

สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนและความดันตกของของไหลนาโน ที่ไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น

Heat Transfer Performance and Pressure Drop of Nanofluids Flow in a Plate Heat Exchanger

ทแก้ว เยี่ยมสวัสดิ์¹, เณลิ้มชล ปานรักษา², นรินทร์ พุกนิล², กิตติ นิลผึ่ง¹ และ วีระพันธ์ ดั่งทองสุข^{1,*}

¹ อาจารย์ประจำสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเอเชียอาคเนย์

² นักศึกษาสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเอเชียอาคเนย์

19/1 แขวงหนองค้างพูล เขตหนองแขม กทม. 10160

*ผู้วิจัยติดต่อ : wdaungthongsuk@yahoo.com, โทรศัพท์ : +662-807-4529-30

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของของไหลนาโน (Nanofluids) ชนิดใส่อนุภาคของซิลิคอนไดออกไซด์ (SiO₂) ในน้ำ DI ที่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น (Plate heat exchanger) โดยทำการศึกษาผลของความเข้มข้นและอัตราการไหลของของไหลนาโนที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (Heat transfer coefficient) และความดันตก (Pressure drop) ของของไหลนาโน ที่ไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น ซึ่งของไหลนาโนไหลสวนทางและแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำร้อนภายใต้สภาวะการไหลแบบราบเรียบ ซึ่งเทคนิคของวิลสัน (Wilson technique) ได้ถูกนำมาใช้ในการประมาณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน จากผลการทดลองพบว่าของไหลนาโนจะมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนดีกว่าน้ำ โดยที่ความเข้มข้นเท่ากับ 0.8 เปอร์เซ็นต์โดยปริมาตร จะมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนดีกว่าน้ำ ประมาณ 11 เปอร์เซ็นต์ ส่วนค่าความดันตกของของไหลนาโนที่ 0.8 เปอร์เซ็นต์ จะมีค่าสูงกว่าน้ำปกติประมาณ 31 เปอร์เซ็นต์

คำหลัก: อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น; สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน; ความดันตก; เทคนิคของวิลสัน

Abstract

This study presents the heat transfer performance of nanofluids flowing through a plate heat exchanger. SiO₂ nanoparticles dispersed in DI water is used as working medium. The effects of particle concentrations and flow rate of nanofluids on the heat transfer coefficient and pressure drop are investigated. The hot water is used to exchange heat with the nanofluids which flow under the counter current and laminar flow condition. the Wilson technique is used to evaluate the heat transfer coefficient. The results indicated that heat transfer coefficient of nanofluids are higher than those of the water. At particle fraction of 0.8 vol.%, the nanofluids gave better heat transfer coefficient than the water about 11%. On the contrary, pressure drop of nanofluid is higher than that of the water at around 31%.

Keywords: plate heat exchanger; heat transfer coefficient; pressure drop; Wilson technique

1. บทนำ

อุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger) เป็นอุปกรณ์ทางด้านพลังงานอุปกรณ์หนึ่งที่มีใช้อยู่ในงานทางด้านวิศวกรรมทั่วไป มีหน้าที่ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนหรือถ่ายเทความร้อนระหว่างของ

ไหลที่มีอุณหภูมิต่างกัน 2 ชนิด เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในปัจจุบันมีอยู่หลากหลายชนิด เช่น เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ (Shell and tube heat exchanger), เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบใช้ระบบท่อ (Coil system), และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

TSF-35

แบบแบนแผ่น (Plate heat exchanger) อุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแต่ละชนิดมีสมรรถนะของการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ไม่เหมือนกัน ดังนั้น ในการที่จะเลือกใช้อุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต้องคำนึงถึงสมรรถนะการแลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมต่อการใช้งาน

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแบน มีข้อได้เปรียบกว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดอื่น คือ มีขนาดปริมาตรหรือใช้พื้นที่ในการติดตั้งน้อย อุปกรณ์มีโครงสร้างและส่วนประกอบที่ไม่ซับซ้อน สะดวกต่อการติดตั้งและดูแลบำรุงรักษา เนื่องจากมีพื้นที่การถ่ายเทความร้อนต่อปริมาตรที่สูง จึงทำให้มีสมรรถนะภาพในการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าแบบอื่นที่ขนาดใกล้เคียงกัน เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแบนนิยมใช้กับงานที่มีความดันต่ำหรือปานกลาง สามารถใช้ได้กับของไหลทำงานทั้งในสถานะของเหลวและสถานะก๊าซหรือไอ

ถึงแม้ว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแบนจะมีสมรรถนะที่สูงกว่าชนิดอื่น แต่อย่างไรก็ตามการศึกษาวิจัยพัฒนาให้มีสมรรถนะดียิ่งขึ้นยังคงจำเป็นและต้องถูกกระทำอย่างต่อเนื่อง แนวทางที่นิยมในการพัฒนานั้นมีด้วยกันหลายเทคนิควิธี ตัวอย่างเช่น การเพิ่มพื้นที่การถ่ายเทความร้อนโดยการสร้างลอนหยักบนแผ่น, การออกแบบลายหรือรูปทรงลอนหยักที่ทำให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วนของของไหล, การศึกษาเพิ่ม/ลดความหยาบผิวถ่ายเทความร้อนเพื่อเพิ่มคุณสมบัติการเดือดเปลี่ยนสถานะ [1-6] และการพัฒนาใช้ของไหลทำงานที่มีคุณสมบัติการถ่ายเทความร้อนที่ดี เป็นต้น โดยการปรับปรุงคุณสมบัติของของไหลทำงานนั้นถือว่าเป็นแนวทางหรือวิธีการพัฒนาปรับปรุงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่น่าสนใจและเหมาะสมวิธีหนึ่งในการประยุกต์ใช้งานจริง เนื่องจากไม่จำเป็นต้องมีการปรับเปลี่ยนอุปกรณ์หรือโครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยเฉพาะหากต้องการเพิ่มประสิทธิภาพในระบบเดิมที่มีเครื่องอุปกรณ์แลกเปลี่ยนแล้วอยู่แล้ว การใช้ "ของไหลนาโน" (Nanofluids) เป็นวิธีการหนึ่งในการพัฒนาคุณสมบัติการถ่ายเทความร้อนของของไหลทำงานโดยมันหมายถึง การใส่อนุภาคนาโนขนาดเล็กมาก ๆ ระดับนาโนเมตร (Nanoparticles) ใส่ลงไปในของไหลฐาน (Base fluids) หรือของไหลทำงานทั่วไป ซึ่งเทคนิคนี้ถูกเปิดเผยเป็นครั้งแรกโดย Choi [7] ในปี 1995 ที่ห้องปฏิบัติการ

วิจัย Argonne National Laboratory จากหลายๆ งานวิจัย [8-13] ที่ศึกษาเกี่ยวกับคุณสมบัติการถ่ายเทความร้อนของของไหลนาโนแสดงให้เห็นว่าของไหลนาโนมีคุณสมบัติการถ่ายเทความร้อนที่ดีกว่าของไหลทำงานทั่วไป อันเป็นผลมาจากการที่อนุภาคในสถานะของแข็งที่ถูกแขวนลอยลงไปในนั้นมีค่าการนำความร้อนที่สูง อีกทั้งอนุภาคนาโนนั้นยังมีเสถียรภาพในการลอยอยู่ในของไหลได้ยาวนาน ปราศจากการนอนกันหรือตกตะกอนและไม่ก่อให้เกิดความเสียหายกับช่องทางการไหล รวมถึงมีค่าการเพิ่มขึ้นของความต้านทานการไหลหรือความดันตกคร่อมที่ไม่สูงมากนัก งานวิจัยที่ศึกษาเกี่ยวกับการพัฒนาใช้ของไหลนาโนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแบนนั้นมีอยู่ไม่มากนัก โดยมีตัวอย่างงานวิจัยที่น่าสนใจ ดังนี้ Pantzali และคณะ [14] ศึกษาเชิงทดลองถึงผลของของไหลนาโนชนิดอนุภาคออกไซด์ทองแดงแขวนลอยในน้ำ (CuO-water) ที่มีต่อสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแบนขนาดเล็กพิเศษ ผลการศึกษาพบว่าเมื่อพิจารณาที่ปริมาณการถ่ายเทความร้อนเท่ากัน อัตราการไหลของของไหลนาโนที่ไหลจะมีค่าต่ำกว่าอัตราการไหลของน้ำ ซึ่งหมายถึงมีค่าความดันตกคร่อมน้อยลงหรือใช้พลังงานในการขับเคลื่อน (Pumping power) ที่ต่ำกว่า Mare และคณะ [15] ได้แสดงผลการทดลองสมรรถนะทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแบนที่ใช้ของไหลนาโนชนิดอลูมิเนียมออกไซด์ผสมในน้ำ (Al₂O₃-water) และชนิดอนุภาคแบบท่อคาร์บอนแขวนลอยในน้ำ (CNT-water) โดยพบว่าของไหลนาโนทั้งสองสามารถเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนได้เมื่อเทียบกับน้ำปกติ Zamzarian และคณะ [16] ศึกษาสังเกตพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนของของไหลนาโนชนิดอลูมิเนียมออกไซด์ที่แขวนลอยในเอเธนไกลคอล (Al₂O₃-ethylene glycol) และชนิดทองแดงออกไซด์ในเอเธนไกลคอล (CuO-ethylene glycol) ที่ไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแบน ซึ่งพบว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าสูงขึ้นตามอุณหภูมิและความเข้มข้นอนุภาค Kwon และคณะ [17] ศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมของของไหลนาโนชนิด Al₂O₃-water และชนิด ZnO-water (สังกะสีออกไซด์แขวนลอยในน้ำ) ผลการทดลองสรุปได้ว่าสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนไม่ดีขึ้นเมื่อใช้ของไหลนาโนเป็นของไหลทำงาน Haghshenas และคณะ [18]

TSF-35

ทดลองศึกษาการใช้ของไหลนาโนชนิด ZnO-water ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น โดยของไหลทำงานถูกให้ความร้อนจนเป็นไอร้อนที่อัตราการไหลเชิงมวลคงที่ การทดลองพบว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของของไหลนาโนมีค่าสูงขึ้นกว่าไอน้ำปกติ Pandey และ Nema [19] ศึกษาทดลองผลการระบายความร้อนของของไหลนาโนชนิด Al_2O_3 -water ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นชนิดลอน Corrugate ซึ่งผลการทดลองให้ข้อขัดแย้งกับงานวิจัยอื่นๆ คือ พบว่าสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนมีค่าลดลงเมื่อใช้ของไหลนาโนเป็นสารทำงาน Tiwari และคณะ [20] สังเกตผลกระทบของประเภทของของไหลนาโนที่มีต่อสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน อนุภาคนาโนที่ทำการศึกษาประกอบด้วย Al_2O_3 , CeO_2 (เซเรียมไดออกไซด์), TiO_2 (ไทเทเนียมไดออกไซด์), SiO_2 (ซิลิกอนไดออกไซด์) แต่ละชนิดถูกแขวนลอยในน้ำ ผลการศึกษาพบว่าของไหลนาโนให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าของไหลฐาน และพบว่าผลของความเข้มข้นมีค่าที่เหมาะสมเพียงค่าหนึ่ง ค่าสัดส่วนพลังงานขับเคลื่อน (Pumping power ratio) มีค่าลดลงเมื่ออัตราการไหลเพิ่มขึ้น สุดท้ายสรุปได้ว่า CeO_2 -water มีค่าการถ่ายเทความร้อนที่ดีที่สุดและเหมาะสมในการประยุกต์ใช้ Khairul และคณะ [21] ได้ศึกษาวิจัยสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนและค่าการสูญเสียทางด้านการไหลของของไหลนาโนชนิด CuO-water ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นชนิดลอนหยักแบบ corrugate จากการวิจัยพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของของไหลนาโนมีค่าสูงขึ้นเมื่อเทียบกับน้ำปกติ และพบว่าค่าพลังงานที่ใช้ในการขับเคลื่อนมีค่าต่ำลง ถึงแม้ว่าในอดีตจะมีการศึกษาวิจัยเกี่ยวกับการใช้ของไหลนาโนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นอยู่บ้างแล้ว แต่ก็พบว่ายังมีจำนวนที่ค่อนข้างจำกัดดังตัวอย่างข้างต้น อีกทั้งยังพบว่ามีผลการทดลองที่ขัดแย้งกันอยู่ เช่น ในหลายๆ งานวิจัย [14-16] ที่กล่าวว่าการใช้ของไหลนาโนสามารถช่วยเพิ่มค่าสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนให้กับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น โดยมีผลที่ขัดแย้งถูกที่นำเสนอในงานวิจัยของ Kwon และคณะ [17] ที่กล่าวว่าผลของของไหลนาโนไม่ส่งผลต่อการเพิ่มขึ้นของค่าสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนและมากไปกว่านั้นงานวิจัยของ Pandey และ Nema [19] ให้ผลการทดลองที่ขัดแย้งเป็นอย่างยิ่ง โดยพบว่าการใช้ของไหลนาโนจะส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนมีสมรรถนะ

ที่ต่ำลง. ดังนั้นผู้เขียนจึงเห็นว่าเป็นการอันสมควรที่จะต้องมีการศึกษาวิจัยต่อไป เพื่อเพิ่มข้อมูลให้มากขึ้นและหลากหลายและเพื่อเป็นการหาข้อสรุปที่แน่ชัดในประเด็นที่ข้อมูลมีการขัดแย้งกัน ในงานวิจัยนี้จะทำการศึกษาผลการถ่ายเทความร้อนของของไหลนาโนชนิดซิลิกอนไดออกไซด์แขวนลอยในน้ำ (SiO_2 -water) ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น และนำเสนอวิธีการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้วยวิธีการพลอตของวิลสัน (Wilson's plot technic) [22] รวมถึงการศึกษาผลของแรงเสียดทานหรือความดันตกคร่อมที่อาจเกิดขึ้นควบคู่กันด้วย โดยคาดว่าผลจากงานศึกษาในครั้งนี้จะเป็นประโยชน์ต่อการศึกษาวิจัยพัฒนาต่อไป และสามารถใช้เป็นข้อมูลพื้นฐานสำหรับพิจารณาประยุกต์ใช้ของไหลนาโนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นในงานปฏิบัติจริง

2. อุปกรณ์การทดลอง

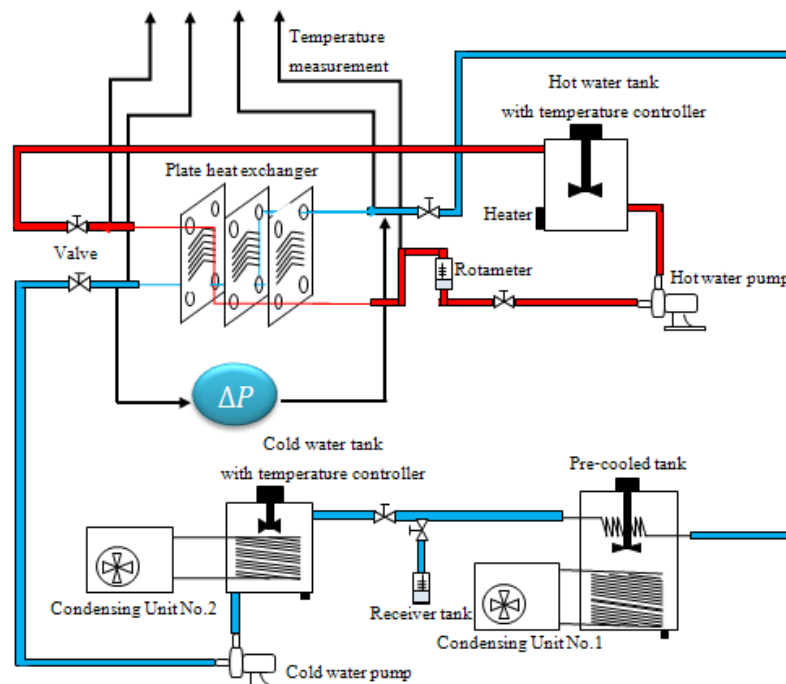
ของไหลนาโนชนิดซิลิกอนไดออกไซด์แขวนลอยในน้ำไร้ประจุ (SiO_2 -DI water) ถูกนำมาศึกษาเป็นของไหลทำงาน โดยมีความเข้มข้นของอนุภาคต่อของไหลฐานอยู่ในช่วง 0.2, 0.5 และ 0.8 เปอร์เซ็นต์โดยปริมาตร (vol.%) อนุภาคซิลิกอนไดออกไซด์มีขนาด 21 นาโนเมตร โดยในการเตรียมของไหลนาโนนั้น อนุภาคนาโนถูกทำให้แขวนลอยและแพร่กระจายในของไหลฐานด้วยวิธีการสั่นแบบอัลตราโซนิก (Ultrasonic vibration)

อุปกรณ์และวงจรการทำงานของผู้ทดลองแสดงไว้ดังรูปที่ 1 โดยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น มีเส้นทางการไหลเป็นแบบสวนทางกัน 1 กลับ โดยมีแผ่นถ่ายเทความร้อนจำนวน 3 แผ่น หรือมีช่องทางการไหลของของไหลสายร้อยและสายเย็นอย่างละ 1 ช่องทาง ทั้งนี้เพื่อให้สะดวกต่อการทดลอง ขนาดของแผ่นถ่ายเทความร้อนแสดงดังรูปที่ 2 โดยมีความกว้างเท่ากับ 96.7 มิลลิเมตร, ความสูง 263.3 มิลลิเมตร ช่องทางการไหลเท่ากับ 1 มิลลิเมตร ในการทดลองของไหลนาโนถูกกำหนดให้เป็นสารทำงานสายเย็นหรือสายรับความร้อนของไหลนาโนถูกเครื่องสูบ/อัดขับเคลื่อนให้ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในทิศทางจากล่างขึ้นบน โดยอุณหภูมิทางเข้าถูกควบคุมให้เท่ากับ 20 องศาเซลเซียสตลอดการทดลองด้วยถังควบคุมอุณหภูมิ(ถังหมายเลข 2) หลังจากของไหลนาโนได้รับความร้อนและไหลออกจากชุด

TSF-35

ทดลองแล้วจะไหลเข้าสู่ถึงปรับอุณหภูมิเบื้องต้น (ถึงหมายเลข 1) ด้วยการดึงความร้อนออกจากชุดทำความเย็น อัตราการไหลของของไหลนาโนสามารถปรับและควบคุมได้ด้วยการควบคุมที่เครื่องสูบ/อัดและสามารถตรวจวัดด้วยวิธีการชั่งตวง สำหรับในของไหลสายให้ความร้อนนั้นใช้น้ำได้ถูกนำมาใช้เป็นของไหลทำงาน โดยไหลเข้าส่วนทดลองในทิศทางจากบนลงล่างสวนทางกับของไหลสายเย็นด้วยเครื่องสูบ/อัด อุณหภูมิที่ทางเข้าส่วนทดลองของสายร้อนถูกควบคุมที่ 40 องศาเซลเซียส ด้วยการให้ความร้อนจากฮีตเตอร์ไฟฟ้าในถังทำน้ำร้อน อัตราการไหลของของไหลได้จากการวัดด้วยโรตاميเตอร์

(Rotameter) อุณหภูมิที่ทางเข้าทางออกของของไหลสายร้อนและสายเย็นที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนถูกตรวจวัดด้วยเทอร์โมคัปเปิ้ลชนิดที (T type thermocouples) ในส่วนของความดันตกคร่อมของของไหลนาโนได้ถูกวัดที่ทางเข้าและทางออกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยอุปกรณ์วัดผลต่างความดัน (Differential pressure transducer) ค่าอุณหภูมิแต่ละจุดและผลต่างความดันถูกบันทึกอย่างต่อเนื่องตลอดการทดลองด้วยเครื่องบันทึก (Data logger) ที่ควบคุมด้วยคอมพิวเตอร์



รูปที่ 1 อุปกรณ์ทดลองหาสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของของไหลนาโนที่ไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น

3. การคำนวณ

ในการทดลองนั้นได้กำหนดให้ของของไหลนาโนเป็นของไหลทำงานในด้านของไหลสายเย็น แลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำปกติซึ่งให้เป็นของไหลสายร้อนที่เป็นน้ำ โดยค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของของไหลนาโนหรือของไหลสายเย็น (h_{nf}) คำนวณได้จาก

$$h_{nf} = h_c = \frac{1}{\frac{1}{U} - \frac{\Delta x}{k} - \frac{1}{h_h}} \quad (1)$$

จากสมการที่ (1) จะเห็นได้ว่ามีตัวแปรที่ไม่ทราบค่าถึง 2 ตัว คือค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U)

และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้านสายของไหลร้อน (h_h) อย่างไรก็ตามค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้านสายของไหลร้อนสามารถใช้เทคนิคของวิลสัน [22] ในการหาค่าตอบได้ ซึ่งค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนอยู่ในรูปของสมการสหสัมพันธ์โดยมีรูปแบบดังนี้

$$\frac{hD_H}{k} = Nu = aR_e^b Pr^{0.33} = a \left(\frac{\rho V D_H}{\mu} \right)^b \left(\frac{\mu c_p}{k} \right)^{0.33} \quad (2)$$

โดยมีหลักการคือจะหาความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้านสายของไหลร้อนและ

TSF-35

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้านสายของไหลเย็น โดยทดสอบที่อัตราการไหลของแต่ละสายของไหลเท่ากัน จึงส่งผลให้ความเร็วของทั้งสองสายเท่ากัน ดังนั้นเมื่อพิจารณาจากสมการที่ (2) จะได้สัดส่วนของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้านสายของไหลเย็นต่อสายของไหลร้อนดังสมการ

$$\frac{h_c}{h_h} = \left(\frac{k_c}{k_h}\right)^{0.67} \left(\frac{\mu_h}{\mu_c}\right)^{b-0.33} \left(\frac{\rho_c V_c}{\rho_h V_h}\right)^b \left(\frac{c_{p,c}}{c_{p,h}}\right)^{0.33} = \beta \quad (3n)$$

หรือ

$$h_c = \beta h_h \quad (3n)$$

เมื่อ μ คือ ค่าความหนืด, k คือ ค่าการนำความร้อน, ρ คือ ค่าความหนาแน่น, C_p คือ ค่าความร้อนจำเพาะ และ V คือ ความเร็วของของไหล โดยตัวห้อย c และ h แทนคุณสมบัติของของไหลสายเย็นและสายร้อน ตามลำดับ

เมื่อแทนค่า h_c จากสมการที่ (3n) ลงในสมการที่ (1) จะได้

$$\frac{1}{\frac{1}{U} - \frac{\Delta x}{k} - \frac{1}{h_h}} = \beta h_h$$

จัดรูปใหม่ได้

$$h_h = \frac{(1/\beta) + 1}{\frac{1}{U} - \frac{\Delta x}{k}} \quad (4)$$

โดยค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U) ได้จากสมการ

$$U = \frac{Q_{ave}}{A \Delta T_{lm}} \quad (5)$$

เมื่อ

$$\begin{aligned} Q_{ave} &= \frac{Q_h + Q_c}{2} \\ Q_h &= \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \\ Q_c &= \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \\ \Delta T_{lm} &= \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{h,i})}{\ln \frac{(T_{h,i} - T_{c,o})}{(T_{h,o} - T_{h,i})}} \end{aligned}$$

เมื่อ Q คือ อัตราการถ่ายเทความร้อน, $\dot{m}$ คือ อัตราการไหลเชิงมวล, T คือ อุณหภูมิของไหล โดยตัวห้อย i และ o แทนคุณสมบัติที่ทางเข้าและทางออกของส่วนทดลองตามลำดับ

จากสมการที่ (4) ให้ทำการสมมติค่า β แล้วนำมาคำนวณหาค่า Nu , Re และ Pr เพื่อนำไปพลอตกราฟสเกลล็อก (Log Scale) โดยแกน y ให้เป็นค่าของ $\log(Nu/Pr^{0.33})$ และแกน x คือ $\log Re$ และใช้วิธีการถดถอยพหุคูณเชิงเส้น (Linear Regression Method) เพื่อหาค่าของความชันและค่าจุดตัดแกน y ทำให้สามารถหาค่าคงที่ a และ b ในสมการที่ (2) ได้ จากนั้นนำค่าคงที่ b แทนในสมการที่ (3n) เพื่อหาค่า β ตัวใหม่ และทำซ้ำจนกว่าค่า β ตัวใหม่มีค่าเท่ากับค่า β ตัวเดิมจึงหยุดการทำซ้ำ ซึ่งจะได้ค่าคงที่ a และ b เพื่อไปใช้ในการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

ค่าการนำความร้อนของของไหลนาโน (k_{nf}) ได้จากสมการของ Hamilton และ Crosser (1962)

$$\frac{k_{nf}}{k_f} = \frac{k_{p/f} + (n-1) - (n-1)(1-k_{p/f})\phi}{k_{p/f} + (n-1) + (1-k_{p/f})\phi} \quad (6)$$

โดยที่ $k_{p/f} = \frac{k_p}{k_f}$ และ $n = 3$ (เมื่ออนุภาครูปทรงกลม)

เมื่อ k_p , k_f คือ ค่าการนำความร้อนของอนุภาคนาโนและของของไหลฐาน ตามลำดับ และ ϕ คือ ความเข้มข้น

ค่าความหนืดของของไหลนาโน (μ_{nf}) ได้จากสมการของ Einstein (1952)

$$\mu_{nf} = \mu_f (1 + 2.5\phi) \quad (7)$$

เมื่อ μ_f คือ ความหนืดของของไหลฐาน

ค่าความร้อนจำเพาะของของไหลนาโน ($C_{p,nf}$) ได้จากสมการของ Pak และ Cho (1998)

$$C_{p,nf} = (1-\phi)C_{p,f} + \phi C_{p,p} \quad (8)$$

เมื่อ $C_{p,f}$ คือ ความร้อนจำเพาะของของไหลฐาน และ $C_{p,p}$ คือ ความร้อนจำเพาะของอนุภาคนาโน

ค่าความหนาแน่นของของไหลนาโน (ρ_{nf}) ได้จากสมการของ Pak และ Cho (1998)

$$\rho_{nf} = (1-\phi)\rho_f + \phi\rho_p \quad (9)$$

เมื่อ (ρ_f , ρ_p) คือ ค่าความหนาแน่นของของไหลฐานและของอนุภาคนาโน ตามลำดับ

4. ผลการทดลอง

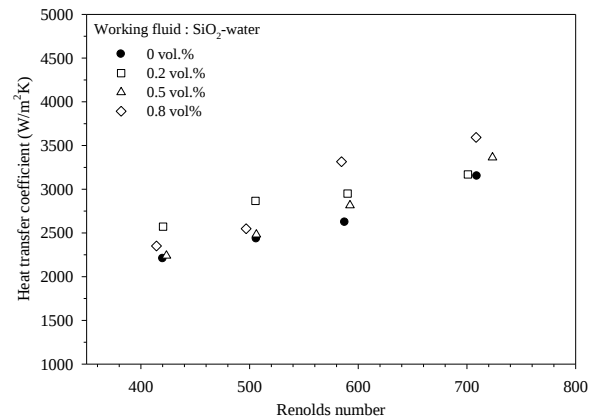
จากผลการทดลองและการคำนวณด้วยวิธีการของวิลสันในการประเมินค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของของไหลนาโนชนิด SiO_2 -water ที่ไหลในเครื่องแลกเปลี่ยน

TSF-35

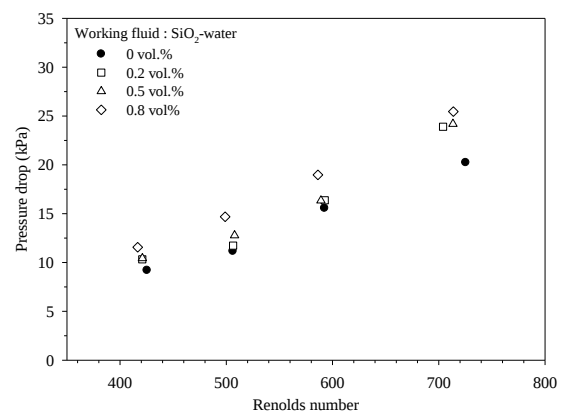
ความร้อนแบบแผ่น ผลการทดลองในรูปที่ 2 แสดงให้เห็นการใช้ของไหลนาโนทำให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มสูงขึ้นเมื่อเปรียบเทียบกับน้ำปกติ และพบว่าเมื่อค่าเลขเรโนลด์มีค่าสูงขึ้นจะส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นเช่นกัน ซึ่งสอดคล้องกับหลายๆผลงานวิจัยในอดีตที่ผ่านมา [14-16, 18, 20, 21] อย่างไรก็ตามเมื่อพิจารณาถึงผลของความเข้มข้นอนุภาคที่มีต่อค่าสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนเมื่อมีการเพิ่มขึ้นของค่าเลขเรโนลด์นั้น ดูเหมือนว่าจะมีรูปแบบที่ไม่เด่นชัด โดยจะสังเกตได้ว่าของไหลนาโนที่ความเข้มข้น 0.2 vol.% มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่สูงที่สุดที่ค่าเลขเรโนลด์ต่ำๆ และที่ความเข้มข้นเดียวกันนี้เมื่อค่าเลขเรโนลด์สูงขึ้นกลับพบว่าการเพิ่มขึ้นของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนกลับมีค่าลดลงเมื่อเปรียบเทียบกับค่าความเข้มข้นที่สูงกว่า หรือพอจะเห็นแนวโน้มได้ว่าที่ค่าเลขเรโนลด์ต่ำนั้น ค่าสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนจะแปรผกผันกับค่าความเข้มข้น ขณะที่ค่าเลขเรโนลด์สูงๆ นั้น ค่าสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนจะแปรผันโดยตรงกับค่าความเข้มข้นอนุภาคของของไหล ทั้งนี้พบว่าการเพิ่มขึ้นของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าสูงสุดอยู่ที่ 30 เปอร์เซ็นต์ ที่ความเข้มข้นของอนุภาค 0.8 vol.%

ผลการทดลองในส่วนของการดันตกคร่อมแสดงดังรูปที่ 3 ซึ่งแสดงให้เห็นว่าความดันสูญเสียจากการใช้ของไหลนาโนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นมีค่าสูงกว่าของไหลที่เป็นน้ำปกติ โดยพบว่าเมื่อพิจารณาที่ค่าเลขเรโนลด์เดียวกันนั้น การเพิ่มค่าความเข้มข้นจะส่งผลให้ค่าความดันตกคร่อมเพิ่มสูงขึ้น ซึ่งผลการทดลองดังกล่าวมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกับงานวิจัยในอดีต อย่างไรก็ตามดูเหมือนว่าความเข้มข้น 0.2 และ 0.5 vol.% จะให้ค่าการเพิ่มขึ้นที่ไม่แตกต่างกันมากนัก และหากพิจารณาผลของค่าเลขเรโนลด์ก็พบว่าเมื่อค่าเลขเรโนลด์สูงขึ้นจะส่งผลค่าความดันตกคร่อมมีค่าเพิ่มขึ้น ซึ่งให้ผลเช่นเดียวกันในทุกๆ ความเข้มข้น จากผลการทดลองทั้งหมดพบว่าค่าความดันตกคร่อมมีค่าเพิ่มขึ้นสูงสุดประมาณ 31 เปอร์เซ็นต์ ที่ความเข้มข้น 0.8 vol.% โดยการเพิ่มขึ้นของค่าความดันตกคร่อมนั้นสามารถพอที่จะให้เหตุผลได้ว่าเป็นผลมาจากการที่ของไหลนาโนมีความหนืดที่เพิ่มขึ้นซึ่งเกิดจากการแขวนลอยด้วยอนุภาคของแข็งที่มีความหนาแน่นสูง รวมถึงเกิดจากความหนืดที่เพิ่มขึ้นที่อาจจะเป็นผลมาจากแรงเสียดทานระหว่างอนุภาค

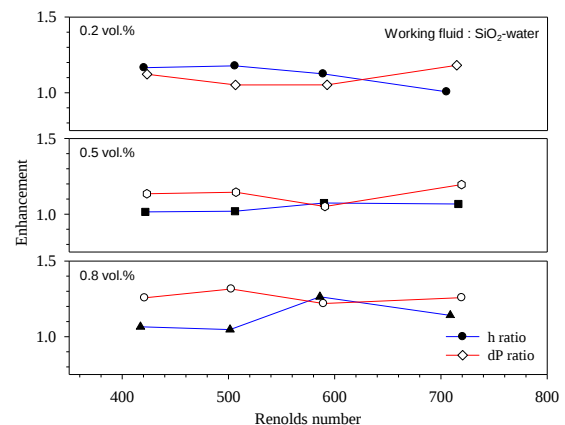
ของแข็งกับพื้นผิวช่องทางการไหลขณะการไหลโดยอิทธิพลนี้มีผลเป็นอย่างยิ่งเมื่ออัตราการไหลเพิ่มขึ้น



รูปที่ 2 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนกับเลขเรโนลด์ของ SiO₂-water ไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น



รูปที่ 3 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันตกคร่อมกับเลขเรโนลด์ของ SiO₂-water ไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น



รูปที่ 4 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและการเพิ่มขึ้นของค่าความดันตกคร่อมที่ความเข้มข้นต่างๆ

TSF-35

ในรูปที่ 4 ผลการทดลองที่ได้ถูกนำมาแสดงในรูปของ สัดส่วนการเพิ่มขึ้น (Enhancement ratio) โดยการเพิ่มขึ้น ของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนหมายถึง ค่า สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของของไหลต่อของของ ไหลที่เป็นน้ำ (h ratio = h_{nf}/h_f) และการเพิ่มขึ้นของค่า ความดันตกคร่อมหมายถึงสัดส่วนระหว่างความดันตก คร่อมของของไหลนาโนกับของไหลฐาน (dP ratio = dP_{nf}/dP_f) โดยแผนภูมินี้จะเป็นประโยชน์ต่อการเลือก เงื่อนไขการใช้งานของของไหลนาโนในเครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อนเพื่อให้เกิดความเหมาะสมหรือคุ้มค่าที่สุด เมื่อ พิจารณาจากรูปจะเห็นได้ว่าการเพิ่มขึ้นของค่าความดัน ตกคร่อมนั้นมีค่าสูงกว่าการเพิ่มขึ้นของค่าสัมประสิทธิ์การ ถ่ายเทความร้อนโดยเฉพาะอย่างยิ่งที่อัตราการไหลที่มีค่า สูง ๆ จะมีเพียงก็แต่ที่ความเข้มข้น 0.2 vol.% ที่พบว่า ในช่วงค่าเลขเรโนลด์ต่ำ ๆ จะมีค่าการเพิ่มขึ้นของความดัน ตกคร่อมที่ต่ำกว่าการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเท ความร้อน หากพิจารณาถึงค่าเลขเรโนลด์หรือค่าอัตราการ ไหล พบว่าในแต่ละความเข้มข้นนั้นจะมีจุดที่เหมาะสม (Optimum point) ที่ได้จากจุดตัดกันระหว่างเส้นการ เพิ่มขึ้นของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนกับเส้นการ เพิ่มขึ้นของค่าความดันตกคร่อมปรากฏขึ้น และสังเกตได้ ว่าจุดตัดนั้นอยู่ในช่วงของค่าเลขเรโนลด์ที่ใกล้เคียงกัน คือ ประมาณที่เลขเรโนลด์เท่ากับ 600 ดังนั้นมันอาจใช้เป็น ข้อแนะนำได้ว่า หากประยุกต์ใช้ของไหลนาโนกับเครื่อง แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นควรใช้การไหลที่เลขเร โนลด์ที่ประมาณ 600 ทั้งนี้ต้องมีค่าความเข้มข้นที่ ใกล้เคียงกับค่าที่ใช้ในการทดลองด้วย

5. สรุปผลการทดลอง

จากผลการทดลองศึกษาสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมของของไหลนาโนชนิด SiO_2 -water ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น สามารถ สรุปผลการทดลองได้ว่า ความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าสูงขึ้นเมื่อใช้ของ ไหลนาโนเป็นของไหลทำงาน โดยค่าสัมประสิทธิ์การ ถ่ายเทความร้อนแปรผันตามค่าเลขเรโนลด์ สำหรับผลของ ความเข้มข้นนั้นสรุปได้ว่า ที่ค่าเลขเรโนลด์ต่ำ ๆ นั้น สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนแปรผกผันกับความ เข้มข้น แต่ในทางตรงกันข้าม ที่ค่าเลขเรโนลด์สูง ๆ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะแปรผันตามค่าความ

เข้มข้น ในส่วนของความดันตกคร่อมในระบบสรุปได้ว่า ค่าความดันตกคร่อมมีค่าเพิ่มสูงขึ้นเมื่อเปรียบเทียบกับ ของไหลฐานที่เป็นน้ำ และแปรผันตามความเข้มข้นและค่า เลขเรโนลด์ มากไปกว่านั้นจากผลการทดลองทั้งหมด พบว่าที่เลขเรโนลด์เท่ากับ 600 เป็นจุดที่เหมาะสมต่อการ ประยุกต์ใช้งานเนื่องจากมีค่าสัดส่วนการเพิ่มขึ้นของค่า สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนและการเพิ่มขึ้นของค่า ความดันตกคร่อมที่เท่ากัน ผลจากการทดลองใน การศึกษานี้มีแนวโน้มที่สอดคล้องกับหลายๆ งานวิจัย ในอดีต ซึ่งเป็นการยืนยันได้ว่าการใช้ของไหลนาโน สามารถเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนให้กับเครื่อง แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นได้ แต่อย่างไรก็ตามการ เลือกใช้ของไหลนาโนต้องพิจารณาการเพิ่มขึ้นของ สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนควบคู่ไปกับการเพิ่มขึ้น ของค่าความดันตกคร่อม เพื่อให้เกิดความเหมาะสมหรือ คุ้มค่าที่สุด

6. กิตติกรรมประกาศ

ผู้เขียนขอขอบคุณ นักศึกษาสาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเอเชียอาคเนย์ หลายคน ที่ได้มีส่วนช่วยเหลือในการทำงานวิจัยขึ้นนี้

7. เอกสารอ้างอิง

- [1] Shiomi, Y., Nakamishi, S. and Uehara, T. (2004). Characteristics of two-phase flow in a channel form by chevron type plates, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 28, pp. 231–235
- [2] Metwally, H.M. and Manglik, R.M. (2004). Enhanced heat transfer due to curvature-induced lateral vortices in laminar flows in sinusoidal corrugated-plate channels, *International Journal of Heat and Mass transfer*, vol. 47. pp. 2283– 2292
- [3] Kuo, W.S., Lie, Y.M., Hsieh, Y.Y. and Lin, T.F. (2005). Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-410A flow in a vertical plate heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 48, pp. 5205 – 5220
- [4] Nilpueng, K. and Wongwises, S. (2006). Flow pattern and pressure drop of vertical upward gas–

TSF-35

liquid flow in sinusoidal wavy channels, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 30, pp. 523 – 534

[5] Wajs, J. and Mikielawicz, D. (2012), Effect of surface finish on heat transfer performance of plate heat exchanger, Paper presented to the 9th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Malta

[6] Wajs, J. and Mikielawicz, D. (2013). Effect of surface roughness on thermal-hydraulic characteristics of plate heat exchanger, *Key Engineering Materials*, vol. 597, pp. 63 - 74

[7] Choi, S.U.S. (1995). Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles, *ASME. Fluids engineering division*, vol. 231, pp. 99 - 103

[8] Masuda, H., Ebata, A., Teramae, K. and Hishinuma, N. (1993). Alteration of thermal conductivity and viscosity of liquid by dispersing ultra-fine particles (Dispersion of Al_2O_3 , SiO_2 and TiO_2 ultra-fine particles), *Netsu Bussei (Japan)*, vol. 7(4), pp. 227 - 233

[9] Das, S.K., Putta, N., Thiesen, P. and Roetzel, W. (2003). Temperature Dependence of thermal conductivity Enhancement for Nanofluids, *ASME Transactions: Journal of Heat Transfer*, vol. 125, pp. 567 - 574

[10] Murshed, S.M.S., Leong, K.C. and Yang, C. (2008). Investigations of thermal conductivity and Viscosity of Nanofluids, *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 47(5), pp. 560 - 568

[11] Duangthongsuk, W. and Wongwises, S. (2009). Measurement of temperature-dependent thermal conductivity and viscosity of TiO_2 -water nanofluids, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 33, pp. 706 - 714

[12] Yiamsawas, T., Dalkilic, A.S. and Wongwises, S. (2012). Measurement of the thermal conductivity of titania and alumina nanofluids, *Thermochimica Acta*, vol. 545, pp. 48 - 56

[13] Turgut A., Tavman, I., Chirtoc, M., Schuchmann, H.P., Sauter, C. and Tavman, S. (2009) Thermal

conductivity and Viscosity Measurements of Water-Based TiO_2 Nanofluids, *International Journal Thermo physics*, vol. 30, pp. 1213 – 1226

[14] Pantzali, M., Mouza, A. and Paras, S. (2009). Investigating the efficacy of nanofluids as coolants in plate heat exchangers (PHE), *Chemical Engineering Science*, vol. 64(14) pp. 3290 – 3300

[15] Maré, T., Halefadi, S., Sow, O., Estellé, P., Duret, S. and Bazantay F. (2011). Comparison of the thermal performances of two nanofluids at low temperature in a plate heat exchanger, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 35(8), pp. 1535 – 1543

[16] Zamzamian, A., Oskouie, S.N., Doosthoseini, A., Joneidi, A. and Pazouki, M. (2011). Experimental investigation of forced convective heat transfer coefficient in nanofluids of Al_2O_3/EG and CuO/EG in a double pipe and plate heat exchangers under turbulent flow, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 35(3), pp. 495 – 502

[17] Kwon, Y., Kim, D., Li, C., Lee, J., Hong, D., Lee, J., Lee, S., Cho, Y. and Kim, S. (2011). Heat transfer and pressure drop characteristics of nanofluids in a plate heat exchanger, *Journal of Nanoscience and Nanotechnology*, vol. 11(7), pp. 5769 – 5774

[18] Haghshenas, F.M., Talaie, M.R., and Nasr, S. (2011). Numerical and experimental investigation of heat transfer of ZnO /water nanofluid in the concentric tube and plate heat exchangers, *Thermal Science*, vol. 15(1), pp. 183 – 194

[19] Pandey, S.D., and Nema, V. (2012). Experimental analysis of heat transfer and friction factor of nanofluid as a coolant in a corrugated plate heat exchanger, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 38, pp. 248 – 256

[20] Tiwari, A.K., Ghosh, P. and Sarkar, J. (2013). Performance comparison of the plate heat exchanger using different nanofluids, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 49, September 2013, pp. 141 - 151

TSF-35

- [21] Khairul, M.A., M.A. Alim, I.M. Mahbubul, R. Saidur, A. Hepbasli, A. Hossain, Heat transfer performance and exergy analyses of a corrugated plate heat exchanger using metal oxide nanofluids, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 50, January 2014, pp. 8 - 14
- [22] Shah, R.K. (1985). *Handbook of Heat Transfer Application*, McGraw-Hill, New York, pp. 209 – 212