสดงการเปลี่ยนแปลงผลของอุณหภูมิที่ $x = 60$ mm. โดยภาพ (A) คือ การไหลแบบราบเรียบของน้ำในท่อผิวเรียบ (B) คือ การไหลของน้ำในท่อผิวเรียบที่มีความถี่การไหลแบบเป็นจังหวะ 10 Hz mm., ที่เวลา $t = 0.10$ s, (C) คือ การไหลของไหลเฟอโรโรในท่อเรียบที่มีความถี่การไหลแบบเป็นจังหวะ 10 Hz mm., เวลา $t = 0.10$ s และ (D) คือ การไหลของของไหลเฟอโรโรในท่อที่มีร่องเกลียวและมีความลึกของร่องเกลียว 0.5 mm. ระยะพิทช์ของท่อ 30 mm. พร้อมความถี่การไหลแบบเป็นจังหวะ 10 Hz, ที่ $t = 0.10$ s วินาที

จากภาพประกอบ 46-47 แสดงทิศทางการไหลแบบหมุนวน และความเข้มข้นความปั่นป่วนของของไหลเฟอโรโรที่เกิดขึ้นเช่นเดียวกันกับในท่อที่มีร่องเกลียว ซึ่งส่งผลต่อความแปรปรวนและระดับการผสมกันของอนุภาคนาโนของทั้งสองไซน (ไซนการไหลหลักและไซนติดผนังท่อ) พบว่าระดับการแกว่งของของไหลมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นในระยะทางที่สูงขึ้น โดยทำให้ส่งผลต่อความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างการไหลของของไหลหลักกับของไหลใกล้บริเวณติดกับร่องผนังจะมีค่าลดลงตามไปด้วย



ภาพประกอบ 47 แสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิ เวกเตอร์ความเร็ว ที่ระยะ $x = 600$ mm. และ $t = 1.0$ s วินาที สำหรับการไหลแบบเป็นจังหวะที่มีความถี่การไหลต่าง ๆ ภาพ (A) 0 Hz, (B) 10 Hz, (C) 20 Hz และ (D) 30 Hz



ภาพประกอบ 48 แสดงผลของอุณหภูมิเฉลี่ยที่ระยะ $x = 600$ mm. และเวลา $t = 1.0$ วินาที ที่ความถี่การไหลแตกต่างกัน

ภาพประกอบ 47-48 แสดงผลการกระจายตัวของอุณหภูมิ เวกเตอร์ความเร็ว และเส้นทางเดินที่ระยะ $x = 600$ mm. และเวลา $t = 1.0$ วินาที สำหรับความถี่การไหลแบบเป็นจังหวะดังนี้ ภาพ (A) 0 Hz, (B) 10 Hz, (C) 20 Hz และ (D) 30 Hz ตามสมมุติฐานที่คาดไว้ความสามารถในการทำความเย็นของของไหลเฟอโรโรซินอยู่กับอัตราการไหลและความถี่ในท่อปิดเกลียว ลอนเกลียวทำหน้าที่เหมือนการเพิ่มความหยاب และการไหลแบบเป็นจังหวะทำให้โซนชั้นขอบเขตลดลงเป็นพิเศษโดยการสร้างการผสมที่ปั่นป่วน และชั้นการไหลทุติยภูมิ ดังนั้นการไหลในท่อปิดเกลียวที่มีรูปแบบการไหลแบบเป็นจังหวะ ทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น เนื่องจากมีความปั่นป่วนที่สูงขึ้น และการผสมกันของอนุภาคนาโนที่สูงขึ้น อัตราการถ่ายเทความร้อนจึงสูงกว่าสภาพการไหลแบบราบเรียบอย่างมีนัยสำคัญ ความถี่การไหลแบบเป็นจังหวะที่สูงขึ้นทำให้ความปั่นป่วนสูงขึ้น และมีการผสมอนุภาคนาโนที่สูงขึ้น ดังนั้น อุณหภูมิของของไหลเฟอโรโรซินจะเพิ่มสูงขึ้นตามความถี่การไหลที่เพิ่มขึ้น ดังแสดงในภาพประกอบ 47 และผลการวิเคราะห์สอดคล้องกันดีกับผลการทดลองของ(Siricharoenpanitch et al., 2021; Siricharoenpanitch et al., 2022)

บทที่ 6

สรุปและข้อเสนอแนะ

6.1 บทนำ

งานวิจัยนี้ได้ศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อน และการไหลของของไหลเฟอโรโรและน้ำบริสุทธิ์ด้วยการไหลในท่อปิดเกลียว โดยใช้วิธีการทดลองและวิธีแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ แล้วนำผลมาคำนวณหาตัวแปรที่ต้องการศึกษา ซึ่งผลที่ได้มาเสนอในลักษณะกราฟ แสดงความสัมพันธ์ของตัวแปรต่าง ๆ ที่เกี่ยวข้อง กับคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อปิดเกลียว กับสารทำงาน อัตราส่วนความลึกร่องเกลียว ระยะพิทช์เกลียว รูปแบบการไหล และผลของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าที่ได้นำเสนอในบทที่ 5 สามารถสรุปได้ดังนี้

การใช้วิธีเพิ่มการถ่ายเทความร้อนร่วมกันสี่วิธีรวมกัน คือ สนามแม่เหล็กไฟฟ้า ของไหลเฟอโรโร การไหลแบบเป็นจังหวะ และท่อปิดเกลียว สำหรับเพิ่มประสิทธิภาพการระบายความร้อน และศึกษาพฤติกรรมของการไหลในท่อปิดเกลียวรูปดาวสามแฉกที่มีระยะพิทช์และความลึกต่างกัน พบว่าลอนเกลียวบนของท่อปิดเกลียวส่งผลต่อการเกิดกระแสการไหลแบบหมุนวน และส่งผลทำให้อุณหภูมิคงที่มากกว่าเพิ่มขึ้นกว่าท่อแบบผิวเรียบธรรมดา ท่อปิดเกลียวที่มีความลึกของร่องเกลียวสูงขึ้นและมีระยะพิทช์ของเกลียวต่ำจะส่งผลต่อการเพิ่มขึ้นของอัตราการถ่ายเทความร้อน สนามแม่เหล็กไฟฟ้าช่วยเพิ่มความปั่นป่วนของเฟอโรโรได้อย่างมีนัยสำคัญ และทำลายชั้นขอบการไหลแบบราบเรียบ สำหรับการไหลแบบเป็นจังหวะ จะได้ความเข้มของความปั่นป่วนที่สูงขึ้นและทำให้เกิดผสมตัวของอนุภาคนาโนที่สูงขึ้น ดังนั้น ผลของค่าตัวเลขนัสเซิลที่มีสนามแม่เหล็กไฟฟ้า สำหรับการไหลแบบเป็นจังหวะจะสูงกว่าแบบที่ไม่มีสนามแม่เหล็กไฟฟ้า ท่อปิดเกลียวที่มีอัตราส่วนระยะพิทช์เกลียวที่ 0.93 และอัตราส่วนความลึกของร่องเกลียวที่ 0.093 มีผลต่อการเพิ่มค่าตัวเลขนัสเซิลน์มเบอร์สูงสุด และค่าตัวเลขนัสเซิลน์มเบอร์ภายใต้ผลของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าเพิ่มขึ้น 19.0% และ 14.4% สำหรับการไหลแบบเป็นจังหวะที่ความถี่การไหล 30 Hz และ 20 Hz ตามลำดับ ถึงแม้ว่าจะมีปัจจัยจากผลของความเสียดทานการไหลเพิ่มขึ้นก็ตาม และพบว่า ค่าสมรรถนะของความร้อนไฮดรอลิกสูงสุดอยู่ในช่วง 3.5-4.8 โดยมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามค่าตัวเลขเรย์โนลด์ที่อยู่ระหว่าง 10,000 -11,000 ในช่วงตอนแรก ๆ จากนั้นแล้วค่าจึงค่อยลดลงเมื่อเคลื่อนตัวผ่านจุดวิกฤตตามค่าตัวเลขเรย์โนลด์ที่สูงขึ้น

ผลจากการศึกษาเชิงตัวเลขเกี่ยวกับการกระจายตัวของอุณหภูมิและความเร็วของของไหลที่ไหลภายในท่อปิดเกลียว คุณสมบัติของของไหลและการปรับเปลี่ยนพฤติกรรมการไหล โดยใช้สารเติมแต่ง (อนุภาคนาโน Fe_3O_4) สำหรับไหลผ่านท่อปิดเกลียว พิจารณาผลของความลึกร่องเกลียวและระยะพิทช์เกลียวต่อรูปแบบการไหลและการกระจายอุณหภูมิ การแกว่งตัวของความเร็วและสภาวะความดันสถิตเกิดขึ้นในขณะที่สารหล่อเย็นเฟอร์ไรต์ไหลผ่านบริเวณร่องเกลียว พบว่าส่งผลให้เกิดความปั่นป่วนที่รุนแรงขึ้นและเพิ่มอัตราการระบายความร้อนที่มากขึ้น เกลียวท่อทำให้เกิดกระแสการไหลหมุนวนใกล้กับชั้นขอบและผสมกระแสการไหลหลักกับชั้นขอบ โดยพบว่าท่อปิดเกลียวที่มีระยะพิทช์เกลียว 10 mm. และมีความลึกร่องเกลียว 1.5 mm. มีประสิทธิภาพในการเพิ่มค่าตัวเลขนัสเซิลน์ัมเบอร์ที่สูง ซึ่งสอดคล้องกับการกระจายตัวของพลังงานจลน์แบบปั่นป่วน โดยพบว่าค่าตัวเลขนัสเซิลน์ัมเบอร์และความดันตกคร่อมที่เพิ่มขึ้นคือ 1.36 เท่าและ 1.13 เท่าตามลำดับเมื่อเปรียบเทียบกับท่อผิวเรียบธรรมดา และจากการศึกษาผลของสนามแม่เหล็กไฟฟ้า ความเข้มของสนามแม่เหล็ก ความถี่ของสนามแม่เหล็ก และทิศทางการหมุนควงของสนามแม่เหล็ก โดยพบว่าผลของความเข้มจากสนามแม่เหล็กไฟฟ้าส่งผลต่อการเพิ่มขึ้นของอัตราการถ่ายเทความร้อน ส่วนผลของความถี่สนามแม่เหล็กไฟฟ้า พบว่าความถี่ของสนามแม่เหล็กสูงจะส่งผลต่อค่าการถ่ายเทความร้อนที่สูงขึ้น ความถี่ของสนามแม่เหล็กที่ต่ำกว่า และสุดท้ายผลของทิศทางการหมุนควงของสนามแม่เหล็กไฟฟ้ารอบท่อทดสอบที่มีทิศทางหมุนตามเข็มนาฬิกา ทวนเข็มนาฬิกา และหมุนตามเข็มนาฬิกาและทวนเข็มนาฬิกาไป พบว่า ทิศทางการหมุนควงของสนามแม่เหล็กมีผลต่อค่าการถ่ายเทความร้อนโดยพบว่า ทิศทางการหมุนของสนามแม่เหล็กที่มีทิศทางหมุนตามเข็มนาฬิกาไปในทิศทางเดียวกันกับลอนผิวการบิดเกลียวบนผิวท่อทดสอบมีค่าการถ่ายเทความร้อนดีที่สุทธองลงมา คือทิศทางการหมุนควงแบบสลับกัน และทิศทางการหมุนทวนเข็มนาฬิกาตามลำดับ จึงสรุปได้ว่าเราสามารถเพิ่มการระบายความร้อนได้ด้วยการเพิ่มความลึกร่องเกลียว ลดระยะพิทช์เกลียวให้ต่ำลง เพิ่มความเข้มของสนามแม่เหล็ก ความถี่ของสนามแม่เหล็กให้สูงขึ้น และปรับทิศทางการหมุนควงของสนามแม่เหล็ก แต่อย่างไรก็ตามความดันตกคร่อมและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานยังเพิ่มขึ้นตามไปด้วย

6.2 ข้อเสนอแนะสำหรับการวิจัยในอนาคต

การถ่ายเทความร้อนของของไหลเฟอร์ไรต์ (Fe_3O_4) และน้ำบริสุทธิ์ด้วยการไหลผ่านท่อผิวปิดเกลียว พฤติกรรมการไหล และผลของสนามแม่เหล็กไฟฟ้า เป็นงานวิจัยที่มีขอบเขตกว้าง และมีรายละเอียดมาก ซึ่งในงานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาไปบ้างเพียงบางส่วนเท่านั้น เพราะว่ามีขีดจำกัดในด้านอุปกรณ์สำหรับใช้ในการทดลอง สำหรับการควบคุมพารามิเตอร์สำหรับการบันทึก

ผลข้อมูลจึงไม่สามารถศึกษาวิเคราะห์ผลได้ครอบคลุมทั้งหมด โดยอนาคตควรมีการปรับเปลี่ยนอุปกรณ์ให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้นและเพิ่มเติมเงื่อนไขสำหรับการทดลอง อาจออกแบบท่อที่มีรูปทรงแบบอื่น ๆ โดยใช้ความยาวท่อเดียวกันและใช้ชุดให้ความร้อน (Heater) ตัวเดียวกันสำหรับศึกษาผลการถ่ายเทความร้อน

1. อาจทำการปรับเปลี่ยนสารทำงานที่ใช้สำหรับการทดลองชนิดอื่นที่ต่างออกไปเพื่อทำการศึกษาพฤติกรรมการไหล และคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อน
2. อาจศึกษาเปรียบเทียบกันระหว่างท่อฉนวนเกิดลึกลับกับท่อแบบสอดใส่แผ่นบิด
3. อาจเพิ่มอัตราการไหลให้สูงขึ้นและปรับเปลี่ยนความเข้มข้นสารทำงานสำหรับทดลองเพื่อศึกษาความเข้มข้นสารใหม่ที่ดีที่สุด
4. อาจทำการผสมอนุภาคนาโนของ Fe_3O_4 กับสารอื่นที่มีค่าการนำความร้อนสูงเพื่อศึกษาผลของการแลกเปลี่ยนความร้อน



บรรณานุกรม

- Afrand, Masoud. (2017). Using a magnetic field to reduce natural convection in a vertical cylindrical annulus. *International Journal of Thermal Sciences*, 118, 12-23.
doi:10.1016/j.ijthermalsci.2017.04.012
- Afrand, Masoud, Rostami, Sara, Akbari, Mohammad, Wongwises, Somchai, Esfe, Mohammad Hemmat, & Karimipour, Arash. (2015). Effect of induced electric field on magneto-natural convection in a vertical cylindrical annulus filled with liquid potassium. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 90, 418-426.
doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.06.059
- Ahmed, Shams Forruque. (2013). Derivation of Turbulent Energy in Presence of Dust Particles. *American Journal of Applied Mathematics*, 1(4).
doi:10.11648/j.ajam.20130104.15
- Al Kalbani, Khamis S., Rahman, Mohammad M., Alam, Shariful, Al-Salti, Nasser, & Eltayeb, Ibrahim A. (2018). Buoyancy Induced Heat Transfer Flow Inside a Tilted Square Enclosure Filled with Nanofluids in the Presence of Oriented Magnetic Field. *Heat Transfer Engineering*, 39(6), 511-525. doi:10.1080/01457632.2017.1320164
- Al Kumait, Adel A. R., Ibrahim, Thamir K., & Abdullah, Maysoon A. (2019). Experimental and numerical study of forced convection heat transfer in different internally ribbed tubes configuration using TiO₂ nanofluid. *Heat Transfer-Asian Research*, 48(5), 1778-1804. doi:10.1002/htj.21457
- Alonzo-García, Alejandro, Gutiérrez-Torres, Claudia del Carmen, & Jiménez-Bernal, José Alfredo. (2016). Computational Fluid Dynamics in Turbulent Flow Applications. In *Numerical Simulation - From Brain Imaging to Turbulent Flows*.
- Andhariya, N., Chudasama, B., Patel, R., Upadhyay, R. V., & Mehta, R. V. (2008). Field induced rotational viscosity of ferrofluid: effect of capillary size and magnetic field direction. *J Colloid Interface Sci*, 323(1), 153-157. doi:10.1016/j.jcis.2008.04.018
- Anoop, K. B., Sundararajan, T., & Das, Sarit K. (2009). Effect of particle size on the convective heat transfer in nanofluid in the developing region. *International Journal*

of *Heat and Mass Transfer*, 52(9-10), 2189-2195.

doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.11.063

Ashouri, M., Ebrahimi, B., Shafii, M. B., Saidi, M. H., & Saidi, M. S. (2010). Correlation for Nusselt number in pure magnetic convection ferrofluid flow in a square cavity by a numerical investigation. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, 322(22), 3607-3613. doi:10.1016/j.jmmm.2010.05.041

Azizian, R., Doroodchi, E., McKrell, T., Buongiorno, J., Hu, L. W., & Moghtaderi, B. (2014). Effect of magnetic field on laminar convective heat transfer of magnetite nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 68, 94-109. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.09.011

B.E.Lauder, & D.B.Spalding. (1974). The Numerical Computation of Turbulent Flows. *Computer Methods in Applied Mechanical and Engineering*, 3, 269-289.

Bas, Halit, & Ozceyhan, Veysel. (2012). Heat transfer enhancement in a tube with twisted tape inserts placed separately from the tube wall. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 41, 51-58. doi:10.1016/j.expthermflusci.2012.03.008

Beck, Michael P., Yuan, Yanhui, Warriar, Pramod, & Teja, Aryn S. (2008). The effect of particle size on the thermal conductivity of alumina nanofluids. *Journal of Nanoparticle Research*, 11(5), 1129-1136. doi:10.1007/s11051-008-9500-2

Brinkman, H. C. (1952). The Viscosity of Concentrated Suspensions and Solutions. *The Journal of Chemical Physics*, 20(4), 571-571. doi:10.1063/1.1700493

Bu-Xuan Wang, Le-Ping Zhou, & Xiao-Feng Peng. (2003). A fractal model for predicting the effective thermal conductivity of liquid with suspension of nanoparticles. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46(14), 2665-2672. doi:10.1016/s0017-9310(03)00016-4

Buongiorno, J. (2006). Convective Transport in Nanofluids. *Journal of Heat Transfer*, 128(3), 240-250. doi:10.1115/1.2150834

Choi, Stephen U. S., & Eastman, J. A. (1995). Enhancing Thermal Conductivity of Fluids With Nanoparticles. 12-17.

Donal A.Drew., & Passman., Stephen L. (1999). *Theory of Multicomponent Fluids. Edition*

Number 1. Publisher Springer-Verlag New York.

Drew, Donald A, & Passman, Stephen L. (2006). *Theory of multicomponent fluids* (Vol. 135): Springer Science & Business Media.

Drzazga, Michal, Gierczycki, Andrzej, Dzido, Grzegorz, & Lemanowicz, Marcin. (2013). Influence of Nonionic Surfactant Addition on Drag Reduction of Water Based Nanofluid in a Small Diameter Pipe. *Chinese Journal of Chemical Engineering*, 21(1), 104-108. doi:10.1016/s1004-9541(13)60447-4

Duangthongsuk, Weerapun, & Wongwises, Somchai. (2009). Heat transfer enhancement and pressure drop characteristics of TiO₂-water nanofluid in a double-tube counter flow heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(7-8), 2059-2067. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.10.023

Duangthongsuk, Weerapun, & Wongwises, Somchai. (2010). An experimental study on the heat transfer performance and pressure drop of TiO₂-water nanofluids flowing under a turbulent flow regime. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53(1), 334-344. doi:<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.09.024>

Duangthongsuk, Weerapun, & Wongwises, Somchai. (2012). A dispersion model for predicting the heat transfer performance of TiO₂-water nanofluids under a laminar flow regime. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55(11-12), 3138-3146. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.02.016

Fan, Fan, Qi, Cong, Liu, Qi, & Sheikholeslami, Mohsen. (2020). Effect of twisted turbulator perforated ratio on thermal and hydraulic performance of magnetic nanofluids in a novel thermal exchanger system. *Case Studies in Thermal Engineering*, 22. doi:10.1016/j.csite.2020.100761

Fan, Fan, Qi, Cong, Tang, Jinghua, & Liu, Qi. (2020). Thermal and exergy efficiency of magnetohydrodynamic Fe₃O₄ nanofluids flowing through a built-in twisted turbulator corrugated tube under magnetic field. *Asia-Pacific Journal of Chemical Engineering*, 15(5). doi:10.1002/apj.2500

Fotukian, S. M., & Nasr Esfahany, M. (2010). Experimental study of turbulent convective heat transfer and pressure drop of dilute CuO/water nanofluid inside a circular

- tube. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37(2), 214-219.
doi:10.1016/j.icheatmasstransfer.2009.10.003
- Gassner, A. L., Abonnenc, M., Chen, H. X., Morandini, J., Josserand, J., Rossier, J. S., . . . Girault, H. H. (2009). Magnetic forces produced by rectangular permanent magnets in static microsystems. *Lab Chip*, 9(16), 2356-2363.
doi:10.1039/b901865d
- Gavili, Anwar, Zabihi, Fatemeh, Isfahani, Taghi Dallali, & Sabbaghzadeh, Jamshid. (2012). The thermal conductivity of water base ferrofluids under magnetic field. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 41, 94-98.
doi:10.1016/j.expthermflusci.2012.03.016
- Ghofrani, A., Dibaei, M. H., Hakim Sima, A., & Shafii, M. B. (2013). Experimental investigation on laminar forced convection heat transfer of ferrofluids under an alternating magnetic field. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 49, 193-200.
doi:10.1016/j.expthermflusci.2013.04.018
- Giraldo, Mauricio, Sanin, Daniel, & Flórez, Whady F. (2012). Heat transfer in nanofluids: A computational evaluation of the effects of particle motion. *Applied Mathematics and Computation*, 219(7), 3308-3315. doi:10.1016/j.amc.2011.08.056
- Gnielinski, V. (2013). On heat transfer in tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 63, 134-140. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.04.015
- Goharkhah, Mohammad, Ashjaee, Mehdi, & Jamali, Jalil. (2015). Experimental investigation on heat transfer and hydrodynamic behavior of magnetite nanofluid flow in a channel with recognition of the best models for transport properties. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 68, 582-592.
doi:10.1016/j.expthermflusci.2015.05.013
- Goharkhah, Mohammad, Ashjaee, Mehdi, & Shahabadi, Mahmoud. (2016). Experimental investigation on convective heat transfer and hydrodynamic characteristics of magnetite nanofluid under the influence of an alternating magnetic field. *International Journal of Thermal Sciences*, 99, 113-124.
doi:10.1016/j.ijthermalsci.2015.08.008

- Goharkhah, Mohammad, Salarian, Armia, Ashjaee, Mehdi, & Shahabadi, Mahmoud. (2015). Convective heat transfer characteristics of magnetite nanofluid under the influence of constant and alternating magnetic field. *Powder Technology*, 274, 258-267. doi:10.1016/j.powtec.2015.01.031
- H. Safikhani, M. Ahmari, & E. Azadefar. (2016). Numerical study of conjugate heat transfer in laminar and turbulent nanofluid flow in double pipe heat exchangers. *International Journal of Science and Technology*, 23(5), 2211-2219.
- Hendrik Boertz, Albert J. Baars, Janusz T. Cieslinski, & Slawomir Smolen. (2017). Numerical Study of Turbulent Flow and Heat Transfer of Nanofluids in Pipes. *Heat Transfer Engineering*, 39(3), 241-251. doi:10.1080/01457632.2017.1295739
- Hiroshige Kikura, Junichiro Matsushita, Noritaka Kakuta, Yuji Kobayashi, & Masanori Aritomi. (2005). Flow Visualization of Ferromagnetic Nanoparticles on Microchannel Flow Using Dark Field Microscopy *INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON TRANSPORT PHENOMENA*, 1-7.
- Hoseinzadeh, S., Heyns, P. S., & Kariman, H. (2019). Numerical investigation of heat transfer of laminar and turbulent pulsating Al₂O₃/water nanofluid flow. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 30(3), 1149-1166. doi:10.1108/hff-06-2019-0485
- Ji, Wen-Tao, Fan, Ju-Fang, Zhao, Chuang-Yao, & Tao, Wen-Quan. (2019). A revised performance evaluation method for energy saving effectiveness of heat transfer enhancement techniques. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 138, 1142-1153. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.04.128
- Jiao, Feng, Li, Qian, Jiao, Yanying, & He, Yongqing. (2021). Heat transfer of ferrofluids with magnetoviscous effects. *Journal of Molecular Liquids*, 328, 115404. doi:<https://doi.org/10.1016/j.molliq.2021.115404>
- Jin, Zhi-jiang, Chen, Fu-qiang, Gao, Zhi-xin, Gao, Xiao-fei, & Qian, Jin-yuan. (2017). Effects of pitch and corrugation depth on heat transfer characteristics in six-start spirally corrugated tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 108, 1011-1025. doi:<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.12.091>

- Kakaç, Sadik, & Pramuanjaroenkij, Anchasa. (2009). Review of convective heat transfer enhancement with nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(13-14), 3187-3196. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.02.006
- Karimi, Ali, Al-Rashed, Abdullah A. A. A., Afrand, Masoud, Mahian, Omid, Wongwises, Somchai, & Shahsavari, Amin. (2019). The effects of tape insert material on the flow and heat transfer in a nanofluid-based double tube heat exchanger: Two-phase mixture model. *International Journal of Mechanical Sciences*, 156, 397-409. doi:10.1016/j.ijmecsci.2019.04.009
- Kim, Doohyun, Kwon, Younghwan, Cho, Yonghyeon, Li, Chengguo, Cheong, Seongir, Hwang, Yujin, . . . Moon, Seongyong. (2009). Convective heat transfer characteristics of nanofluids under laminar and turbulent flow conditions. *Current Applied Physics*, 9(2), e119-e123. doi:10.1016/j.cap.2008.12.047
- Konakov, PK. (1946). Berichte der Akademie der Wissenschaften der UdSSR. *Band LI*, 51(7), 503-506.
- Kumar, D. H., Patel, H. E., Kumar, V. R., Sundararajan, T., Pradeep, T., & Das, S. K. (2004). Model for heat conduction in nanofluids. *Phys Rev Lett*, 93(14), 144301. doi:10.1103/PhysRevLett.93.144301
- Lajvardi, Maryamalsadat, Moghimi-Rad, Jafar, Hadi, Iraj, Gavili, Anwar, Dallali Isfahani, Taghi, Zabihi, Fatemeh, & Sabbaghzadeh, Jamshid. (2010). Experimental investigation for enhanced ferrofluid heat transfer under magnetic field effect. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, 322(21), 3508-3513. doi:10.1016/j.jmmm.2010.06.054
- Li, Qiang, & Xuan, Yimin. (2009). Experimental investigation on heat transfer characteristics of magnetic fluid flow around a fine wire under the influence of an external magnetic field. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 33(4), 591-596. doi:10.1016/j.expthermflusci.2008.12.003
- Li, Qiang, Xuan, Yimin, & Wang, Jian. (2005). Experimental investigations on transport properties of magnetic fluids. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 30(2), 109-116. doi:10.1016/j.expthermflusci.2005.03.021

- Lin, Zhi-Min, Wang, Liang-Bi, Lin, Mei, Dang, Wei, & Zhang, Yong-Heng. (2017). Numerical study of the laminar flow and heat transfer characteristics in a tube inserting a twisted tape having parallelogram winglet vortex generators. *Applied Thermal Engineering*, 115, 644-658. doi:10.1016/j.applthermaleng.2016.12.142
- Manninen., Mikko, & Taivassalo., Veikko. (1996). On the mixture model for multiphase flow. Espoo 1996, Technical Research Centre of Finland, VTT Publications 288. 67 p.
- Mei, Siyuan, Qi, Cong, Luo, Tao, Zhai, Xinfeng, & Yan, Yuying. (2019). Effects of magnetic field on thermo-hydraulic performance of Fe₃O₄-water nanofluids in a corrugated tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 128, 24-45.
doi:<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.08.071>
- Miller., Aubrey, & Gidaspow., Dimitri. (1992). Dense, Vertical Gas-Solid Flow in a Pipe. *AIChE Journal*, 38(11), 1801-1815.
- Motozawa, Masaaki, Chang, Jia, Sawada, Tatsuo, & Kawaguchi, Yasuo. (2010). Effect of magnetic field on heat transfer in rectangular duct flow of a magnetic fluid. *Physics Procedia*, 9, 190-193. doi:10.1016/j.phpro.2010.11.043
- Murray, Mark M. (2008). Demonstration of Heat Transfer Enhancement Using Ferromagnetic Particle Laden Fluid and Switched Magnetic Fields. *Journal of Heat Transfer*, 130(11). doi:10.1115/1.2970064
- Nacev, A., Beni, C., Bruno, O., & Shapiro, B. (2011). The Behaviors of Ferro-Magnetic Nano-Particles In and Around Blood Vessels under Applied Magnetic Fields. *J Magn Magn Mater*, 323(6), 651-668. doi:10.1016/j.jmmm.2010.09.008
- Namburu, Praveen K., Das, Debendra K., Tanguturi, Krishna M., & Vajjha, Ravikanth S. (2009). Numerical study of turbulent flow and heat transfer characteristics of nanofluids considering variable properties. *International Journal of Thermal Sciences*, 48(2), 290-302. doi:10.1016/j.ijthermalsci.2008.01.001
- Naphon, P., Wiriyaart, S., & Arisariyawong, T. (2018). Artificial neural network analysis the pulsating Nusselt number and friction factor of TiO₂/water nanofluids in the spirally coiled tube with magnetic field. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 118, 1152-1159. doi:<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.11.091>

- Naphon, Paisarn, & Nakharintr, Lursukd. (2015). Numerical Investigation of Laminar Heat Transfer of Nanofluid-Cooled Mini-Rectangular Fin Heat Sinks. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 88(3), 666-675. doi:10.1007/s10891-015-1235-1
- Naphon, Paisarn, Nuchjapo, Manachai, & Kurujareon, Jutarat. (2006). Tube side heat transfer coefficient and friction factor characteristics of horizontal tubes with helical rib. *Energy Conversion and Management*, 47(18), 3031-3044.
doi:<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2006.03.023>
- Naphon, Paisarn, & Wiriyasart, Songkran. (2017). Pulsating TiO₂/water nanofluids flow and heat transfer in the spirally coiled tubes with different magnetic field directions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 115, 537-543.
doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.07.080
- Naphon, Paisarn, & Wiriyasart, Songkran. (2018a). Experimental study on laminar pulsating flow and heat transfer of nanofluids in micro-fins tube with magnetic fields. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 118, 297-303.
doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.10.131
- Naphon, Paisarn, & Wiriyasart, Songkran. (2018b). Pulsating flow and magnetic field effects on the convective heat transfer of TiO₂-water nanofluids in helically corrugated tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 125, 1054-1060.
doi:<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.05.015>
- Pak, Bock Choon, & Cho, Young I. (1998). HYDRODYNAMIC AND HEAT TRANSFER STUDY OF DISPERSED FLUIDS WITH SUBMICRON METALLIC OXIDE PARTICLES. *Experimental Heat Transfer*, 11(2), 151-170.
doi:10.1080/08916159808946559
- Pankhurst, Q A, Connolly, J, Jones, S K, & Dobson, J. (2003). Applications of magnetic nanoparticles in biomedicine. *Journal of Physics D: Applied Physics*, 36, R167-R181.
- Parekh, Kinnari, & Lee, Hyo Sook. (2010). Magnetic field induced enhancement in thermal conductivity of magnetite nanofluid. *Journal of Applied Physics*, 107(9).

doi:10.1063/1.3348387

- Patankar, S. V., & Spalding, D. B. (1972). A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 15(10), 1787-1806. doi:[https://doi.org/10.1016/0017-9310\(72\)90054-3](https://doi.org/10.1016/0017-9310(72)90054-3)
- Petukhov, B. S. (1970). Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties. In James P. Hartnett & Thomas F. Irvine (Eds.), *Advances in Heat Transfer* (Vol. 6, pp. 503-564): Elsevier.
- Philip, John, Shima, P. D., & Raj, Baldev. (2007). Enhancement of thermal conductivity in magnetite based nanofluid due to chainlike structures. *Applied Physics Letters*, 91(20). doi:10.1063/1.2812699
- Prasher, R., Bhattacharya, P., & Phelan, P. E. (2005). Thermal conductivity of nanoscale colloidal solutions (nanofluids). *Phys Rev Lett*, 94(2), 025901. doi:10.1103/PhysRevLett.94.025901
- Qian, Jin-yuan, Yang, Chen, Min-ru, & Jin, Zhi-jiang. (2020). Thermohydraulic performance evaluation of multi-start spirally corrugated tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 156, 119876. doi:<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119876>
- Rabienataj Darzi, Ahmad Ali, Farhadi, Mousa, & Sedighi, Kurosh. (2014). Experimental investigation of convective heat transfer and friction factor of Al₂O₃/water nanofluid in helically corrugated tube. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 57, 188-199. doi:<https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2014.04.024>
- Rahman, Md Mahbubur, & Islam, A. K. M. Sadrul. (2019). *Numerical study of convective heat transfer for turbulent flow in corrugated tube using Al₂O₃-water nanofluid*. Paper presented at the 8th Bsme International Conference on Thermal Engineering.
- Rea, Ulzie, McKrell, Tom, Hu, Lin-wen, & Buongiorno, Jacopo. (2009). Laminar convective heat transfer and viscous pressure loss of alumina–water and zirconia–water nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(7-8), 2042-2048.

doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.10.025

Roy, Gilles, Nguyen, Cong Tam, & Lajoie, Paul-René. (2004). Numerical investigation of laminar flow and heat transfer in a radial flow cooling system with the use of nanofluids. *Superlattices and Microstructures*, 35(3-6), 497-511.

doi:10.1016/j.spmi.2003.09.011

Rusconi, Roberto, Williams, Wesley C., Buongiorno, Jacopo, Piazza, Roberto, & Hu, Lin-Wen. (2007). Numerical Analysis of Convective Instabilities in a Transient Short-Hot-Wire Setup for Measurement of Liquid Thermal Conductivity. *International Journal of Thermophysics*, 28(4), 1131-1146. doi:10.1007/s10765-007-0202-2

Sajadi, A. R., & Kazemi, M. H. (2011). Investigation of turbulent convective heat transfer and pressure drop of TiO₂/water nanofluid in circular tube. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38(10), 1474-1478.

doi:10.1016/j.icheatmasstransfer.2011.07.007

Schiller, Links. (1933). A drag coefficient correlation. *Zeit. Ver. Deutsch. Ing.*, 77, 318-320.

Selimefendigil, Fatih, & Öztop, Hakan F. (2014). Forced convection of ferrofluids in a vented cavity with a rotating cylinder. *International Journal of Thermal Sciences*, 86, 258-275. doi:10.1016/j.ijthermalsci.2014.07.007

Seok Pil Jang, & Stephen U. S. Choi. (2004). Role of Brownian motion in the enhanced thermal conductivity of nanofluids. *Applied Physics Letters*, 84(21), 4316-4318.

doi:10.1063/1.1756684

Siricharoenpanitch, Anumut, Wiriyasart, Songkran, Vengsungnle, Ponthep, Naphon, Nittaya, & Naphon, Paisarn. (2021). Heat Transfer and Flow Behaviors of Ferrofluid in Three-Start Helically Fluted Tubes. *Heat Transfer Engineering*, 43(20), 1769-1782. doi:10.1080/01457632.2021.2009227

Siricharoenpanitch, Anumut, Wiriyasart, Sonkran, Vengsungnle, Ponthep, Naphon, Nittaya, & Naphon, Paisarn. (2022). Heat Transfer of Ferrofluid in Fluted Tubes with an Electromagnetic Field. *Heat Transfer Engineering*, 44(5), 426-441.

doi:10.1080/01457632.2022.2068219

Syam Sundar, L., Naik, M. T., Sharma, K. V., Singh, M. K., & Siva Reddy, T. Ch. (2012).

- Experimental investigation of forced convection heat transfer and friction factor in a tube with Fe₃O₄ magnetic nanofluid. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 37, 65-71. doi:10.1016/j.expthermflusci.2011.10.004
- Timofeeva, E. V., Moravek, M. R., & Singh, D. (2011). Improving the heat transfer efficiency of synthetic oil with silica nanoparticles. *J Colloid Interface Sci*, 364(1), 71-79. doi:10.1016/j.jcis.2011.08.004
- A Treatise on Electricity and Magnetism. (1873). *Nature*, 7(182), 478-480. doi:10.1038/007478a0
- Versteeg, HK, & Malalasekera, W. (1995). Computational fluid dynamics. *The finite volume method*.
- W.Yu, & Choi, S.U.S. (2003). The role of interfacial layers in the enhanced thermal conductivity of nanofluids: A renovated Maxwell model. *Journal of Nanoparticle Research*, 5, 167-171.
- Wang, Lijun, Wang, Yongheng, Yan, Xiaokang, Wang, Xinyong, & Feng, Biao. (2016). Investigation on viscosity of Fe₃O₄ nanofluid under magnetic field. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 72, 23-28. doi:10.1016/j.icheatmasstransfer.2016.01.013
- Wen, Dongsheng, & Ding, Yulong. (2004). Experimental investigation into convective heat transfer of nanofluids at the entrance region under laminar flow conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47(24), 5181-5188. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.07.012
- Williams, Wesley, Buongiorno, Jacopo, & Hu, Lin-Wen. (2008). Experimental Investigation of Turbulent Convective Heat Transfer and Pressure Loss of Alumina/Water and Zirconia/Water Nanoparticle Colloids (Nanofluids) in Horizontal Tubes. *Journal of Heat Transfer*, 130(4). doi:10.1115/1.2818775
- Xuan, Yimin, & Li, Qiang. (2003). Investigation on Convective Heat Transfer and Flow Features of Nanofluids. *Journal of Heat Transfer*, 125(1), 151-155. doi:10.1115/1.1532008
- Xuan, Yimin, Li, Qiang, & Ye, Meng. (2007). Investigations of convective heat transfer in

- ferrofluid microflows using lattice-Boltzmann approach. *International Journal of Thermal Sciences*, 46(2), 105-111. doi:10.1016/j.ijthermalsci.2006.04.002
- Xuan, Yimin, & Roetzel, Wilfried. (2000). Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43(19), 3701-3707. doi:[https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(99\)00369-5](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(99)00369-5)
- Xuan., Yimin, & Roetzel., Wilfried. (2000). Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43, 3701-3707.
- Xuana, Yimin, & Roetzel, Wilfried. (2000). Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43, 3701-3707.
- Yakhot, Alexander, & Orszag, Steven A. (1993). Numerical Simulation of Turbulent Flow in the Inlet Region of a Smooth Pipe. *Journal of Scientific Computing*, 8(2), 111-121.
- Yakhot, Victor, & Orszag, Steven A. (1986). Renormalization group analysis of turbulence. I. Basic theory. *Journal of Scientific Computing*, 1(1), 3-51. doi:10.1007/BF01061452
- Yang, Yue-Tzu, & Lai, Feng-Hsiang. (2010). Numerical study of heat transfer enhancement with the use of nanofluids in radial flow cooling system. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53(25-26), 5895-5904. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.07.045
- Yang, Yue-Tzu, & Lai, Feng-Hsiang. (2011). Numerical investigation of cooling performance with the use of Al₂O₃/water nanofluids in a radial flow system. *International Journal of Thermal Sciences*, 50(1), 61-72. doi:10.1016/j.ijthermalsci.2010.08.017
- Yu, W, & Choi, SUS. (2003). The role of interfacial layers in the enhanced thermal conductivity of nanofluids: a renovated Maxwell model. *Journal of Nanoparticle Research*, 5(1-2), 167-171.
- Yu, Wenhua, France, David M., Smith, David S., Singh, Dileep, Timofeeva, Elena V., & Routbort, Jules L. (2009). Heat transfer to a silicon carbide/water nanofluid. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(15-16), 3606-3612. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.02.036

- Zhang, Cancan, Wang, Dingbiao, Zhu, Youjian, Han, Yong, Wu, Jinxing, & Peng, Xu. (2015). Numerical study on heat transfer and flow characteristics of a tube fitted with double spiral spring. *International Journal of Thermal Sciences*, 94, 18-27. doi:10.1016/j.ijthermalsci.2015.02.001
- Zhang, Tao, Che, Defu, Zhu, Yifei, Shi, Hongfei, & Chen, Duanyu. (2020). Effects of Magnetic Field and Inclination on Natural Convection in a Cavity Filled with Nanofluids by a Double Multiple-Relaxation-Time Thermal Lattice Boltzmann Method. *Heat Transfer Engineering*, 41(3), 252-270. doi:10.1080/01457632.2018.1528057







ภาคผนวก ก
(รายละเอียดคุณสมบัติของอุปกรณ์)

ตาราง 9 แสดงรายละเอียด PLC สำหรับควบคุมสนามแม่เหล็กไฟฟ้าที่ห้อง Mitsubishi PLC
Controller Module FX3U-128MR/DS FX3U-128MT/DS

Mitsubishi PLC Module	7,680 total, with 500 general (M0 – M499), 524 optional latched (M500 – M1023)
Auxiliary relays	4,096 total, with 1,000 optional latched (S0 – S999) and 3,096 latched (S1000 – S4095)
State relays	4,096 total, with 1,000 optional latched (S0 – S999) and 3,096 latched (S1000 – S4095)
Timers	512 total, with 206 100 ms (T0 – T191, T192 – T199 and T250 – T255), 46 10 ms (T200 – T245), and 260 1 ms (T246 – T249 and T256 – T511)
Counters	235 total (16 bit and 32 bit), with 120 general (C0 – C99 and C200 – C219) and 115 latched (C100 – C199 and C220 – C234)
High-speed counter speed	1-phase, 8 points max: 100 kHz / 6 points 10 kHz / 2 points 2-phase, 2 points max: 50 kHz / 2 points
Data registers	8,000 total, with 200 general (D0 – D199), 312 optional latched (D200 – D511)
Extension registers	32,768 (R0 – R32767)
Extension file registers	32,768 (ER0 – R32767) optional memory



ตาราง 10 แสดงคุณสมบัติของแม่เหล็กไฟฟ้า

Model	Voltage	Current	Power	Holding force
CL-P30/22	24 V DC	0.13 A	3 W	10 kg
Insulation grade	B(130 °C)			
Dielectric strength	AC 600V 50/60 Hz @ 1 MIN			





ภาคผนวก ข
(ผลงานที่ได้รับการตีพิมพ์)

Heat Transfer of Ferrofluid in Fluted Tubes with an Electromagnetic Field

Anumut Siricharoenpanitch^a, Sonkran Wiriyasart^a, Ponthepong Vengsungnle^b, Nittaya Naphon^c, and Paisarn Naphon^a

^aThermo-Fluid and Heat Transfer Enhancement Lab., Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Srinakharinwirot University, Nakhorn-Nayok, Thailand; ^bDepartment of Agricultural Machinery Engineering, Faculty of Engineering and Architecture, Rajamangala University of Technology Isan, Nakhonratchasima, Thailand; ^cDepartment of Pharmaceutical Chemistry, Faculty of Pharmacy, Srinakharinwirot University, Nakhorn-Nayok, Thailand

ABSTRACT

The present study considers the effects of the electromagnetic field and pulsating flow on nanofluids heat transfer and flow characteristics in the three-start helically fluted tube. The experiments are performed using nanofluids with the Reynolds number varying from 8000 to 13000, and with an Fe₃O₄/water nanofluids (Ferrofluid) concentration of 0.005% by volume with and without an electromagnetic field effect. The measured results are verified with the predicted results from the proposed correlations and the published experimental results. As a result of the disturbed flow boundary layer, higher swirling Brownian motion, higher local thermal conductivity, and the mixing of turbulent intensity, the heat transfer performance also increases. For a given pulsating flow of 30 Hz, the Nusselt number enhancement increases significantly to 137.7% and 156.7% for the helical depth ratios of 0.028 and 0.093, respectively. The helically fluted tube with a helical depth ratio of 0.093 and a helical pitch ratio of 0.93 yields the highest Nusselt number improvement. The Nusselt number under the electromagnetic field effect increases by 19.0% and 14.4% for the pulsating flow of 30 Hz and 20 Hz, respectively. Finally, a comprehensive evaluation index is applied to estimate thermo-hydraulic performance. It is found that the comprehensive evaluation index increases with the increasing Reynolds number at first and then decreases as the Reynolds number increases further.

Introduction

The augmentation of heat transfer performance is an inevitable challenge in various industries. Active and passive heat transfer enhancement technologies can be adopted in heat transfer devices. Passive methods concentrate the various surface configurations or additions for properties improvement, while active methods need power sources, such as electromagnetic fields or pulsating fluid flows. Many papers have considered heat transfer augmentation techniques. Air and water are the most frequently chosen coolants in the thermal system. However, their heat removal capability limits their coolant properties due to low thermal conductivity. Another heat transfer augmentation method uses additives to improve the coolant properties of “nanofluids.” Against this background, nanofluids have been used in many heat transfer fields as a high thermal conductivity working fluid. In the past few decades, rapid advances in nanotechnology have

led to a new generation of coolants. There are many advantages of nanofluids, such as a higher specific surface area and more surface heat transfer between particles and liquids and higher dispersion stability with Brownian motion of particles. Nanofluids also reduce pumping power compared to pure liquids, yet they achieve the same heat transfer concentration. They also reduce particulate clogging compared to typical solutions and have adjustable properties of thermal conductivity and surface wettability by different particle concentrations to suit different applications. However, there are also some disadvantages of using nanofluids for heat transfer, such as an increase in the axial wall temperature due to a degradation in specific heat, increased pumping power due to a more significant pressure drop, long-term fluid sedimentation, and possible obstruction of flow passage, tolerable damage to flow loop parts due to erosion, an inability to maintain fluorescence boiling, and the high-cost of

have been investigated. Li and Xuan [40] studied the viscosity variation of nanofluids under the magnetic field effect, while Yarahmadi et al. [41] and Ghofrani et al. [42] examined Fe_3O_4 /water flow oscillations in the circular tube for constant and oscillating magnetic fields. Sajjad et al. [43] considered the electromagnetic field effect on the cooling performance in vertical tubes showing that the heat removal capability tends to increase in line with the amount of electromagnetic force applied. Lajvardi et al. [44] found the magnetic thermophysical properties changed with the magnetic field while Sha et al. [45] considered the Fe_3O_4 /water nanofluids cooling performance under magnetic fields. The average heat transfer coefficient increased by 4.2% and 8.1% for the constant magnetic and oscillating magnetic fields. Some other works have studied the TiO_2 /water nanofluids thermal performance and pressure drop characteristics in the spirally coiled tube heat exchanger under a permanent magnetic field [46], a micro-fin tube heat exchanger [47], a fluted channel with corrugated tube heat exchangers [48], and a fluted tube [49]. The heat transfer and flow characteristics of nanofluids in the inclination test section under the magnetic field effect have been investigated by Kalbani et al. [50] and Zhang et al. [51]. Some works presented the jet impingement heat transfer with a magnetic field [52], mixed convective heat transfer under a partial magnetic field [53], and forced convective heat transfer under a magnetic field [54]. Finally, Pordanjani and Aghakhani [55] applied computational fluid dynamics to consider the heat transfer characteristics of two inclined concentric tubes under a magnetic field. Jiao et al. [56] studied the flow and convective heat transfer performance of ferrofluids in the tube under a magnetic field using the experimental method.

The above researchers adopted a combination of nanofluids, magnetic fields, and pulsating flows to improve heat transfer, therefore promoting heat transfer enhancement technology. However, the combination of nanofluids, magnetic fields, pulsating flows, and rough surfaces (corrugated tube) has been minimally investigated and there is a lack of reliable experimental research to date. Compared to a smooth tube, a corrugated tube not only has a larger heat exchange area when its hydraulic diameters are the same but it can also destroy the laminar boundary layer by its cyclical peaks and troughs. Furthermore, the corrugated tube is widely applied in industry and has a strong self-descaling capability. The magnetic field effect on the TiO_2 heat transfer enhancement of the fluted tube with single-start helical rib was first

proposed by [48] for the low Reynolds number range. Although this differs from previous published work [48], the current paper also adopted the use of a test section with three-start helically fluted tubes using ferrofluid with a high Reynolds number and pulsating ferrofluid flowing through the test section with an electromagnetic field effect, making it easy to adjust the magnetic field strength, direction, and frequency. Electromagnetic fields affect the movement of nanoparticles suspended in fluids which, in turn, affect the turbulent intensity of fluid as it flows in the pipe. Therefore, the current work aims to investigate the pulsating Fe_3O_4 /water nanofluids flow and thermal-hydraulic performance of the three-start helically fluted tubes with the presence of an electromagnetic field. The obtained data were verified with those from published correlations.

Experimental apparatus and procedure

Experimental apparatus

As shown in Figure 1, the system is built to study the Fe_3O_4 /water nanofluids (Ferrofluid) thermal cooling efficiency in the three-start helically fluted tubes with an electromagnetic field. The test facility comprises the test section unit, the electromagnetic field system, an ultrasonic system, and a cooling water system. A variable magnetic pump connects to a reservoir of Fe_3O_4 /water nanofluids for circulation in the closed system. The flow rate of ferrofluid is adjusted with a control system connected to a magnetic pump, and the flow rate is monitored using a flow meter. Due to the system's low pressure pneumatic connectors are used. The coolant flow rate in the system is recorded by the weight-with-stopwatch method. The test section is the corrugated tube with an inside diameter, outside diameter, and length of 10.75 mm, 12.74 mm, and 2000 mm, respectively. Five T-type thermocouples are placed outside the copper tube to measure its outer wall temperatures, and five thermocouples are used to measure the coolant temperature flowing inside the tube. Two T-type thermocouples are placed at the inlet and outlet of the test section to measure inlet and outlet temperatures. The differential pressure transducer (YOKOKAWA) is applied across the test section to measure pressure drop. The electric heating unit is nickel-chromium heating which is wrapped around the corrugated tube. An Aeroflex tube with a thickness of 10 mm acts as the insulator by wrapping around the tube with piping tape to insulate radial heat flow direction. Polyurethane is set up at both ends of the fluted tube to diminish axial heat

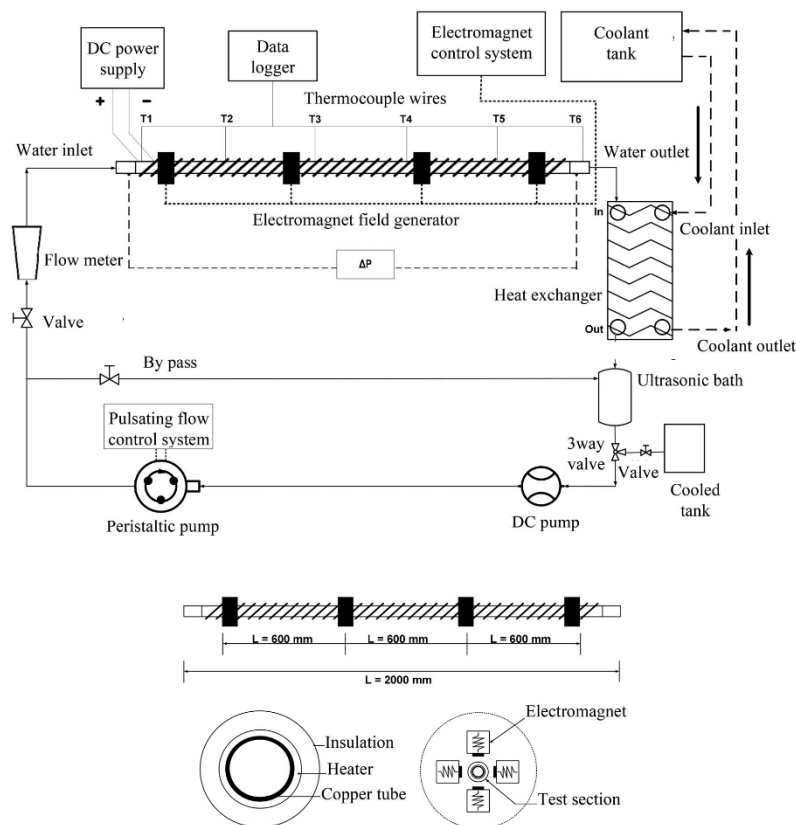


Figure 1. Schematic diagram of experimental apparatus.

direction. The cooling water system consists of the R134a refrigeration system, a water tank, and a helically coiled tube heat exchanger unit. A cold water tank controls the inlet ferrofluid temperature before it enters the test section, maintained constant by the R134a refrigeration cooling system. As the system reaches the steady-state condition, the data acquisition system collects the data and then transmits it to the computer.

Electromagnet field system

The electromagnetic field system consists of a programmable logic controller control system. As shown in Figure 1, the 12 electromagnets, which are fabricated from zinc ferrite powder, generate the

electromagnetic field. These materials consist of insulator iron powder and iron alloys wrapped around the cylinder cores using copper wire, which provides an electromagnetic field strength with a diameter and length of 20 mm and 40 mm, respectively. The corrugated tube is placed horizontally in the electromagnetic field air gap, whereas the magnetic flux density is adjusted by changing the supplied electrical current to the electromagnetic poles using the programmable logic controller. The electromagnetic strength is measured by the Tesla meter. The corrugated tube is installed between four electromagnets and there are four positions for the installed electromagnets, as shown in Figure 1. The digital control circuit is designed to control the electromagnetic field system, which changes the connection or disconnection time

through the programmable logic controller. There are electromagnetic shields to diminish the effect of noise on the thermocouples.

Corrugated tubes

The three-start helically fluted tube consists of helical depth, helical pitch, fluted tube length, outer diameter, and inner diameter (see Table 1). The test section is a corrugated tube with an inside diameter, outside diameter, and length of 10.75 mm, 12.74 mm, and 2000 mm, respectively. There are 10 T-type thermocouples for measuring the corrugated tube wall and working fluid temperatures. Five thermocouples penetrate the fluted copper tube for measuring the working fluid temperature distribution inside the fluted tube, while the other thermocouples measure the surface temperature. Two T-type thermocouples measure the inlet and outlet temperature of the coolant. The differential pressure transducer (YOKOKAWA) is applied to measure any pressure drop. The electric heating unit is nickel-chromium with a diameter of 8 mm. It is wrapped around the corrugated tube and connected to a voltage regulator to provide a constant power supply boundary condition for the corrugated tube. An Aeroflex tube with a thickness of 10 mm acts as an insulator and is wrapped around the tube using the piping tape to insulate radial heat flow direction. A DT85 data taker with 30 channels is used to record the relevant parameter values. The calibrated thermocouples process is completed using a standard

temperature calibrator. A multimeter is used to measure the supplied power to the electric wire heater.


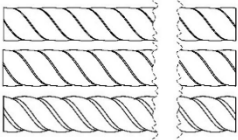
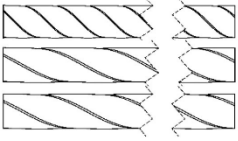
Nanofluids preparation

The Fe_3O_4 nanoparticles suspending the base fluid are stirred using an ultrasonic system with a purity > 99.9%. Due to a good response with the electromagnetic field (magnetite nanoparticles), the Fe_3O_4 nanoparticles with thermophysical properties as shown in Table 2 are used in this work. As shown in Figure 2a, the sample from the scanning electron microscope (SEM) image shows that most nanoparticles are approximately spherical. Some agent is used for adjusting the pH value to 8. Furthermore, the nanofluids have been excited by the ultrasonic system for 10 min each hour. Figure 2b shows the percent transmittance spectrum for the first day and subsequent two days of the ferrofluid. It is measured using a UV-1800 Spectrophotometer (Shimadzu, Kyoto, Japan) and is calculated using the ratio between the light intensity from the light source and the light intensity transmittance. It was found that

Table 2. Thermo-physical properties of water, Fe_3O_4 [3].

Properties	Temperature (°C)	Water	Fe_3O_4
Density, ρ (kg/m^3)		996.875	5180
Thermal conductivity, k (W/m.K)		0.60965	80.4
Viscosity, μ (mPa.s)	25 ± 1	0.7275	–
Specific heat, C_p (J/kg.K)		4181	670
Purity, %		–	>99.9
Average diameter, nm		–	23

Table 1. Details of the test sections.

Test sections	Details		Remarks
	Helical depth ratio (e/D_i)	Helical pitch ratio (p/D_i)	
A	–	–	
B	0.028/0.037/0.093	0.93	
C	0.028	0.93/1.71/1.86	

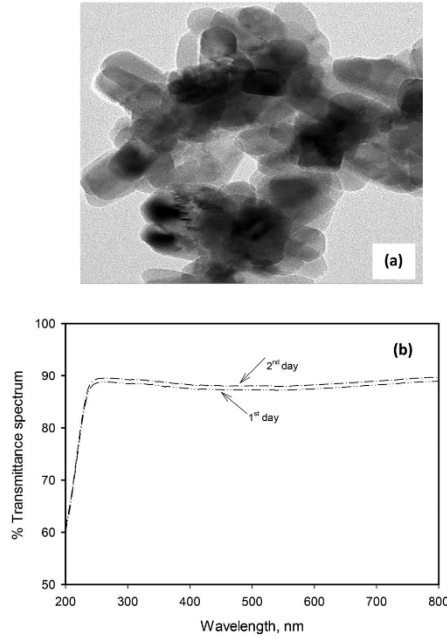


Figure 2. Photograph of (a) the ferroparticles (SEM), ferrofluid and (b) percent transmittance spectrum of ferrofluid.

the percent transmittance spectrum at the first day and subsequent two days are similar, with error rates of 0.92%, which means that the ferrofluids maintained good stability over time as shown in Figure 2b.

Experimental procedure

The test room temperature is controlled at 25 °C to diminish the effect of the surrounding air temperature. The experimental conditions of the relevant parameters are listed in Table 3. Experiments have been performed with various coolant flow rates, helical depth, helical pitch, and pulsating flow frequency, and they significantly affected the fluted tube heat transfer performance and flow behavior. For the given input power, the working fluid is increased in small increments. As mentioned above, recordings are made of the temperature at various positions, pressure drops, and coolant flow rates. These relevant measurement parameters are recorded five times.

Data reduction process and uncertainties analysis

The heat transfer by the Fe_3O_4 /water nanofluids (Ferrofluid) supplies heat using an electric heater and the average heat transfer of the test section is determined.

$$Q_{nf} = \dot{m}_{nf} C_{p,nf} (T_{in} - T_{out})_{nf} \quad (1)$$

$$Q_{heater} = IV \quad (2)$$

$$Q_{ave} = \frac{Q_{nf} + Q_{heater}}{2} \quad (3)$$

The properties of Fe_3O_4 /water nanofluids is determined from the proposed correlations [57,58] as follows:

$$\rho_{nf} = \phi \rho_p + (1 - \phi) \rho_w \quad (4)$$

$$(\rho C_p)_{nf} = \phi (\rho C_p)_p + (1 - \phi) (\rho C_p)_w \quad (5)$$

Average Fe_3O_4 /water nanofluids and outside tube wall temperature are calculated as follows:

$$T_{nf,ave} = \frac{T_{in} + T_2 + T_3 + T_4 + T_{out}}{5} \quad (6)$$

$$T_{w0,ave} = \frac{T_{w,in} + T_{w2} + T_{w3} + T_{w4} + T_{w,out}}{5} \quad (7)$$

Average inside tube wall temperature can be calculated as follows:

$$T_{wi,ave} = T_{w0,ave} - \frac{Q_{ave} \ln(r_o/r_i)}{2\pi k_f L} \quad (8)$$

$$h = \frac{Q_{ave}}{A(T_{wi,ave} - T_{nf,ave})} = \frac{[IV + (\rho A_{cr} U)_{nf} C_{p,nf} (T_{in,nf} - T_{out,nf})] / 2}{\pi D_{eq} L (T_{wi,ave} - T_{nf,ave})} \quad (9)$$

$$Nu = \frac{h D_{eq}}{k_{nf}} \quad (10)$$

The proposed correlation for nanofluids thermal conductivity [59] and the equivalent diameter are determined from:

$$k_{nf} = \left[\frac{k_p + 2k_w - 2\phi(k_w - k_p)}{k_p + 2k_w + \phi(k_w - k_p)} \right] k_w \quad (11)$$

$$D_{eq} = \frac{4A_{cr}}{X} \quad (12)$$

$$Re = \frac{\rho_{nf} U_{nf} D_{eq}}{\mu_{nf}} \quad (13)$$

The viscosity of nanofluids [60] is calculated from:

$$\mu_{nf} = (1 + 2.5\phi) \mu_w \quad (14)$$

Table 3. Experimental conditions.

Parameters	Ranges
Power input (W)	400
Distance between test section and magnetic generator (mm)	33
Ferrofluid concentration (% by volume)	0.005
Inlet temperature of ferrofluid (°C)	21
Ferrofluid Reynolds number	7000-13000
Pulsating frequency (Hz)	10, 20, 30
Electromagnet field (μT)	0.3

The friction factor is calculated as follows:

$$f = \frac{\Delta P}{\left(\frac{\rho_f U_{mf}^2}{2}\right) \left(\frac{L}{D_{eq}}\right)} \quad (15)$$

Based on Coleman and Steele [61], the uncertainties of measurement results are calculated. In the present study, the Nusselt number depends on six relevant parameters. In contrast, the flow friction factor depends on two relevant parameters. The uncertainty of the Nusselt number and friction factor is determined as follows:

$$\text{Uncertainty of Nu} = \sqrt{\left(\frac{\partial \text{Nu}}{\partial U} \Delta U\right)^2 + \left(\frac{\partial \text{Nu}}{\partial T_{wi,ave}} \Delta T_{wi,ave}\right)^2 + \left(\frac{\partial \text{Nu}}{\partial T_{wo,ave}} \Delta T_{wo,ave}\right)^2 + \left(\frac{\partial \text{Nu}}{\partial T_{in,ave}} \Delta T_{in,ave}\right)^2 + \left(\frac{\partial \text{Nu}}{\partial T_{in,of}} \Delta T_{in,of}\right)^2 + \left(\frac{\partial \text{Nu}}{\partial T_{out,of}} \Delta T_{out,of}\right)^2} \quad (16)$$

$$\text{Uncertainty of } f = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial U} \Delta U\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial (\Delta P)} \Delta (\Delta P)\right)^2} \quad (17)$$

The properties of the relevant parameters as well as the operating conditions, including uncertainty and accuracy of instruments, are also required for the uncertainty calculation process (see Table 4). The uncertainty of the Nusselt number depends on six parameters. The maximum uncertainty values of the Nusselt number and friction factor are $\pm 7.5\%$, respectively (Coleman & Steele [61]).

Results and discussion

Verification of the setup

In the present experiment, the ferrofluid coolant flows into the three-start helically fluted tubes. In order to verify the designed system, the results without helical ribs are computed from the published correlations [62,63]:

$$\text{Nu} = \frac{(f/8) \text{RePr}}{1.07 + 12.7(f/8)^{1/2} (\text{Pr}^{2/3} - 1)} F \quad (18)$$

$$f = (1.8 \log_{10} \text{Re} - 1.5)^{-2} \quad (19)$$

Table 4. Uncertainty and accuracy of the instruments.

Instruments	Accuracy	Uncertainty
Voltage supplied by power source, voltage	0.2%	± 0.5
Current supplied by power source, ampere	0.2%	± 0.5
Digital weight scale, gram	0.01%	± 0.01
Thermocouple type T, Datalogger, °C	0.1%	± 0.1
Differential pressure transducer, Pa	0.02%	± 0.02

$$F = \left(1 + (D_i/L)^{2/3}\right) \quad (20)$$

The application range is $2,300 < \text{Re} < 1 \times 10^6$, $0.5 < \text{Pr} < 100$ with the reported accuracy of $\pm 10\%$.

Figure 3 compares the measured (a) Nusselt number and (b) friction factor with the predicted data from the proposed correlations [62,63]. In the present experiment, the temperatures at various positions and other relevant parameters were recorded five times to repeat the experimental result. The measured Nusselt number and friction factor are reasonably compatible with the predicted results from the published correlations [62,63], with average error rates of 11.4% and 13.9%, respectively.

Next, the measured Nusselt number for the corrugated tube without an electromagnetic field is compared with Jin et al. [64] and Naphon et al. [65].

$$\text{Nu} = 0.06372 \left(\frac{p}{D_i}\right)^{-0.1146} \left(\frac{e}{D_i}\right)^{0.1727} \text{Re}^{0.7659} \text{Pr}^{1/3} \quad (21)$$

The application range is $2.85 < p/D_i < 5.52$; $0.06 < e/D_i < 0.28$; $10,000 < \text{Re} < 40,000$; and $0.7 < \text{Pr} < 120$.

$$\text{Nu} = 44.26 \left(\frac{e}{D_i}\right)^{0.89} \left(\frac{p}{D_i}\right)^{-0.96} (\text{Re} - 1500)^{0.27} \text{Pr}^{-0.26} \quad (22)$$

The application range is $0.63 < p/D_i < 1.05$; $0.12 < e/D_i < 0.19$; $5,000 < \text{Re} < 29,000$; and $\text{Pr} > 3$.

Figure 4 illustrates a comparison of the measured results from the present study with the predicted data from the proposed correlations [64,65] and the measured data [66,67]. A maximum uncertainty of the Nusselt number from Eq. (16) and the friction factor from Eq. (17) are 7.5%. The accuracy of the proposed

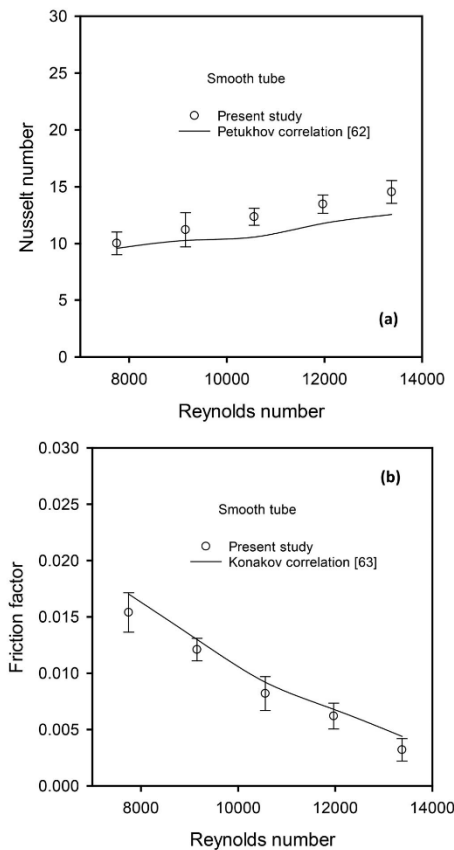


Figure 3. Comparison between the experimental results and results obtained by proposed correlations for the smooth tube [62,63] (a) Nusselt number, (b) friction factor.

correlation of Jin et al. [64] and Naphon et al. [65] for the single-start helical tube is $\pm 5.5\%$ and $\pm 8.5\%$, respectively. The Jin et al. correlation [64] gives the lowest error compared to the measured data, with average errors of 3.6% and 10.6% for Naphon et al. [65]. For the friction factor, the present data are compared with the experimental results of Qian et al. [66] and Darzi et al. [67]. The reported accuracy of the data of [66] and [67] is 12.5% and 7.4%, respectively. The fabrication method of the fluted tube may be essential in forming the shape and angle of corrugation that plays an essential role in the heat transfer coefficient and pressure drop along these tubes. Thus

one of the sources of discrepancy may be related to the fabrication method and the corrugation angles, as shown in Figure 4.

Effect of pulsating flow

Figure 5 illustrates (a) the heat transfer coefficient and (b) the Nusselt number for the fluted tube with different flow frequencies for a helical depth ratio of 0.028. As expected, the removal capacity of the coolant depends on its flow rate. In corrugated tubes, the corrugation acts like artificial roughness. When the Reynolds number increases, the corrugated roughness situates out of the laminar sub-layer, subject to the main flow. The normal stress in this zone increases by increasing the Reynolds number while the shear stress in the vicinity of the tube wall surface decreases. It should be mentioned that helical corrugation causes an extra decrease in the boundary layer by creating chaotic mixing and secondary flow. Therefore, a higher coolant flow rate yields an increase in the heat transfer coefficient. In addition, due to the higher turbulent intensity and higher nanoparticle mixing, the heat transfer coefficient is significantly greater than it is for the continuous flow conditions. The heat transfer coefficient enhancement for the helical depth ratio of 0.028 is 9.1% for the pulsating flow of 10 Hz, 23.1% for the pulsating flow of 20 Hz, and 34.7% for the pulsating flow of 30 Hz. The heat transfer thermal performance is presented in the dimensionless term “ Nu ” as shown in Figure 5(a). For the pulsating flow in the tube with a helical depth ratio of 0.028, the Nusselt number enhancement of the pulsating flow of 30 Hz reveals the highest value of 25.1%. For the conditions with a pulsating flow of 20 Hz and 10 Hz, the values were 15.8% and 7.4%, respectively.

The pulsating flow significantly affects thermal performance and flow friction factors. Figure 6 demonstrates the friction factor from the fluted tube without the electromagnetic field. We observed that by increasing the Reynolds number the thickness of the laminar sub-layer decreases, resulting in a reduction in the friction factor. Although the corrugation roughness causes a block in flow and increases the pressure drop along the corrugated tube, it also causes a decrease in the laminar sub-layer that intensifies the nanoparticles in the main flow. Nanoparticle flow patterns and the swirling flow are caused by the pulsating flow conditions and the fluted tube surface. Therefore, the friction factor for the pulsating flow is higher than it is without the pulsating flow, giving the average

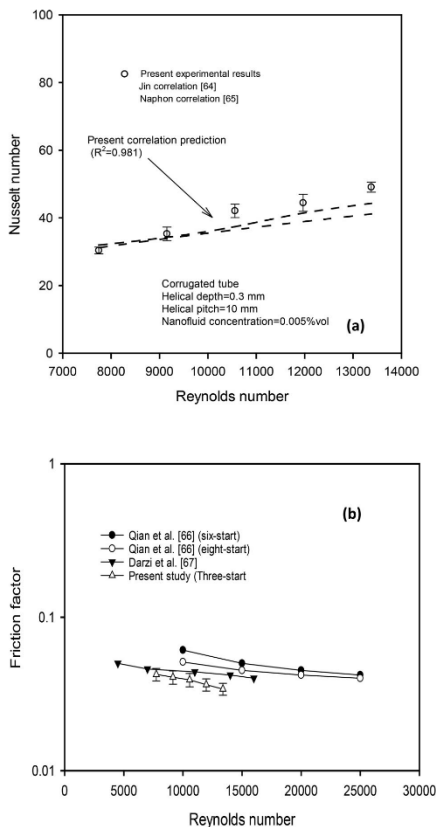


Figure 4. Comparison between the present results and predicted results from the proposed correlations for the corrugated tube [64,65] and the measured data [66,67].

augmentation of 41.3%, 62.4%, and 85.6% for the pulsating flow of 10 Hz, 20 Hz, and 30 Hz, respectively.

Effect of helical depth and pitch

Figure 7 shows the variation of the Nusselt number for different tube configurations. Higher flow disturbance near the tube wall significantly increases the swirling flow, and results in higher turbulent intensity and higher nanoparticle mixing. Therefore, the fluted tube yields a higher heat transfer coefficient, with a higher helical depth ratio and lower helical pitch ratio. For the pulsating flow of 30 Hz and helical pitch ratio of 0.93, the average Nusselt number enhanced 137.7%,

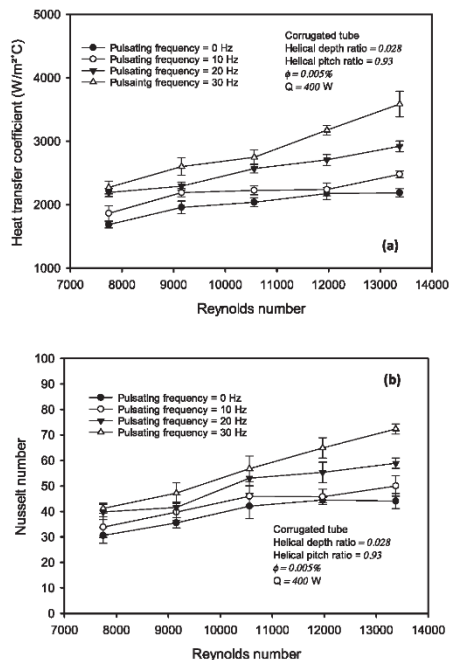


Figure 5. Variation of (a) heat transfer coefficient and (b) Nusselt number for different pulsating flow.

144.5%, and 156.7% for the helical depth ratios of 0.028, 0.037, and 0.093, respectively. For the pulsating flow of 20 Hz and the helical depth ratio of 0.028, the Nusselt number enhancement from the helical pitch ratio of 0.93 is 126.5% higher than it was for the smooth tube.

Effects of the depth and pitch of the helical ribs on the flow friction factor are shown in Figure 8. When the Reynolds number increases, a part of the corrugated roughness migrates the laminar sub-layer where it is subject to the main flow. In this region, normal stress increases by increasing the Reynolds number, while shear stress decreases in the vicinity of wall surfaces. As a result, the interaction between these two sources of stress causes a reduction in the friction factor versus the Reynolds number for the corrugated tube compared to that for the smooth tube. In addition, disturbance of the flow boundary layer zone yields greater flow pattern turbulence and Brownian movement of nanoparticles. Therefore, the fluted tube surface readily affects the flow friction factor. Figure 8(a) shows augmentation of the friction factor with

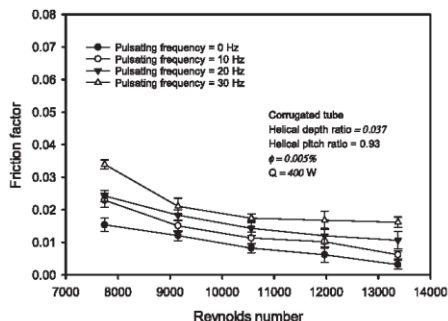


Figure 6. Variation of friction factor for different pulsating flow frequency of nanofluid (0.005%) without electromagnetic field.

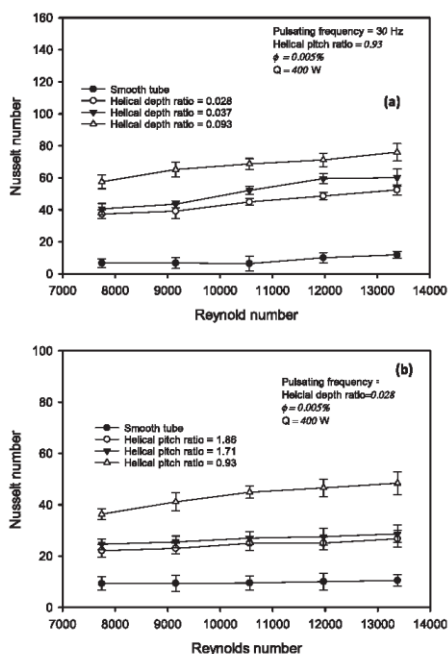


Figure 7. Variation of the Nusselt number of pulsating flow condition (20 Hz) for (a) different helical depth ratios and (b) different helical pitch ratios.

helical depth ratios of 0.028, 0.037, and 0.093 at 75.7%, 96.1%, and 119.3%, respectively. Figure 8(b) shows the friction factor augmentation for three different helical pitches, which is quite different; notably,

76.3% for the 1.86 helical pitch ratio, 93.7% for the 1.71 helical pitch ratio, and 133.3% for 0.93 helical pitch ratio.

Effect of electromagnetic field

Figure 9 shows the electromagnetic field effect on (a) the heat transfer coefficient and (b) the Nusselt number for different pulsating flows. The Fe₃O₄ nanoparticles were used in this work, which is more sensitive to the electromagnetic field. Four electromagnetic poles have been installed and performed in the normal direction with the main coolant flow. The electromagnetic flux density on the electromagnet's edges are the largest, while the electromagnetic flux density under the electromagnet in the central zone is the smallest. Due to the effects of Kelvin force and thermophoresis, the Fe₃O₄ nanoparticles in nanofluids will proceed along the gradient of the electromagnetic field under the action of Kelvin force generated by the gradient of the electromagnetic field. Thus, the Kelvin force near the edge of the electromagnet is the largest [68]. Nanoparticles can move toward the tube wall under the influence of the electromagnetic field effect, which destroys the laminar boundary sub-layer and makes higher concentrations near the tube wall region. Due to changes in nanoparticle migration near the tube wall, a higher nanoparticle concentration can lead to higher local thermal conduction and intensify nanoparticle Brownian motion. Further, the nanoparticle aggregation near the tube wall caused by the magnetic field not only enhances the turbulence of nanofluids but also destroys the laminar boundary sub-layer. It also improves heat transfer. It was also observed that the enhancement ratio in the turbulent flow is more significant than that in the laminar flow. Viscosity is the major negative factor for heat transfer enhancement in the laminar flow, while in the turbulent flow the Brownian motion (pulsating flow) and thermal conductivity are the main factors that enhance heat transfer. The heat transfer coefficient improves by 11.7% and 14.6% for the two different flow conditions (20 Hz & 30 Hz). In addition, the heat transfer performance can be presented in the dimensionless form (Nusselt number), as shown in Figure 9(b). The pulsating flow of 30 Hz and 20 Hz with an electromagnetic field gives a Nusselt number of 19.0%, which is 14.4% higher than it is without an electromagnetic field. As mentioned above, the nanoparticles move toward the tube wall crossing the main flow due to the electromagnetic field and higher tube wall roughness. This means that the flow friction factor

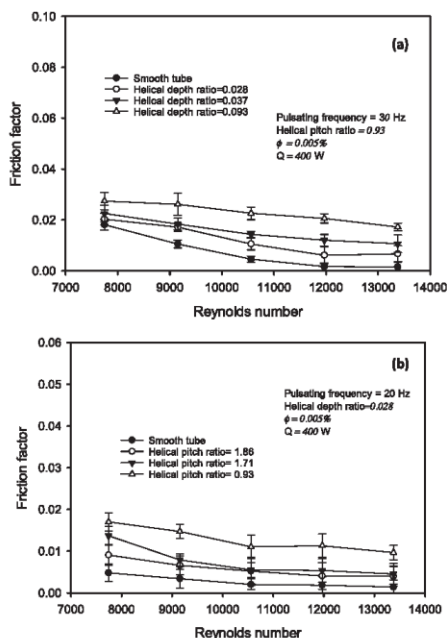


Figure 8. Variation of the friction factor of pulsating flow condition for (a) different helical depth ratios and (b) different helical pitch ratios.

with an electromagnetic field is 21.5%, which is 20.0% higher than that without an electromagnetic field, as shown in Figure 10.

Thermal-hydraulic performance analysis

Suspending nanoparticles in base fluid causes higher thermal conductivity and higher flow resistance. The flow resistance augments and the thermal conductivity enhancement are two opposite factors that result in heat transfer enhancement. The thermal-hydraulic performance of the tube with a helical rib is calculated as follows [59]:

$$\zeta = \frac{\left(\frac{Nu}{Nu_{sf, smoothtube}}\right)}{\left(\frac{f}{f_{sf, smoothtube}}\right)^{1/3}} \quad (23)$$

The application range is $0.1 < p/D_i < 1.0$; $0.03 < e/D_i < 0.04$; $7,500 < Re < 13,500$; and $Pr > 2$

This factor reveals the strength of the heat transfer enhancement induced by nanoparticles and corrugation to the base fluid inside the smooth tube for

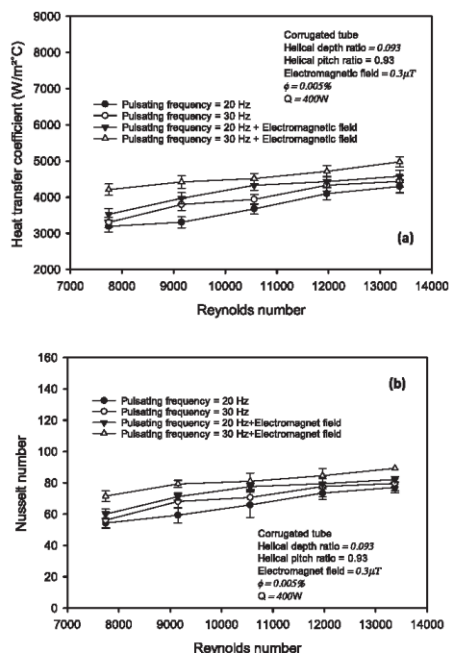


Figure 9. Variation of (a) heat transfer coefficient and (b) Nusselt number for different pulsating flow frequency with and without electromagnetic field.

identical pumping power. Figure 11 depicts the variation of thermal-hydraulic performance of some helically corrugated tubes with different helical depth and pitch ratios. The general trend of thermal-hydraulic performance in all helically corrugated tubes is more significant than the unit. It tends to increase with an increase in the Reynolds number at first and then it decreases. A critical Reynolds number which indicates the maximum thermal-hydraulic performance, is obtained. The critical Reynolds number is between 10,000-11,000. The reason is that the influences of pulsating flow induction intensity and nanoparticle mass fraction play a significant role in the heat transfer enhancement ratio before the critical Reynolds number. However, after the critical Reynolds number, the influence of nanoparticle mass fraction plays a significant role in the flow resistance enhancement ratio and causes a decline in the comprehensive evaluation index. At the critical Reynolds number for different helical depth ratios and pitch ratios the maximum thermal-hydraulic performance is 3.5-4.0, as shown in Figure 11.

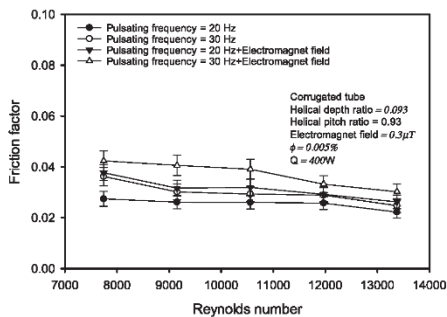


Figure 10. Variation of friction factor for different pulsating flow frequency with and without electromagnetic field.

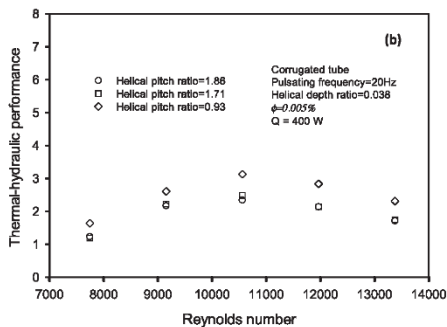
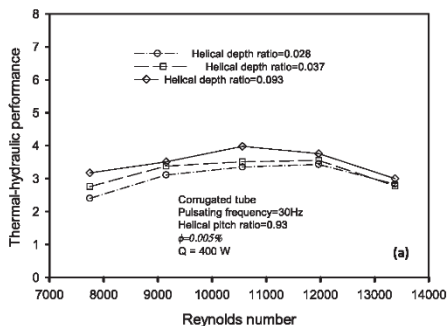


Figure 11. Variation of thermal-hydraulic performance for different (a) helical depth ratios and (b) helical pitch ratios.

Conclusions

A combined four heat transfer augmentation method, including electromagnetic field, ferrofluid, pulsating flow, and fluted tube on the thermal cooling performance and flow behavior in the three-started spirally

fluted tubes with different fluted pitch and depth are presented. The helical corrugation induces swirl flow and causes a more uniform temperature inside the tube compared to the smooth tube, which the heat transfer enhances by increasing corrugation height and decreasing corrugation pitch. The electromagnetic field significantly enhances the turbulence of nanofluids and destroys the laminar boundary layer. For the pulsating flow, higher turbulent intensity and higher nanoparticle mixing are obtained. Therefore, the Nusselt number with an electromagnetic field for pulsating flow is higher than it is without an electromagnetic field. The helically fluted tube with the helical pitch ratio of 0.93 and the helical depth ratio of 0.093 yields the highest Nusselt number improvement. The Nusselt number under electromagnetic field effect increases by 19.0% and 14.4% for the pulsating flow of 30 Hz and 20 Hz, respectively—although there is also an increase in the flow friction factor. Finally, the thermal-hydraulic performance tends to increase with the Reynolds number at first and then decreases. The obtained critical Reynolds number is between 10,000-11,000 and the highest thermal-hydraulic performance is in a range 3.5-4.8.

Disclosure statement

No potential conflict of interest was reported by the authors.

Funding

This work received funds from the Faculty of Engineering. The authors would like to thank the Faculty of Engineering, Srinakharinwirot University (SWU), for their financial support in this research.

Notes on contributors



Anumut Siricharoenpanich received the B.S. degree in Mechanical Engineering from King Mongkut's University of Technology Thonburi, Thailand, in 2005, and M.S. in Mechanical Engineering from Mahasarakham University, Thailand, in 2014. He is currently a Ph.D. candidate in Mechanical Engineering, Srinakharinwirot University, Thailand. His research interests include heat transfer, energy savings, refrigeration, and heat pipes.



Songkran Wiriyasart received the B.S., M.S. and Ph.D. degrees in Mechanical Engineering from the Srinakharinwirot University, Thailand, in 2006, 2008, and 2016, respectively. He is the author of one book and more than 30 articles. His research interests include numerical

analysis, finite element methods, heat transfer enhancement, heat pipe science, multiphase flow, three-dimensional modeling and simulation, and electronic cooling. He has a temporary contract with Srinakharinwirot University, Bangkok, Thailand.



Ponthep Vengsungle received the Bachelor (Agricultural Engineering), Master (Mechanical Engineering), and Ph.D. (Mechanical Engineering) from Khonkaen University, Khonkaen, Thailand. His research interests include computational fluid dynamics, finite element methods, computer aided engineering, and precision agriculture. He has a temporary contract with Agricultural Machinery Engineering, Faculty of Engineering and Architecture, Rajamangala University of Technology Isan, Nakhonratchasima, Thailand.



Nittaya Naphon received the Bachelor (Pharmaceutical Science) and Master (Pharmaceutical Science) from Chiangmai University, Thailand. Her research interests include the natural products extraction, nanomaterials, and chemical analysis. She has a temporary contract with the Faculty of Pharmacy, Srinakharinwirot University, Bangkok, Thailand.



Paisarn Naphon received the M.S. and Dr. Ing. degrees in Mechanical Engineering from King Mongkut's University of Technology Thonburi, Bangkok, Thailand, in 1998 and 2004, respectively. He was a Lecturer with the Mechanical Engineering Department, Faculty of Engineering, Srinakharinwirot University, Thailand. His research interests include numerical analysis, heat transfer enhancement, heat exchangers, electronic cooling, electrical battery cooling and nanofluids heat transfer. He has a temporary contract with Srinakharinwirot University, Bangkok, Thailand.

References

- [1] S. Kamiyama and A. Satoh, "Pipe-flow problems and aggregation phenomena of magnetic fluids," *J. Magnetism Magnetic Mater.*, vol. 85, no. 1-3, pp. 121-124, Apr. 1990. DOI: [10.1016/0304-8853\(90\)90033-M](https://doi.org/10.1016/0304-8853(90)90033-M).
- [2] J. Koo and C. Kleinstreuer, "Laminar nanofluid flow in micro heat-sinks," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 48, no. 13, pp. 2652-2661, Jun. 2005. DOI: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.01.029](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.01.029).
- [3] S. P. Jang and S. Choi, "Cooling performance of a microchannel heat sink with nanofluids," *APPL Thermal Engineering*, vol. 26, no. 17-18, pp. 2457-2463, Dec. 2006. DOI: [10.1016/j.applthermaleng.2006.02.036](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.02.036).
- [4] R. Chein and J. Chuang, "Experimental microchannel heat sink performance studies using nanofluids," *Int. J. Thermal Sciences*, vol. 46, no. 1, pp. 57-66, Jan. 2007. DOI: [10.1016/j.ijthermalsci.2006.03.009](https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2006.03.009).
- [5] J. Lee and I. Mudawar, "Assessment of the effectiveness of nanofluids for single-phase and two-phase heat transfer in micro-channels," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 50, no. 3-4, pp. 452-463, Feb. 2007. DOI: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.08.001](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.08.001).
- [6] C. H. Chen, "Forced convection heat transfer in microchannel heat sinks," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 50, no. 11-12, pp. 2182-2189, Jun. 2007. DOI: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.11.001](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.11.001).
- [7] T. H. Tsai and R. Chein, "Performance analysis of nanofluid-cooled microchannel heat sinks," *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 28, no. 5, pp. 1013-1026, Oct. 2007. DOI: [10.1016/j.ijheatfluidflow.2007.01.007](https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2007.01.007).
- [8] C. Kleinstreuer, J. Li and J. Koo, "Microfluidics of nano-drug delivery," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 51, no. 23-24, pp. 5590-5597, Nov. 2008. DOI: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.04.043](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.04.043).
- [9] J. Li and C. Kleinstreuer, "Thermal performance of nanofluid flow in microchannels," *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 29, no. 4, pp. 1221-1232, Aug. 2008. DOI: [10.1016/j.ijheatfluidflow.2008.01.005](https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2008.01.005).
- [10] P. Naphon and L. Nakharin, "Turbulent two-phase approach model for the nanofluids heat transfer analysis flowing through the minichannel heat sinks," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 82, pp. 388-395, Mar. 2015. DOI: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.11.024](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.11.024).
- [11] L. Nakharin, P. Naphon and S. Wiriyasart, "Effect of jet-plate spacing to jet diameter ratios on nanofluids heat transfer in a mini-channel heat sink," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 116, pp. 352-361, Jan. 2018. DOI: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.09.037](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.09.037).
- [12] W. Duangthongsuk and S. Wongwises, "Heat transfer enhancement and pressure drop characteristics of TiO₂-water nanofluid in a double-tube counter flow heat exchanger," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 52, no. 7-8, pp. 2059-2067, Mar. 2009. DOI: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.10.023](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.10.023).
- [13] W. Duangthongsuk and S. Wongwises, "An experimental study on the heat transfer performance and pressure drop of TiO₂-water nanofluids flowing under a turbulent flow regime," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 53, no. 1-3, pp. 334-344, Jan. 2010. DOI: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.09.024](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.09.024).
- [14] P. Naphon, S. Wiriyasart, T. Arisariyawong and T. Nualboonrueng, "Magnetic field effect on the nanofluids convective heat transfer and pressure drop in the spirally coiled tubes," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 110, pp. 739-745, Jul. 2017. DOI: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.03.077](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.03.077).
- [15] P. Naphon, S. Wiriyasart and T. Arisariyawong, "Artificial neural network analysis the pulsating Nusselt number and friction factor of TiO₂/water nanofluids in the spirally coiled tube with magnetic field," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 118, pp. 1152-1159, Mar. 2018. DOI: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.11.091](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.11.091).

- [16] P. Naphon, S. Wiriyasart, T. Arisariyawong and L. Nakhairintr, "ANN, numerical and experimental analysis on the jet impingement nanofluids flow and heat transfer characteristics in the micro-channel heat sink," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 131, pp. 329–340, Mar. 2019. DOI: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.11.073](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.11.073).
- [17] M. Bahiraei, R. Rahmani, A. Yaghoobi, E. Khodabandeh, R. Mashayekhi and M. Amani, "Recent research contributions concerning use of nanofluids in heat exchangers: A critical review," *APPL. Thermal Engin.*, vol. 133, pp. 137–159, Mar. 2018. DOI: [10.1016/j.applthermaleng.2018.01.041](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.01.041).
- [18] S. Bazri, I. A. Badruddin, M. S. Naghavi and M. Bahiraei, "A review of numerical studies on solar collectors integrated with latent heat storage systems employing fins or nanoparticles," *Renewable Energy*, vol. 118, pp. 761–778, Apr. 2018. DOI: [10.1016/j.renene.2017.11.030](https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.11.030).
- [19] U. S. Muhammad and M. A. Hafiz, "Thermal conductivity of hybrid nanofluids: A critical review," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 126, pp. 211–234, Nov. 2018. DOI: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.05.021](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.05.021).
- [20] U. I. Suhai, P. Rajashekhar, N. Marneni and L. Susin, "Stability, rheology and thermal analysis of functionalized alumina- thermal oil-based nanofluids for advanced cooling systems," *Energy Convers Manage.*, vol. 142, pp. 215–229, Jun. 2017. DOI: [10.1016/j.enconman.2017.01.079](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.01.079).
- [21] Y. Nkurikiyimfura, Y. Wang and Z. Pan, "Effect of chainlike magnetite nanoparticle aggregates on thermal conductivity of magnetic nanofluid in magnetic field," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 44, pp. 607–612, Jan. 2013. DOI: [10.1016/j.expthermflusci.2012.08.024](https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2012.08.024).
- [22] L. S. Sundar, M. K. Singh and A. Sousa, "Thermal conductivity of ethylene glycol and water mixture based Fe₃O₄ nanofluid," *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, vol. 49, pp. 17–24, Dec. 2013. DOI: [10.1016/j.icheatmasstransfer.2013.08.026](https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2013.08.026).
- [23] L. Shi, Y. He, Y. Hu and X. Wang, "Thermophysical properties of Fe₃O₄@CNT nanofluid and controllable heat transfer performance under magnetic field," *Energy Convers Manage.*, vol. 177, pp. 249–257, Dec. 2018. DOI: [10.1016/j.enconman.2018.09.046](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.09.046).
- [24] M. Bahiraei, "Particle migration in nanofluids: A critical review," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 109, pp. 90–113, Nov. 2016. DOI: [10.1016/j.ijthermalsci.2016.05.033](https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2016.05.033).
- [25] L. Qiang, Y. Xuan and J. Wang, "Experimental investigations on transport properties of magnetic fluids," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 30, no. 2, pp. 109–116, Nov. 2005. DOI: [10.1016/j.expthermflusci.2005.03.021](https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2005.03.021).
- [26] N. Gan Jia Gui, C. Stanley, N.-T. Nguyen and G. Rosengarten, "Ferrofluids for heat transfer enhancement under an external magnetic field," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 123, pp. 110–121, Aug. 2018. DOI: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.02.100](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.02.100).
- [27] J. Wang, G. Li, H. Zhu, J. Luo and B. Sundén, "Experimental investigation on convective heat transfer of ferrofluids inside a pipe under various magnet orientations," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 132, pp. 407–419, Apr. 2019. DOI: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.12.023](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.12.023).
- [28] M. Abad, "Visualization of pool boiling heat transfer of magnetic nanofluid," *Heat Transfer-Asian Res.*, vol. 48, pp. 2700–2713, Aug. 2019. DOI: [10.1002/htj.21498](https://doi.org/10.1002/htj.21498).
- [29] M. Khan, IN. Alsaduni, M. Alluhaidan, W. F. Xia and M. Ibrahim, "Evaluating the energy efficiency of a parabolic trough solar collector filled with a hybrid nanofluid by utilizing double fluid system and a novel corrugated absorber tube," *J. Taiwan Inst. Chemical Engineers*, vol. 124, pp. 150–161, Jul. 2021. DOI: [10.1016/j.jtice.2021.04.045](https://doi.org/10.1016/j.jtice.2021.04.045).
- [30] M. Babapour, S. Akbarzadeh and M. S. Valipour, "An experimental investigation on the simultaneous effects of helically corrugated receiver and nanofluids in a parabolic trough collector," *J. Taiwan Inst. Chemical Engineers*, vol. 128, pp. 261–275, Nov. 2021. DOI: [10.1016/j.jtice.2021.07.031](https://doi.org/10.1016/j.jtice.2021.07.031).
- [31] H. Behzadnia, H. Jin, M. Najafian and M. Hatami, "Geometry optimization for a rectangular corrugated tube in supercritical water reactors (SCWRs) using alumina-water nanofluid as coolant," *Energy*, vol. 221, pp. 119850–15, Apr. 2021. DOI: [10.1016/j.energy.2021.119850](https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.119850).
- [32] H. Behzadnia, H. Jin, M. Najafian and M. Hatami, "Investigation of super-critical water-based nanofluid with different nanoparticles (shapes and types) used in the rectangular corrugated tube of reactors," *Alexandria Engin. J.*, vol. 66, pp. 2330–2347, Mar. 2022. DOI: [10.1016/j.aej.2021.06.083](https://doi.org/10.1016/j.aej.2021.06.083).
- [33] M. Siyuan, "Effects of paralleled magnetic field on thermohydraulic performances of Fe₃O₄-water nanofluids in a circular tube," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 134, pp. 707–721, May 2019. DOI: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.01.088](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.01.088).
- [34] Y. C. Chiang, W. C. Kuo, C. C. Ho and J. J. Chieh, "Experimental study on thermal performances of heat pipes for air-conditioning systems influenced by magnetic nanofluids, external fields and micro wicks," *Int. J. Refrig.*, vol. 43, pp. 62–70, Jul. 2014. DOI: [10.1016/j.ijrefrig.2014.04.007](https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.04.007).
- [35] H. Salehi, et al., "Effects of a nanofluid and magnetic field on the thermal efficiency of a two-phase closed thermosyphon," *Heat Trans. Asian Res.*, vol. 42, no. 7, pp. 630–650, Aug. 2013. DOI: [10.1002/htj.21043](https://doi.org/10.1002/htj.21043).
- [36] M. Malekan, A. Khosravi and X. Zhao, "The influence of magnetic field on heat transfer of magnetic nanofluid in a double pipe heat exchanger proposed in a small-scale CAES system," *APPL. Thermal Engin.*, vol. 146, pp. 146–159, Jan. 2019. DOI: [10.1016/j.applthermaleng.2018.09.117](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.09.117).
- [37] I. Iwamoto, H. Yamaguchi and X. D. Niu, "Magnetically-driven heat transport device using a binary temperature-sensitive magnetic fluid," *J. Magn. Mater.*, vol. 323, no. 10, pp. 1378–1383, May 2011. DOI: [10.1016/j.jmmm.2010.11.050](https://doi.org/10.1016/j.jmmm.2010.11.050).
- [38] Z. Ning, et al., "Experimental study on thermohydraulic performance of nanofluids in CPU heat sink with rectangular grooves and cylindrical bugles based on exergy efficiency," *Energy Convers Manage.*

- vol. 181, pp. 235–246, Feb. 2019. DOI: [10.1016/j.enconman.2018.11.076](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.11.076).
- [39] A. Karimipour, A. Taghipour and A. Malvandi, "Developing the laminar MHD forced convection flow of water/FMWNF carbon nanotubes in a microchannel imposed the uniform heat flux," *J. Magn. Mater.*, vol. 419, pp. 420–428, Dec. 2016. DOI: [10.1016/j.jmmm.2016.06.063](https://doi.org/10.1016/j.jmmm.2016.06.063).
- [40] Q. Li and Y. Xuan, "Experimental investigation on heat transfer characteristics of magnetic fluid flow around a fine wire under the influence of an external magnetic field," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 33, no. 4, pp. 591–596, Apr. 2009. DOI: [10.1016/j.expthermflusci.2008.12.003](https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2008.12.003).
- [41] M. Yarahmadi, H. M. Goudarzi and M. B. Shafii, "Experimental investigation into laminar forced convective heat transfer of ferrofluids under constant and oscillating magnetic field with different magnetic field arrangements and oscillation modes," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 68, pp. 601–611, Nov. 2015. DOI: [10.1016/j.expthermflusci.2015.07.002](https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2015.07.002).
- [42] A. Ghofrani, M. H. Dibaei, A. H. Sima and M. B. Shafii, "Experimental investigation on laminar forced convection heat transfer of ferrofluids under an alternating magnetic field," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 49, pp. 193–200, Sep. 2013. DOI: [10.1016/j.expthermflusci.2013.04.018](https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2013.04.018).
- [43] A. Z. Sajjad, et al., "Experimental investigation of the flow and heat transfer of magnetic nanofluid in a vertical tube in the presence of magnetic quadrupole field," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 91, pp. 155–165, Feb. 2018. DOI: [10.1016/j.expthermflusci.2017.10.013](https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2017.10.013).
- [44] M. Lajvardi, et al., "Experimental investigation for enhanced ferrofluid heat transfer under magnetic field effect," *J. Magn. Mater.*, vol. 322, no. 21, pp. 3508–3513, Nov. 2010. DOI: [10.1016/j.jmmm.2010.06.054](https://doi.org/10.1016/j.jmmm.2010.06.054).
- [45] L. Sha, Y. Ju and H. Zhang, "The influence of the magnetic field on the convective heat transfer characteristics of Fe₃O₄/water nanofluids," *Appl. Thermal Engin.*, vol. 126, pp. 108–116, Nov. 2017. DOI: [10.1016/j.applthermaleng.2017.07.150](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.07.150).
- [46] P. Naphon and S. Wiriyaart, "Pulsating TiO₂/water nanofluids flow and heat transfer in the spirally coiled tubes with different magnetic field directions," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 115, pp. 537–543, Dec. 2017. DOI: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.07.080](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.07.080).
- [47] P. Naphon and S. Wiriyaart, "Experimental study on laminar pulsating flow and heat transfer of nanofluids in micro-fins tube with magnetic fields," *J. Heat Mass Transfer*, vol. 118, pp. 297–303, Mar. 2018. DOI: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.10.131](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.10.131).
- [48] P. Naphon and S. Wiriyaart, "Pulsating flow and magnetic field effects on the convective heat transfer of TiO₂-water nanofluids in helically corrugated tube," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 125, pp. 1054–1060, Oct. 2018. DOI: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.05.015](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.05.015).
- [49] S. Mei, et al., "Effects of magnetic field on thermohydraulic performance of Fe₃O₄-water nanofluids in a corrugated tube," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 128, pp. 24–45, Jan. 2019. DOI: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.08.071](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.08.071).
- [50] K. Kalbani, M. M. Rahman, M. S. Alam, N. Al-Salti and I. A. Eltayeb, "Buoyancy induced heat transfer flow inside a tilted square enclosure filled with nanofluids in the presence of oriented magnetic field," *Heat Transfer Engin.*, vol. 39, no. 6, pp. 511–525, 2018. DOI: [10.1080/01457632.2017.1320164](https://doi.org/10.1080/01457632.2017.1320164).
- [51] T. Zhang, D. Che, Y. Zhu, H. Shi and D. Chen, "Effects of magnetic field and inclination on natural convection in a cavity filled with nanofluids by a double multiple-relaxation-time thermal lattice Boltzmann method," *Heat Transfer Engin.*, vol. 41, no. 3, pp. 252–270, 2020. DOI: [10.1080/01457632.2018.1528057](https://doi.org/10.1080/01457632.2018.1528057).
- [52] F. Selimefendigil and H. F. Oztop, "Al₂O₃-water nanofluid jet impingement cooling with magnetic field," *Heat Transfer Engin.*, vol. 41, no. 1, pp. 50–64, 2020. DOI: [10.1080/01457632.2018.1513626](https://doi.org/10.1080/01457632.2018.1513626).
- [53] B. P. Geridonmez and H. F. Oztop, "Mixed convection heat transfer in a lid-driven cavity under the effect of a partial magnetic field," *Heat Transfer Engin.*, vol. 42, no. 10, pp. 875–887, 2021. DOI: [10.1080/01457632.2020.1792622](https://doi.org/10.1080/01457632.2020.1792622).
- [54] E. Yousefi, H. R. Nazif, H. N. Khaboshan and A. Azarinia, "Non-uniform magnetic field effect on forced convection heat transfer of flattened tubes using two-phase mixture model," *Heat Transfer Engin.*, vol. 42, no. 12, pp. 1041–1058, 2021. DOI: [10.1080/01457632.2020.1766251](https://doi.org/10.1080/01457632.2020.1766251).
- [55] A. H. Pordanjani and S. Aghakhani, "Numerical investigation of natural convection and irreversibilities between two inclined concentric cylinders in presence of uniform magnetic field and radiation," *Heat Transfer Engin.*, vol. 43, no. 11, pp. 937–957, 2022. (in press). DOI: [10.1080/01457632.2021.1919973](https://doi.org/10.1080/01457632.2021.1919973).
- [56] F. Jiao, Q. Li, Y. Jiao and Y. He, "Heat transfer of ferrofluids with magneto viscous effects," *J. Mol. Liquids*, vol. 328, pp. 115404, Apr. 2021. DOI: [10.1016/j.molliq.2021.115404](https://doi.org/10.1016/j.molliq.2021.115404).
- [57] D. A. Drew and S. L. Passman, *Theory of Multi Component Fluids*. Berlin: Springer, 1999. ISBN: 978-0-387-226378.
- [58] J. C. Maxwell, *A Treatise on Electricity and Magnetism*, 2nd ed. UK: Clarendon Press, Oxford University, 1873. DOI: [10.1038/007478a0.1881](https://doi.org/10.1038/007478a0.1881).
- [59] Y. Xuan and W. Roetzel, "Conceptions of heat transfer correlation of nanofluids," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 43, no. 19, pp. 3701–3707, Oct. 2000. DOI: [10.1016/S0017-9310\(99\)00369-5](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(99)00369-5).
- [60] B. C. Pak and Y. I. Cho, "Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles," *Exper. Heat Transfer*, vol. 11, no. 2, pp. 151–170, Apr. 1998. DOI: [10.1080/08916159808946559](https://doi.org/10.1080/08916159808946559).
- [61] H. W. Coleman and W. G. Steele, *Experimental and Uncertainty Analysis for Engineers*. New York: John Wiley & Sons, 1989. DOI: [10.1002/9780470485682](https://doi.org/10.1002/9780470485682).
- [62] B. S. Petukhov, "Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties,"

- Adv. Heat Transfer*, vol. 6, pp. 503–564, May 1970. DOI: [10.1016/S0065-2717\(08\)70153-9](https://doi.org/10.1016/S0065-2717(08)70153-9).
- [63] P. Konakov, “A new correlation for the friction coefficient in smooth tubes,” *Berichte Der Akademie Der Wissenschaften Der UdSSR L*, vol. 1, pp. 503–506, 1946.
- [64] Z. J. Jin, et al., “Effects of pitch and corrugation depth on heat transfer characteristics in six-start spirally corrugated tube,” *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 108, pp. 1011–1025, May 2017. DOI: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.12.091](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.12.091).
- [65] P. Naphon, M. Nuchjapo and J. Kurujareon, “Tube side heat transfer coefficient and friction factor characteristics of horizontal tubes with helical rib,” *Energ. Convers. Manage.*, vol. 47, no. 18–19, pp. 3031–3044, Nov. 2006. DOI: [10.1016/j.enconman.2006.03.023](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2006.03.023).
- [66] J. Y. Qian, C. Yang, M. R. Chen and Z. J. Jin, “Thermohydraulic performance evaluation of multi-start spirally corrugated tubes,” *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 156, pp. 119876, Aug. 2020. DOI: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119876](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119876).
- [67] A. Darzi, M. Farhadi and K. Sedighi, “Experimental investigation of convective heat transfer and friction factor of Al₂O₃/water nanofluid in helically corrugated tube,” *Exper. Thermal Fluid Sci.*, vol. 57, pp. 188–199, Sep. 2014. DOI: [10.1016/j.expthermflusci.2014.04.024](https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2014.04.024).
- [68] Y. Xie, C. Jiang, P. Zheng, Z. Cao and M. Luo, “Ferrohydrodynamic and magnetohydrodynamic effects on jet flow and heat transfer of Fe₃O₄-H₂O nanofluid in a microchannel subjected to permanent magnets,” *Symmetry*, vol. 13, no. 11, pp. 2051–16, Oct. 2021. DOI: [10.3390/sym13112051](https://doi.org/10.3390/sym13112051).

Heat Transfer and Flow Behaviors of Ferrofluid in Three-Start Helically Fluted Tubes

Anumut Siricharoenpanitch^a, Songkran Wiriyasart^a, Ponthep Vengsungle^b, Nittaya Naphon^c, and Paisarn Naphon^a

^aThermo-Fluid and Heat Transfer Enhancement Lab., Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Srinakharinwirot University, Ongkharak, Nakhorn-Nayok, Thailand; ^bDepartment of Agricultural Machinery Engineering, Faculty of Engineering and Architecture, Rajamangala University of Technology Isan, Nakhon Ratchasima, Thailand; ^cDepartment of Pharmaceutical Chemistry, Faculty of Pharmacy, Srinakharinwirot University, Ongkharak, Nakhorn-Nayok, Thailand

ABSTRACT










Turbulent convective heat transfer and Fe_3O_4 /water nanofluid flow behaviors in a corrugated tube were studied numerically. The numerical study was performed using the corrugated copper tube with a 10.70 mm inside diameter with a constant heat flux boundary condition. The finite volume approach was used to discretize the Eulerian two-phase model and then solve it using the SIMPLE technique. The effect of corrugated pitch and corrugated depth on the velocity vectors and temperature contours are presented and analyzed. It was found that the geometrical parameters (corrugated pitch and corrugated depth) have a significant effect on the velocity and temperature contours. In comparison to the plain tube, the maximum and minimum turbulent intensity enhancements are 1.40 and 1.06 times, respectively, also resulting in an increase in the Nusselt number enhancement. Simultaneously, due to more flow complexity and roughness augmentation, the flow resistance also increased.

Introduction

The heat transfer augmentation technique can be classified into two categories: passive and active methods. Passive methods concentrate on heat transfer surface modification with different configurations or additives for changing fluid transport properties. Active strategies focus on mixing turbulent intensity modification using external power sources, including electromagnetic fields and pulsating fluid flows. Many papers have considered heat transfer augmentation techniques; water and air are the most commonly used coolants for thermal cooling systems. In modern thermal systems, the heat removal capability limits the coolant properties. One particular heat transfer augmentation method is performed by modifying the thermal properties of the coolant using nanofluid. Many previous studies have concentrated on the heat transfer augmentations in various thermal systems, including both numerical and experimental studies [1–8]. Passive techniques can be performed by modifying the surface area. Some works have concentrated on the thermal efficiency of nanofluids in corrugated tubes and

corrugated channels. Applications of combined techniques, including nanofluid, a grooved tube, and a twisted insert, were investigated by Wongcharee and Eiamsa-ard [9]. In other studies, Darzi et al. [10, 11] conducted experiments to investigate the turbulent flow behavior of the plain tube with and without helical ribs using nanofluid as a coolant. Many different thermal devices have been considered using fuzzy logic techniques [12] or they have considered the convective heat transfer [13]. Qi et al. [14] determined the flow resistance and thermal efficiency augmentation of the stainless-steel corrugated tube. Naphon and coworkers [15, 16] examined combined active and passive techniques for thermal cooling systems and applied the adaptive neuro-fuzzy inference system to analyze thermal performance. Xin et al. [17] and Wang et al. [18] studied the oscillation of nanofluid flow and heat removal capacity in the corrugated tube with various configurations. Influences of magnetic fluxes and nanoparticle concentration on the cooling performance were investigated using Fe_3O_4 -water [19] and xanthan gum [20] as coolants. Finite element

Table 1. Details of the test sections.

Helical depth (mm)	Helical pitch (mm)		
	10	20	30
0.5			
1.0			
1.5			

Mathematical modeling

The main governing equations

The corrugated tube with different geometrical parameter details is shown in Table 1. Mathematical models are performed with $\text{Fe}_3\text{O}_4/\text{water}$ nanofluid (Ferrofluid) flowing through the corrugated tube under constant power input. The main governing equations have been considered as a different phase [43] with the following assumptions:

- The nanofluid is a homogeneous mixture.
- The steady flow of the incompressible fluid is considered.
- There are no interaction or phase changes in the nanofluid.
- The viscous dissipation term is excluded.

Flow and heat transfer behaviors of each phase (Eulerian two-phase flow model) are described using the following equations [44]:

$$\nabla(\rho_p \phi_p V_p) = 0 \quad (1)$$

$$\nabla(\rho_l \phi_l V_l) = 0 \quad (2)$$

$$\nabla(\rho_p \phi_p V_p V_p) = \phi_p \nabla P + \nabla(\phi_p \mu_p (\nabla V_p + \nabla V_p T)) - F_d + F_{Vm} + F_{cd} \quad (3)$$

$$\nabla(\rho_l \phi_l V_l V_l) = \phi_l \nabla P + \nabla(\phi_l \mu_l (\nabla V_l + \nabla V_l T)) + F_d + F_{Vm} \quad (4)$$

$$\phi_l + \phi_p = 1 \quad (5)$$

Due to the small size of the particles and the very lean nanofluid concentration, the lift force is neglected in the present study. The importance of the different terms (drag, virtual mass, and particle-particle interaction force) in the momentum equation was discussed in the published work [44]. Drag force

between the base fluid and the suspending nanoparticles is only considered and determined from the following equations:

$$F_d = -\beta(V_l - V_p) \quad (6)$$

$$\beta = \frac{3}{4} C_d \frac{\phi_l(1 - \phi_l)}{d_p} \rho_l (V_l - V_p) \phi_l^{-2.65} \quad (7)$$

$$C_d = \begin{cases} \frac{24}{\text{Re}_p} (1 + 0.15 \text{Re}_p^{0.687}) & \text{Re}_p < 1000 \\ 0.44 & \text{Re}_p > 1000 \end{cases} \quad (8)$$

$$\text{Re}_p = \frac{\phi_l \rho_l |V_l - V_p| d_p}{\mu_l} \quad (9)$$

Based on the assumptions mentioned above, the Eulerian model is presented as follows:

$$\nabla(\rho_l \phi_l C_{p,l} T_l V_l) = \nabla(\phi_l k_l \nabla T_l) - h_v (T_l - T_p) \quad (10)$$

$$\nabla(\rho_p \phi_p C_{p,p} T_p V_p) = \nabla(\phi_p k_p \nabla T_p) - h_v (T_l - T_p) \quad (11)$$

$$h_p = \left(2 + 1.1 \text{Re}_p^{0.6} \text{Pr}^{1/3}\right) \frac{k_l}{d_p} \quad (12)$$

$$h_v = \frac{6(1 - \phi_l)}{d_p} h_p \quad (13)$$

$$k_l = \frac{k_{bl}}{\phi_l}, k_p = \frac{k_{bp}}{\phi_p} \quad (14)$$

$$k_{bl} = \left(1 - \sqrt{1 - \phi_l}\right) k_l \quad (15)$$

$$k_{bp} = \left(\sqrt{1 - \phi_l}\right) (\omega A + [1 - \omega] \Gamma) k_l \quad (16)$$

$$\Gamma = \frac{2}{\left(1 - \frac{B}{A}\right)} \left\{ \frac{B(A-1)}{A\left(1 - \frac{B}{A}\right)^2} \right\} \ln\left(\frac{A}{B}\right) - \frac{(B-1)}{\left(1 - \frac{B}{A}\right)} - \frac{B+1}{2} \quad (17)$$

$$A = \frac{k_p}{k_l} \text{ and } \omega = 7.26 \times 10^{-3}, B = 1.25 \left(\frac{1 - \phi_l}{\phi_l}\right)^{10/9} \quad (18)$$

The following parameters are presented and calculated from the following equations:

$$T_{nf,ave} = \int_0^{A_{cr}} T_{nf} dA_{cr} \text{ and } V_{nf,ave} = \int_0^{A_{cr}} V_{nf} dA_{cr} \quad (19)$$

$$Q_{ave} = m_w C_p (T_{nf,out} - T_{nf,in}) \quad (20)$$

$$Nu = \frac{(Q_{ave}/A_s) \cdot d_i}{k_{nf} (T_{s,ave} - T_{nf,in})}, T_{s,ave} = \frac{1}{L} \int_0^L T_{s,x} dx \quad (21)$$

$$f_x = \frac{2\tau_x}{\rho V_{nf,ave}^2}, f_{ave} = \frac{1}{L} \int_0^L f_x dx \quad (22)$$

$$\Delta P_{ave} = \frac{f_{ave} \cdot L \cdot \rho_{nf} \cdot V_{nf,ave}^2}{2 \cdot d_i} \quad (23)$$

Table 2 shows the physical properties of the Fe₃O₄ nanoparticles. The published correlations [45–48] are applied to calculate ferrofluid (Fe₃O₄/water nanofluid) properties as follows:

$$\mu_{nf} = (1 + 2.5\phi)\mu_w \quad (24)$$

$$Q_{ave} = \left[\frac{k_p + 2k_w - 2\phi(k_w - k_p)}{k_p + 2k_w + \phi(k_w - k_p)} \right] k_w \quad (25)$$

$$\rho_{nf} = \phi\rho_p + (1 - \phi)\rho_w \quad (26)$$

$$(\rho C_p)_{nf} = \phi(\rho C_p)_p + (1 - \phi)(\rho C_p)_w \quad (27)$$

Boundary conditions

For the calculation process, the above equations were solved for the following boundary conditions:

- Inlet: $T = T_{in}, V = V_{in}$
- Outlet: $P_{out} = 0$
- Outer wall: $q = q_{in}$
- Inner wall: no-slip condition

Numerical simulation

Figure 1 shows the three-dimensional computational domain created using SolidWorks software. For the simulation process, Ansys Fluent commercial software was applied for solving the problem with pressure-velocity coupling. Figure 1a shows the streamlined positioning of the predicted results. Streamlines 1, 2, 3, 4 represent positions of 0 mm, 1.5 mm, 3.0 mm, and 4.5 mm, respectively, from the central zone of the corrugated tube. Figure 1b shows the selected cross-section position for illustration of the results. The positions A, B, D, and C, represent the cross-section position from the inlet port of 150 mm, 300 mm, 450 mm, and 600 mm. As the boundary layer is essential for analyzing the velocity and temperature gradient, a non-uniform mesh is used to generate finer mesh near the wall, as shown in Figure 2. Table 3 shows the relevant parameter values for the numerical process. In addition, to save time and reduce the computer capacity for solving the problem, the grids are finer and moved closer to the tube wall using the cosine weighting function to control volume length

Table 2. Thermophysical properties of Fe₃O₄ particles.

Properties	Temperature (°C)	Fe ₃ O ₄
Density, ρ (kg/m ³)	25 ± 1	5180
Thermal conductivity, k (W/m°C)		80.4
Viscosity, μ (mPa S)		–
Specific heat, C_p (J/kg.K)		670
Purity, (%)		>99.9
Average diameter, (nm)		23

and height. The calculation processes were computed under constant and uniform power input.

Based on the pressure drop across the test section, seven different grid numbers were performed in the analysis process for the corrugated tube with the highest corrugated depth. The lowest corrugated pitch for obtaining the yield accuracy predicted results with the least number of elements. When the grid numbers equaled between 950,000 and 1,250,000, the nanofluid pressure difference was approximately 1%. Figure 3 shows the calculated results independent of the grid number as its value is > 950,000. A grid number of 950,000 is sufficient for the other tubes with a lower corrugated depth and higher corrugated pitch (fixed grid number). Incidentally, the computer system for problem analysis comprises of 18 processor cores and 96 GB RAM. The computational process ended when the residual satisfied the criterion value ($<10^{-5}$).

Results and discussion

In this section, the Eulerian-Eulerian two-phase model was applied to the numerical processes flowing through the plain tube with and without helical ribs. These had the length and inside diameter of 670 mm and 10.70 mm, respectively. The computational domain is the corrugated tube with three corrugated pitch values and three corrugated depth values. Selected cross-sections of the corrugated tube for the presentation of the results are shown in Figure 1.

Results validation

Different cases were selected and tested to validate the data. First, the predicted friction factor obtained from the numerical study was compared with the measured data [15] and correlations [49,50] for the plain tube. Second, another validation was performed by comparing the Nusselt number between the predicted result from the present work and an experimental study [13, 51] as well as the correlation [52] for the two helically corrugated tubes.

The Eulerian two-phase model gave the best results for evaluating the thermal performance and flow

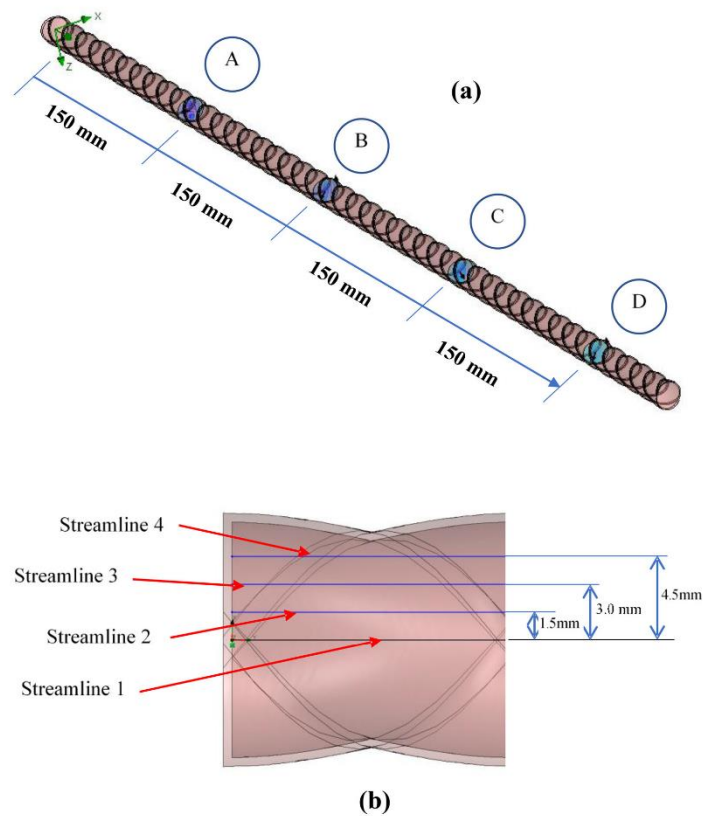


Figure 1. Shows (a) the selected reference positions and (b) streamline positions to illustrate the results.

characteristics in the mini-channel heat sink compared to various other models [53]. Therefore, the Eulerian two-phase model was used to analyze the problem. However, the predicted results are also verified with the measured data as well as the predicted results from the correlations [15, 49–52]. The calculation results are validated with the published findings in [15, 49–52], as displayed in Figure 4. The predicted outcome is validated with the proposed correlations for the smooth tube [49, 50] and the corrugated tube [52]. The published correlations [49, 50] for the plain tube are as follows:

$$Nu_s = \frac{(f/8)RePr}{1.07 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} F \quad (28)$$

$$f = (1.8 \log_{10} Re - 1.5)^{-2} \quad (29)$$

$$F = \left(1 + (d_i/L)^{2/3}\right) \quad (30)$$

The application range is $2,300 < Re < 1 \times 10^6$ and $0.5 < Pr < 100$.

Figure 4a compares the predicted friction factor for the plain tube with the measured data [15] and the predicted results [49, 50]. The friction factor measured in the plain tube was compared with those calculated based on widely used correlations [50]. The measured data has the maximum uncertainty for the friction factor of about 4% [15]. Therefore, the criterion correlation for the friction factor calculation [50] and the measured data [15] in the smooth tube are valid and reliable. The numerical study is overpredicted and gives errors of 15.48% and 5.66% for the measured data [15], and the correlation [50]. Figure 4b

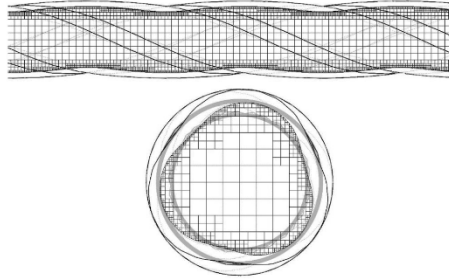


Figure 2. Grid configuration for the numerical analysis.

Table 3. The relevant parameter values for the computational process.

Parameters	Range
Power input (Watt)	400
Ferrofluid concentration, (%by volume)	0.005
Inlet temperature of ferrofluid (°C)	20
Coolant Reynolds number	8000-13,000

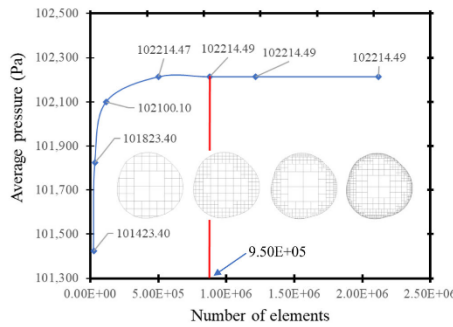


Figure 3. Variation of average pressure with number of elements.

compares the Nusselt number from the other correlations and the measured data. The proposed correlations [52] are used to determine the Nusselt number as follows:

$$Nu = 0.06372 \left(\frac{p}{d_i}\right)^{-0.1146} \left(\frac{e}{d_i}\right)^{0.1727} Re^{0.7659} Pr^{1/3} \quad (31)$$

The application range is $2.85 < p/d_i < 5.52$; $0.06 < e/d_i < 0.28$; $10,000 < Re < 40,000$; and $0.7 < Pr < 120$.

Figure 4b compares the predicted results with Jin et al. [52] correlation and the measured data [13, 51]. Uncertainties of experimental Nusselt numbers are estimated to be about 3.4% [13] and 7.5% [51]. The

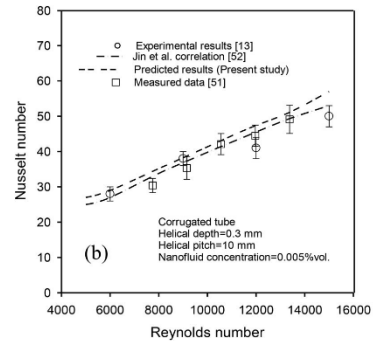
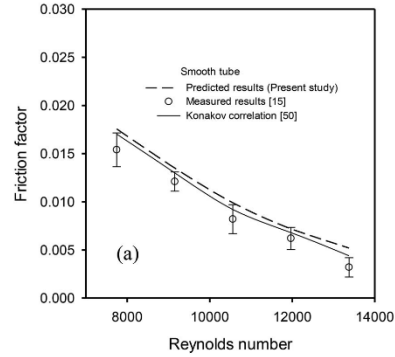


Figure 4. Comparison of (a) the predicted friction factor with published results for smooth tube and (b) the predicted Nusselt number with published results for the corrugated tube.

deviation between the calculated results and the correlation results [52] is within $\pm 5\%$. Therefore, the criterion correlation for Nusselt number calculation [52] and the measured data [13, 51] in the spirally corrugated tube are valid and reliable. A reasonable agreement is obtained from the comparison, as shown in Figure 4b.

The turbulent intensity is defined as:

$$I \equiv \frac{v'}{V} \quad (32)$$

$$v' \equiv \sqrt{\frac{1}{3} [(v'_x)^2 + (v'_y)^2 + (v'_z)^2]} \quad (33)$$

$$V \equiv \sqrt{(V_x)^2 + (V_y)^2 + (V_z)^2} \quad (34)$$

Where v' is the root-mean-square of the turbulent velocity fluctuations, and V is the mean velocity,

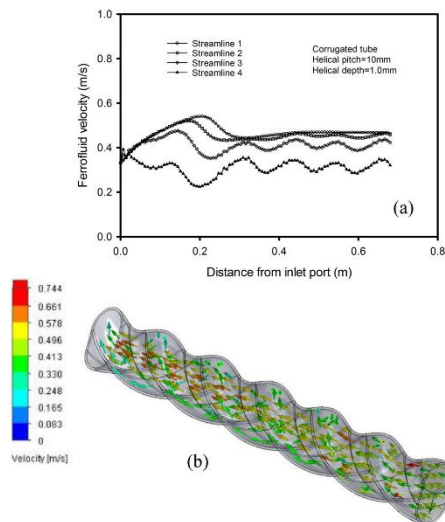


Figure 5. Shows (a) velocity fluctuations and (b) flow characteristics flowing through the test section.

Table 4. Average turbulent intensity enhancement for different helical tubes.

Helical depth (mm)	Average turbulence intensity enhancement		
	p = 10 mm	p = 20 mm	p = 30 mm
0.5	1.16	1.09	1.06
1.0	1.25	1.18	1.15
1.5	1.41	1.24	1.20

which can be computed from three mean velocity components.

Velocity behavior and pressure drop

Figure 5 shows the streamlines along the corrugated tube. Selected streamlines for illustration are shown in Figure 1. Streamlines 1, 2, 3, 4 represent the position of 0 mm, 1.5 mm, 3.0 mm, 4.5 mm, respectively, from the central zone of the corrugated tube. The corrugated surface has a fluent effect on the flow direction and turbulent intensity, especially near the tube wall. The turbulent intensity can be calculated from Eq. (32), in which the dimensionless physical quantity turbulent intensity is utilized instead of turbulent kinetic energy. The turbulent intensity enhancement reflects the degree of fluctuation and reveals the flow mixture

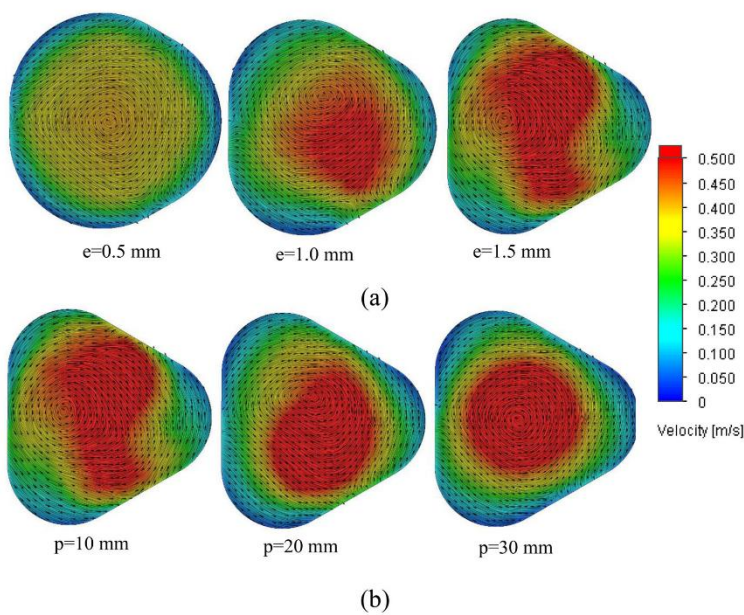


Figure 6. Velocity contour for (a) different the helical depth and (b) different helical pitch at position D.

from the core region to the wall tube. The turbulent intensity distribution for three different combinations of helical pitch and corrugation depth were also considered. As shown in Figure 5a, the fluid oscillation level is high near the tube wall and becomes lower as the distance from the boundary layer increases. In addition, the fluid flow near the tube wall is directed along the spiral groove. However, the main flow is still straight flowing along the tube, as shown in Figure 5b. The velocity behaviors significantly affect the friction factor and heat transfer enhancement, whereas the corrugated ribs significantly affect the velocity distribution. The maximum velocity at different positions does not occur at the central zone and is shifted toward the outwards zone. Shaped corrugations change the fluid flow near the boundary layer, which induces the secondary flow vortices. All corrugated tubes have a higher value of turbulent intensity along the axial direction than the plain tube, as shown in Table 4. This indicates better heat transfer enhancement.

Figure 6 shows the helical depth effect (a) and helical pitch effect (b) on the velocity distribution at cross-section D. The velocity distribution near the tube walls appears to be affected by the helical rib configurations. For the helical depth effect (Figure 6a), the small secondary flows and swirling flows are induced in the helical ribs zone for the small corrugated depth ($e = 0.5$ mm). The flow patterns are in the opposite direction and more complex compared with the plain tube. The secondary flow and swirling flow

expand on the core flow at a higher helical depth ($e = 1.5$ mm). Therefore, mixing the core main flow and fluid near the tube wall increases in conjunction with increasing corrugated depth and gives different velocity distribution patterns, as shown in Figure 6a. The effect of corrugated pitch on the velocity distribution at cross-sections in position D is also presented in Figure 6b. The reverse and swirling flows occur near the corrugated ribs zone while the reverse and swirling flow intensity tend to increase with decreasing corrugated pitch. Simultaneously, the swirling and reverse flows are asymmetric with respect to the axial direction due to the asymmetrical location of the corrugated ribs.

Effects of the helical depth and the helical pitch on the pressure drop are presented in Figure 7. Disturbance of the flow boundary layer zone yields a complex flow pattern that significantly affects the Brownian movement of nanoparticles and the corresponding turbulent intensity. For a given constant flow rate, it can be seen that the turbulent intensity increases with increasing helical depth and decreasing helical pitch, as shown in Table 5. The pressure drop is markedly larger than it is for the plain tube. In the corrugated tubes, the corrugation acts like an artificial roughness. From the flow behavior analysis, as the coolant passes the trough zone, the static pressure term tends to decrease while the velocity term tends to increase. However, as the coolant passes the peak zone, the static pressure term rises while the velocity term decreases. The generated vortices and swirling flows result in a larger pressure drop. Therefore, the corrugated tube surface has a significant effect on the pressure drop. When the corrugation pitch becomes small and the corrugated depth increases, the obtained pressure drop also increases.

Temperature behavior

Figure 8 shows the streamline temperatures along the axial flow direction. Streamlines 1, 2, 3, 4 represent the position of 0 mm, 1.5 mm, 3.0 mm, 4.5 mm, respectively, from the central zone of the corrugated tube. The streamline near the boundary is more oscillated due to the corrugated ribs, which significantly affect temperature oscillation becoming lower as

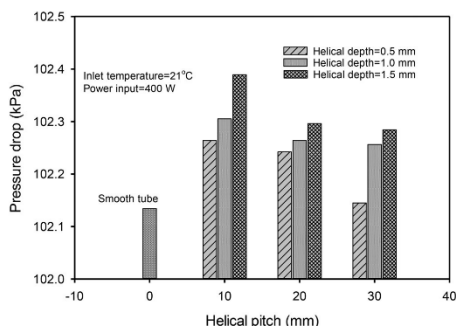


Figure 7. Variation of pressure drop with helical pitch.

Table 5. Average heat transfer coefficient and Nusselt number enhancement for different helical tubes.

Helical depth (mm)	Average heat transfer coefficient ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$)			Nusselt number enhancement		
	$p = 10$ mm	$p = 20$ mm	$p = 30$ mm	$p = 10$ mm	$p = 20$ mm	$p = 30$ mm
0.5	1,768.00	1,752.51	1,740.55	1.18	1.17	1.16
1.0	1,860.50	1,845.12	1,823.19	1.28	1.24	1.22
1.5	1,978.73	1,932.66	1,924.26	1.36	1.29	1.28

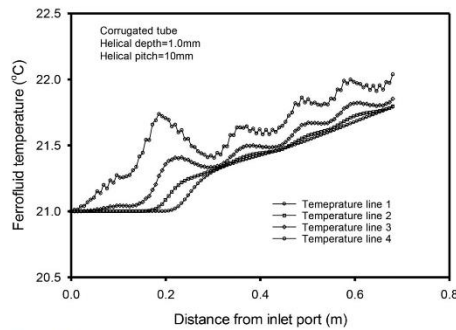
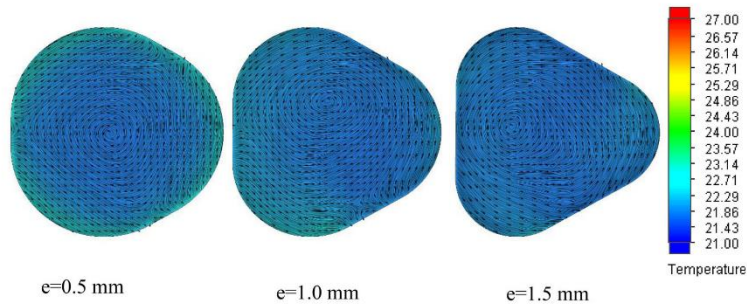
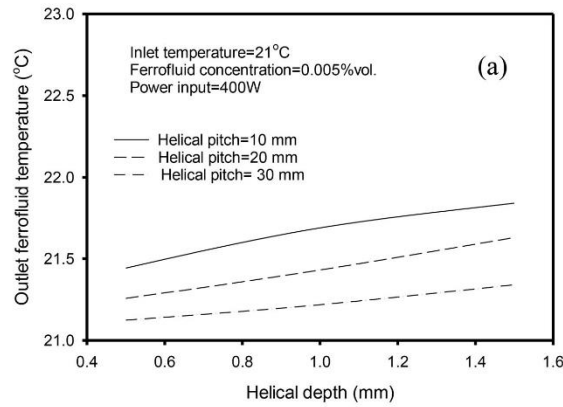


Figure 8. Variation of ferrofluid temperature.

distance increases from the tube wall. Results of the corrugated depth and pitch on the temperature distributions are shown in Figure 9. Figure 9a also shows the outlet temperature with different corrugated depths and different corrugated pitches. The corrugated ribs significantly impact the mixing and swirling flow near the boundary layer and result in temperature distribution.

As mentioned above, a higher disturbance in flow near the corrugated ribs results in increased swirling flow and higher turbulent intensity. Therefore, the corrugated tubes with more corrugated depth and less corrugated pitch yield a higher outlet temperature and higher heat cooling capacity. As shown in Table 5, the average heat transfer coefficient increases with



(b)

Figure 9. (a) variation of ferrofluid temperature with helical depth and (b) temperature contour (°C) for different helical depths (helical pitch = 10 mm, position D).

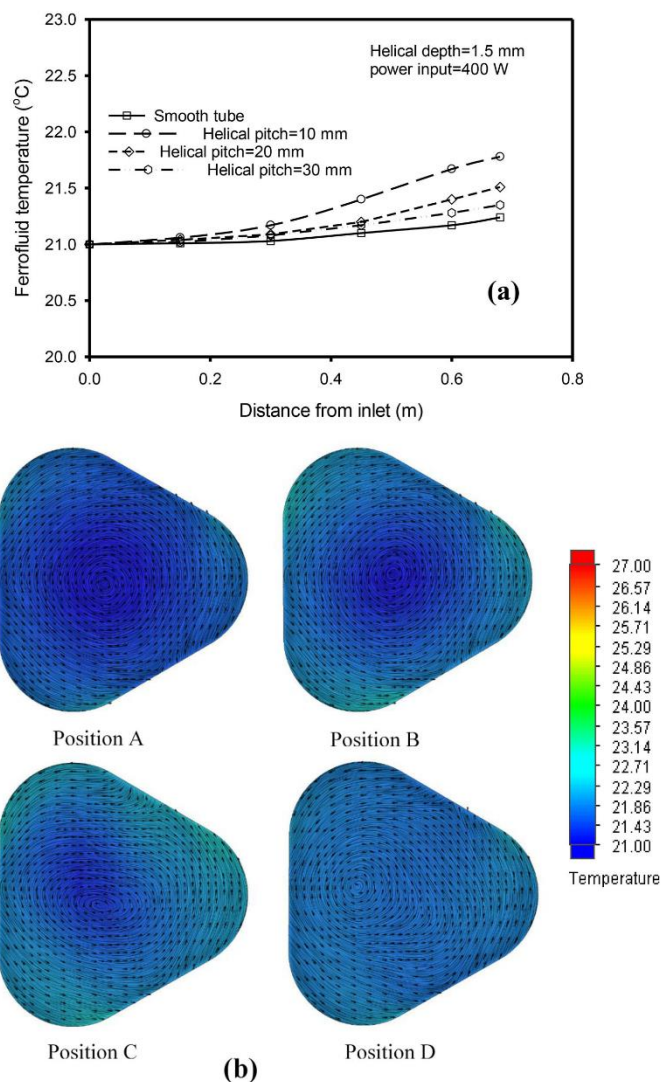


Figure 10. (a) variation of ferrofluid temperature with distance from inlet port and (b) temperature contour (°C) for different positions (helical depth = 1.5 mm, helical pitch = 10 mm).

increasing helical depth and decreasing helical pitch. In addition, the tube with a helical pitch of 10 mm and a helical depth of 1.5 mm yields the maximum Nusselt number enhancement of 1.36 in comparison to the plain tube, whereas the lowest Nusselt number

enhancement (1.16) is obtained from the tube with a helical pitch of 30 mm and a helical depth of 0.5 mm. The highest temperatures located near the corrugated ribs depend on the swirling and recirculation flows. This phenomenon led to a higher thermal removal

rate in this zone as well as a higher mixing of the fluid core and outer fluid zone, as shown in Figure 9b. Figure 10 shows the increasing coolant temperature along the test section, where the coolant temperature increases as the tube length increases. As mentioned above, a higher disturbance of the flow near the corrugated ribs results in more increased swirling flow and higher turbulent intensity. Therefore, the outlet temperature for the tube with helical ribs is greater than it is for the plain tube (see Figure 10a). Moreover, Figure 10b shows that the temperature distributions of nanofluids flowing through the corrugated tube at different positions have different patterns.

Conclusions

In the present study, the numerical results on the temperature and velocity distributions flowing in the tube with and without helical ribs are presented. The fluid properties and flow behavior modifications were achieved using additives (nanoparticles) that flowed through the plain tube with helical ribs. Effects of helical depth and helical pitch on the flow patterns and temperature distribution were considered. The velocity oscillation and static pressure terms were induced as the coolant flowed through the trough and peak zones, resulting in a higher turbulent intensity and a larger thermal cooling rate. Helical ribs induced swirl flow near the boundary layer and mixed the main flow with the boundary layer. The tube with a helical pitch of 10 mm and a helical depth of 1.5 mm had a higher potential in Nusselt number enhancement, which is in accordance with the turbulent kinetic energy distribution. The maximum Nusselt number and pressure drop augmentations were 1.36 times and 1.13 times in comparison to the plain tube. We conclude that thermal cooling capacity is enhanced by increasing helical depth and decreasing helical pitch. However, the pressure drop also increases for the tube with helical ribs

Acknowledgments

The authors would like to thank the Faculty of Engineering, Srinakharinwirot University (SWU), for providing funding for this study.

Disclosure statement

No potential conflict of interest was reported by the authors.

Notes on contributors



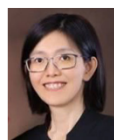
Anumut Siricharoenpanitch received the B.S. degree in Mechanical Engineering from King Mongkut's University of Technology Thonburi, Thailand, in 2005, and M.S. in Mechanical Engineering from Mahasarakham University, Thailand, in 2014, respectively. He is currently a Ph.D. candidate in Mechanical Engineering, Srinakharinwirot University, Thailand. His research interests include heat transfer, energy savings, refrigeration, and heat pipes.



Songkran Wiriyasart received the B.S., M.S. and Ph.D. degrees in Mechanical Engineering from the Srinakharinwirot University, Thailand, in 2006, 2008, and 2016, respectively. He is the author of one book and more than 30 articles. His research interests include numerical analysis, finite element methods, heat transfer enhancement, heat pipe science, multiphase flow, three-dimensional modeling and simulation, and electronic cooling. He has a temporary contract now with Srinakharinwirot University – Bangkok, Thailand.



Ponthep Vengsungple received the Bachelor (Agricultural Electrical), Master (Mechanical Engineering), and Ph.D. (Mechanical Engineering) from Khonkaen University, Khonkaen, Thailand. His research interests include computational fluid dynamics, finite element methods, computer aided engineering, and precision agriculture. He has a temporary contract now with Agricultural Machinery Engineering, Faculty of Engineering and Architecture, Rajamangala University of Technology Isan-Nakhonratchasima, Thailand.



Nittaya Naphon received the Bachelor (Pharmaceutical Science) and Master (Pharmaceutical Science) from Chiangmai University, Thailand. Her research interests include the natural products extraction, nanomaterials, and chemical analysis. She has a temporary contract now with the Faculty of Pharmacy, Srinakharinwirot University – Bangkok, Thailand.



Paisarn Naphon received the M.S. and Dr. Ing. degrees in Mechanical Engineering from King Mongkut's University of Technology Thonburi, Bangkok, Thailand, in 1998 and 2004, respectively. He was a Lecturer with the Mechanical Engineering Department, Faculty of Engineering, Srinakharinwirot University, Thailand. His

research interests include numerical analysis, finite element methods, heat transfer enhancement, heat exchangers, electronic cooling, and nanofluids heat transfer. He has a temporary contract now with Srinakharinwirot University – Bangkok, Thailand.

References

- [1] P. Naphon and L. Nakharinr, "Heat transfer of nanofluids in the mini-rectangular fin heat sinks," *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, vol. 40, pp. 25–31, Jan. 2013. DOI: [10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.10.012](https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.10.012).
- [2] P. Naphon and L. Nakharinr, "Turbulent two-phase approach model for the nanofluids heat transfer analysis flowing through the minichannel heat sinks," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 82, pp. 388–395, Mar. 2015. DOI: [10.1016/j.jheatmasstransfer.2014.11.024](https://doi.org/10.1016/j.jheatmasstransfer.2014.11.024).
- [3] P. Naphon, "Experimental investigation the nanofluids heat transfer characteristics in horizontal spirally coiled tubes," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 93, pp. 293–300, Feb. 2016. DOI: [10.1016/j.jheatmasstransfer.2015.09.089](https://doi.org/10.1016/j.jheatmasstransfer.2015.09.089).
- [4] P. Naphon, S. Wiriyasart, T. Arisariyawong and T. Nualboonrueng, "Magnetic field effect on the nanofluids convective heat transfer and pressure drop in the spirally coiled tubes," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 110, pp. 739–745, Jul. 2017. DOI: [10.1016/j.jheatmasstransfer.2017.03.077](https://doi.org/10.1016/j.jheatmasstransfer.2017.03.077).
- [5] L. Nakharinr, P. Naphon and S. Wiriyasart, "Effect of jet-plate spacing to jet diameter ratios on nanofluids heat transfer in a mini-channel heat sink," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 116, pp. 352–361, Jan. 2018. DOI: [10.1016/j.jheatmasstransfer.2017.09.037](https://doi.org/10.1016/j.jheatmasstransfer.2017.09.037).
- [6] P. Naphon, L. Nakharinr and S. Wiriyasart, "Continuous nanofluids jet impingement heat transfer and flow in a micro-channel heat sink," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 126, pp. 924–932, Nov. 2018. DOI: [10.1016/j.jheatmasstransfer.2018.05.101](https://doi.org/10.1016/j.jheatmasstransfer.2018.05.101).
- [7] P. Naphon, S. Wiriyasart and T. Arisariyawong, "Artificial neural network analysis the pulsating Nusselt number and friction factor of TiO₂/water nanofluids in the spirally coiled tube with magnetic field," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 118, pp. 1152–1159, Mar. 2018. DOI: [10.1016/j.jheatmasstransfer.2017.11.091](https://doi.org/10.1016/j.jheatmasstransfer.2017.11.091).
- [8] P. Naphon, S. Wiriyasart, T. Arisariyawong and L. Nakharinr, "ANN, numerical and experimental analysis on the jet impingement nanofluids flow and heat transfer characteristics in the micro-channel heat sink," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 131, pp. 329–340, Mar. 2019. DOI: [10.1016/j.jheatmasstransfer.2018.11.073](https://doi.org/10.1016/j.jheatmasstransfer.2018.11.073). DOI: [10.1016/j.jheatmasstransfer.2018.11.073](https://doi.org/10.1016/j.jheatmasstransfer.2018.11.073).
- [9] K. Wongcharee and S. Eiamsa-Ard, "Heat transfer enhancement by using CuO/water nanofluid in corrugated tube equipped with twisted tape," *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, vol. 39, no. 2, pp. 251–257, Feb. 2012. DOI: [10.1016/j.icheatmasstransfer.2011.11.010](https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2011.11.010).
- [10] A. A. R. Darzi, M. Farhadi, K. Sedighi, R. Shafaghat and K. Zabihi, "Experimental investigation of turbulent heat transfer and flow characteristics of SiO₂/water nanofluid within helically corrugated tubes," *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, vol. 39, no. 9, pp. 1425–1434, Nov. 2012. DOI: [10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.07.027](https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.07.027).
- [11] A. A. R. Darzi, M. Farhadi, K. Sedighi, S. Aallahyari and M. A. Delavar, "Turbulent heat transfer of Al₂O₃-water nanofluid inside helically corrugated tubes: Numerical study," *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, vol. 41, pp. 68–75, Feb. 2013. DOI: [10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.11.006](https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.11.006).
- [12] M. A. Khairul, A. Hossain, R. Saidur and M. A. Alim, "Prediction of heat transfer performance of CuO/water nanofluids flow in spirally corrugated helically coiled heat exchanger using fuzzy logic technique," *Computers Fluids*, vol. 100, pp. 123–129, Sep. 2014. DOI: [10.1016/j.compfluid.2014.05.007](https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2014.05.007).
- [13] A. A. R. Darzi, M. Farhadi and K. Sedighi, "Experimental investigation of convective heat transfer and friction factor of Al₂O₃/water nanofluid in helically corrugated tube," *Experimental Thermal Fluid Sci.*, vol. 57, pp. 188–199, Sep. 2014. DOI: [10.1016/j.expthermflusci.2014.04.024](https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2014.04.024).
- [14] C. Qi, Y. L. Wan, C. Y. Li, D. T. Han and Z. H. Rao, "Experimental and numerical research on the flow and heat transfer characteristics of TiO₂-water nanofluids in a corrugated tube," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 115, pp. 1072–1084, Dec. 2017. DOI: [10.1016/j.jheatmasstransfer.2017.08.098](https://doi.org/10.1016/j.jheatmasstransfer.2017.08.098).
- [15] P. Naphon and S. Wiriyasart, "Pulsating flow and magnetic field effects on the convective heat transfer of TiO₂-water nanofluids in helically corrugated tube," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 125, pp. 1054–1060, Oct. 2018. DOI: [10.1016/j.jheatmasstransfer.2018.05.015](https://doi.org/10.1016/j.jheatmasstransfer.2018.05.015).
- [16] P. Naphon, T. Arisariyawong, S. Wiriyasart and A. Srichat, "ANFIS for analysis friction factor and Nusselt number of pulsating nanofluids flow in the fluted tube under magnetic field," *Case Stud. Thermal Engin.*, vol. 18, pp. 100605, Apr. 2020. DOI: [10.1016/j.csite.2020.100605](https://doi.org/10.1016/j.csite.2020.100605).
- [17] F. Xin, Z. Liu, N. Zheng, P. Liu and W. Liu, "Numerical study on flow characteristics and heat transfer enhancement of oscillatory flow in a spirally corrugated tube," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 127, pp. 402–413, Dec. 2018. DOI: [10.1016/j.jheatmasstransfer.2018.06.139](https://doi.org/10.1016/j.jheatmasstransfer.2018.06.139).
- [18] G. Wang, C. Qi, M. Liu, C. Li, Y. Yan and L. Liang, "Effect of corrugation pitch on thermo-hydraulic performance of nanofluids in corrugated tubes of heat exchanger system based on exergy efficiency," *Energy Conversion Manage.*, vol. 186, pp. 51–65, Apr. 2019. DOI: [10.1016/j.enconman.2019.02.046](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.02.046).
- [19] S. Mei, C. Qi, T. Luo, X. Zhai and Y. Yan, "Effects of magnetic field on thermo-hydraulic performance of Fe₃O₄-water nanofluids in a corrugated tube," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 128, pp. 24–45, Jan. 2019. DOI: [10.1016/j.jheatmasstransfer.2018.08.071](https://doi.org/10.1016/j.jheatmasstransfer.2018.08.071).
- [20] Y. Zhang, F. Zhou and J. Kang, "Flow and heat transfer in drag-reducing polymer solution flow through the corrugated tube and circular tube,"

- Appl. Thermal Engin.*, vol. 174, pp. 1185, Jun. 2020. DOI: [10.1016/j.applthermaleng.2020.115185](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115185).
- [21] C. Yang, G. Liu, J. Zhang and J. Y. Qian, "Thermohydraulic analysis of hybrid smooth and spirally corrugated tubes," *Int. J. Thermal Sciences*, vol. 158, pp. 106520, Dec. 2020. DOI: [10.1016/j.ijthermalsci.2020.106520](https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106520).
- [22] J. Y. Qian, C. Yang, M. R. Chen and Z. J. Jin, "Thermohydraulic performance evaluation of multi-start spirally corrugated tubes," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 156, pp. 119876, Aug. 2020. DOI: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119876](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119876).
- [23] M. A. Ahmed, M. Z. Yusoff and N. H. Shuaib, "Effects of geometrical parameters on the flow and heat transfer characteristics in trapezoidal-corrugated channel using nanofluid," *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, vol. 42, pp. 69–74, Mar. 2013. DOI: [10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.12.012](https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.12.012).
- [24] M. A. Ahmed, M. Z. Yusoff, K. C. Ng and N. H. Shuai, "Effect of corrugation profile on the thermal-hydraulic performance of corrugated channels using CuO-water nanofluid," *Case Stud. Thermal Engineering*, vol. 4, pp. 65–75, Nov. 2014. DOI: [10.1016/j.csite.2014.07.001](https://doi.org/10.1016/j.csite.2014.07.001).
- [25] M. A. Ahmed, M. Z. Yusoff, K. C. Ng and N. H. Shuai, "Numerical investigations on the turbulent forced convection of nanofluids flow in a triangular-corrugated channel," *Case Stud. Thermal Engineering*, vol. 6, pp. 212–225, Sep. 2015. DOI: [10.1016/j.csite.2015.10.002](https://doi.org/10.1016/j.csite.2015.10.002).
- [26] M. A. Ahmed, M. Z. Yusoff, K. C. Ng and N. H. Shuai, "Numerical and experimental investigations on the heat transfer enhancement in corrugated channels using SiO₂-water nanofluid," *Case Stud. Thermal Engineering*, vol. 6, pp. 77–92, Sep. 2015. DOI: [10.1016/j.csite.2015.07.003](https://doi.org/10.1016/j.csite.2015.07.003).
- [27] F. Selimefendigil and H. F. Oztop, "Forced convection and thermal predictions of pulsating nanofluid flow over a backward facing step with a corrugated bottom wall," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 110, pp. 231–247, Jul. 2017. DOI: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.03.010](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.03.010).
- [28] R. K. Ajeel, W. S. I. W. Salim and K. Hasna, "Thermal and hydraulic characteristics of turbulent nanofluids flow in trapezoidal-corrugated channel: Symmetry and zigzag shaped," *Case Stud. Thermal Engineering*, vol. 12, pp. 620–635, Sep. 2018. DOI: [10.1016/j.csite.2018.08.002](https://doi.org/10.1016/j.csite.2018.08.002).
- [29] R. K. Ajeel, W. S. I. W. Salim and K. Hasnan, "Influences of geometrical parameters on the heat transfer characteristics through symmetry trapezoidal-corrugated channel using SiO₂-water nanofluid," *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, vol. 101, pp. 1–9, Feb. 2019. DOI: [10.1016/j.icheatmasstransfer.2018.12.016](https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2018.12.016).
- [30] R. K. Ajeel, et al., "Turbulent convective heat transfer of silica oxide nanofluid through corrugated channels: An experimental and numerical study," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 145, pp. 118806, Dec. 2019. DOI: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.118806](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.118806).
- [31] R. K. Ajeel, W. S. I. W. Salim and K. Hasnan, "Numerical investigations of heat transfer enhancement in a house shaped corrugated channel: Combination of nanofluid and geometrical parameters," *Thermal Sci. Engineering Progress*, vol. 17, pp. 100376, Jun. 2020. DOI: [10.1016/j.tsep.2019.100376](https://doi.org/10.1016/j.tsep.2019.100376).
- [32] R. K. Ajeel, K. Sopian and R. Zulkifli, "A novel curved-corrugated channel model: Thermal-hydraulic performance and design parameters with nanofluid," *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, vol. 120, pp. 105037, Jan. 2021. DOI: [10.1016/j.icheatmasstransfer.2020.105037](https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2020.105037).
- [33] A. A. R. Darzi, M. Abuzadeh and M. Omid, "Numerical investigation on thermal performance of coiled tube with helical corrugated wall," *Int. J. Thermal Sciences*, vol. 161, pp. 11, Mar. 2021. DOI: [10.1016/j.ijthermalsci.2020.106759](https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106759).
- [34] J. Y. Qian, et al., "Analysis of fouling in six-start spirally corrugated tubes," *Heat Transfer Engin.*, vol. 41, no. 22, pp. 1885–1900, Oct. 2020. DOI: [10.1080/01457632.2019.1675246](https://doi.org/10.1080/01457632.2019.1675246).
- [35] C. Yang, et al., "Heat transfer study of a hybrid smooth and spirally corrugated tube," *Heat Transfer Engin.*, vol. 42, no. 3–4, pp. 242–250, Dec. 2021. DOI: [10.1080/01457632.2019.1699292](https://doi.org/10.1080/01457632.2019.1699292).
- [36] S. Bhattacharyya, A. C. Benim, R. Bennacer and K. Dey, "Influence of broken twisted tape on heat transfer performance in novel axial corrugated tubes: Experimental and Numerical Study," *Heat Transfer Engin.*, vol. 43, no. 3–5, pp. 1–25, 2021. (in press). DOI: [10.1080/01457632.2021.1875168](https://doi.org/10.1080/01457632.2021.1875168).
- [37] W. Wang, et al., "Entropy study on the enhanced heat transfer mechanism of the coupling of detached and spiral vortex fields in spirally corrugated tubes," *Heat Transfer Engin.*, vol. 42, no. 17, pp. 1417–1431, 2021. (in press). DOI: [10.1080/01457632.2020.1800251](https://doi.org/10.1080/01457632.2020.1800251).
- [38] S. A. Upalkar, S. Kumar and S. Krishnan, "Analysis of fluid flow and heat transfer in corrugated porous fin heat sinks," *Heat Transfer Engin.*, vol. 42, no. 18, pp. 1539–1556, 2021. (in press). DOI: [10.1080/01457632.2020.1807099](https://doi.org/10.1080/01457632.2020.1807099).
- [39] A. Hojati, M. A. A. Behabadi, P. Hanafizadeh and M. M. Ahmadpour, "An experimental investigation on R134a evaporation inside an internally discrete inclined grooved tube," *Heat Transfer Engin.*, vol. 43, no. 1, pp. 1–14, 2020. (in press). DOI: [10.1080/01457632.2020.1844444](https://doi.org/10.1080/01457632.2020.1844444).
- [40] S. Z. Heris, S. G. Etamad and M. N. Esfahany, "Experimental investigation of oxide nanofluids laminar flow convective heat transfer," *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, vol. 33, no. 4, pp. 529–535, Apr. 2006. DOI: [10.1016/j.icheatmasstransfer.2006.01.005](https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2006.01.005).
- [41] V. Bianco, F. Chiacchio, O. Manca and S. Nardini, "Numerical investigation of nanofluids forced convection in circular tubes," *Appl. Thermal Eng.*, vol. 29, no. 17–18, pp. 3632–3642, Dec. 2009. DOI: [10.1016/j.applthermaleng.2009.06.019](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.06.019).
- [42] M. H. Fard, M. N. Esfahany and M. R. Talaie, "Numerical study of convective heat transfer of nanofluids in a circular tube two-phase m model versus single-phase model," *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, vol. 37, no. 1, pp. 91–97, Jan. 2010. DOI: [10.1016/j.icheatmasstransfer.2009.08.003](https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2009.08.003).

- [43] M. Akbari, N. Galanis and A. Benzamehr, "Comparative analysis of single and two-phase models for CFD studies of nanofluid heat transfer," *Int. J. Thermal Sci.*, vol. 50, no. 8, pp. 1343–1354, Aug. 2011. DOI: [10.1016/j.ijthermalsci.2011.03.008](https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2011.03.008).
- [44] M. Kalteh, A. Abbassi, M. Saffar-Avval and J. Harting, "Eulerian-Eulerian two-phase numerical simulation of nanofluid laminar forced convection in a micro-channel," *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 32, no. 1, pp. 107–116, Feb. 2011. DOI: [10.1016/j.ijheatfluidflow.2010.08.001](https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2010.08.001).
- [45] B. C. Pak and Y. I. Cho, "Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles," *Experiment Heat Transfer*, vol. 11, no. 2, pp. 151–170, Apr. 1998. DOI: [10.1080/08916159808946559](https://doi.org/10.1080/08916159808946559).
- [46] Y. Xuan and W. Roetzel, "Conceptions of heat transfer correlation of nanofluids," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 43, no. 19, pp. 3701–3707, Oct. 2000. DOI: [10.1016/S0017-9310\(99\)00369-5](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(99)00369-5).
- [47] D. A. Drew and S. L. Passman, *Theory of Multicomponent Fluids*. Berlin: Springer, 1999.
- [48] J. C. Maxwell, *A Treatise on Electricity and Magnetism*, 2nd ed. Oxford, UK: Clarendon Press, Oxford University, 1881.
- [49] B. S. Petukhov, "Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties," in *Advances in Heat Transfer*, James P. Hartnett, Thomas F. Irvine, Eds. Elsevier, May 1970, vol. 6, pp. 503–564. [http://dx.doi.org/10.1016/S0065-2717\(08\)70153-9](http://dx.doi.org/10.1016/S0065-2717(08)70153-9). DOI: [10.1016/S0065-2717\(08\)70153-9](https://doi.org/10.1016/S0065-2717(08)70153-9). Academic Press
- [50] P. Konakov, "A new correlation for the friction coefficient in smooth tubes," *Berichte Der Akademie Der Wissenschaften Der UdSSR LI*, vol. 34, pp. 503–506, 1964.
- [51] P. Naphon, M. Nuchjapo and J. Kurujareon, "Tube side heat transfer coefficient and friction factor characteristics of horizontal tubes with helical rib," *Energy Conversion Manage.*, vol. 47, no. 18–19, pp. 3031–3044, Nov. 2006. DOI: [10.1016/j.enconman.2006.03.023](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2006.03.023).
- [52] Z. J. Jin, F. Q. Chen, Z. X. Gao, X. F. Gao and J. Y. Qian, "Effects of pitch and corrugation depth on heat transfer characteristics in six-start spirally corrugated tube," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 108, pp. 1011–1025, May 2017. DOI: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.12.091](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.12.091).
- [53] L. Nakharinte, P. Naphon and S. Wiriyasart, "Eulerian two-phase model analysis on jet impingement nanofluids heat transfer in heat sinks," *JPHMT*, vol. 14, no. 4, pp. 511–532, Nov. 2017. DOI: [10.17654/HM014040511](https://doi.org/10.17654/HM014040511).

Numerical Analysis of the Pulsating Heat Transfer of Ferrofluid in Helically Fluted Tubes


 Anumut Siricharoenpanitch¹, Jarinee Jongpleampiti², Nittaya Naphon³, Smith Eiamsa-ard⁴, Paisarn Naphon^{1*}
¹ Thermo-Fluid and Heat Transfer Enhancement Lab. (TFHT), Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Srinakharinwirot University, 63 Rangsit-Nakhornayok Rd., Ongkharak, Nakhorn-Nayok 26120, Thailand

² Department of Agricultural Machinery Engineering, Faculty of Engineering and Architecture, Rajamangala University of Technology Isan, Nakhonratchasima 30000, Thailand

³ Department of Pharmaceutical Chemistry, Faculty of Pharmacy, Srinakharinwirot University, 63 Rangsit-Nakhornayok Rd., Ongkharak, Nakhorn-Nayok 26120, Thailand

⁴ Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Mahanakorn University of Technology, Bangkok 10530, Thailand

 Corresponding Author Email: paisarn@g.swu.ac.th
<https://doi.org/10.18280/mmep.090512>

ABSTRACT

Received: 3 June 2022

Accepted: 19 October 2022

Keywords:

numerical study, pulsating flow, corrugated tube, ferrofluid

The flow and heat transfer characteristics in the corrugated tube mainly depend on flow parameters and geometric configurations of the tube, such as corrugated cross-section, corrugated angle, corrugated arrangement, corrugated pitch and depth, pulsating flow frequency, coolant types, and Reynolds number. This paper presents the pulsating thermal characteristics of ferrofluid flowing in the fluted tube using the de-ionized water and 0.015% by volume as working fluid flowing in the test section. Eulerian two-phase turbulence model validation has been performed in both steady and pulsating flow. The finite volume approach discretizes the Eulerian two-phase model. Numerical results indicate that the longitudinal and transverse secondary flows are induced differently via the pulsating flow. The heat transfer characteristics of pulsating fluid flow are significantly larger than that of continuous fluid flow. A higher pulsating frequency induces a heat transfer enhancement. However, pulsating flow increases pressure due to more flow complexity and rough augmentation. Due to the disturbed fluid flow and higher swirling motion, the heat transfer augmentation increases and corresponds with the published results.

1. INTRODUCTION

Heat exchanger technology has been interested in growing in the various thermal systems and is the major component of household applications, including heating and air conditioning systems. Energy consumption control is required for many systems. As more than 90% of thermal energy in thermal systems transits within heat exchangers, their optimization has become mandatory. The common heat transfer performance improvement is the fluid velocity manipulating inside the system or inserts in the case of turbulent generators. Passive techniques focus on the flow characteristics inside tubes and the modified tube surface with different configurations and sometimes combined roughness and surface extension. In contrast, the active methods concentrate on the modified mixing level. The tube's surface vibration significantly affects the heat transfer enhancement. Fluid vibration can be extensively investigated in both air and liquid as coolant, and most of the previous studies had been performed by Naphon et al. [1-12]. They studied the thermal performance improvement of the relevant devices with different methods: Passive, active, and combined methods. However, the thermal conductivity modification of coolant has significant effects on the thermal performance of the helical tubes [13-15], the helically coiled tube [16], the corrugated tube [17], and a spirally corrugated tube [18]. Next, Wang et al. [19]

considered the grooved pitch on the thermal performance via nanofluid as a coolant. Besides, magnetic field and nanofluid on the thermal cooling efficiency [20] and xanthan gum [21] as coolants have been investigated. Next, the thermal distribution and flow behaviors flowing through the corrugated tube have been analyzed via the finite element method [22-23]. Some works focus on the flow and thermal distributions for the thermal system with corrugated channels. The temperature and flow behaviors of working in the channel with different geometrical dimensions have been investigated [24-28]. Besides, different flow configurations have been studied [29-34]. Some papers recently considered the porous fin configuration's effect on the fluted tubes' performance [35-38]. Hojati et al. [39] studied the heat transfer in the inclined groove tube and entropy generation in the spirally corrugated pipes [40] using refrigerant as a working fluid.

Besides, many works considered the pulsating fluid flow behaviors of the various thermal devices. Yang et al. [41] investigated the inlet vapor quality of an evaporator's two-phase flow pattern of R134a. Some works presented the transient fluid flow in the ribbed channels [42], in a manifold microchannel heat sink [43], and a rectangular channel [44]. Next, Bizhaem et al. [45] investigated the pulsating thermal improvement in the coiled tube, pulsating flow FC-72 heat transfer enhancement [46], and the heat transfer behaviors in the engine [47]. Xu et al. [48] considered the pulsating GOPs-

$$F_d = -\beta(V_l - V_p) \quad (6)$$

$$\beta = \frac{3}{4} C_d \phi_l (1 - \phi_l) \frac{\rho_l}{d_p} (V_l - V_p) \phi_l^{-2.65} \quad (7)$$

$$C_d = \begin{cases} \frac{24}{Re_p} (1 + 0.15 Re_p^{0.687}) & Re_p < 1000 \\ 0.44 & Re_p > 1000 \end{cases} \quad (8)$$

$$Re_p = \frac{\phi_l \rho_l |V_l - V_p| d_p}{\mu_l} \quad (9)$$

The Eulerian model used in this study with the mentioned above assumption is presented as follows;

$$\nabla(\rho_l \phi_l C_{p,l} T_l V_l) = \nabla(\phi_l k_l \nabla T_l) - h_v (T_l - T_p) \quad (10)$$

$$\begin{aligned} & \nabla(\rho_p \phi_p C_{p,p} T_p V_p) \\ & = \nabla(\phi_p k_p \nabla T_p) - h_v (T_l - T_p) \end{aligned} \quad (11)$$

$$\frac{h_p d_p}{k_l} = (2 + 1.1 Re_p^{0.6} Pr^{1/3}) \quad (12)$$

$$h_v = \frac{6(1 - \phi_l)}{d_p} h_p \quad (13)$$

$$k_l = \frac{k_{bl}}{\phi_l}, \quad k_p = \frac{k_{bp}}{\phi_p} \quad (14)$$

$$k_{bl} = (1 - \sqrt{1 - \phi_l}) k_l \quad (15)$$

$$k_{bp} = k_l (\omega A + [1 - \omega] \Gamma) (\sqrt{1 - \phi_l}) \quad (16)$$

$$\Gamma = \frac{2}{\left(1 - \frac{B}{A}\right)} \left[\frac{B}{A} \frac{(A-1)}{\left(\frac{A-B}{A}\right)^2} \right] \ln\left(\frac{A}{B}\right) \quad (17)$$

$$\frac{A(B-1)}{(A-B)} - \frac{B+1}{2}$$

$$A = \frac{k_p}{k_l} \text{ and } \omega = 7.26 \times 10^{-3}, \quad (18)$$

$$B = 1.25 \left(\frac{1 - \phi_l}{\phi_l} \right)^{10/9}$$

Table 2 shows the properties of the Fe_3O_4 nanoparticles. The published correlations [64-67] are used in the calculated ferrofluid (Fe_3O_4 /water nanofluid) properties as follows;

$$\mu_{nf} = (1 + 2.5\phi) \mu_w \quad (19)$$

$$k_{nf} = \left[\frac{k_p + 2k_w - 2\phi(k_w - k_p)}{k_p + 2k_w + \phi(k_w - k_p)} \right] k_w \quad (20)$$

$$\rho_{nf} = \phi \rho_p + (1 - \phi) \rho_w \quad (21)$$

$$(\rho C_p)_{nf} = \phi(\rho C_p)_p + (1 - \phi)(\rho C_p)_w \quad (22)$$

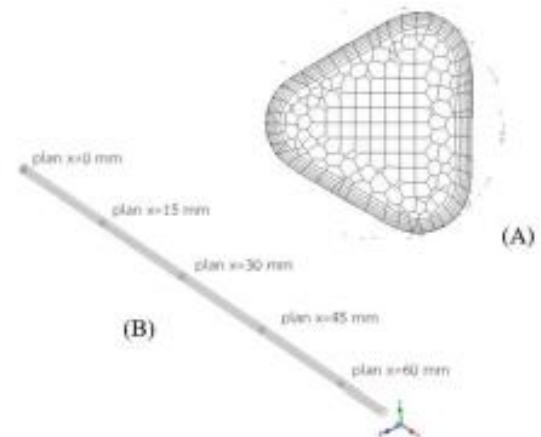


Figure 2. (a) Grid configuration for the numerical analysis and (b) selected reference positions to illustrate the results

Table 2. Thermophysical properties of water, Fe_3O_4 (25°C)

Properties	Fe_3O_4
Density, ρ (kg/m ³)	5180
Thermal conductivity, k (W/m°C)	80.4
Viscosity, μ (mPa S)	-
Specific heat, C_p (J/kg.K)	670
Purity, (%)	>99.9
Average diameter, (nm)	23

2.3 Boundary conditions

The boundary condition values of the system for the calculation processes are listed as follows:

Inlet: The sinusoidal function sets the inlet velocity magnitude under pulsating flow conditions.

$$V_{in} = V_0 + A_0 \sin(2\pi f_r \cdot t) \quad (23)$$

where, A_0 is the non-dimensional pulsating amplitude. Three different values are used for the A_0 variable in the velocity equation the inlet of the channel ($A_0 = 0.2-1.0$) and f_r the pulsating frequency (10, 20, 30 Hz).

- Outlet: $P_{out} = P_{ambi}$
- Outer wall: $q = q_{in}$
- Inner wall: no-slip condition
- Outer wall: the constant power input = 136W.

Ansys Fluent commercial software is applied to solve all pulsating flow conditions in the simulation process. The high-order discretization accuracy has been used to solve the pressure-velocity coupling problem. It is essential in the numerical procedure for the boundary layer zone. Therefore, a non-uniform mesh generates finer mesh for this zone, as shown in Figure 2 (a). The numerical method is calculated

under uniform heat input (136W) and 10, 20, and 30 Hz pulsating flow frequencies. The root means square of the residual parameter is below 10^{-6} .

2.4 Grid independent test

The grid independence check in the numerical procedure is performed on the different grid sizes. This method can be done by changing the number of nodes of the model and simulating while the other relevant parameters are kept constant. The number of nodes is changed from coarse mesh to fine mesh (481,000, 615,000, 670,000), as shown in Figure 3. The changing of outlet coolant temperature depends on the number of nodes, and the different outlet temperature obtained from the grid numbers = 615,000 and 670,000 is less than 1%. This means that the predicted results are independent regarding the grid number value higher than 615,000. Therefore, the results obtained from the grid number = 615,000 is sufficient in the numerical process. Meanwhile, the computer system used in the numerical analysis has processor cores = 18 and RAM = 96 GB of memory for the calculation process.

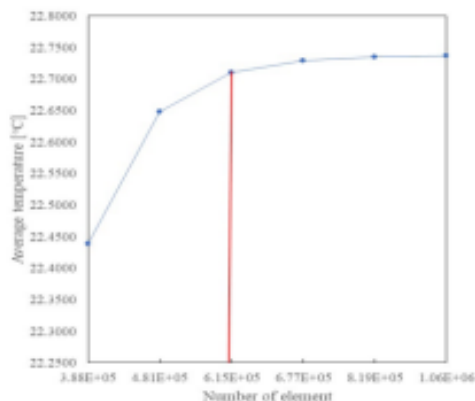


Figure 3. Grid independent test

3. RESULTS AND DISCUSSION

The two-phase turbulent model is applied to solve ferrofluid flow in the fluted tubes, as shown in Figure 1. Sinusoidal time-dependent velocity $V_{in} = V_0 + A \sin(2\pi f_p \cdot t)$ and the inlet uniform temperature are set for the inlet condition, in which the tube's length and diameter are 60.00 and 10.70 mm, respectively. The sinusoidal time-dependent flow

characteristics used in the numerical study for pulsating flow conditions for different pulsating frequencies are shown in Figure 4.

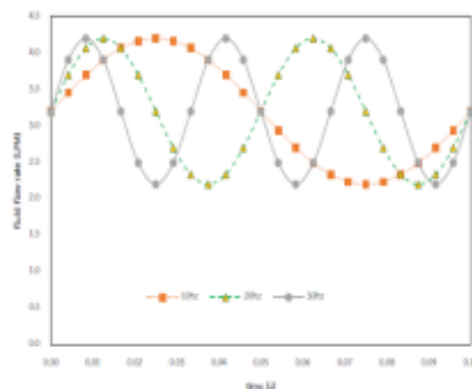


Figure 4. Variation of coolant flow rate for different pulsating frequency

The results (pulsating flow conditions) are validated by simulating them under the same conditions as the measured data from Siricharoenpanitch et al. [59, 60]. The same test section, coolant flow rate condition, and power input are selected with the same solver setting. The predicted results are compared at three different test sections and two different coolant types, as shown in Table 3. The comparisons are well-matched with the measured data [59, 60] and give a maximum error of 6.80% (Table 3). In addition, the measured data [59, 60] have been verified with those from the correlations. Moreover, they confirm the predicted results [59] for the continuous flow conditions.

As shown in Table 1, the computational domain is the fluted tube with a length of 60 mm and 10.70 mm in diameter and with two coolant types (water and ferrofluid) under constant power input (136 W). The different positions along the fluted tubes used in the presented results are shown in Figure 2 (b).

Figure 5 shows the temperature distributions in the plain tube for water and ferrofluid continuous flow. The temperature distributions from those are similar. However, the temperature gradient (the central zone and near the tube wall zone) for ferrofluid as coolant is less than for water. The thermal properties of ferrofluid are more significant than that of water. This results in a higher heat transfer capability. This means that the temperature gradient for ferrofluid is lower than for water, as shown in Figure 5. The result trends also correspond with the measured data from [59, 60].

Table 3. Comparison between the predicted results for pulsating flow with the measured data [60]

Fluted tube	Coolants	Coolant temperature (°C) at x=150 mm		% Errors
		Measured data	Predicted results	
Helical depth=0.5 mm, helical pitch=10 mm	Water	21.23	21.55	1.54
Helical depth=1.0 mm, helical pitch=10 mm	Water	21.56	21.78	1.02
Helical depth=1.5 mm, helical pitch=10 mm	Water	21.87	22.43	2.53
Helical depth=0.5 mm, helical pitch=10 mm	Ferrofluid	23.03	24.65	6.80
Helical depth=0.5 mm, helical pitch=20 mm	Ferrofluid	22.45	23.87	6.13
Helical depth=0.5 mm, helical pitch=30 mm	Ferrofluid	21.89	22.13	1.09

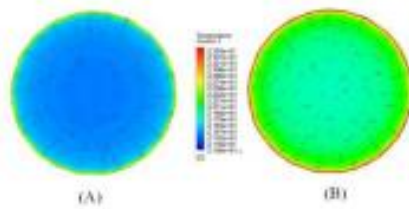


Figure 5. Temperature distribution in the smooth tube for (A) water, and (B) ferrofluid

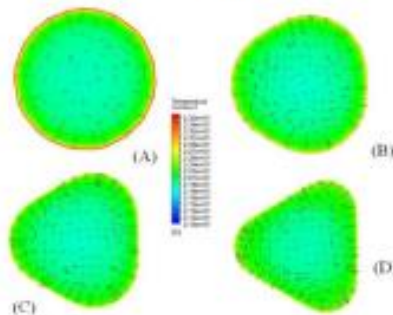


Figure 6. Temperature distribution of ferrofluid in the smooth tube and fluted tube with helical pitch=30 mm for (A) smooth tube, (B) helical depth=0.5 mm, (C) helical depth=1.0 mm, and (D) helical depth=1.5 mm

Figure 6 shows the temperature distribution of ferrofluid for continuous flowing inside the tube with different configurations. A higher tube wall temperature for the plain tube is obtained compared with the fluted tube. Therefore, the heat transfer capability is larger than the plain tube. Due to the swirling flows by the corrugated surface, the mixing level for the fluted tube is higher than that for the plain tube, which is higher for increasing helical depth. Therefore, the temperature difference between the main flow at the central zone and fluid near the tube wall zone for a fluted tube is less than for a plain tube, as shown in Figure 6. In addition, decreasing helical pitch increases the mixing level, resulting in lower temperature gradients, as shown in Figure 7. Besides, the predicted results correspond to the measured data [59, 60].

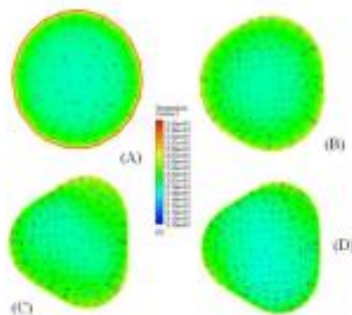


Figure 7. Temperature distribution of ferrofluid in the smooth tube and fluted tube with helical pitch=10 mm for (A) smooth tube, (B) helical depth=0.5 mm, (C) helical depth=1.0 mm, and (D) helical depth=1.5 mm

Figure 8 shows the coolant temperature variation along the tube length at $R=4.5$ mm. The larger coolant temperatures are obtained at a higher distance from the entrance for all cases. It is seen that the oscillations of the temperature are not found for the continuous flow condition in the plain tube. However, the temperature of ferrofluid is more prominent than those of water. This is caused by higher thermal conductivity values on the heat transfer enhancement. However, the oscillation temperature level in the fluted tube is more than in the plain tube. This may be due to the corrugated ribs significantly impacting the turbulent mixing level. Moreover, the streamlines for ferrofluid flowing in the fluted tube with pulsating flow conditions are more prominent peak oscillation due to the fluted ribs and pulsating flow and have an effect on the temperature oscillation peak (Figure 8).

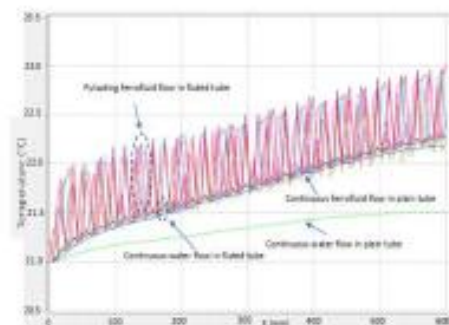


Figure 8. Variation of coolant temperature for pulsating flow frequency=10Hz at $R=4.5$ mm

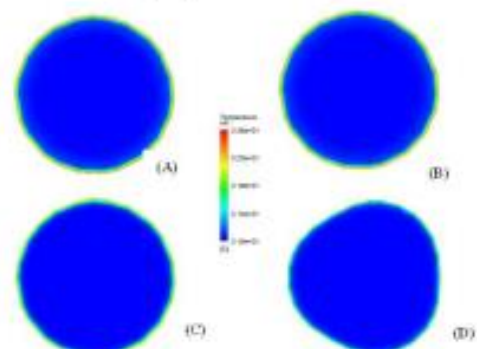


Figure 9. Variation of temperature at $x=60$ mm, for (A) water continuous flow in smooth tube, (B) water flow in smooth tube with pulsating frequency=10 Hz mm, $t=0.025$ s, (C) ferrofluid flow in smooth tube with pulsating frequency=10 Hz mm, $t=0.025$ s, and (D) ferrofluid flow in fluted tube with helical depth=0.5 mm, helical pitch=30 mm with pulsating frequency=10 Hz, $t=0.025$ s

The swirling flow direction and turbulent intensity of coolant are induced as in the fluted tube, which significantly affects the fluctuation and mixing levels of two zones (core and near-wall zones). The fluid oscillation level tends to increase at a higher distance. This results in a reduced temperature difference between the main fluid flow and the fluid near the fluted wall, as shown in Figures 9-10.

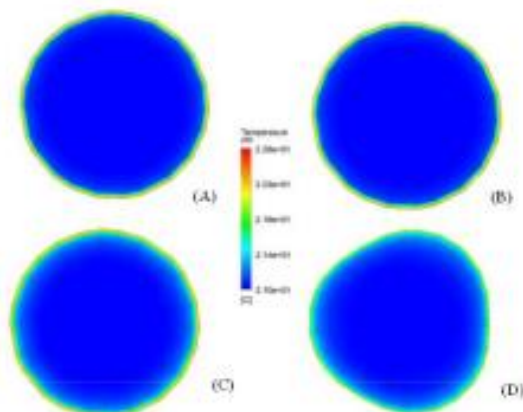


Figure 10. Variation of temperature at $x=60$ mm, for (A) water continuous flow in smooth tube, (B) water flow in smooth tube with pulsating frequency=10 Hz mm, $t=0.10$ s, (C) ferrofluid flow in smooth tube with pulsating frequency=10 Hz mm, $t=0.10$ s, and (D) ferrofluid flow in fluted tube with helical depth=0.5 mm, helical pitch=30 mm with pulsating frequency=10 Hz, $t=0.10$ s

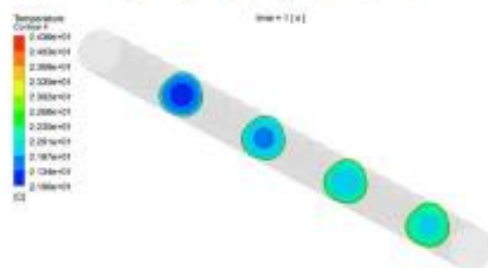


Figure 11. Temperature distribution along the corrugated tube for pulsating flow frequency = 30Hz at 1.0s

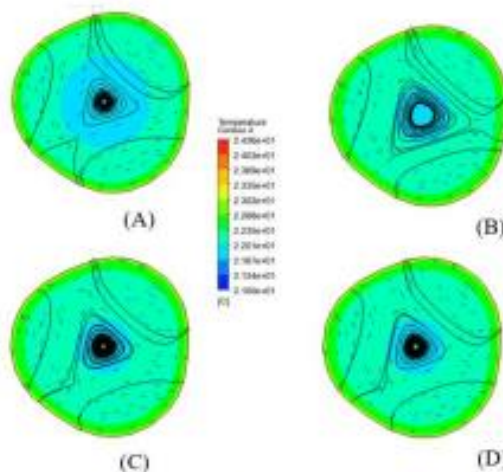


Figure 12. Temperature distribution, velocity vector and path line at $x=600$ mm and $t=1.0$ s for pulsating frequency (A) 0Hz, (B) 10Hz, (C) 20Hz, and (D) 30Hz

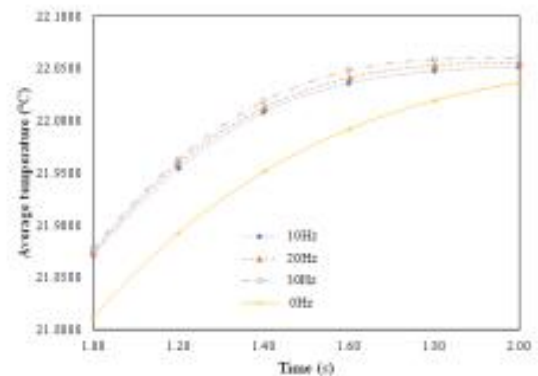


Figure 13. Average temperature at $x=600$ mm and $t=1.0$ s for different flow frequency

The parameter distributions flowing in the corrugated tubes at various positions for pulsating flow frequency=30Hz at 1.0s are shown in Figure 11. At the inlet port, the velocity profile looks similar to the velocity peak in the straight tube, in which the maximum velocity occurs at the central zone of the tube. Figure 11 also shows the temperature profile variation flowing through the corrugated tube at different positions. It is found that the temperature of coolant increases with increasing distance from the inlet port.

Figure 12 shows the temperature distribution, velocity vector, and path line at $x=600$ mm and $t=1.0$ s for pulsating frequency (A) 0Hz, (B) 10Hz, (C) 20Hz, and (D) 30Hz. As expected, the cooling capacity of the coolant depends on its flow rate and frequency. In corrugated tubes, the corrugation acts like artificial roughness. The helical corrugation and pulsating flow cause an extra decrease in the boundary layer zone by creating chaotic mixing and secondary flow. Therefore, flowing in the corrugated tube with pulsating flow conditions yields an increase in the heat transfer rate. In addition, due to the higher turbulent intensity and higher nanoparticle mixing, the heat transfer rate is significantly greater than it is for continuous flow conditions. Higher pulsating flow frequency gives higher turbulent intensity and higher nanoparticle mixing. Therefore, an average coolant temperature increases with increasing flow frequency, as shown in Figure 13, and corresponds with the experimental results [59, 60].

4. CONCLUSIONS

Pulsating forced convection of ferrofluids flowing through the fluted tube has been investigated. This study is done for different tube configurations and three pulsating frequencies (10, 20, 30Hz) under constant heat flux. When changes in different tube configurations (helical depth and helical pitch) are examined, it is found that the turbulent intensity of the central core flow and the fluid near the fluted surface is increased, which significantly affects the mixing level and more heat transfer. Within a period of pulsating, the change of flow behavior is intimately associated with the acceleration or deceleration of each phase. Everything occurs as if the pulsating is a turbulent generator modulating in time and favoring heat transfer and pressure loss. The increase in pulsating flow frequency increases the streamline oscillation,

especially in the fluid near the fluted surface, which results in a more significant mixing level and heat transfer enhancement. In addition, the modification of the working fluid properties and flow behaviors are achieved, and the heat transfer capabilities of the ferrofluids are better than water. The results from this study are used to develop a knowledge base that can be used to a design and to develop the heat transfer devices for higher thermal performance and and consequence decrease energy consumption of the system.

ACKNOWLEDGMENT

The Faculty of Engineering has supported this work. The authors would like to thank the Faculty of Engineering, Srinakharinwirot University (SWU).

REFERENCES

- [1] Naphon, P., Sriromrulp, P. (2006). Single-phase heat transfer and pressure drop in the micro-fin tubes with coiled wire insert. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 33(2): 176-183. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2005.08.012>
- [2] Naphon, P., Sookkasem, A. (2007). Investigation on heat transfer characteristics of tapered cylinder pin fin heat sinks. *Energy Conversion and Management*, 48: 2671-2679. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2007.04.020>
- [3] Naphon, P., Kornkumjayrit, L. (2008). Numerical analysis on the fluid flow and heat transfer in the channel with V-shaped wavy lower plate. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 35: 839-843. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2008.03.010>
- [4] Naphon, P., Wongwises, S., Wiriyasart, S. (2013). Application of two-phase vapor chamber technique for hard disk drive cooling of PCs. *Int. Comm. International Communications in Heat and Mass Transfer*, 40: 32-35. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.10.014>
- [5] Naphon, P., Nakharintr, L. (2015). Turbulent two-phase approach model for the nanofluids heat transfer analysis flowing through the minichannel heat sinks. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 82: 388-395. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.11.024>
- [6] Naphon, P. (2016). Experimental investigation the nanofluids heat transfer characteristics in horizontal spirally coiled tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 93: 293-300. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.09.089>
- [7] Naphon, P. (2016). Experimental investigation the nanofluids heat transfer characteristics in horizontal spirally coiled tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 93: 293-300. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.09.089>
- [8] Naphon, P., Wiriyasart, S., Arisariyawong, T., Nualboonrueng, T. (2017). Magnetic field effect on the nanofluids convective heat transfer and pressure drop in the spirally coiled tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 110: 739-745. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.03.077>
- [9] Nakharintr, L., Naphon, P., Wiriyasart, S. (2018). Effect of jet-plate spacing to jet diameter ratios on nanofluids heat transfer in a mini-channel heat sink. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 116: 352-361. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.09.037>
- [10] Naphon, P., Nakharintr, L., Wiriyasart, S. (2018). Continuous nanofluids jet impingement heat transfer and flow in a micro-channel heat sink. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 126: 924-932. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.05.101>
- [11] Naphon, P., Wiriyasart, S. (2018). Experimental study on laminar pulsating flow and heat transfer of nanofluids in micro-fins tube with magnetic fields. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 118: 297-303. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.10.131>
- [12] Naphon, P., Wiriyasart, S., Arisariyawong, T., Nakharintr, L. (2019). ANN, numerical and experimental analysis on the jet impingement nanofluids flow and heat transfer characteristics in the micro-channel heat sink. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 131: 329-340. <http://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.11.073>
- [13] Darzi, A.A.R., Farhadi, M., Sedighi, K., Shafaghat, R., Zabih, K. (2012). Experimental investigation of turbulent heat transfer and flow characteristics of SiO₂/water nanofluid within helically corrugated tubes. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 39: 1425-1434. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.07.027>
- [14] Darzi, A.A.R., Farhadi, M., Sedighi, K., Aallahyari, S., Delavar, M.A. (2013). Turbulent heat transfer of Al₂O₃-water nanofluid inside helically corrugated tubes: Numerical study. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 41: 68-75. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.11.006>
- [15] Darzi, A.A.R., Farhadi, M., Sedighi, K. (2014). Experimental investigation of convective heat transfer and friction factor of Al₂O₃/water nanofluid in helically corrugated tube. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 57: 188-199. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2014.04.024>
- [16] Khairul, M.A., Hossain, A., Saidur, R., Alim, M.A. (2014). Prediction of heat transfer performance of CuO/water nanofluids flow in spirally corrugated helically coiled heat exchanger using fuzzy logic technique. *Computers & Fluids*, 100: 123-129. <https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2014.05.007>
- [17] Qi, C., Wan, Y.L., Li, C.Y., Han, D.T., Rao, Z.H. (2017). Experimental and numerical research on the flow and heat transfer characteristics of TiO₂-water nanofluids in a corrugated tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 115: 1072-1084. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.08.098>
- [18] Xin, F., Liu, Z., Zheng, N., Liu, P., Liu, W. (2018). Numerical study on flow characteristics and heat transfer enhancement of oscillatory flow in a spirally corrugated tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 127: 402-413. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.06.139>
- [19] Wang, G., Qi, C., Liu, M., Li, C., Yan, Y., Liang, L. (2019). Effect of corrugation pitch on thermo-hydraulic performance of nanofluids in corrugated tubes of heat

- exchanger system based on exergy efficiency. *Energy Conversion and Management*, 186: 51-65. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.02.046>
- [20] Mei, S., Qi, C., Luo, T., Zhai, X., Yan, Y. (2019). Effects of magnetic field on thermo-hydraulic performance of Fe₂O₃-water nanofluids in a corrugated tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 128: 24-45. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.08.071>
- [21] Zhang, Y., Zhou, F., Kang, J. (2020). Flow and heat transfer in drag-reducing polymer solution flow through the corrugated tube and circular tube. *Applied Thermal Engineering*, 174: 115185. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115185>
- [22] Yang, C., Liu, G., Zhang, J., Qian, J.Y. (2020). Thermohydraulic analysis of hybrid smooth and spirally corrugated tubes. *International Journal of Thermal Sciences*, 158: 106520. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106520>
- [23] Qian, J.Y., Yang, C., Chen, M.R., Jin, Z.J. (2020). Thermohydraulic performance evaluation of multi-start spirally corrugated tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 156: 119876. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119876>
- [24] Ahmed, M.A., Yusoff, M.Z., Shuaib, N.H. (2013). Effects of geometrical parameters on the flow and heat transfer characteristics in trapezoidal-corrugated channel using nanofluid. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 42: 69-74. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.12.012>
- [25] Ahmed, M.A., Yusoff, M.Z., Ng, K.C., Shuai, N.H. (2014). Effect of corrugation profile on the thermal-hydraulic performance of corrugated channels using CuO-water nanofluid. *Case Studies in Thermal Engineering*, 4: 65-75. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2014.07.001>
- [26] Ahmed, M.A., Yusoff, M.Z., Ng, K.C., Shuai, N.H. (2015). Numerical investigations on the turbulent forced convection of nanofluids flow in a triangular-corrugated channel. *Case Studies in Thermal Engineering*, 6: 212-225. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2015.10.002>
- [27] Ahmed, M.A., Yusoff, M.Z., Ng, K.C., Shuai, N.H. (2015). Numerical and experimental investigations on the heat transfer enhancement in corrugated channels using SiO₂-water nanofluid. *Case Studies in Thermal Engineering*, 6: 77-92. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2015.07.003>
- [28] Selimefendigil, F., Oztop, H.F. (2017). Forced convection and thermal predictions of pulsating nanofluid flow over a backward facing step with a corrugated bottom wall. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 110: 231-247. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.03.010>
- [29] Ajeel, R.K., Salim, W.S.I.W., Hasna, K. (2018). Thermal and hydraulic characteristics of turbulent nanofluids flow in trapezoidal-corrugated channel: Symmetry and zigzag shaped. *Case Studies in Thermal Engineering*, 12: 620-635. <http://doi.org/10.1016/j.csite.2018.08.002>
- [30] Ajeel, R.K., Salim, W.S.I.W., Hasna, K. (2019). Influences of geometrical parameters on the heat transfer characteristics through symmetry trapezoidal-corrugated channel using SiO₂-water nanofluid. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 101: 1-9. <https://doi.org/10.1016/J.ICHEATMASSTRANSFER.2018.12.016>
- [31] Ajeel, R.K., Salim, W.S.I.W., Hasna, K. (2019). Turbulent convective heat transfer of silica oxide nanofluid through corrugated channels: An experimental and numerical study. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 145: 118806. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.118806>
- [32] Ajeel, R.K., Salim, W.S.I.W., Hasna, K. (2020). Numerical investigations of heat transfer enhancement in a house shaped corrugated channel: Combination of nanofluid and geometrical parameters. *Thermal Science and Engineering Progress*, 17: 100376. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2019.100376>
- [33] Ajeel, R.K., Sopian, K., Zulkifli, R. (2021). A novel curved-corrugated channel model: Thermal-hydraulic performance and design parameters with nanofluid. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 120: 102057. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2020.105037>
- [34] Darzi, A.A.R., Abuzadeh, M., Omid, M. (2021). Numerical investigation on thermal performance of coiled tube with helical corrugated wall. *International Journal of Thermal Sciences*, 161: 106759. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106759>
- [35] Qian, J.Y., Yang, C., Wu, Z., Liu, X.L., Gao, X.F., Jin, Z.J. (2020). Analysis of fouling in six-start spirally corrugated tubes. *Heat Transfer Engineering*, 41: 1885-1900. <https://doi.org/10.1080/01457632.2019.1675246>
- [36] Yang, C., Chen, M.R., Qian, J.Y., Wu, Z., Jin, Z.J., Sunden, B. (2021). Heat transfer study of a hybrid smooth and spirally corrugated tube. *Heat Transfer Engineering*, 42: 242-250. <https://doi.org/10.1080/01457632.2019.1699292>
- [37] Bhattacharyya, S., Benim, A.C., Bennacer, R., Dey, K. (2021). Influence of broken twisted tape on heat transfer performance in novel axial corrugated tubes: Experimental and Numerical Study. *Heat Transfer Engineering*, 43(3-5): 437-462. <https://doi.org/10.1080/01457632.2021.1875168>
- [38] Upalkar, S.A., Kumar, S., Krishnan, S. (2021). Analysis of fluid flow and heat transfer in corrugated porous fin heat sinks. *Heat Transfer Engineering*, 42: 1-25. <https://doi.org/10.1080/01457632.2020.1807099>
- [39] Hojati, A., Behabadi, M.A.A., Hanafizadeh, P., Ahmadpour, M.M. (2021). An experimental investigation on R134a evaporation inside an internally discrete inclined grooved tube. *Heat Transfer Engineering*, 43(1), 49-62. <https://doi.org/10.1080/01457632.2020.1844444>
- [40] Wang, W., Fu, Zhang, K., Tan, Y., Li, B., Sunden, B. (2021). Entropy study on the enhanced heat transfer mechanism of the coupling of detached and spiral vortex fields in spirally corrugated tubes. *Heat Transfer Engineering*, 42(17): 1417-1431. <https://doi.org/10.1080/01457632.2020.1800251>
- [41] Yang, P., Zhang, Y., Wang, X., Liu Y. (2018). Heat transfer measurement and flow regime visualization of two-phase pulsating flow in an evaporator. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 127: 1014-1024. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.08.065>

- [64] Pak, B.C., Cho, Y.I. (1998). Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles. *Experiment Heat Transfer*, 11: 151-170. <https://doi.org/10.1080/08916159808946559>
- [65] Xuan, Y., Roetzel, Y. (2000). Conceptions of heat transfer correlation of nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43: 3701-3707. [http://doi.org/10.1016/S0017-9310\(99\)00369-5](http://doi.org/10.1016/S0017-9310(99)00369-5)
- [66] Drew, D.A., Passman, S.L. (1999). *Theory of multicomponent fluids*, Springer, Berlin.
- [67] Maxwell, J.C. (1881). *A Treatise on electricity and magnetism*, 2nd Ed. Clarendon Press, Oxford University, UK.

NOMENCLATURE

C_p	specific heat, [$\text{kJ kg}^{-1} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$]
d	diameter, [m]
F	force, [N]
<i>Ferrofluid</i>	$\text{Fe}_3\text{O}_4/\text{water}$ nanofluid
k	thermal conductivity, [$\text{kW m}^{-1} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$]

P	pressure, [kPa]
q	heat flux, [kW m^{-2}]
R	radius, [mm]
T	temperature, [$^\circ\text{C}$]
V	velocity, [m s^{-1}]

Greek symbols

ϕ	nanofluids concentration, [%]
ρ	density, [kg m^{-3}]
μ	viscosity, [$\text{kg m}^{-1}\text{s}^{-1}$]

Subscripts

d	drag force
cd	drag coefficient
l	liquid
nf	nanofluids
p	particles
Vm	virtual mass
w	water

ประวัติผู้เขียน

ชื่อ-สกุล	อนุเมติ ศิริเจริญพานิชย์
วัน เดือน ปี เกิด	15 กุมภาพันธ์ 2526
วุฒิการศึกษา	พ.ศ. 2544 มัธยมศึกษาปีที่ 6 จากโรงเรียนสารคามพิทยาคม จังหวัด มหาสารคาม พ.ศ. 2548 ปริญญาตรีครุศาสตร์อุตสาหกรรมเครื่องกล สาขา วิศวกรรมเครื่องกล จากมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี พ.ศ. 2557 ปริญญาวิทยาศาสตรมหาบัณฑิต สาขา วิศวกรรมเครื่องกล จากมหาวิทยาลัยมหาสารคาม พ.ศ. 2566 ปรัชญาดุษฎีบัณฑิต สาขา วิศวกรรมเครื่องกล จากมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ
ที่อยู่ปัจจุบัน	171 หมู่ 16 ต.ปะหลาน อ.พยัคฆภูมิพิสัย จ.มหาสารคาม รหัสไปรษณีย์ 44110