

ผลกระทบของลักษณะของแผ่นกั้นที่มีผลต่อค่าความดันลดและค่าสัมประสิทธิ์  
การถ่ายเทความร้อนในระบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเปลือกและท่อ<sup>†</sup>  
The effect of baffles types on pressure drop and the overall heat transfer  
coefficient inside a shell and tube heat exchanger

ณัฐดนัย พรรณเจริญวงศ์<sup>1\*</sup>, ณัฏฐา กัลยาประสิทธิ์<sup>1</sup>, พลเทพ เวงสูงเนิน<sup>2</sup>, ผดุงศักดิ์ รัตนเดโช<sup>1</sup>  
Nattadon Pannucharoenwong<sup>1\*</sup>, Natha Kanlayaprasit<sup>1</sup>, Ponthepong Vengsungne<sup>2</sup>,  
Phadungsak Ratanadecho<sup>1</sup>

<sup>1</sup> ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์

<sup>2</sup> สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องจักรกลเกษตร มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลอีสาน

<sup>1</sup>Department of Mechanical Engineering, Faculty of engineering, Thammasat University

<sup>2</sup>Department of Agricultural Machinery Engineering, Rajamangala University of Technology Isan

Corresponding author. Tel.: 0 3825 9050-55, E-mail: pnattado@engr.tu.ac.th

## บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาและเปรียบเทียบผลกระทบของลักษณะของแผ่นกั้นต่อค่าความดันลดและสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ติดตั้งในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเปลือกและท่อที่นำมาใช้แทนระบบเครื่องควบคุมไอรหรือน้ำมันของบริษัท ปตท.จำกัด (มหาชน) สำนักงานพระโขนง โดยศึกษาลักษณะของแผ่นกั้นที่ใช้ในการศึกษามี 3 ลักษณะ ได้แก่ แผ่นกั้นแบบ segmental baffle (SB) แผ่นกั้นแบบ double segmental baffle (DSB) และแผ่นกั้นแบบ helical baffle (HB) โดยงานวิจัยนี้จะใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์จำลอง และวิเคราะห์ลักษณะการไหล (CFD) เพื่อนำไปเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนดังกล่าว จากการวิเคราะห์พบว่า ค่าความดันลดมีค่าเท่ากับ 222.36, 179.32 และ 100.57 Pa ตามลำดับและค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าเท่ากับ 13.07, 8.93 และ 14.57 W/m<sup>2</sup>K ตามลำดับ สรุปได้ว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเปลือกและท่อที่ใช้แผ่นกั้นแบบ HB มีค่าความดันลดต่ำที่สุดและมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในระบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเปลือกและท่อสูงที่สุดในงานวิจัยนี้และเมื่อเปรียบเทียบกับระบบเครื่องควบคุมไอรหรือน้ำมันเดิมกับระบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้แผ่นกั้นแบบ HB พบว่า ระบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าประสิทธิผลเพิ่มขึ้นเท่ากับ 72.77%

**คำสำคัญ:** แผ่นกั้น เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ความดันลด สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

<sup>†</sup> บทความจากงานประชุมวิชาการระดับชาติเชิงสร้างสรรค์ครั้งที่ 2

## Abstract

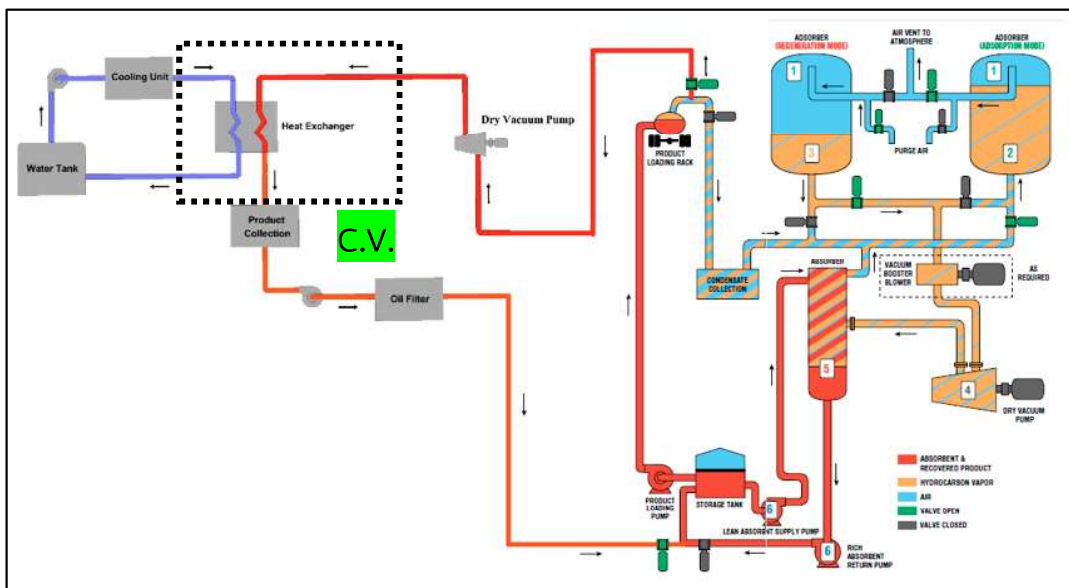
This research study the effect of the baffles type on pressure drop and the overall heat transfer coefficient in the shell and tube heat exchanger that replaces on vapor recovery unit located at PTT public company limited Prakanhong branch. The 3 types of baffles were employed including segmental baffles (SB), double segmental baffles (DSB) and helical baffles (HB). The solving in this research was carried out by CFD to improve heat transfer efficiency in this heat exchanger. A pressure drop found to be 222.36, 170.32 and 100.57 Pa and the overall heat transfer coefficient were 13.07, 8.93 and 14.57 W/m<sup>2</sup>K respectively. It can be concluded that the shell-and-tube heat exchanger using HB gave the lowest pressure drop and highest overall heat transfer coefficient in this research. The effectiveness between VRU system and heat exchanger with HB system is improved 72.77%

**Keywords:** Baffle types, Heat exchanger, Pressure drop, Overall heat transfer coefficient

## 1. บทนำ

การเจริญเติบโตและการพัฒนาของภาคอุตสาหกรรมต่าง ๆ ในปัจจุบันส่งผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมมากขึ้น โดยเฉพาะอุตสาหกรรมปิโตรเลียมเนื่องจากไฮโดรคาร์บอนระเหยง่าย (Volatile organic compounds: VOCs) ซึ่งเป็นสารตั้งต้นประเภทหนึ่งในปฏิกิริยาการเกิดโอโซนและสารประกอบเบนซีน (benzene) ซึ่งเป็นสารก่อมะเร็งเม็ดเลือดขาว โดยแหล่งกำเนิดไฮโดรคาร์บอนระเหยง่ายจะอยู่ที่คลังน้ำมันเชื้อเพลิง สถานีบริการน้ำมันเชื้อเพลิงและการขนส่งน้ำมันเชื้อเพลิง ส่งผลให้ผู้ประกอบการแก้ไขปัญหาโดยการติดตั้งเครื่องควบคุมไอระเหยน้ำมัน (Vapor

recovery unit: VRU) เข้ามาในระบบ เพื่อควบคุมปริมาณไฮโดรคาร์บอนเชื้อเพลิงและนำไอระเหยน้ำมันกลับมาใช้ แต่ระบบดังกล่าวนี้มีราคาสูงเนื่องจากเป็นเทคโนโลยีจากต่างประเทศ ทางบริษัท ปตท. จำกัด (มหาชน) สำนักงานพระโขนง กรุงเทพมหานคร ได้นำหลักการของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเปลือกและท่อ (Shell and tube heat exchanger) มาใช้แทนระบบ VRU เพื่อลดค่าใช้จ่าย ความดันและอุณหภูมิลง โดยให้ไฮโดรคาร์บอนอยู่ในท่อและแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำที่อยู่ล้อมรอบท่อ เพื่อให้ไฮโดรคาร์บอนควบแน่นและนำไปใช้ในระบบต่อไป แผนผังของระบบควบคุมทั้งหมดของการกลั่นน้ำมันซึ่งสามารถติดต่อระบบจากส่วนของระบบ VRU ระบบเดิม แสดงได้ดังภาพที่ 1



ภาพที่ 1 แผนผังการทำงานของระบบทดแทนต้นแบบร่วมกับระบบ VRU และ Control volume [1]

“เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน” เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเปลือกและท่อเป็นอุปกรณ์ที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลสองชนิดที่มีอุณหภูมิต่างกันโดยของไหลชนิดหนึ่งอยู่ในท่อ (Tube) และของไหลอีกชนิดจะอยู่ในเปลือก (Shell) และมักจะมีแผ่นบังคับทิศทางการไหลหรือแผ่นกั้น (Baffles) กันไม่ให้ของไหลในเปลือกลัดวงจร ปรับเปลี่ยนทิศทางการไหลของของไหล รักษาระยะห่างระหว่างท่อและทำให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วนเพื่อเพิ่มการอัตราการถ่ายเทความร้อน ( $\dot{Q}$ ) [2, 3] โดยทั่วไปการไหลภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะเป็นการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent flow) ส่วนมากจะเกิดจากการใช้แผ่นกั้นซึ่งแผ่นกั้นที่ใช้มีหลายประเภท เช่น แผ่นกั้นแบบ segmental, double segmental, triple segmental, helical, double helical, doughnut [4] และพบว่า ส่วนใหญ่ปัญหาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเปลือกและท่อจะถูกแก้โดยการใส่แผ่นกั้นแบบ HB โดยเฉพาะการศึกษาค่าของมุมเอียงต่าง ๆ ของแผ่นกั้นแบบ HB จากโมเดล periodic พบว่า

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ( $U$ , Overall heat transfer coefficient) ของเครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อนแปรผกผันกับค่าความดันลด ( $\Delta p$ , Pressure drop) และที่ความดันลดเท่ากัน มุมบิด (Helix angle) ที่มีประสิทธิภาพสูงที่สุดมีขนาดประมาณ  $45^\circ$  [5-7] เช่นเดียวกันกับ Pranita B. et al. และ Anus EM. [8] ที่วิเคราะห์การไหลโดยการเปลี่ยนลักษณะของแผ่นกั้น พบว่าแผ่นกั้นแบบ SB เกิดบริเวณที่ไม่มีการไหลวนของ ของไหล (dead zones) เกิดการไหลวนกลับ (back mixing) และการผสมของอนุภาคของเหลวทำให้ค่า ความดันลดสูงส่งผลให้งานของปั๊ม ( $W_{\text{pump}}$ ) สูง- ตามไปด้วยและค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน (thermal performance) ต่ำ ซึ่งสามารถแก้ไขได้โดย การเปลี่ยนมาใช้แผ่นกั้นแบบ helical ดังนั้น ใน การเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน เครื่อง แลกเปลี่ยนความร้อนควรจะมีค่าอัตราไหลเชิงมวล ( $\dot{m}$ ) ในเปลือกและค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ( $U$ , the overall heat transfer coefficient) สูง

ค่าความดันลดน้อย จะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนสูง[8,9] Zena KK. et al. [10,11]ใช้ Computational Fluid Dynamics หรือ CFD ในการวิเคราะห์หรือคาดการณ์ผลการไหลของของไหลเมื่อไหลผ่านวัตถุที่เราสนใจ หลักการคือ แบ่งขอบเขตของปริมาตรเป็นตาข่าย (mesh) และ ใช้สมการนาเวียร์-สโตกส์ คำนวณผลของการไหลจากตาข่ายหนึ่งไปยังอีกตาข่ายหนึ่ง ซึ่งผลจากการคำนวณจะเป็นค่าประมาณ สามารถเพิ่มความแม่นยำได้โดยขึ้นอยู่กับการแบ่งตาข่าย การกำหนดค่าต่าง ๆ ของผู้ใช้ และประสิทธิภาพของคอมพิวเตอร์ที่ใช้คำนวณ

จากการทบทวนวรรณกรรมพบว่า ความดันลดส่งผลต่อค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของระบบ เนื่องมาจากการเปลี่ยนแปลงลักษณะของแผ่นกั้น ดังนั้นงานวิจัยนี้จะใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์จำลองและวิเคราะห์ลักษณะการไหลเพื่อศึกษาและเปรียบเทียบผลกระทบของลักษณะของแผ่นกั้นต่อค่าความดันลดและค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ติดตั้งในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเปลือกและท่อโดยศึกษาลักษณะของแผ่นกั้นที่ใช้ในการศึกษามี 3 ลักษณะ ได้แก่ แผ่นกั้นแบบ Segmental (SB) แผ่นกั้นแบบ Double segmental (DSB) และแผ่นกั้นแบบ Helical (HB)

## 2. วิธีการดำเนินการวิจัย

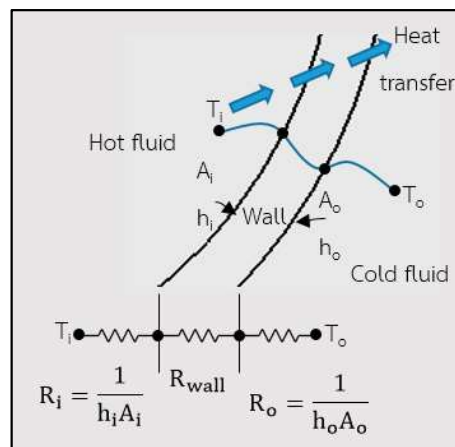
### 2.1 สมการที่เกี่ยวข้อง

#### 2.1.1 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

(U, Overall heat transfer coefficient)

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะมีการแลกเปลี่ยนความร้อนจากของไหลอุณหภูมิสูงไปยังผนังท่อโดยการนำความร้อน (Conduction) และจาก

ผนังท่อไปยังของไหลอุณหภูมิต่ำโดยการพาความร้อน (Convection) เพื่อให้ง่ายต่อการคำนวณจึงคิดเป็นวงจรความต้านทานความร้อน (R, Thermal resistance) ดังภาพที่ 2



ภาพที่ 2 วงจรความต้านทานความร้อนที่ผนังท่อระหว่างของไหลเย็นและของไหลร้อน

$$R_{wall} = \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi kL} \quad (1)$$

เมื่อ  $k$  คือ ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของผนังท่อ

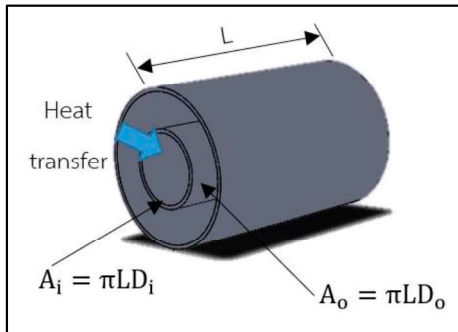
$L$  คือ ความยาวท่อ

$R$  คือ ความต้านทานความร้อนรวม

$A_i = \pi D_i L$  และ  $A_o = \pi D_o L$  คือ พื้นที่ของผิวผนังด้านในและด้านนอก ตามลำดับ

เมื่อรวมค่า  $R$  จะได้สมการ (2) และภาพที่ 3

$$R = R_{total} = R_i + R_{wall} + R_o = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (2)$$



ภาพที่ 3 การถ่ายเทความร้อนระหว่างพื้นผิวท่อด้านในและด้านนอก

อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลสามารถคำนวณได้จากสมการ (3)

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = UA_s \Delta T = U_i A_i \Delta T = U_o A_o \Delta T \quad (3)$$

$$A_s = \frac{\pi n t L}{2} \quad (4)$$

เมื่อ  $t$  คือ ความหนาของท่อ  
 $n$  คือ จำนวนท่อ

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{U_i A_i} + \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{h_i A_i} + R_{wall} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (5)$$

ถ้าผนังท่อบางและค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนน้อย จะได้

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad (6)$$

ประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมักจะเสื่อมไปตามกาลเวลา เป็นผลมาจากการสะสมของตะกอนบนพื้นผิวการถ่ายเทความร้อน จึงต้องมีการคำนวณค่า Fouling factors,  $R_f$  เพื่อในค่าความต้านทานด้วย ดังสมการ (7)

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{U_i A_i} + \frac{1}{U_o A_o} = R$$

$$= \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{f,i}}{A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{R_{f,o}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (7)$$

2.1.2 การวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ทำได้ 2 วิธี คือ

#### 2.1.2.1 วิธี Effectiveness-NTU

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c C_{pc} (T_{c,out} - T_{c,in}) = \dot{m}_c C_{pc} \Delta T_c \quad (8)$$

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_h C_{ph} (T_{h,out} - T_{h,in}) = \dot{m}_h C_{ph} \Delta T_h \quad (9)$$

เมื่อ  $\Delta T_c$  และ  $\Delta T_h$  เป็น ค่าผลต่างของอุณหภูมิขาเข้าและขาออกตามลำดับ

#### 2.1.2.1 วิธี Log Mean Temperature Difference (LMTD)

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_{lm} \quad (10)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (11)$$

เมื่อ  $\Delta T_{lm}$  เป็นผลต่างของอุณหภูมิ log mean

#### 2.1.3 การวิเคราะห์ปัญหา CFD

กำหนดให้  $\nabla = \vec{i} \frac{\partial}{\partial x} + \vec{j} \frac{\partial}{\partial y} + \vec{k} \frac{\partial}{\partial z}$  (12)

Continuity eq.  $\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0$  (13)

x-momentum

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho f_x \quad (14)$$

y-momentum

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho f_y \quad (15)$$

z-momentum

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho w \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho f_z \quad (16)$$

จะได้ การวิเคราะห์พลศาสตร์ของไหล  
เชิงคำนวณอยู่ภายใต้สมการนาเวียร์-สโตกส์

$$\begin{aligned} & \left( \frac{\partial \rho \phi}{\partial t} \right) + \left( \frac{\partial \rho u \phi}{\partial x} + \frac{\partial \rho v \phi}{\partial y} + \frac{\partial \rho w \phi}{\partial z} \right) \\ & = \Gamma \left( \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial z^2} \right) + S(\phi) \end{aligned} \quad (17)$$

## 2.2 สมมติฐานที่ใช้ในการคำนวณ (assumption)

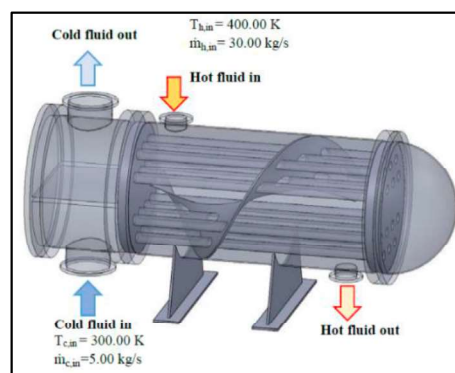
- การวิเคราะห์เป็นแบบ 3 มิติ
- การวิเคราะห์เป็นแบบสภาวะคงตัว (Steady state) ของไหลอัดตัวไม่ได้ (Incompressible fluid) และไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent flow)
- วิเคราะห์โดยพิจารณาแรงโน้มถ่วงของโลก
- แบบจำลองความหนืด Standard k - ε (2 eq<sup>n</sup>)

- ใช้ SIMPLE scheme แก้สมการ Pressure-velocity coupling แบบ SIMPLE Scheme

## 2.3 การสร้างรูปทรงเรขาคณิต (Geometry creation) และการสร้างตาข่ายในการคำนวณ (Mesh generation)

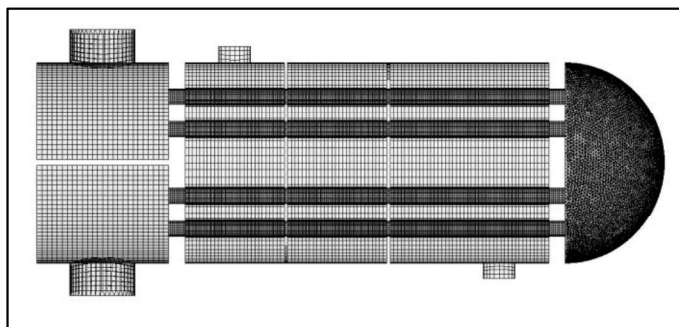
การสร้างแบบจำลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในงานวิจัยนี้ ออกแบบโดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์จากระบบ ทศพล ขำบัวน้อยและคณะ [1]

ตัวเครื่องมี 1 ทางเข้า-ออกของของไหลเย็น (Cold fluid) 1 ทางเข้า-ออกของของไหลร้อน (Hot fluid) ภายในตัวเครื่องมีท่ออยู่ 14 ท่ออยู่พร้อมแผ่นกั้น กำหนดให้ ฝั่งของไหลเย็นมีอุณหภูมิขาเข้า ( $T_{c,in}$ ) เท่ากับ 300 K และอัตราไหลเชิงมวล ( $\dot{m}_{c,in}$ ) เท่ากับ 5.00 kg/s ฝั่งของไหลร้อนมีอุณหภูมิขาเข้า ( $T_{h,in}$ ) เท่ากับ 400 K และอัตราไหลเชิงมวล ( $\dot{m}_{h,in}$ ) เท่ากับ 30.00 kg/s และมีทิศทางการไหลดังภาพที่ 4

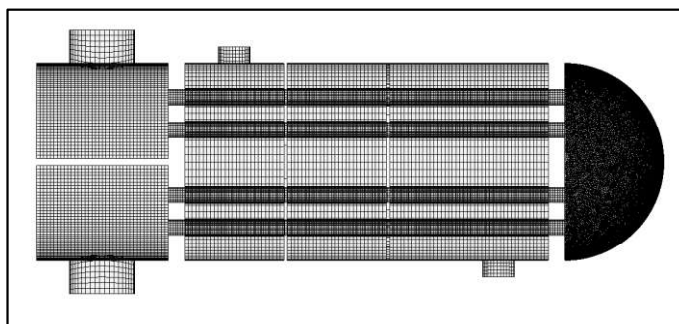


ภาพที่ 4 ทิศทางการไหลของของไหลภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

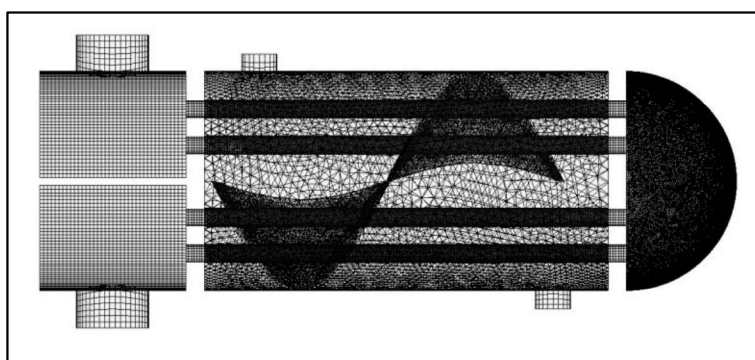
การสร้างตาข่ายในการคำนวณเป็นขั้นตอนที่สำคัญมากเพราะต้องเหมาะสมกับโดเมนเชิงคำนวณ ในการเพิ่มจำนวนเซลล์จะเพิ่มความละเอียด และความแม่นยำในการคำนวณ แต่ระยะเวลาในการคำนวณจะมากขึ้นตามไปด้วย ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับประสิทธิภาพของคอมพิวเตอร์ ในกระบวนการทางวิศวกรรมจะการใช้การสร้างตาข่ายเพื่อแก้สมการ (17), รายละเอียดแสดงดังภาพที่ 5 และตารางที่ 1 [10]



ก



ข



ค

ภาพที่ 5 ตาข่ายในการคำนวณแผ่นกั้น (ก) แบบ SB (ข) แบบ DSB (ค) แบบ HB

ตารางที่ 1 จำนวนของเซลล์ระหว่างตาข่ายที่ใช้คำนวณ

ชนิดของแผ่นกั้น	จำนวนโหนด	จำนวนอีลิเมนต์	Tetrahedral	Wedges	Hexahedra
SB	755,965	1,117,846	489,530	18,642	609,674
DSB	869,643	2,683,467	2,260,122	9,994	413,351
HB	941,468	3,873,409	3,610,747	7,696	254,966



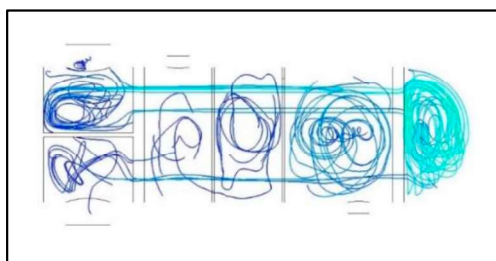
### 3. ผลการวิจัยและการอภิปราย

จากการจำลองพลศาสตร์ของของไหลภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตามเงื่อนไขที่กำหนดข้างต้นโดยเปลี่ยนชนิดของแผ่นกัน จะได้ผลการทดลองดังนี้

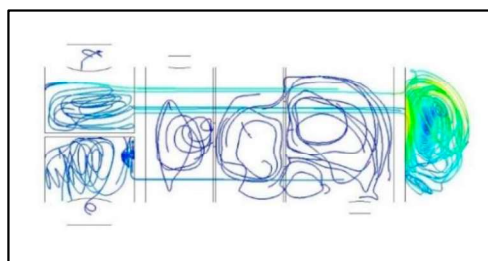
#### 3.1 Stream line ของของไหลภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

การหาค่าความดันตกของระบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้ พิจารณาจากกระแสการไหล (stream line) ของของไหลแบบปั่นป่วน ภาพที่ 6(ก) ของไหลเกิดบริเวณที่ไม่มีการไหลวนของของไหลหรือ

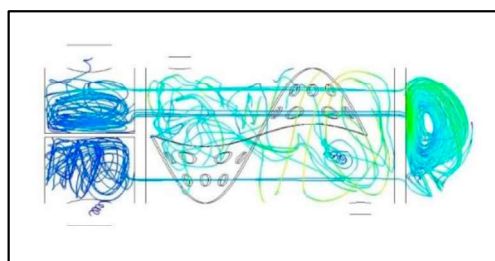
การอันของของไหล (Dead zones) เกิดการไหลวนกลับ (Back mixing) ทำให้มีการผสมของอนุภาคของเหลว ส่งผลให้ มีค่าความดันตกเท่ากับ 222.36 Pa ภาพที่ 6(ข) มีการไหลวนกลับของของไหลอยู่บ้างเล็กน้อย มีค่าความดันตกเท่ากับ 179.32 Pa และภาพที่ 6(ค) ไม่เกิดการไหลวนกลับของของไหล มีค่าความดันตกเท่ากับ 100.57 Pa จากกระแสการไหลจะเห็นได้ว่าการเกิดการอันของของไหลและการไหลวนกลับจะส่งผลกับค่า  $\Delta p$  โดยแผ่นกันแบบ HB จะมีค่าความดันตกต่ำที่สุด ตามด้วยแผ่นกันแบบ DSB และแผ่นกันแบบ SB



ก



ข



ค

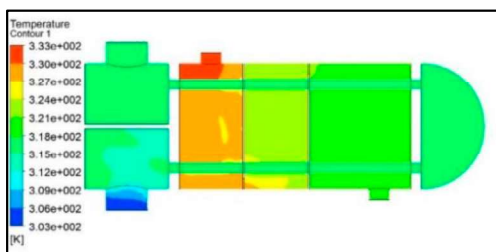
ภาพที่ 6 กระแสการไหลภายในแผ่นกัน (ก) แบบ SB (ข) แบบ DSB (ค) แบบ HB

#### 3.2 คอนทัวร์อุณหภูมิภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

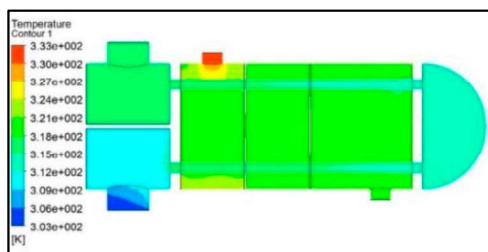
คอนทัวร์อุณหภูมิภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของแต่ละชนิดของแผ่นกันนี้ แสดงให้เห็นการกระจายตัวของอุณหภูมิของไหลในเครื่อง-

แลกเปลี่ยนความร้อนในแต่ละชนิดที่แตกต่างกัน ในภาพที่ 7 พบว่า อุณหภูมิของของไหลเย็นขาออก ( $T_{c,out}$ ) อยู่ในช่วง 312 K ถึง 319 K และอุณหภูมิของของไหลร้อนขาออก ( $T_{h,out}$ ) อยู่ในช่วง 388 K ถึง 395 K

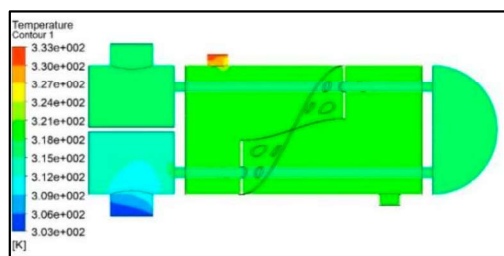




ก



ข



ค

ภาพที่ 7 คอนทัวร์อุณหภูมิภายในแผ่นกั้น (ก) แบบ SB (ข) แบบ DSB (ค) แบบ HB

ตารางที่ 2 ตารางบันทึกค่าอุณหภูมิ

ชนิดของแผ่นกั้น	$T_{c,in}, K$	$T_{c,out}, K$	$\Delta T_c, K$	$T_{h,in}, K$	$T_{h,out}, K$	$\Delta T_h, K$	$\Delta T_{lm}$
SB	300	314.94	14.94	400	393.86	6.14	9.90
DSB	300	312.05	12.05	400	388.67	11.33	11.69
HB	300	318.56	18.56	400	394.27	5.73	10.92

จากตารางที่ 2 ภาพที่ 7(ก) มีค่าอุณหภูมิต่าง ๆ ดังนี้  $T_{c,out}$ ,  $T_{h,out}$ ,  $\Delta T_c$ ,  $\Delta T_h$  และ  $\Delta T_{lm}$  เท่ากับ 314.94, 393.86, 14.94, 6.14 และ 9.90 K ตามลำดับ ภาพที่ 7(ข) มีค่า 312.05, 388.67, 12.05, 11.33 และ 11.69 K ตามลำดับและ ภาพที่ 7(ค) มีค่า 318.56, 394.27, 18.56, 5.73 และ 10.92 K ตามลำดับ ซึ่งค่า  $\Delta T_c$  จะนำไปคำนวณค่า  $\dot{Q}_c$  ต่อไป ในหัวข้อ 3.3

### 3.3 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน ( $\dot{Q}_c$ ) ของแต่ละชนิดของแผ่นกั้นสามารถคำนวณตามสมการ (8) กำหนดให้  $c_{p,water@300 K} = 4.18 \text{ kJ/kgK}$  และค่า  $\dot{m} = 5 \text{ kg/s}$  จะได้ค่า  $\dot{Q}_{c,SB}$ ,  $\dot{Q}_{c,DSB}$  และ  $\dot{Q}_{c,HB}$  เท่ากับ 312.31, 251.91 และ 387.89  $\text{kW/m}^2\text{K}$  ตามลำดับ ซึ่งค่า  $\dot{Q}_c$  ดังกล่าว จะนำมาคำนวณหาค่า  $U$  ตามสมการ (10) จะได้ค่า  $U_{SB}$ ,  $U_{DSB}$  และ  $U_{HB}$  ได้ตามตารางที่ 3

ตารางที่ 3 ตารางคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

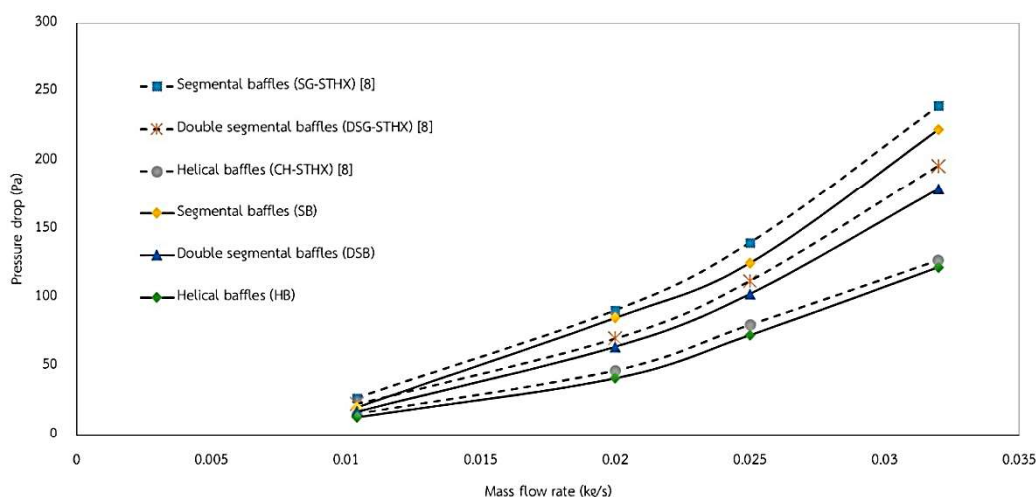
ชนิดของแผ่นกั้น	$\dot{Q}_c$ , kW	$A_s$ , m <sup>2</sup>	U, kW/m <sup>2</sup> K
SB	312.31	2.41	13.07
DSB	251.91	2.41	8.93
HB	387.89	2.44	14.57

จากการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน จะเห็นได้ว่า ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน และค่า  $\Delta T_{lm}$  ส่งผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยแผ่นกั้นแบบ HB จะมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมากที่สุด ตามด้วย แผ่นกั้นแบบ SB และแผ่นกั้นแบบ DSB

### 3.4 การตรวจสอบ (Validation)

ผลการคำนวณที่ได้จะนำไปเปรียบเทียบกับงานวิจัยของ Pranita B. et al. [9] เพื่อดูแนวโน้มของ

ระบบที่ใช้ทดลองกับระบบของงานวิจัยอื่นที่มีเงื่อนไขไม่แตกต่าง โดยพบว่า แนวโน้มของแผ่นกั้นแบบ SB แบบ DSB และแบบ CH ไปในทิศทางเดียวกัน คือ เมื่ออัตราการไหลเชิงมวลเพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าความดันลดเพิ่มขึ้นและมีค่าความคลาดเคลื่อนร้อยละ 4.54, 6.46 และ 7.83 ตามลำดับ ดังนั้น เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเปลือกและท่อสามารถทดแทนระบบ VRU ได้



ภาพที่ 8 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดกับอัตราการไหลเชิงมวล

## 4. บทสรุป

จากการคำนวณพลศาสตร์ของของไหลภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน พบว่า Stream line ของของไหลขึ้นอยู่กับชนิดและทิศทางของแผ่นกั้น

เนื่องจากลักษณะของแผ่นกั้นส่งผลต่อลักษณะการไหลวนของของไหลภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งทำให้เกิดการอันของของไหลและการไหลวนกลับ ซึ่งทั้งสองอย่างนี้จะส่งผลกับ

ค่าความดันลด โดยแผ่นกั้นแบบ HB จะมีค่าความดันลดต่ำที่สุด ตามด้วยแผ่นกั้นแบบ DSB และแผ่นกั้นแบบ SB และจากการเปลี่ยนชนิดของแผ่นกั้น จะได้ค่าอุณหภูมิขาออกของของไหลทั้งสองชนิดและการหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสามารถหาได้จากผลต่างของอุณหภูมิของของไหลชนิดใดชนิดหนึ่ง ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับค่า  $c_p$  และค่าอัตราการไหลเชิงมวล ซึ่งจะส่งผลต่อค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน นอกจากนี้ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสามารถหาได้จากค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน ที่พื้นที่หน้าตัดเท่ากัน ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของแผ่นกั้นแบบ SB จะมีค่าสูงกว่าของแผ่นกั้นแบบ DSB และเมื่อตรวจสอบแนวโน้มของระบบที่ใช้ทดลองกับระบบของงานวิจัยอื่นที่มีเงื่อนไขเหมือนกัน พบว่า แผ่นกั้นแบบ SB แบบ DSB และแบบ CH มีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกันและมีค่าความคลาดเคลื่อนร้อยละ 4.54, 6.46 และ 7.83 ตามลำดับ

## 5. กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยฉบับนี้ได้รับความอนุเคราะห์ข้อมูลจาก บริษัท ปตท.จำกัด (มหาชน) สำนักงานพระโขนง กรุงเทพมหานคร และผลงานวิจัยฉบับนี้ได้รับการสนับสนุนเงินทุนวิจัยจากคณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์

## 6. เอกสารอ้างอิง

[1] ทศพล ขาวน้อย, ฉัตรชัย เบญจปิยะพร, จุฬารักษ์ เบญจปิยะพร. การหาแบบจำลองที่เหมาะสมที่สุดในการออกแบบสร้างอุปกรณ์ต้นแบบเพื่อใช้ในการทดแทนระบบเครื่องควบคุมไอระเหย่น้ำมันโดยใช้พลศาสตร์ของไหลเชิง

คำนวณในการวิเคราะห์. ขอนแก่น: คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยขอนแก่น; ม.ป.ป.

- [2] Yunus AC. Heat and mass transfer a practical approach. 5<sup>th</sup> edition: McGraw-Hill; 2015.
- [3] เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน. [อินเทอร์เน็ต]. ม.ป.ป. [เข้าถึงเมื่อ 1 พ.ค. 2561]. จาก: <http://eng.sut.ac.th/me/2014/laboratory/document/HeatExchanger.pdf>
- [4] Bell KJ. Heat exchanger design for the process industries. transactions of the ASME, Trans. ASME J Heat Tran. 2004; 126 (6):877-85.
- [5] Lutch J, Nemcansky J. Performance improvement of tubular heat exchangers by helical baffles. Chem Eng Res Des. 1990; 68(3):263-70.
- [6] Master BI. Heat exchanger. United States: US 6827138 B1, 2004.
- [7] Lei YG, He YL, Gao YF. Effects of baffle inclination angle on flow and heat transfer of a heat exchanger with helical baffles. Chem Eng Process. 2008; 36(2):2336-45.
- [8] Anas EM. Numerical comparison of shell side performance for shell and tube heat exchangers with trefoil-hole helical and segmental baffles. Appl Therm Eng 2016;109:175-85.
- [9] Bichkar P, Dandgaval O, Dalvi P, et al. Study of shell and tube heat exchanger with the effect of types of baffles. Procedia Manufacturing.2018; 20:195-200.

- [10] Zena KK, Muna SK, Adel YAH. CFD study for cross flow heat exchanger with integral finned tube. Int J Sci Res Publ. 2016; 6(6):668-77.
- [11] Intanon N, yawara P, Suriyapa C, et al. Rolling sliding fatigue of Hard-chrome surface. UTK Res J. 2017; 12(1):112-18.