



รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์

โครงการ “แบบจำลองขีดจำกัดสมรรถนะของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด”

โดย ศ.ดร. ประดิษฐ์ เทอดทูล และ คณะ

สิงหาคม ๒๕๕๐

รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์

โครงการ “แบบจำลองขีดจำกัดสมรรถนะของท่อความร้อนแบบสันปลายปิด”

คณะผู้วิจัย

1. ศ.ดร. ประดิษฐ์ เทอดทูล
- 2.อ.ดร. พฤทธิ์ สกุลช่างสังจะทัย

สังกัด

- คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

สนับสนุนโดยสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย
(ความเห็นในรายงานนี้เป็นของผู้วิจัย สกว. ไม่จำเป็นต้องเห็นด้วยเสมอไป)

Abstract

(ภาษาไทย)

โครงการวิจัยนี้ศึกษาขีดจำกัดสมรรถนะของท่อความร้อนแบบสั่น (Oscillating heat pipe, OHP) ซึ่งเป็นสถานะที่ OHP ไม่สามารถส่งผ่านความร้อนได้ในสภาพที่มีอุณหภูมิเท่ากันตลอด (Non-isothermal operation) หากใช้งาน OHP ที่อุณหภูมิส่วนรับความร้อนสูงกว่าขีดจำกัดนี้มาก ๆ จะยังทำให้ความต้านทานความร้อนของ OHP สูงเกินไป ความร้อนจะส่งผ่านได้น้อย และอาจเกิดความเสียหายที่ผนังท่อบรรจุได้ หากสามารถทำนายการเกิดสถานะนี้ได้จะทำให้ใช้งาน OHP ได้อย่างปลอดภัย โดยแบ่งงานวิจัยออกเป็นสองส่วน คือ ส่วนแรกเป็นการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของการทำงานของท่อความร้อนแบบสั่น และ ส่วนหลังเป็นการศึกษาขีดจำกัดสมรรถนะของท่อความร้อนแบบสั่นจากการทดลอง

โดยส่วนแรกเป็นการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อศึกษาเงื่อนไขการเริ่มทำงานได้ และทำนายอัตราการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ยของท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบ นอกจากนี้ยังมุ่งเน้นการอธิบายพฤติกรรมของท่อความร้อนชนิดนี้ที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา ผ่านทางตัวแปรค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะ จากการศึกษาแบบจำลองเงื่อนไขการเริ่มต้นทำงานได้นั้น พบว่าเงื่อนไขที่ทำให้ท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบสามารถเริ่มทำงานได้คือ การขยายตัวสุทธิต้องมีค่าน้อยกว่าการหดตัวสุทธิ และแบบจำลองการทำนายเงื่อนไขการเริ่มต้นทำงานได้ของท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบมีศักยภาพในการทำนายเงื่อนไขการทำงานได้เป็นอย่างดี โดยพบว่าแบบจำลองมีความคลาดเคลื่อน 16 เปอร์เซ็นต์ นอกจากนี้พบว่าเมื่อขนาดท่อเป็นไปตามเกณฑ์ของ Maezawa และความยาวส่วนทำระเหยเท่ากับความยาวส่วนควบแน่นแล้ว รูปร่างของท่อก็จะไม่มีผลต่อระดับอุณหภูมิแตกต่างที่เหมาะสมในการเริ่มทำงานได้ของท่อ ในขณะที่ระดับอุณหภูมิแตกต่างระหว่างส่วนให้ความร้อน และส่วนรับความร้อนมีบทบาทสำคัญในการกำหนดว่าท่อจะทำงานได้หรือไม่ และอัตราส่วนการเติมมีผลอย่างมากต่อเงื่อนไขระดับอุณหภูมิที่ทำให้ท่อทำงานได้ โดยที่อัตราส่วนการเติมน้อยๆ จะมีความต้องการระดับอุณหภูมิแตกต่างมาก เพื่อให้ท่อทำงานได้ ในขณะที่ตรงข้ามกันกรณีอัตราส่วนการเติมมากๆ สำหรับแบบจำลองการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ย การทดสอบแบบจำลองโดยใช้สารทำงาน R123 แล้วเทียบกับค่าที่ได้จากการทดลองพบว่าค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะสามารถทำนายได้โดยใช้สมการสหสัมพันธ์

$$S = 0.0133 \left[Bo_{Le,mix}^{0.65} Pr_{mix}^{0.05} Re_{mix}^{0.31} \left(\frac{NLe}{Di} \right)^{2.15} \right]^{0.2893}$$

และแบบจำลองทำนายค่าอัตราการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ยมีความแม่นยำในการทำนายค่า $\pm 19.6\%$ นอกจากนี้แบบจำลองที่สร้างขึ้นแสดงให้เห็นว่า การเปลี่ยนแปลงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในมีผลทำให้ความต้านทานความร้อนภายในมีค่าเปลี่ยนไป โดยหากอยู่ในกรณีที่สามารถรักษาอุณหภูมิทำงาน และรักษาความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิผิวส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นให้คงที่ในขณะที่เปลี่ยนแปลงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางแล้ว จะพบว่าความต้านทานความร้อนภายในมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพิ่มขึ้นจาก 0.66-1.06 มิลลิเมตร ในขณะที่ความต้านทานความร้อนภายในมีค่าลดลงเมื่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพิ่มขึ้นจาก 1.06-2.03 มิลลิเมตร แต่เนื่องจากการรักษาความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิผิวส่วนทำระเหย และส่วนควบแน่นให้คงที่ได้ยาก ดังนั้นในทางปฏิบัติจึงพบว่าการทดลองทำได้เพียงรักษาอุณหภูมิทำงานให้คงที่โดยไม่สามารถรักษาความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิผิวส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นให้คงที่ได้ ซึ่งในกรณีนี้อัตราการส่งผ่านความร้อนจะเพิ่มขึ้นตามขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในที่เพิ่มขึ้น นอกจากนี้แบบจำลองยังแสดงให้เห็นว่าฟลักซ์การส่งผ่านความร้อนเฉลี่ยจะลดลง เมื่อเพิ่มความยาวส่วนทำระเหย สำหรับอิทธิพลของจำนวน ไค้งเลี้ยวที่มีต่อการส่งผ่านความร้อนนั้น แบบจำลองแสดงให้เห็นว่า ในกรณีที่ควบคุมให้อุณหภูมิทำงานและความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิผิวส่วนทำระเหย และส่วนควบแน่นมีค่าคงที่แล้ว ฟลักซ์การส่งผ่านความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อจำนวน ไค้งเลี้ยวเพิ่มมากขึ้น และในกรณีที่ควบคุมให้อุณหภูมิทำงานมีค่าคงที่แต่ไม่ควบคุมความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิผิวส่วนทำระเหย และส่วนควบแน่นนั้น ฟลักซ์การส่งผ่านความร้อนลดลง เมื่อจำนวน ไค้งเลี้ยวเพิ่มขึ้น ในท้ายที่สุดแบบจำลองพฤติกรรมแสดงให้เห็นว่าค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะเป็นค่าที่มีอยู่จริง นั่นคือตัวปรับแก้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในการคำนวณตามแบบจำลองการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ย และเป็นค่าที่ใช้ปรับสัดส่วนการส่งผ่านความร้อนแฝง และความร้อนสัมผัสให้ถูกต้อง การทำนายค่านี้โดยใช้ข้อมูลจากแบบจำลองพฤติกรรมเปรียบเทียบกับข้อมูลการทดลองพบว่าการทำนายให้ความแม่นยำ ± 18.81 เปอร์เซ็นต์ และการเพิ่มความร้อนให้ท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบจะทำให้ความเร็วในการไหลเวียนของของเหลวได้เย็นเพิ่มสูง และการพบการหยุดชะงักของสารทำงานในกรณีให้ความร้อนต่ำๆนั้น เกิดจากการรบกวนความเร็วในการไหลเวียนซึ่งมีค่าน้อยอยู่แล้วให้น้อยลงอีกจนหยุดนิ่งชั่วขณะหนึ่ง

สำหรับส่วนหลังนั้นเป็นการทดลองเชิงปริมาณเพื่อหาค่าตัวเลขจริงของการเกิดขีดจำกัดสมรรถนะของท่อความร้อนแบบสัน จากการศึกษาพบสาเหตุของการเกิดสภาวะวิกฤต หรือขีดจำกัดสมรรถนะการทำงานที่มุมเอียง ก็คือมีค่าความหนาแน่นความร้อนวิกฤตต่างกันเกิดจากปรากฏการณ์ 2 ปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นพร้อมๆกัน โดยปรากฏการณ์แรก เกิดจากก้อนของเหลวขัดขวางการเคลื่อนที่ของไอที่ส่วนทำระเหย และปรากฏการณ์ที่สอง เกิดจากความหนาฟิล์มของเหลวควบแน่น

เหนือก้อนของเหลวที่เกิดจากการท่วมที่บางลง จากปรากฏการณ์การแห้งแบบฟิล์มอย่างอ่อน โดยปรากฏการณ์นี้จะทำให้ความหนาฟิล์มบางลงเท่านั้น แต่ไม่ทำให้ฟิล์มของเหลวเกิดการแห้งเหือด เมื่อสองปรากฏการณ์นี้เกิดขึ้นพร้อมกันภายในท่อความร้อนแบบสั่น ก็จะทำให้เกิดขีดจำกัดสมรรถนะของท่อความร้อนขึ้น

(ภาษาอังกฤษ)

This project aims to investigate performance limit of the oscillating heat pipe (OHP), which is the operating state where the OHP cannot transfer throughput heat in isothermal operation. If the OHP is applied with higher temperature of heat source than this limit, its internal thermal resistances will be very high, and some deterioration might occur at its outside container wall. Prediction of such limit will definitely be beneficial for safe operation of the OHP. The research itself can be mainly divided into 2 parts: (i) establishment of mathematical model to predict the operation state of the OHP, and (ii) quantitative study of performance limit of the OHP.

The established mathematical model emphasizes with starting condition as well as the average heat transfer rate of the OHP. In addition, it also explains time-response behavior of the OHP by means of the Phase Change Damping Coefficient (PCDC). It is found from the model of starting condition of the OHP that, the OHP can obviously start its operating condition when the net expansion volume of the system is lower than the condensing volume. Such established starting-condition model can clearly explain the exact condition for the OHP to start its operating state within the error range of 16% when compared with the experimental data. Besides, it is also concluded that, with its geometrical size lies in Maezawa's criterion and the throughput transferred flux does not change, its geometrical size does not affect the appropriate temperature gradient of the start-up condition. The effect of filling ratio on the condition of starting temperature gradient is very obvious. Lower filling ratio requires higher starting temperature gradient while those OHPs with higher filling ratio need comparatively low gradient. In case of the mathematical model for the average heat transfer rate (AHRM), all the experimental data are used to verify such model and the PCDC can be correlated as follow;

$$S = 0.0133 \left[Bo_{Le,mix}^{0.65} Pr_{mix}^{0.05} Re_{mix}^{0.31} \left(\frac{NLe}{Di} \right)^{2.15} \right]^{0.2893}$$

Such AHRM can predict the heat transfer rate of the OHP with the accuracy range of $\pm 19.6\%$. It is also found that, internal diameter of the OHP affects the internal thermal resistances. In case of constant operating temperature and temperature gradient, when the internal diameter increases from 0.66 to 1.06 mm, the internal thermal resistance will dramatically increase. On the other hand, the thermal resistance will decrease when the internal diameter decreases from 1.06 to 2.03 mm. However, it is very practically difficult to keep such temperature gradient between evaporator and condenser section to be constant. In our experiments, only the operating temperature is kept constant without keeping the temperature gradient at a unique value. In such case the heat transfer rate will

increase when the diameter increases. It is also predicted from the AHRM that, the average flux will be reduced when the evaporator section is decreased. The number of turns affects the heat flux such that, if the operating temperature with its gradient is kept constant, the higher the number of turns, the heat flux will drastically increase. But in case that the gradient is not constant, the higher the number of turns, the heat flux will slightly decrease. The last mathematical work of time-response model reveals the existence of the PCDC. Basically the PCDC is the correction factor of the convection heat transfer coefficient applying in the AHRM. The PCDC can be applied as the correction factor for the ratio of the sensible and latent heat using in the AHRM. Comparing with the experimental data shows the accuracy range of $\pm 18.8\%$. Increasing heat input of the OHP will dramatically support the circulating velocity of the subcooled liquid. The reason why the temporary change in circulating direction is frequently found is because there exists the disturbance of the always-low circulating velocity such that the system temporarily stops.

The latter research deals with the quantitative experimental works supporting the former model as well as establishment of the correlation to predict the performance limit. It is discovered that, the performance limit in the inclined OHP is caused by two simultaneous phenomena that occur inside the OHP itself. The first phenomenon deals with liquid lump which obstruct the flow passage of the vapor from evaporator to condenser section. The second one originates from the liquid film at upper part of the evaporator section is getting thinner such that the dryout easily occur at the same heat input. When these two phenomena simultaneously occur inside the OHP, the performance limit is instantaneously induced and the OHP cannot successfully operate.

Executive Summary

โครงการวิจัยนี้ศึกษาขีดจำกัดสมรรถนะของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด (Closed-end oscillating heat pipe, CEOHP) ซึ่งเป็นสถานะที่ CEOHP ไม่สามารถส่งผ่านความร้อนได้ในสภาพที่มีอุณหภูมิเท่ากันตลอด (Non-isothermal operation) หากใช้งาน CEOHP ที่อุณหภูมิส่วนรับความร้อนสูงกว่าขีดจำกัดนี้มาก ๆ จะยังทำให้ความต้านทานความร้อนของ CEOHP สูงเกินไป ความร้อนจะส่งผ่านได้น้อย และอาจเกิดความเสียหายที่ผนังท่อบรรจุได้ หากสามารถทำนายการเกิดสถานะนี้ได้จะทำให้ใช้งาน CEOHP ได้อย่างปลอดภัย งานวิจัยในช่วงหกเดือนแรกของรอบปีที่สามนี้เป็นการทำการทดลองเพื่อค้นหาสาเหตุการเกิดขีดจำกัดสมรรถนะของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด และศึกษาผลของมุมเอียงที่มีต่อการเกิดขีดจำกัดสมรรถนะของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด และทำการศึกษาเงื่อนไขเริ่มทำงานได้ของท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบเพื่อประกอบการสร้างแบบจำลองคณิตศาสตร์ โดยศึกษาปรากฏการณ์ที่ขัดขวางกระบวนการแทนที่ของท่อความร้อนผ่านทางการศึกษาเชิงทัศน และสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่ออธิบายปัจจัยต่างๆที่มีผลต่อการเริ่มทำงานได้ จากผลการศึกษาพบว่า (ก) สาเหตุของการเกิดสถานะวิกฤต หรือ ขีดจำกัดสมรรถนะการทำงานที่มุมเอียง ก็คือมีค่าความหนาแน่นความร้อนวิกฤตต่างกันเกิดจากปรากฏการณ์ 2 ปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นพร้อมๆกัน โดยปรากฏการณ์แรก เกิดจากก้อนของเหลวขัดขวางการเคลื่อนที่ของไอในส่วนทำระเหย และปรากฏการณ์ที่สอง เกิดจากความหนาแน่นของเหลวควบแน่นเหนือก้อนของเหลวที่เกิดจากการท่วมที่บางลง จากปรากฏการณ์การแห้งแบบฟิล์มอย่างอ่อน โดยปรากฏการณ์นี้จะทำให้ความหนาแน่นบางลงเท่านั้น แต่ไม่ทำให้ฟิล์มของเหลวเกิดการแห้งเหือด (ข) กลไกที่ควบคุมเงื่อนไขการเริ่มต้นทำงานได้ คือ การขยายตัวสุทธิของก้อนไอในส่วนทำระเหย และการควบแน่นสุทธิของก้อนไอในส่วนควบแน่น โดยสถานะการแห้งตั้งแต่เริ่มต้น (Initial Dryout) ซึ่งเป็นสถานะที่เกิดขึ้นหลังจากท่อทำงานไม่ได้ เกิดจากการที่อัตราการขยายตัวสุทธิมีค่ามากกว่าการควบแน่นสุทธิ สถานการณ์เช่นนี้จะขัดขวางการเกิดกลไกการแทนที่ (Replacement) ซึ่งเป็นกลไกที่ทำให้ของเหลวจากส่วนควบแน่นไหลเข้าไปแทนที่ก้อนไอที่เคลื่อนที่ออกจากส่วนทำระเหยในลักษณะไปแทนที่ก้อนไอที่หดตัวในส่วนควบแน่น เมื่อกลไกการแทนที่ไม่สามารถเกิดขึ้นได้ ของเหลวในส่วนทำระเหยจะระเหยออกจากส่วนทำระเหยไปจนหมดและเกิดสถานะ “การแห้งตั้งแต่เริ่มต้นทำงาน” (Initial Dryout) นอกจากนี้ยังได้เสนอแบบจำลองจากคณิตศาสตร์เพื่ออธิบายการควบคุมระดับอุณหภูมิทำงานเพื่อหลีกเลี่ยงสภาพการทำงานไม่ได้ และทำการยืนยันความถูกต้องของแบบจำลองนี้โดยเปรียบเทียบกับจากการทดลอง ผลของงานวิจัยในช่วงนี้ทำให้สามารถเขียนบทความวิชาการเพื่อขอตีพิมพ์ในวารสารวิชาการนานาชาติ 3 บทความด้วยกัน คือ

1. N. Soponpongpiat, P. Sakulchangsattajai, N. Kammuang-Lue and P. Terdtoon, Investigation of the Startup Condition of a Closed Loop Oscillating Heat Pipe, ซึ่งส่งไปขอตีพิมพ์ที่ Jour. of Heat Transfer Engineering
2. N. Soponpongpiat, P. Sakulchangsattajai, S. Promdan and P. Terdtoon, Prediction Model of Average Heat Transfer Capacity of Closed-Loop Oscillating Heat Pipe at Normal Operating Condition ซึ่งส่งไปขอตีพิมพ์ที่ Jour. of Heat Transfer Engineering
3. T. Hudakorn, P. Sakulchangsattajai, K. Buddajun and P. Terdtoon, Effect of evaporator lengths and working fluid on heat transfer characteristics of an inclined closed-end oscillating heat pipe ซึ่งส่งไปขอตีพิมพ์ที่ Jour. of Applied Thermal Engineering

และสามารถส่งไปนำเสนอในการประชุมวิชาการนานาชาติได้อีก 1 บทความ คือ

1. N. Soponpongpiat, P. Sakulchangsattajai, M. Saiseub and P. Terdtoon, Time Response Model of Operational Mode of Closed-Loop Oscillating Heat Pipe at Normal Operating Condition, Procs. Of the 8th International Heat Pipe Symposium, Kumamoto Japan, September 2006.

สารบัญงานวิจัย

หน้า

คำนำ	1
งานวิจัยส่วนแรก : การสร้างแบบจำลองการทำงานของท่อความร้อนแบบสั้น	11
งานวิจัยส่วนหลัง : การหาขีดจำกัดสมรรถนะของท่อความร้อนแบบสั้น	170
ภาคผนวก	286
Output ที่ได้จากโครงการ	289

งานวิจัยส่วนแรก :

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของการทำงานของท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบ

บทคัดย่อ

งานวิจัยชิ้นนี้เป็นการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อศึกษาเงื่อนไขการเริ่มทำงานได้ และทำนายอัตราการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ยของท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบ นอกจากนี้ยังมุ่งเน้นการอธิบายพฤติกรรมของท่อความร้อนชนิดนี้ที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา ผ่านทางตัวแปรค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะ

จากการศึกษาแบบจำลองเงื่อนไขการเริ่มต้นทำงานได้นั้น พบว่าเงื่อนไขที่ทำให้ท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบสามารถเริ่มทำงานได้คือ การขยายตัวสุทธิต้องมีค่าน้อยกว่าการหดตัวสุทธิ และแบบจำลองการทำนายเงื่อนไขการเริ่มต้นทำงานได้ของท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบมีศักยภาพในการทำนายเงื่อนไขการทำงานได้เป็นอย่างดี โดยพบว่าแบบจำลองมีความคลาดเคลื่อน 16 เปอร์เซ็นต์ นอกจากนี้พบว่าเมื่อขนาดท่อเป็นไปตามเกณฑ์ของ Maczawa และความยาวส่วนทำระเหยเท่ากับความยาวส่วนควบแน่นแล้ว รูปร่างของท่อก็จะมีผลกระทบต่อระดับอุณหภูมิแตกต่างที่เหมาะสมในการเริ่มทำงานได้ของท่อ ในขณะที่ระดับอุณหภูมิแตกต่างระหว่างส่วนให้ความร้อนและส่วนรับความร้อนมีบทบาทสำคัญในการกำหนดว่าท่อจะทำงานได้หรือไม่ และอัตราส่วนการเดิมมีผลอย่างมากต่อเงื่อนไขระดับอุณหภูมิที่ทำให้ท่อทำงานได้ โดยที่อัตราส่วนการเดมน้อยๆ จะมีความต้องการระดับอุณหภูมิแตกต่างมาก เพื่อให้ท่อทำงานได้ ในขณะที่ตรงข้ามกันในกรณีอัตราส่วนการเดิมมากๆ

สำหรับแบบจำลองการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ย การทดสอบแบบจำลองโดยใช้สารทำงาน R123 แล้วเทียบกับค่าที่ได้จากการทดลองพบว่าค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะสามารถทำนายได้โดยใช้สมการสหสัมพันธ์

$$S = 0.0133 \left[Bo_{Le,mix}^{0.65} Pr_{mix}^{0.05} Re_{mix}^{0.31} \left(\frac{NLe}{Di} \right)^{2.15} \right]^{0.2893}$$

และแบบจำลองทำนายค่าอัตราการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ยมีความแม่นยำในการทำนายค่า $\pm 19.6\%$

นอกจากนี้แบบจำลองที่สร้างขึ้นแสดงให้เห็นว่า การเปลี่ยนแปลงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในมีผลทำให้ความต้านทานความร้อนภายในมีค่าเปลี่ยนไป โดยหากอยู่ในกรณีที่สามารถรักษาอุณหภูมิทำงาน และรักษาความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิผิวส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นให้คงที่ในขณะที่เปลี่ยนแปลงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางแล้ว จะพบว่าความต้านทานความร้อนภายในมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพิ่มขึ้นจาก 0.66-1.06 มิลลิเมตร ในขณะที่ความต้านทานความร้อนภายในมีค่าลดลงเมื่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพิ่มขึ้นจาก 1.06-2.03 มิลลิเมตร แต่เนื่องจากการรักษาความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิผิวส่วนทำระเหย และส่วนควบแน่นให้คงที่ทำได้

ยาก ดังนั้นในทางปฏิบัติจึงพบว่าการทดลองทำได้เพียงรักษาอุณหภูมิทำงานให้คงที่โดยไม่สามารถรักษาความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิผิวส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นให้คงที่ไว้ได้ ซึ่งในกรณีนี้ อัตราการส่งผ่านความร้อนจะเพิ่มขึ้นตามขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในที่เพิ่มขึ้น นอกจากนี้แบบจำลองยังแสดงให้เห็นว่าฟลักซ์การส่งผ่านความร้อนเฉลี่ยจะลดลง เมื่อเพิ่มความยาวส่วนทำระเหย สำหรับอิทธิพลของจำนวนโค้งเฉลี่ยที่มีต่อการส่งผ่านความร้อนนั้น แบบจำลองแสดงให้เห็นว่า ในกรณีที่ควบคุมให้อุณหภูมิทำงานและความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิผิวส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นมีค่าคงที่แล้ว ฟลักซ์การส่งผ่านความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อจำนวนโค้งเฉลี่ยเพิ่มมากขึ้น และในกรณีที่ควบคุมให้อุณหภูมิทำงานมีค่าคงที่แต่ไม่ควบคุมความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิผิวส่วนทำระเหย และส่วนควบแน่นนั้น ฟลักซ์การส่งผ่านความร้อนลดลง เมื่อจำนวนโค้งเฉลี่ยเพิ่มขึ้น

ในท้ายที่สุดแบบจำลองพฤติกรรมแสดงให้เห็นว่าค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะเป็นค่าที่มีอยู่จริง และมันคือตัวปรับแก้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในการคำนวณตามแบบจำลองการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ย และเป็นค่าที่ใช้ปรับสัดส่วนการส่งผ่านความร้อนแฝง และความร้อนสัมผัสให้ถูกต้อง การทำนายค่านี้โดยใช้ข้อมูลจากแบบจำลองพฤติกรรมเปรียบเทียบกับข้อมูลการทดลองพบว่าการทำนายให้ความแม่นยำ ± 18.81 เปอร์เซ็นต์ และการเพิ่มความร้อนให้ท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบจะทำความเร็วในการไหลเวียนของของเหลวได้เย็นเพิ่มสูง และการพบการหยุดชะงักของสารทำงานในกรณีให้ความร้อนต่ำๆนั้น เกิดจากการรบกวนความเร็วในการไหลเวียนซึ่งมีค่าน้อยอยู่แล้วให้น้อยลงอีกจนหยุดนิ่งชั่วขณะหนึ่ง

สารบัญ

	หน้า
สารบัญสรุปประกอบ	ฉ
อักษรย่อและสัญลักษณ์	ญ
บทที่ 1 บทนำ	
1.1 ปัญหาและที่มาของโครงการ	1
1.2 สรุปสาระสำคัญจากเอกสารที่เกี่ยวข้อง	2
1.3 วัตถุประสงค์ของการวิจัย	41
1.4 ประโยชน์ที่จะได้จากการวิจัย	42
1.5 ขอบเขตของการศึกษาวิจัย	42
บทที่ 2 หลักการและทฤษฎี	
2.1 ท่อความร้อน	43
2.2 รูปแบบการไหลของสารทำงานภายในท่อความร้อน	51
2.3 ความน่าจะเป็น	53
บทที่ 3 การสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์	
3.1 โครงสร้างของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ทั้งหมดในงานวิจัย	57
3.2 สมมติฐานเบื้องต้นในการสร้างแบบจำลอง	60
3.3 กลไกการทำงานของท่อความร้อนแบบกระบวนการแทนที่	65
3.4 แบบจำลองเพื่ออธิบายเงื่อนไขการทำงานได้	72
3.5 แบบจำลองการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ย	85
3.6 แบบจำลองพฤติกรรมของการส่งผ่านความร้อนท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบ	105
บทที่ 4 การสร้างโปรแกรมการคำนวณ	
4.1 ขั้นตอนการสร้างโปรแกรมสำหรับวิเคราะห์การทำงานได้ของท่อความร้อน	116
4.2 ขั้นตอนการสร้างโปรแกรมการคำนวณจำลองที่อธิบายผลของจำนวนโค้งเลี้ยวต่อเงื่อนไขการเริ่มต้นทำงานได้	118
4.3 ขั้นตอนการสร้างโปรแกรมหาค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะ	119

	หน้า
4.4 ขั้นตอนการสร้างโปรแกรมตามแบบจำลองการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ย	121
4.5 ขั้นตอนการสร้างโปรแกรมตามแบบจำลองพฤติกรรมต่อความร้อน	125
4.6 การเขียนโปรแกรมและการติดต่อกับผู้ใช้	125
 บทที่ 5 ผลการทดสอบแบบจำลอง และการวิเคราะห์แบบจำลอง	
5.1 เงื่อนไขการทำงานได้ของต่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบ	127
5.2 ผลของจำนวน โคน์เงี้ยวต่อเงื่อนไขการเริ่มต้นทำงานได้	129
5.3 การวิเคราะห์หาค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะ	131
5.4 การเปรียบเทียบค่าอัตราการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ยจากแบบจำลอง กับข้อมูลจากการทดลอง	132
5.5 ผลของเส้นผ่านศูนย์กลางภายในที่มีต่ออัตราการส่งผ่านความร้อน	133
5.6 ผลของความยาวส่วนทำระเหยที่มีต่ออัตราการส่งผ่านความร้อน	135
5.7 ผลของจำนวน โคน์เงี้ยวที่มีต่ออัตราการส่งผ่านความร้อน	136
5.8 ความมีอยู่จริงของค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะ และการทำนายค่าค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะ โดยแบบจำลองพฤติกรรม	138
5.9 พฤติกรรมเปลี่ยนแปลงความเร็วในการไหลเวียนของ ต่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบ	142
 บทที่ 6 สรุปผลงานวิจัยและข้อเสนอแนะ	145
 บรรณานุกรม	148

สารบัญรูปประกอบ

รูปประกอบ	หน้า
รูปที่ 1.1 แสดงลักษณะท่อความร้อนแบบสั้นทั้ง 3 ชนิด	3
รูปที่ 1.2 แสดงผลต่างความดันต่างๆที่เกิดขึ้นบนฟองไอเพื่อใช้ในการพิจารณาเงื่อนไขของ Maczawa et. al. (2000)	5
รูปที่ 1.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเส้นผ่านศูนย์กลางภายในกับฟลักซ์ความร้อนที่มุม 0 องศา	6
รูปที่ 1.4 ผลของความสัมพันธ์ของความยาวส่วนทำระเหยและ $Q_{\max}/Q_0$	7
รูปที่ 1.5 ความสัมพันธ์ระหว่างความยาวส่วนทำระเหย กับฟลักซ์ความร้อนที่มุม 0 องศา	8
รูปที่ 1.6 ความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนโค้งเฉลี่ย กับฟลักซ์ความร้อนที่มุม 0 องศา	9
รูปที่ 1.7 ความสัมพันธ์ระหว่าง Q/Q_0 ที่ทุกมุมเอียง	10
รูปที่ 1.8 แสดงความสัมพันธ์ของเส้นผ่านศูนย์กลางภายในกับอัตราการถ่ายเทความร้อน	12
รูปที่ 1.9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง $Q/Q_{\max}$ และมุมเอียง เมื่อ $N > N_{\text{Crit}}$	13
รูปที่ 1.10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง $Q/Q_{\max}$ และมุมเอียง เมื่อ $N < N_{\text{Crit}}$	13
รูปที่ 1.11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างผลของสารทำงานกับอัตราความร้อน	15
รูปที่ 1.12 แสดงอัตราการเติมสารกับการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบปลายปิด	17
รูปที่ 1.13 แสดงผลของความยาวส่วนทำระเหยต่อรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบสั้นปลายปิด	18
รูปที่ 1.14 แสดงผลของจำนวนโค้งเฉลี่ยต่อรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบสั้นปลายปิด	19
รูปที่ 1.15 แสดงผลของสารทำงานต่อรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบสั้นปลายปิด	19
รูปที่ 1.16 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการเติมกับอัตราการส่งถ่ายความร้อน	20
รูปที่ 1.17 แสดงผลของความยาวส่วนทำระเหยต่อรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบ	22
รูปที่ 1.18 แสดงผลของจำนวนโค้งเฉลี่ยต่อรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบ	23
รูปที่ 1.19 แสดงผลของสารทำงานต่อรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบ	24
รูปที่ 1.20 แสดงแบบจำลองในหนึ่งมิติของท่อความร้อนแบบสั้นปลายเปิด	25
รูปที่ 1.21 แสดงรูปร่างของท่อความร้อนแบบสั้นปลายเปิด	25
รูปที่ 1.22 แสดงแท่งของเหลวและฟองไอในแบบจำลองหนึ่งมิติของท่อความร้อนแบบสั้นปลายเปิด	26
รูปที่ 1.23 แสดงแบบจำลองในหนึ่งมิติของท่อความร้อนแบบสั้นปลายปิด	29

สารบัญรูปประกอบ (ต่อ)

รูปประกอบ	หน้า
รูปที่ 1.24 แสดงถึงสัญลักษณ์ต่างๆ ของ Slug-train	30
รูปที่ 1.25 แสดงท่อความร้อนแบบสั้นปลายปิด	30
รูปที่ 1.26 แสดงตำแหน่งฟองไอและแท่งของเหลว	34
รูปที่ 1.27 แสดงการส่งผ่านความร้อนของท่อความร้อนแบบสั้นที่อุณหภูมิไอต่างๆ	39
รูปที่ 1.28 แสดงการส่งผ่านความร้อนของท่อความร้อนแบบสั้นบนพื้นผิวสามมิติ	40
รูปที่ 2.1 รูปแสดงโครงสร้างของท่อความร้อน และเทอร์โมไซฟอน	45
รูปที่ 2.2 ความต้านทานในส่วนต่างๆ ที่เกิดในเทอร์โมไซฟอน	46
รูปที่ 2.3 รูปแบบการไหลในท่อหน้าตัดกลมในแนวดิ่ง	52
รูปที่ 2.4 รูปแบบการไหลในท่อหน้าตัดกลมในแนวระดับ	53
รูปที่ 3.1 แผนผังแสดงลำดับการสร้างแบบจำลองต่างๆ	59
รูปที่ 3.2 แสดงสภาพของสารทำงานภายในส่วนทำระเหยของท่อความร้อนแบบสั้นชนิดวงรอบที่สภาวะปกติ	61
รูปที่ 3.3 แสดงการเคลื่อนที่ของสารทำงานในท่อความร้อนแบบสั้นชนิดวงรอบ	62
รูปที่ 3.4 แสดงการทำงานของท่อความร้อนแบบสั้นชนิดวงรอบ	66
รูปที่ 3.5 แผนภูมิแสดงการไหลเวียนของสารทำงานแบบกระบวนการแทนที่	67
รูปที่ 3.6 แสดงจุดที่พิจารณาในการอธิบายการไหลกลับด้านของสารทำงานในท่อความร้อน	68
รูปที่ 3.7 แสดงการจัดเรียงตัวของสารทำงานภายในท่อความร้อนที่เวลาต่างๆ	74
รูปที่ 3.8 แสดงสภาพการณ์ที่ท่อความร้อนสามารถทำงานได้ และการเกิดการแห้งตั้งแต่เริ่มต้น	75
รูปที่ 3.9 แสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิเมื่อการแห้งตั้งแต่เริ่มต้นเกิดขึ้น	76
รูปที่ 3.10 แสดงเงื่อนไขการเริ่มทำงานได้ของท่อความร้อนแบบสั้นชนิดวงรอบ	77
รูปที่ 3.11 แสดงเหตุการณ์ของกลุ่มรูปแบบการไหลต่างๆที่จะเกิดขึ้นในท่อความร้อนแบบสั้นชนิดวงรอบ	82
รูปที่ 3.12 แสดงการส่งผ่านความร้อนของท่อความร้อนทั่วไป	85
รูปที่ 3.13 พื้นผิวแสดงการทำงานของท่อความร้อนทั่วไป	86
รูปที่ 3.14 แสดงค่าความต้านทานความร้อนของท่อความร้อนแบบสั้นชนิดวงรอบ	88
รูปที่ 3.15 แสดงการนำความร้อนในหนึ่งมิติโดยใช้ระบบพิกัดทรงกระบอก	89
รูปที่ 3.16 แสดงรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบสั้นชนิดวงรอบ	92
รูปที่ 3.17 แสดงปริมาตรควบคุมในส่วนทำระเหย	96
รูปที่ 3.18 แสดงปริมาตรควบคุมในส่วนทำระเหย	100

รูปประกอบ	หน้า
รูปที่ 3.19 แสดงพื้นที่ย่อยต่างๆภายในท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบ	105
รูปที่ 3.20 แสดงการทำงานในเครื่องรอบวัฏจักรและการเปลี่ยนแปลงความยาวของพื้นที่ต่างๆ ไปตามเวลา	108
รูปที่ 4.1 แสดงผังการคำนวณเงื่อนไขอุณหภูมิควบแน่นในการเริ่มต้นทำงานได้	116
รูปที่ 4.2 ขั้นตอนการสร้างโปรแกรมการคำนวณจำลองที่อธิบายผลของจำนวน โค้งเกี่ยวต่อเงื่อนไขการเริ่มต้นทำงานได้	117
รูปที่ 4.3 แสดงแผนผังหลักในการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะ(S)	119
รูปที่ 4.4 แสดงแผนผังหลักในการคำนวณค่าการส่งผ่านความร้อนจากแบบจำลองการส่งผ่าน ความร้อนเฉลี่ย	121
รูปที่ 4.5 แสดงผังย่อยที่ 1 ใช้ในการหาค่าความต้านทานความร้อน Z_3	122
รูปที่ 4.6 แสดงผังย่อยที่ 2 ใช้ในการหาค่าความต้านทานความร้อน Z_5	123
รูปที่ 4.7 แสดงแผนผังหลักในการคำนวณจากแบบจำลองพฤติกรรมที่สภาวะเริ่มต้น	125
รูปที่ 4.8 แสดงแผนผังหลักในการคำนวณจากแบบจำลองพฤติกรรมที่สภาวะทำงานปกติ	126
รูปที่ 5.1 แสดงผลการทำนายระดับอุณหภูมิแตกต่างที่ทำให้ท่อเริ่มทำงานหรือไม่เริ่มทำงาน	128
รูปที่ 5.2 แสดงผลของอัตราส่วนการเติมที่มีต่อระดับอุณหภูมิแตกต่างที่ทำให้ท่อความร้อน สามารถเริ่มทำงานได้	129
รูปที่ 5.3 แสดงผลของจำนวน โค้งเกี่ยวที่มีต่อการเริ่มต้นทำงานได้ของท่อความร้อน	130
รูปที่ 5.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะ และค่ากลุ่มตัวแปรไร้มิติที่เกี่ยวข้อง	132
รูปที่ 5.5 แสดงความคลาดเคลื่อนในการใช้แบบจำลองทำนายค่าอัตราการส่งผ่านความร้อน	132
รูปที่ 5.6 แสดงผลของเส้นผ่านศูนย์กลางภายในที่มีต่อฟลักซ์การส่งผ่านความร้อน	134
รูปที่ 5.7 แสดงความต้านทานความร้อนภายในที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในต่อค่าต่างๆ	135
รูปที่ 5.8 แสดงผลของความยาวส่วนทำระเหยที่มีต่อฟลักซ์การส่งผ่านความร้อน	136
รูปที่ 5.9 แสดงผลของจำนวน โค้งเกี่ยวที่มีต่อฟลักซ์การส่งผ่านความร้อน กรณีที่ควบคุมให้อุณหภูมิทำงานมีค่าคงที่ แต่ไม่สามารถควบคุม ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิผิวส่วนทำระเหย และส่วนควบแน่น	137
รูปที่ 5.10 แสดงผลของจำนวน โค้งเกี่ยวที่มีต่อฟลักซ์การส่งผ่านความร้อน โดยการใช้แบบจำลอง กรณีที่ควบคุมให้อุณหภูมิทำงาน และ ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิผิวส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นมีค่าคงที่	137

รูปประกอบ	หน้า
รูปที่ 5.11 แสดงผลการทำนายค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะ เปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากการทดลอง	141
รูปที่ 5.12 แสดงความเร็วในการไหลเวียนของของเหลวใต้เยนที่ไหลเข้าสู่ ส่วนทำระเหยเปรียบเทียบกับความร้อนที่ป้อนเข้าสู่ท่อความร้อน	143

สัญลักษณ์และหน่วย

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
A	พื้นที่	m^2
Bo	ตัวเลขของบอนด์	
C_f	สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน	
c_p	ความจุความร้อนจำเพาะ (ความดันคงที่)	J/kg.K
c_v	ความจุความร้อนจำเพาะ (ปริมาตรคงที่)	J/kg.K
d	เส้นผ่าศูนย์กลาง	m
D	เส้นผ่าศูนย์กลาง	m
f	สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน	
F	แรง	N
g	ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วง	m/s^2
h	เอนทาลปี	J/kg
h_{fg}	ความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ	J/kg.K
Ja	ตัวเลขของจาโคบ	
k	ค่าการนำความร้อน	W/m.K
k_{eff}	ค่าการนำความร้อนประสิทธิผล	W/m.K
K	ค่าความสามารถในการซึมผ่าน	m^2
Ka	ตัวเลขของคาร์มาน	
Ku	ตัวเลขของคูทาเทลาดเซ	
Le	ความยาวส่วนทำระเหย	m
L_{eff}	ความยาวประสิทธิผล	m
m	มวล	kg
$\dot{m}$	อัตราการไหลเชิงมวล	kg/s
$\dot{m}''$	อัตราความหนาแน่นมวล	$kg/s.m^2$
n	จำนวนโค้งเลี้ยว	turns
N	จำนวนโค้งเลี้ยว	turns
Nu	ตัวเลขของนัสเซิลท์	
P	ความดัน	Pa
Pr	ตัวเลขของเพรทเติล	
q	ความหนาแน่นความร้อน	W/m^2

Q	อัตราการถ่ายเทความร้อน	W
r	รัศมี	m
R	ความต้านทานทางความร้อน	K/W
R	แรง	N
R	ค่าคงที่ของก๊าซ	J/kg.K
Re	ตัวเลขของเรย์โนลด์	
T	อุณหภูมิ	°C
u	พลังงานภายในจำเพาะ	J/kg
U	พลังงานภายใน	J
U	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม	W/m ² K
v	ความเร็ว	m/s
V	ปริมาตร	m ³
x	การขจัด	m

อักษรกรีก

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
α	การแพร่ความร้อน	m ² /s
β	มุมเอียง	°
δ	ความหนาฟิล์ม	m
Δ	ผลต่าง	
λ	แอมพลิจูด	
μ	ความหนืด	kg/m.s
ρ	ความหนาแน่น	kg/m ³
σ	แรงตึงผิว	N/m
τ	ความเค้นเฉือน	N/m ²
ω	ความถี่	Hz

ตัวกำกับบน

สัญลักษณ์	ความหมาย
i	ตำแหน่งเวลา
new	ตำแหน่งเวลาใหม่

ตัวกำกับล่าง

สัญลักษณ์	ความหมาย
0	มุม 0 องศา
90	มุม 90 องศา
crit	วิกฤต
a	ส่วนกันความร้อน
c	ส่วนควบแน่น
c	สภาวะวิกฤต
สัญลักษณ์	ความหมาย
e	ส่วนทำระเหย
e	สิ่งแวดล้อม
e	ขาออก
exp	การทดลอง
f	ฟิล์ม
g	ผนังท่อแก้ว
h	ส่วนทำระเหย
i	ขาเข้า
i	ภายใน
j	ตำแหน่งฟองไอ
ℓ	ของเหลว
l	ของเหลว
L	ของเหลว
L	ด้านซ้าย
max	สูงสุด
o	ด้านนอก
p	ก้อนของเหลว
prd	การทำนาย
t	ทั้งหมด
R	ด้านขวา
t	ท่อ
v	ไอ
w	ผนังท่อ

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ปัญหาและที่มาของโครงการ

ท่อความร้อนเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดหนึ่ง ซึ่งส่งผ่านความร้อนจากแหล่งสะสมความร้อนอุณหภูมิสูงไปยังแหล่งรับความร้อนอุณหภูมิต่ำ โดยใช้ค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอของสารทำงาน (Working fluid) ที่บรรจุอยู่ภายในท่อความร้อน เนื่องจากค่าความต้านทานความร้อนภายในท่อความร้อนมีค่าต่ำมาก มันจึงเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีประสิทธิภาพสูง และเป็นที่ยอมรับในงานทางวิศวกรรมกรรม เช่น การใช้เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในเครื่องทำความร้อนกลับ การระบายความร้อนเฉพาะจุด และการระบายความร้อนในแผงวงจรอิเล็กทรอนิกส์ซึ่งท่อความร้อนถูกนำมาใช้ประโยชน์อย่างมาก โดยเฉพาะอย่างยิ่งคือการระบายความร้อนออกจากหน่วยประมวลผลกลาง (CPU) แต่อย่างไรก็ตามเนื่องจากการพัฒนาทางเทคโนโลยีวงจรรวม และสารกึ่งตัวนำ ทำให้หน่วยประมวลผลกลาง และแผงวงจรอิเล็กทรอนิกส์ต่างๆ มีขนาดเล็กลงและมีความร้อนที่ต้องระบายทิ้งสูงขึ้น ดังนั้นท่อความร้อนที่นำมาใช้กับงานนี้จึงต้องมีขนาดเล็กลง แต่ต้องมีความสามารถในการดึงความร้อนออกจากหน่วยประมวลผลกลาง และแผงวงจรอิเล็กทรอนิกส์ได้เท่าเดิม หรือมากขึ้น ปัญหาหนึ่งที่น่าสนใจคือการลดขนาดท่อความร้อนลงอย่างมาก มีผลทำให้เกิดข้อจำกัดการส่งผ่านความร้อนจากแรงคาปิลลารี ทำให้ท่อความร้อนธรรมดา (Conventional heat pipe) ไม่สามารถส่งผ่านความร้อนได้ตามต้องการ ดังนั้นจึงมีการพัฒนาสร้างท่อความร้อนชนิดใหม่ เรียกว่า “ท่อความร้อนแบบสั่น” โดยทำการดัดท่อคาปิลลารีให้โค้งงอไปมาโดยแนวท่อที่ดัดนั้น วางตัวขนานกันและไม่มีส่วนที่เป็นไส้อยู่ในท่อ เมื่อเติมสารทำงานลงในท่อลักษณะนี้ สารทำงานในท่อจะก่อตัวในรูปของแท่งของเหลว (Slugs) และฟองไอ (Vapor bubbles) การถ่ายเทความร้อนจะเกิดจากการเคลื่อนที่แบบสั่นของสารทำงาน ที่เกิดขึ้นด้วยการกระตุ้นการสั่นด้วยตัวเอง (Self – Excited oscillation) ซึ่งมีสาเหตุมาจากการเดือดแบบฟอง และการกลั่นตัวของสารทำงาน ข้อดีของท่อความร้อนแบบสั่นคือ สร้างขึ้นได้โดยง่าย สมรรถนะทางความร้อนสูง รวดเร็วต่อการตอบสนองทางความร้อน สามารถทำงานได้ที่ผลต่างอุณหภูมิต่ำ และทำงานได้ในหลายๆ ตำแหน่ง แต่อย่างไรก็ตามแม้ว่าจะมีการประดิษฐ์ท่อความร้อนแบบสั่น ซึ่งมีขนาดเล็กและส่งผ่านความร้อนได้ดีขึ้นแล้วก็ตาม แต่วิศวกรยังมีความเข้าใจเกี่ยวกับพฤติกรรมในการส่งผ่านความร้อนของท่อความร้อนชนิดนี้น้อยมาก จึงทำให้ไม่สามารถใช้ท่อความร้อนชนิดนี้ได้อย่างมีประสิทธิภาพ ดังนั้นเพื่อให้เกิดการใช้งานอย่างมีประสิทธิภาพ จึงมีความจำเป็นต้องทำการศึกษาวิจัยพฤติกรรมการส่งผ่านความร้อนของท่อความร้อนชนิดนี้ ทั้งในแง่ของการศึกษาเชิงทฤษฎี การศึกษาเชิงการทดลอง และการศึกษาผ่านทางแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

ผลดีของการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์คือ ทำให้สามารถเข้าใจพฤติกรรมการส่งผ่านความร้อนของท่อความร้อนได้โดยลดภาระในการทดลองลง นอกจากนี้หากผลการทดลองสนับสนุนกับผลที่ได้จากการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ในช่วงกว้างแล้ว เราอาจสามารถนำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่สร้างขึ้นมาใช้เป็นเกณฑ์ในการออกแบบท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบได้

ดังนั้นเพื่อให้เกิดความเข้าใจอันดีในพฤติกรรม และความสามารถในส่งผ่านความร้อนของท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบผ่านทางการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ งานวิจัยนี้จึงต้องการที่จะสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่ออธิบายเงื่อนไขในการเริ่มต้นทำงานได้ของท่อความร้อนชนิดนี้ นอกจากนี้ยังต้องการสร้างแบบจำลองเพื่อทำนายค่าอัตราการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ยของท่อความร้อน และในท้ายที่สุดงานวิจัยนี้จะใช้สมการควบคุมพื้นฐานเพื่ออธิบายถึงพฤติกรรมของท่อความร้อนชนิดนี้ และอธิบายถึงการมีอยู่ของค่าคงที่ต่างๆที่ใช้ในแบบจำลองทำนายค่าอัตราการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ย ซึ่งผลที่ได้จากงานวิจัยนี้ จะทำให้วิศวกรเกิดความเข้าใจในพฤติกรรมการส่งผ่านความร้อนของ ท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบ นอกจากนี้ยังทำให้วิศวกรสามารถออกแบบและเลือกใช้ท่อความร้อนชนิดนี้ได้ โดยท่อความร้อนยังคงทำงานได้ซึ่งเป็นประโยชน์อย่างยิ่งในการออกแบบทางวิศวกรรม

1.2 สรุปสาระสำคัญจากเอกสารที่เกี่ยวข้อง

1.2.1 ชนิดและโครงสร้างของท่อความร้อนแบบสัน

ท่อความร้อนแบบสันจะสร้างโดยนำ ท่อคาปิลลารีมาขดกลับไปมา จึงมีลักษณะเป็นกลุ่มของท่อ แม้จะสร้างจากท่อยาวเส้นเดียวก็ตาม ท่อความร้อนแบบสันจะแบ่งออกเป็น 3 ชนิด ตามโครงสร้างของท่อ (Maezawa et al., 1995) คือ

1.2.1.1 ท่อความร้อนสันแบบปลายปิด (Closed-end oscillating heat pipe)

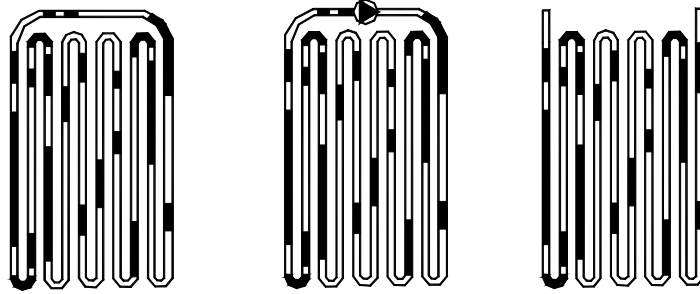
ทำจากท่อ คาปิลลารีขดกลับไปมา และเชื่อมปิดที่ปลายทั้งสองข้าง โดยแยกปลายท่อทั้งสองข้างออกจากกัน สำหรับกรณีนี้การถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นจากการสั่นที่ขับโดยคลื่นความดันที่กวัดแกว่งอย่างรวดเร็วซึ่งเกิดจากการเดือดแบบฟอง (Nuclear boiling) ของสารทำงาน

1.2.1.2 ท่อความร้อนสันแบบวงรอบ (Closed - loop oscillating heat pipe)

ทำจากท่อคาปิลลารีขดกลับไปมาเช่นเดียวกับท่อความร้อนแบบสันปลายปิด แต่มีการต่อปลายท่อทั้งสองด้านเข้าด้วยกันเป็นวงรอบ ดังนั้นในกรณีนี้การถ่ายเทความร้อนจะเกิดขึ้นจากการสั่นของสารทำงานในแนวแกนของท่อ

1.2.1.3 ท่อความร้อนสันแบบวงรอบที่มีวาล์วกันกลับ (Closed - loop oscillating heat pipe with check valves) ทำจากท่อคาปิลลารีเช่นเดียวกับสองแบบข้างต้น แต่มีการต่อปลายท่อทั้งสองเข้าด้วยกันเป็นวงรอบโดยมีการติดวาล์วกันกลับไว้ในท่อตั้งแต่ 1 ตัวขึ้นไป

เพื่อให้สารทำงานนำความร้อนไหลเวียนไปในทิศทางเดียว รูปแสดงโครงสร้างของท่อแบบต่างๆ แสดงไว้ในรูปที่ 1.1



รูปที่ 1.1 แสดงลักษณะท่อความร้อนแบบสั้นทั้ง 3 ชนิด (Maezawa et al., 1995)

1.2.2 หลักการทำงาน และการเริ่มต้นทำงานได้ของท่อความร้อนแบบสั้น

เมื่อมองในแง่ของกลไกในการส่งผ่านความร้อน จะพบว่าท่อความร้อนแบบสั้นมีหลักการทำงานแตกต่างจากเทอร์โมไซฟอนและท่อความร้อนธรรมชาติอย่างมาก ในขณะที่ท่อความร้อน ใช้ค่าความร้อนแฝงของการเปลี่ยนสถานะของสารทำงานในการส่งผ่านความร้อนนั้น (Terdtoon, 1993) กลับมีรายงานวิจัย (Shafii et al., 2001) ที่นำเสนอว่ากลไกในการส่งผ่านความร้อนในท่อความร้อนแบบสั้นนั้นใช้ความร้อนสัมผัสในการส่งผ่านความร้อน ส่วนการระเหย และควบแน่นเป็นเพียงกลไกที่ทำให้เกิดการไหลสั่นเท่านั้น กลไกการส่งผ่านความร้อนเป็นปรากฏการณ์ทางเทอร์โม-ไฮโดรไดนามิกส์ที่ซับซ้อน แต่อย่างไรก็ตาม Akachi et al. (1996) ได้กล่าวสรุปถึงกลไกพื้นฐานในการส่งผ่านความร้อนของท่อความร้อนแบบสั้นว่า เกิดจากการเคลื่อนที่กลับไปกลับมาของสารทำงาน ร่วมกันกับการเปลี่ยนสถานะของสารทำงาน การทำงานของท่อความร้อนแบบสั้นจะเกิดขึ้นได้เมื่อมีก้อนของเหลว (Liquid plug) และฟองไอ (Vapor bubbles) เกิดขึ้นร่วมกันในท่อความร้อนตลอดความยาวท่อ การทำให้เกิดสภาวะดังกล่าวทำได้โดยการทำท่อที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในน้อยกว่า $2(\sigma/\rho g)^{1/2}$ ให้เป็นสุญญากาศแล้วเติมสารทำงานลงไปภายในท่อ โดยเติมด้วยปริมาตรบางส่วนของปริมาตรภายในท่อความร้อนทั้งหมด เมื่อท่อความร้อนแบบสั้นทำงานจะเกิดการระเหยในปลายด้านที่สัมผัสกับแหล่งอุณหภูมิสูง ทำให้ความดันไอเพิ่มสูงขึ้น และฟองไอยะมีขนาดโตขึ้น ซึ่งฟองไอที่โตขึ้นนี้จะออก “แรงขับเคลื่อน” (Driving force) ผลักเอาแท่งของเหลวให้เคลื่อนที่ต่อไปยังส่วนควบแน่นที่มีอุณหภูมิต่ำ การควบแน่นที่เกิดขึ้นนี้จะยังทำให้ความดันแตกต่างระหว่างปลายทั้งสองข้างมีค่ามากขึ้น เนื่องจากท่อทั้งหมดเป็นชิ้นเดียวกัน ดังนั้นการผลักของฟองไอยะจะมีผลทำให้ฟองไอ และก้อนของเหลวในท่อถัดไปเคลื่อนที่ด้วย นั่นคือเมื่อฟองไอยะผลักให้ของเหลวเคลื่อนที่เข้ามาสู่ส่วน

ควบแน่น มันก็จะทำให้ก้อนของเหลว และฟองไอในแถวที่อัดไปเคลื่อนที่เข้าสู่ส่วนทำระเหย และมันก็จะมีความดันไอสูงขึ้น ซึ่งก็จะเกิด “แรงผลักดัน” (Restoring force) การทำงานร่วมกันระหว่างแรงขับเคลื่อนและแรงผลักดันทำให้เกิดการไหลแบบสั่นตามแนวแกนท่อ การส่งผ่านความร้อนเกิดขึ้นจากการไหลสั่นกลับไปมาระหว่างส่วนทำระเหย และส่วนควบแน่นนั่นเอง

สำหรับเงื่อนไขการเริ่มต้นทำงานได้ของท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบนั้น Qu et al. (2007) ได้แสดงให้เห็นผลของระดับอุณหภูมิร้อนยิ่งยวด และความหยาบผิวภายในท่อที่มีผลต่อการเริ่มต้นทำงานได้ของท่อความร้อนชนิดนี้ การศึกษาของเขาใช้การสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ผ่านทางสมการที่ผิวรอยต่อ จากการศึกษาพบว่าหากระดับอุณหภูมิร้อนยิ่งยวดภายในส่วนทำระเหยมีค่าสูงเพียงพอแล้วท่อความร้อนก็จะสามารถเริ่มต้นทำงานได้ และหากพื้นผิวภายในส่วนทำระเหยมีความหยาบมากก็จะทำให้ระดับร้อนยิ่งยวดในการเริ่มต้นเดินท่อความร้อนลดลง แต่อย่างไรก็ดียังมีรายงานที่แสดงถึงการแห้งตั้งแต่เริ่มต้นทำงาน (Initial dry out) ซึ่งรายงานโดย Kammuang-lue et al. (2004) ดังนั้นเงื่อนไขการเริ่มต้นทำงานได้จึงน่าจะมีรายละเอียดมากกว่าระดับความร้อนยิ่งยวดของสารทำงานภายในส่วนทำระเหย

แม้ว่าจะมีการอธิบายหลักการทำงานพื้นฐาน และเงื่อนไขการเริ่มต้นทำงานได้ของท่อความร้อนแบบสั่นแล้ว แต่ก็ยังมีคำถามมากมายเกี่ยวกับท่อความร้อนแบบสั่น โดยเฉพาะอย่างยิ่งคือคุณลักษณะในการส่งผ่านความร้อน ซึ่งทำให้มีรายงายวิจัยที่ศึกษาคุณลักษณะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นอีกเป็นจำนวนมาก ดังจะได้กล่าวในหัวข้อต่อไปนี้

1.2.3 คุณลักษณะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นในสภาวะปกติ

การศึกษาคูณลักษณะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นในสภาวะปกติ หมายถึงการศึกษาคูณลักษณะทางความร้อนของตัวแปรต่างๆ ที่มีการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นที่ทำงานได้ระดับขีดจำกัดการทำงาน ซึ่งตัวแปรต่างๆ ได้แก่ ผลของรูปร่างของท่อ (ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายใน ความยาวส่วนทำระเหย และจำนวนโค้งเลี้ยว) ความร้อน ชนิดของสารทำงาน และมุมเอียงการทำงานของท่อความร้อนแบบสั่น ซึ่งหากแจกแจงตามชนิดของท่อความร้อนแบบสั่นซึ่งได้อธิบายในตอนต้นแล้วว่ามี 3 ชนิด ก็จะสามารถอธิบายคุณลักษณะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นได้ดังนี้

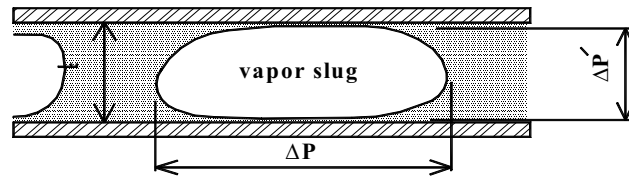
1.2.3.1 คุณลักษณะการส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด

- ผลของขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายในของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิดต่อ

คุณลักษณะการส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด

เมื่อท่อความร้อนแบบสั่นเป็นที่รู้จักกันในครั้งแรกนั้น มักมีคำถามว่าต้องใช้ท่อขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางเท่าไรจึงจะสามารถสร้างท่อความร้อนแบบสั่นได้ ซึ่งคำตอบในเรื่องนี้ Maezawa et al. (1995) ได้แสดงการประมาณขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายในท่อซึ่งสามารถ

เป็นท่อความร้อนแบบสั้นได้ โดยเงื่อนไขของ Maezawa คือหากฟองไอน้ำจะคงรูปอยู่ได้แล้ว ผลต่างความดันตกคร่อมตามแนวแกนท่อ (ΔP) จะต้องมีความมากกว่าความดันตกคร่อมตามแนวรัศมีของท่อ ($\Delta P'$) ดังแสดงรูปที่ 1.2



รูปที่ 1.2 แสดงผลต่างความดันต่างๆที่เกิดบนฟองไอน้ำ เพื่อใช้ในการพิจารณาเงื่อนไขของ Maezawa et. al. (1995)

จากรูปที่ 1.2 จะพบว่าเราสามารถประมาณค่าความดันตกคร่อมตามแนวแกนท่อได้โดย $\Delta P = f\left(\frac{4\sigma}{d}\right)$ ในขณะที่ความดันตกคร่อมตามแนวรัศมี $\Delta P' = \rho_L g d$ ดังนั้นตามเงื่อนไขของ Maezawa ฟองไอน้ำสามารถคงอยู่ในท่อได้เมื่อ

$$\Delta P > \Delta P' \quad (1.1)$$

ดังนั้น

$$f\left(\frac{4\sigma}{d}\right) > \rho_L g d \quad (1.2)$$

และขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อจะเป็น

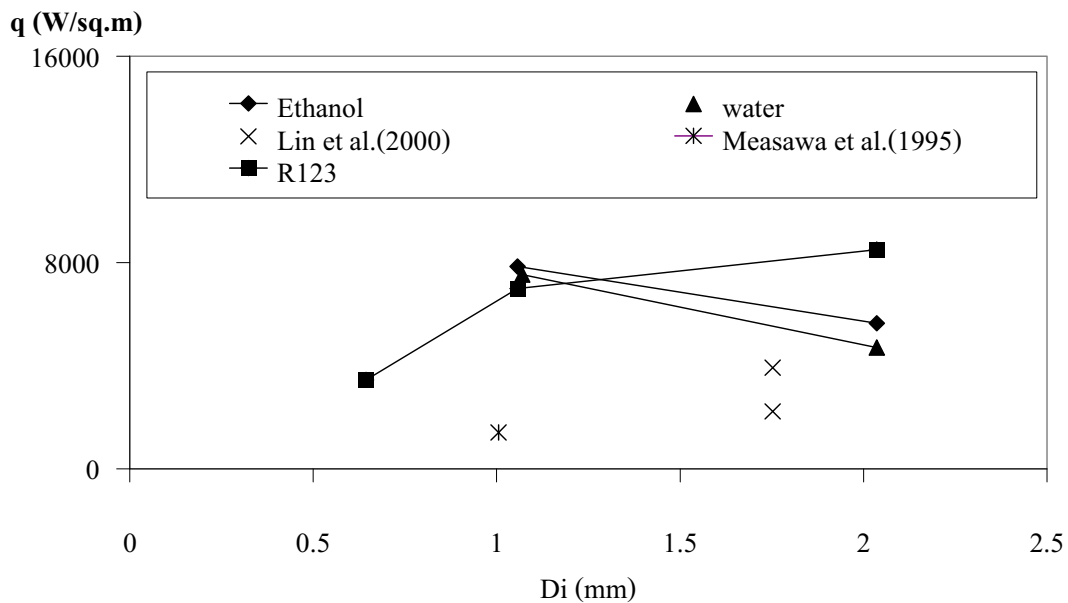
$$f\left(\frac{4\sigma}{\rho_L g}\right) > d^2 \quad (1.3)$$

หากสมมติให้ฟองไอน้ำมีสถานะใกล้ทรงกลมมากๆแล้ว

$$d_{\max} < 2\sqrt{\frac{\sigma}{\rho_L g}} \quad (1.4)$$

หลังจากที่ Maezawa ได้แสดงการประมาณเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อที่ใหญ่ที่สุดที่ทำให้เกิดท่อความร้อนแล้ว ในเวลาต่อมาได้มีการทำงานวิจัยเพื่อที่จะตอบคำถามว่า ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อมีความสัมพันธ์กับอัตราการส่งผ่านความร้อนอย่างไร โดย Rittidech et al. (2003) ได้

ทำการศึกษาผลของเส้นผ่าศูนย์กลางภายในที่มีต่อฟลักซ์ความร้อนที่ส่งผ่านท่อความร้อนชนิดสันแบบปลายปิด ที่มุม 0 องศาจากแนวราบ ในสภาวะการทำงานปกติ โดยทดลองที่ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายใน 0.66 1.06 และ 2.03 มม. โดยท่อมีความยาวรวม 15 เมตร และมีความยาวส่วนทำระเหย ส่วนฉนวน และส่วนควบแน่น 50 มม. สารทำงานที่ใช้ คือ R123 เอทานอล และน้ำ จากการทดลองพบว่า สำหรับสารทำงาน R123 เมื่อเส้นผ่าศูนย์กลางภายในมีค่ามากขึ้น ค่าฟลักซ์ความร้อนจะมีค่าสูงขึ้นด้วย ในขณะที่สารทำงานเป็นเอทานอลนั้น จะพบว่าเมื่อเส้นผ่าศูนย์กลางภายในมีค่ามากขึ้น ค่าฟลักซ์ความร้อนจะมีค่าลดลง ความสัมพันธ์ระหว่างเส้นผ่านศูนย์กลางภายในและค่าฟลักซ์ความร้อน แสดงไว้ในรูปที่ 1.3



รูปที่ 1.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเส้นผ่าศูนย์กลางภายในกับฟลักซ์ความร้อนที่มุม 0 องศา (Rittidech et al., 2003)

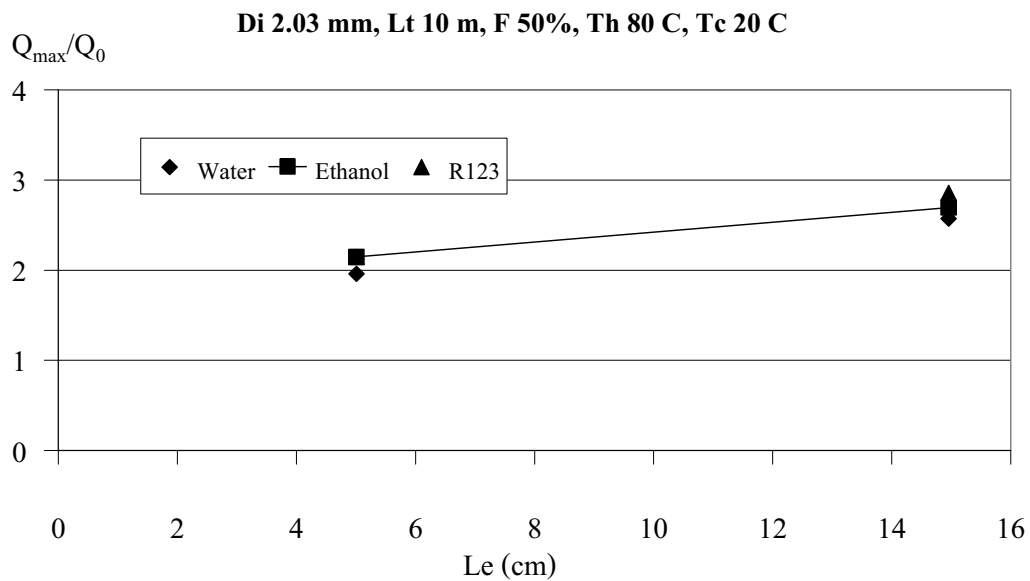
- ผลของความยาวส่วนทำระเหยของท่อความร้อนแบบสันปลายปิดต่อ

คุณลักษณะการส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อนแบบสันปลายปิด

ความยาวส่วนทำระเหยมีความสัมพันธ์กับอัตราการส่งถ่ายความร้อนสูงสุดต่ออัตราการส่งถ่ายความร้อนที่แนวระดับ ($Q_{\max}/Q_0$) ตามสมการความสัมพันธ์ดังนี้ (Rittidech et al., 2000)

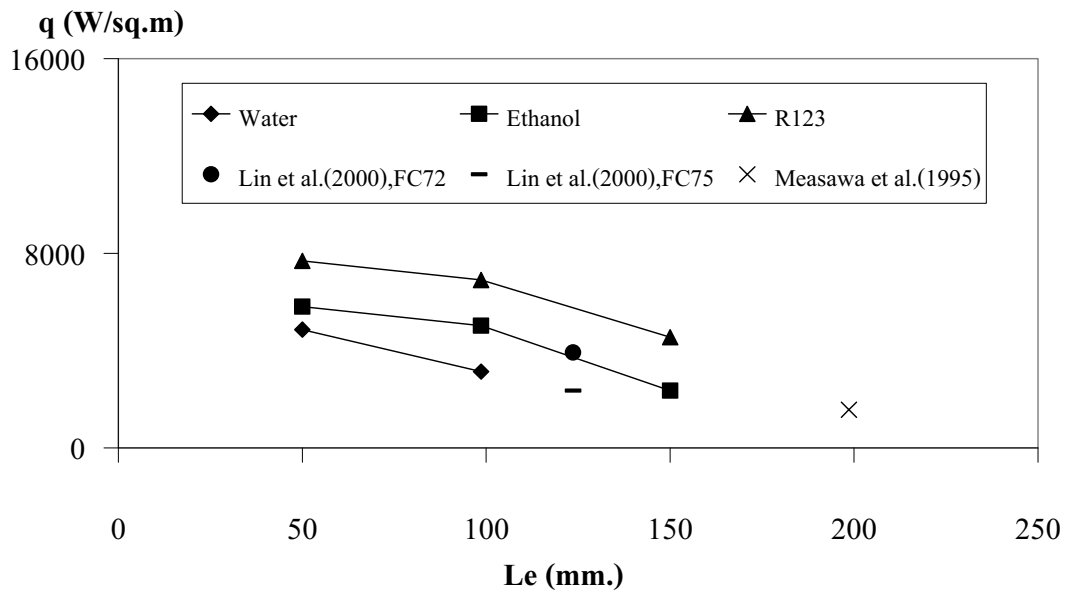
$$Q_{\max}/Q_0 = 1.80 + 0.06Le \quad (1.5)$$

ผลของความสัมพันธ์ของความยาวส่วนทำระเหยและ $Q_{\max}/Q_0$, แสดงไว้ในรูปที่ 1.4



รูปที่ 1.4 ผลของความสัมพันธ์ของความยาวส่วนทำระเหยและ $Q_{\max}/Q_0$,
(Rittidech et al., 2000)

นอกจากนี้ Rittidech et al. (2003) ได้ทำการศึกษาอิทธิพลของความยาวส่วนทำระเหยที่มีต่อฟลักซ์ความร้อนที่ส่งผ่านท่อความร้อน โดยทำการทดลองโดยใช้ท่อความร้อนแบบสันปลายปิด ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 2.03 มม. อัตราส่วนการเติม 50% และทดลองที่อุณหภูมิ 50 องศาเซลเซียส โดยเปลี่ยนค่าความยาวส่วนทำระเหย เป็น 50 100 และ 150 มม. ตามลำดับ โดยให้ความยาวส่วนจนวน และส่วนควบแน่นมีค่าเท่ากับส่วนทำระเหยทุกครั้ง จากการทดลองพบว่า เมื่อความยาวส่วนทำระเหยลดลง ค่าฟลักซ์ความร้อนส่งผ่านจะมีค่าเพิ่มขึ้น โดยค่าความหนาแน่นความร้อนสูงสุด ที่ความยาวส่วนทำระเหย 50 มม. สำหรับ R123 เอทานอล และน้ำ คือ 7,646 5,793 และ 4,977 W/m² ตามลำดับ จากผลการทดลองนี้ Rittidech สรุปว่า การส่งผ่านความร้อนอย่างมีประสิทธิภาพในท่อความร้อนแบบนี้จะเกิดได้เมื่อฟองไอเคลื่อนที่เข้าส่วนควบแน่นด้วยความเร็วสูงมาก ความสัมพันธ์ระหว่างความยาวส่วนทำระเหยกับ ฟลักซ์ความร้อนแสดงดังรูปที่ 1.5

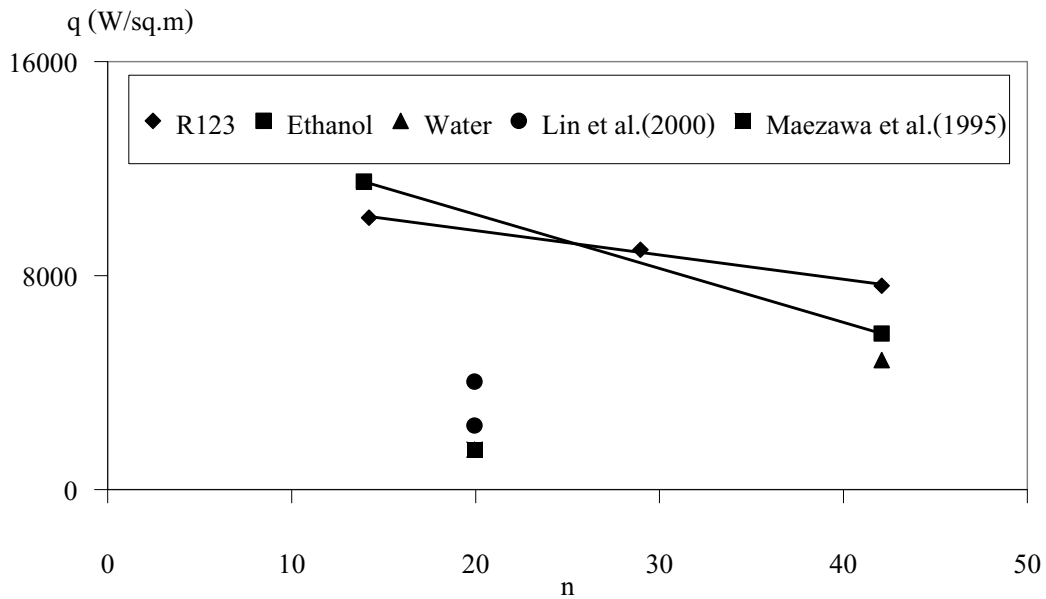


รูปที่ 1.5 ความสัมพันธ์ระหว่างความยาวส่วนทำระเหย กับฟลักซ์ความร้อนที่มุม 0 องศา
(Rittidech et. al., 2003)

- ผลของจำนวนโค้งเลี้ยวของท่อความร้อนแบบส้นปลายปิดต่อคุณลักษณะ

การส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อนแบบส้นปลายปิด

โค้งเลี้ยวคือผลที่เกิดจากการคัดท่อยาวให้ขาดไปมา และจากความจริงที่ว่า โค้งเลี้ยวเหล่านี้อยู่ระหว่างแหล่งให้ความร้อนและแหล่งรับความร้อน และจำนวนโค้งเลี้ยวขึ้นอยู่กับความยาวท่อรวม ดังนั้นจึงมีสมมติฐานที่ว่าโค้งเลี้ยวเป็นองค์ประกอบหนึ่งที่ควบคุมการทำงานของท่อความร้อนแบบส้น เพื่อที่จะทดสอบสมมติฐานนี้ Rittidech et al. (2003) ได้ทำการศึกษาผลของจำนวนโค้งเลี้ยวที่มีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบส้นปลายปิด โดยทำการทดสอบท่อความร้อนแบบส้นปลายปิดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 2.03 มม. อัตราส่วนการเติม 50% และทดลองที่อุณหภูมิไอ 50 องศาเซลเซียส โดยให้ความยาวส่วนฉนวน ส่วนควบแน่น และส่วนทำระเหยมีค่า 50 มม. จากการทดสอบพบว่า เมื่อจำนวนโค้งเลี้ยวเพิ่มขึ้น ค่าฟลักซ์ความร้อนมีค่าลดลง โดยเมื่อจำนวนโค้งเลี้ยวเพิ่มขึ้นจาก 14 เป็น 24 โค้งเลี้ยว ฟลักซ์ความร้อนลดลงจาก 10,172 ถึง 7,646 W/m² สำหรับ R123 และลดลงจาก 11,437 ถึง 5,793 W/m² สำหรับเอทานอล และเมื่อจำนวนโค้งเลี้ยวเท่ากับ 14 โค้งเลี้ยว ค่าฟลักซ์ความร้อนจะมีค่าสูงสุด สำหรับท่อที่มีสารทำงานเป็น R126 และเอทานอล รูปที่ 1.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนโค้งเลี้ยว กับฟลักซ์ความร้อน



รูปที่ 1.6 ความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนโค้งเกลียว กับฟลักซ์ความร้อนที่มุม 0 องศา

(Rittidech et al., 2002)

- ผลของอัตราส่วนการเติม และ คุณสมบัติของสารทำงานต่อคุณลักษณะการส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด

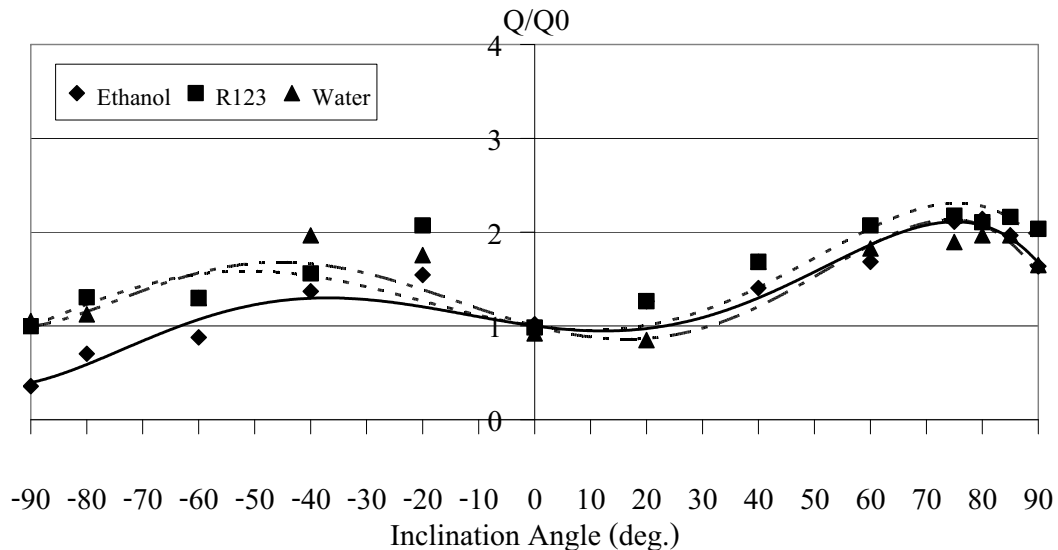
อัตราส่วนการเติม (Filling Ratio) หมายถึงค่าอัตราส่วนระหว่างปริมาตรของสารทำงานที่เติมเข้าไปในท่อต่อปริมาตรภายในท่อทั้งหมด สำหรับอิทธิพลของอัตราส่วนการเติมที่มีต่อการส่งผ่านความร้อนนั้น Maezawa et al. (1996) พบว่าที่อัตราส่วนการเติมสาร 50% จะทำให้ค่าความต้านทานความร้อนมีค่าต่ำกว่าที่อัตราส่วนการเติม 30% และ 70% หลังจากนั้น Rittidech et al. (2000) ได้ทำการศึกษาคูสมบัติของสารทำงานมีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด โดยทำการทดลองกับ ท่อความร้อนที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2.03 มม. ความยาวรวม 10 เมตร อัตราส่วนการเติม 50% และมีอุณหภูมิทำงาน 50 องศาเซลเซียส ใช้ R123 เอทานอล และน้ำเป็นสารทำงาน จากการศึกษาพบว่าค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอของสารทำงาน (Latent heat) มีผลต่ออัตราส่วนความร้อนที่ส่งผ่านได้สูงสุดต่อความร้อนที่ส่งผ่านได้ที่มุมศูนย์กลาง ($Q_{\max}/Q_0$) สารทำงานที่มีความร้อนแฝงต่ำจะให้ $Q_{\max}/Q_0$ สูง โดยมีความสัมพันธ์ดังนี้

$$Q_{\max}/Q_0 = 2.53 - 0.0001h_{fg} \quad (1.6)$$

- ผลของมุมเอียงของท่อความร้อนแบบส้นปลายปิดต่อคุณลักษณะการส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อนแบบส้นปลายปิด

อาจกล่าวได้ว่าการศึกษากการส่งผ่านความร้อนที่มุมเอียงต่าง ๆ นั้นก็คือ การศึกษาอิทธิพลของแรงโน้มถ่วงโลกที่มีผลต่อการทำงานของท่อความร้อนแบบส้นนั้นเอง สำหรับคำถามในเรื่องนี้ Rittidech et al. (2000) ได้ทำการศึกษาผลของมุมเอียงที่มีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบส้นปลายปิด โดยทำการทดลองกับท่อความร้อนที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2.03 มม. ความยาวรวม 10 เมตร อัตราส่วนการเติม 50% และมีอุณหภูมิทำงาน 50 องศาเซลเซียส ให้ความร้อนส่วนทำระเหยโดยน้ำร้อนขณะที่ส่วนควบแน่นระบายความร้อนโดยน้ำผสมกับเอทิลีนไกล์คอล อุณหภูมิที่ส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นคือ 80 องศาเซลเซียส และ 20 องศาเซลเซียสตามลำดับ การทดลองทำโดยแปรค่ามุมเอียง จาก -90° – 90° องศา จากการทดลองพบว่า ที่มุมเอียง 80-85 องศา ค่าอัตราส่วนการส่งผ่านความร้อนที่มุมใด ๆ ต่อการส่งผ่านความร้อนที่มุมศูนย์องศา (Q/Q_0) จะมีค่าสูงสุด โดยค่า Q/Q_0 สูงสุดของ R123 เอทานอล และน้ำ คือ 2.19, 2.15, และ 1.98 โดยมีค่าอัตราส่วนความต้านทานความร้อนที่มุมใด ๆ ต่ออัตราส่วนความต้านทานความร้อนที่มุมศูนย์องศา (R/R_0) เป็น 0.03 0.40 และ 0.43 ตามลำดับ ความสัมพันธ์ระหว่าง Q/Q_0 ที่ทุกมุมเอียง แสดงไว้ในรูปที่ 1.7

$Di=2.03$ mm, $Le=5$ cm, $Lt=10$ m, $F=50\%$, $T_h=80^{\circ}\text{C}$, $T_c=20^{\circ}\text{C}$



รูปที่ 1.7 ความสัมพันธ์ระหว่าง Q/Q_0 ที่ทุกมุมเอียง
(Rittidech et al., 2000)

- สมการสหสัมพันธ์ของปัจจัยต่างๆที่ใช้ในการทำนายคุณลักษณะการส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด

Rittidech et al. (2003) ได้หาสมการสหสัมพันธ์จากการทดลองเพื่อทำนาย พลังค์ความร้อน ในตำแหน่งแนวระดับ โดยใช้ข้อมูลการทดลองโดยใช้ท่อขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง ภายใน 0.66 1.06 และ 2.03 มม. โดยท่อมีความยาวรวม 15 เมตร และมีความยาวส่วนทำระเหย ส่วน ฉนวน และส่วนควบแน่น 50 100 และ 150 มม.ตามลำดับ สารทำงานที่ใช้ คือ R123 เอทานอล และ น้ำ พบว่าสมการสหสัมพันธ์ที่ได้คือ

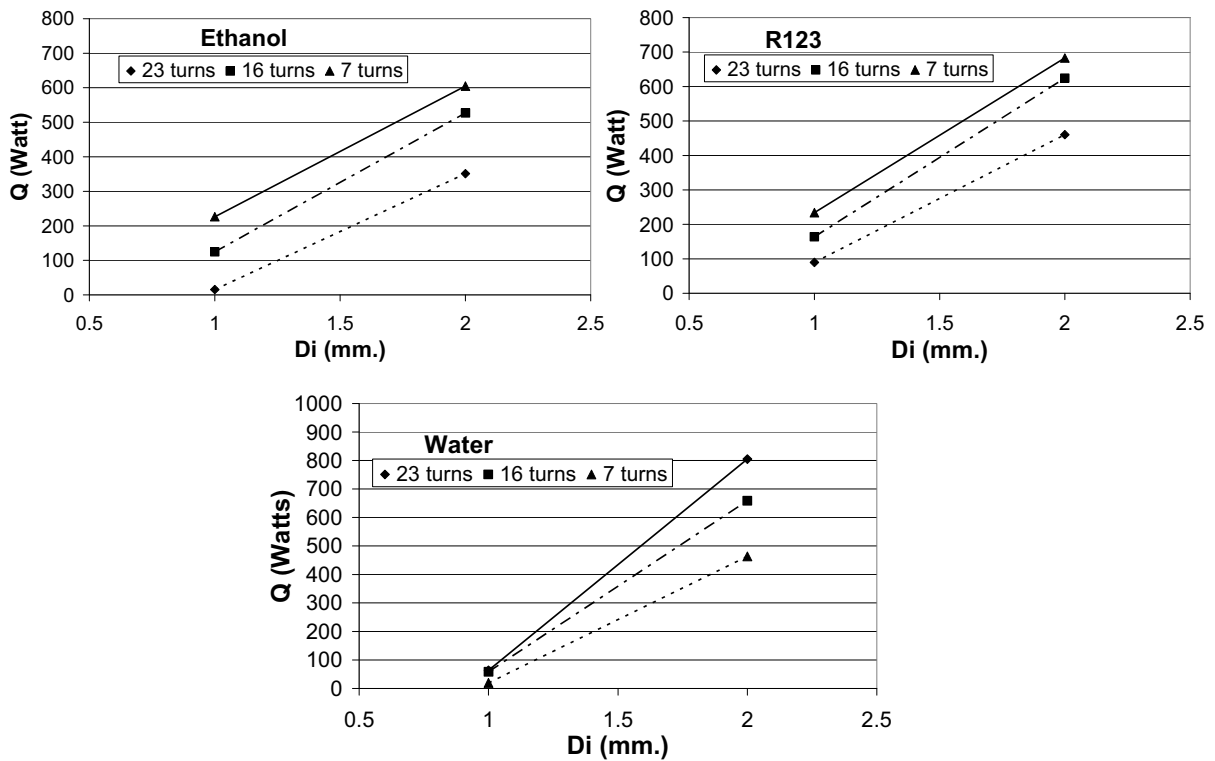
$$Ku_0 = 0.0052 \left[\left(\frac{Di^{4.3} L_t^{0.1}}{Le^{4.4}} \right) n^{0.5} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{-0.2} Pr_v^{-25} \right]^{0.116} \quad (1.7)$$

โดยสมการสหสัมพันธ์นี้มีส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐาน ± 30 เปอร์เซ็นต์ สมการสหสัมพันธ์นี้สร้างขึ้นโดยใช้กลุ่มตัวแปรไร้มิติทั้งหมด โดยทางด้านซ้ายมือ ตัวแปร Ku_0 เป็นตัวแปรไร้มิติที่แสดงพลังค์ความร้อนที่ส่งผ่านได้ และทางด้านขวามือเป็นกลุ่มตัวแปรไร้มิติที่กำหนดขนาดรูปร่างท่อ จำนวนโค้งเลี้ยว อัตราส่วนความหนาแน่นของสารทำงานในสถานะไอต่อสถานะของเหลว และอัตราส่วนของโมเมนต์ต่อการแพร่กระจายทางความร้อนของไอ ตามลำดับ

1.2.3.2 คุณลักษณะการส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ

- ผลของขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายในของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิดต่อคุณลักษณะการส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ

หลังจากที่ Maezawa et al. (1995) ได้แสดงการประมาณเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อที่ทำให้เกิดท่อความร้อน Charoensawan et al. (2003) ทำการศึกษาผลของขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายในของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิดต่อคุณลักษณะการส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ โดยทำการทดสอบท่อความร้อนที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1.00 และ 2.00 มม. อัตราส่วนการเติม 50% ใช้น้ำ เอทานอล และ R123 เป็นสารทำงาน ความยาวส่วนทำระเหย 100 มม. จากการทดสอบพบว่า เมื่อเส้นผ่าศูนย์กลางภายในมีค่าเพิ่มขึ้น ทำให้มีอัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นโดยมีความสัมพันธ์เป็นเชิงเส้น ซึ่งความสัมพันธ์ระหว่างเส้นผ่าศูนย์กลางภายในและอัตราการถ่ายเทความร้อนที่มุม 90 องศาจากแนวระดับ แสดงดังรูปที่



รูปที่ 1.8 แสดงความสัมพันธ์ของเส้นผ่านศูนย์กลางภายในกับอัตราการถ่ายเทความร้อน

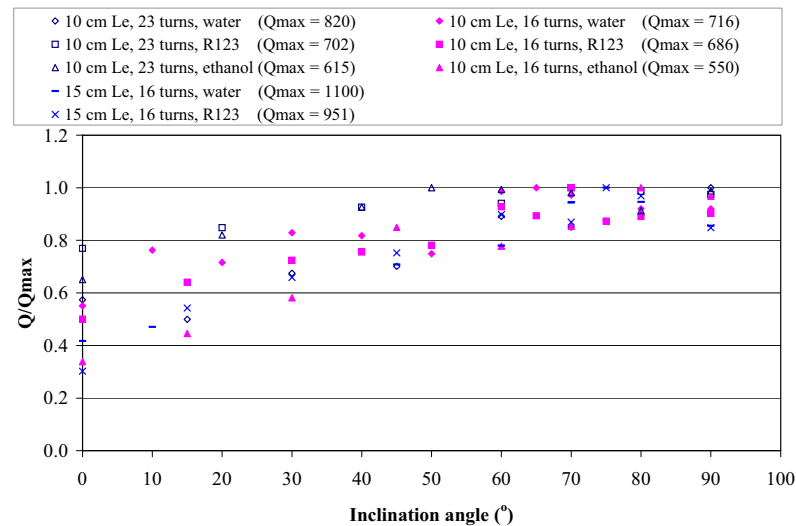
(Charoensawan et al., 2003)

- ผลของจำนวนโค้งเลี้ยวของท่อความร้อนแบบสลับปลายปิดต่อคุณลักษณะ

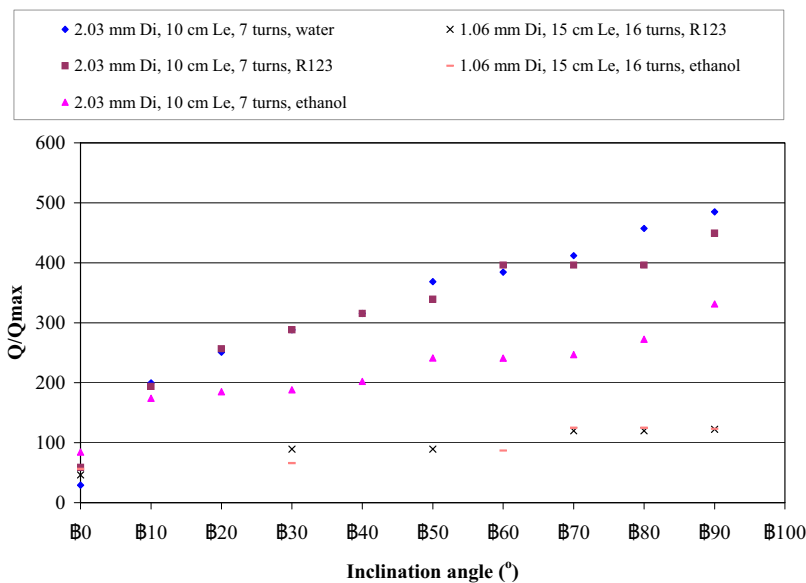
การส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อนแบบสลับวงรอบที่มุมเอียงต่างๆ

การศึกษาผลของจำนวนโค้งเลี้ยวของท่อความร้อนแบบสลับปลายปิดต่อคุณลักษณะการส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อนแบบสลับวงรอบที่มุมเอียงต่างๆ เริ่มทำโดย Charoensawan et al. (2003) โดยทำการทดสอบท่อความร้อนที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1.00 และ 2.00 มม. อัตราส่วนการเติม 50% ใช้น้ำ เอทานอล และ R123 เป็นสารทำงาน แปรค่าความยาวรวมของท่อเป็น 5 10 และ 15 เมตร ตามลำดับ ซึ่งเมื่อกำหนดความยาวส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นต่างๆกัน ก็จะได้จำนวนโค้งเลี้ยวของท่อต่างๆกัน โดยมีค่า 5 และ 7 สำหรับท่อที่มีความยาวรวม 5 เมตร และความยาวส่วนทำระเหยเท่ากับ ความยาวส่วนควบแน่น และส่วนฉนวน เท่ากับ 0.15 และ 0.10 เมตร และจำนวนโค้งเลี้ยวมีค่า 16 และ 11 สำหรับท่อที่มีความยาวรวม 10 เมตร และความยาวส่วนต่างๆ เท่ากับ 0.10 และ 0.15 เมตร และจำนวนโค้งเลี้ยวมีค่า 23 และ 16 สำหรับท่อที่มีความยาวรวม 15 เมตร และความยาวส่วนต่างๆ เท่ากับ 0.10 และ 0.15 เมตร จากการทดลองพบว่าจำนวนโค้งเลี้ยวมีผลต่อการทำงานของท่อความร้อนที่มุมเอียงต่างๆ โดย จะมีจำนวนโค้งเลี้ยววิกฤติ (N_{crit}) ค่าหนึ่งที่หากว่าท่อความร้อนที่สร้างขึ้นมีจำนวนโค้งเลี้ยวต่ำกว่าค่าวิกฤตินี้แล้วท่อจะทำงานได้ดีเฉพาะในแนวตั้งหรือที่มุมใกล้เคียงแนวดิ่งเท่านั้น และในทางกลับกันหากว่าท่อความร้อนที่สร้างขึ้นมีจำนวนโค้งเลี้ยวมากกว่าค่าวิกฤตินี้แล้วท่อจะทำงานได้ในทุกๆ มุมตั้งแต่ 0 – 90 องศา แต่อย่างไรก็ตามที่มุมเอียง 60 องศาวัดจากแนวดิ่งท่อความร้อนจะสามารถส่งผ่านความร้อนได้ดีที่สุด

สำหรับการศึกษาของ Charoensawan et al. นั้นพบว่าสำหรับท่อเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2.00 มม. ค่าจำนวนโคง์เลี้ยววิกฤติมีค่าประมาณ 16 โคง์เลี้ยว และสำหรับท่อเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 1.00 มม. ค่าจำนวนโคง์เลี้ยววิกฤติมีค่าประมาณ 23 โคง์เลี้ยว ความสัมพันธ์ระหว่างค่าจำนวนโคง์เลี้ยววิกฤติ และอัตราส่วนการส่งผ่านความร้อน ที่มุมเอียงใดๆต่อการส่งผ่านความร้อนสูงสุด ($Q/Q_{\max}$) ซึ่งแสดงความสามารถในการส่งผ่านความร้อนของท่อความร้อนที่มุมเอียงต่างๆ แสดงไว้ในรูปที่ 1.9 สำหรับกรณี $N > N_{\text{crit}}$ และแสดงไว้ในรูปที่ 1.10 สำหรับกรณี $N < N_{\text{crit}}$



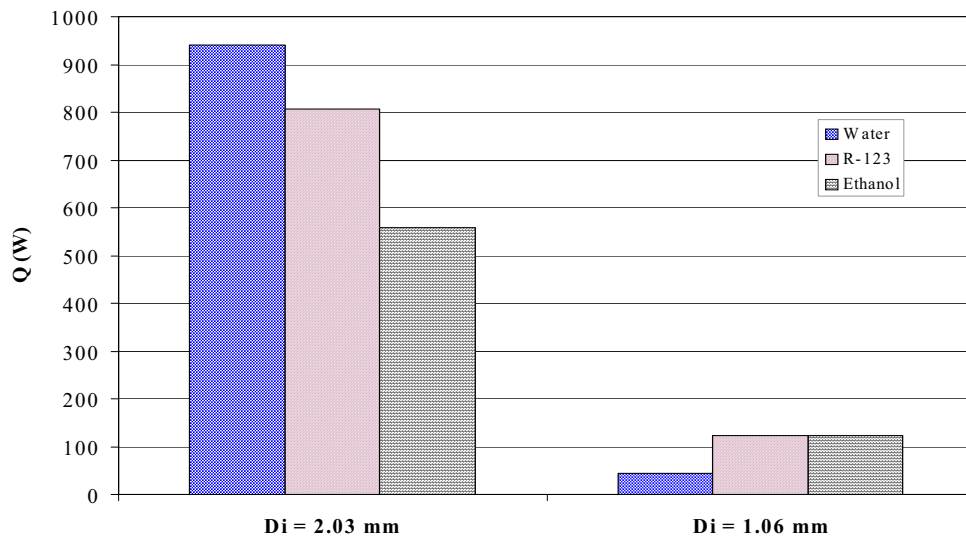
รูปที่ 1.9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง $Q/Q_{\max}$ และมุมเอียง เมื่อ $N > N_{\text{crit}}$
(Charoensawan et al. 2003)



รูปที่ 1.10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง $Q/Q_{\max}$ และมุมเอียง เมื่อ $N < N_{\text{crit}}$
(Charoensawan et al. 2003)

- ผลของอัตราส่วนการเติม และ สารทำงานต่อคุณลักษณะการส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มุมเอียงต่างๆ

มีการตั้งสมมติฐานว่าอัตราส่วนการเติมมีผลต่อความเร็วในการไหลเวียนของสาร ทำงานภายในท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบ ซึ่งความเร็วในการไหลของสารทำงานจะส่งผลต่อการส่งผ่านความร้อน ดังนั้นเพื่อที่จะทดสอบสมมติฐานนี้ Charoensawan et al. (2000) ทำการศึกษาอิทธิพลของอัตราส่วนการเติมสารทำงานที่มีต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ โดยใช้ท่อคาปิลลารีทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 3 มม. และเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2 มม. ความยาวส่วนควมแน่น ส่วนทำระเหย และ ส่วนฉนวน เท่ากับ 50 มม. ความยาวท่อรวม 5 11.15 และ 17.5 เมตร การทดลองทำโดยปรับอัตราส่วนการเติมในช่วง 30 – 80% และทดสอบที่มุมเอียง 0 – 90 องศาจากแนวราบ จากการทดลองพบว่าที่อัตราส่วนการเติม 50 - 70% จะทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนของทุกๆ มุมเอียงจะมีค่ามากที่สุด โดยมีค่าการถ่ายเทความร้อน 526 408 และ 373 วัตต์ สำหรับมุมเอียง 90° 70° และ 50° ตามลำดับ เหตุที่เป็นเช่นนี้เนื่องจากในช่วงอัตราส่วนการเติมนี้น้ำขนาดของแท่งของเหลว และฟองไอน์มีขนาดเล็กทำให้เคลื่อนที่ได้ง่าย และจำนวนของมันก็มากพอที่จะส่งผ่านความร้อนได้ดี และต่อมาในปี 2003 Charoensawan et al. (2003) ยังทำการศึกษาผลของสารทำงานที่มีต่อคุณลักษณะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ โดยเปรียบเทียบสารทำงาน 3 ชนิด คือ R123 เอทานอล และน้ำ พบว่าสำหรับเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อขนาด 2.0 มม. ที่การทำงานในแนวตั้ง น้ำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุดเมื่อเทียบกับ R123 และเอทานอล แต่ในทางตรงข้าม R123 และเอทานอลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าน้ำ ในกรณีเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อมีขนาด 1.0 มม. ความสัมพันธ์ระหว่างสารทำงานและอัตราการถ่ายเทความร้อน ที่ความยาวส่วนทำระเหย 150 มม. จำนวนโค้งเลี้ยว 16 โค้งเลี้ยว มุม 90 องศาจากแนวระดับ แสดงดังรูปที่ 1.11 งานวิจัยนี้สอดคล้องกับงานวิจัยของ Rittidech et al. (2003) ซึ่งได้ทำการศึกษาผลของเส้นผ่านศูนย์กลางภายในที่มีต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนที่ท่อความร้อนชนิดสั่นแบบปลายปิด ที่มุม 0 องศาจากแนวราบ โดยจะพบว่าผลการพิจารณาอิทธิพลของเส้นผ่านศูนย์กลางที่มีต่อการส่งผ่านความร้อนนั้น ต้องพิจารณารวมถึงสารทำงานที่ใช้ด้วย



รูปที่ 1.11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างผลของสารทำงานกับอัตราความร้อน
(Charoensawan et al., 2003)

- ผลของมุมเอียงของท่อความร้อนแบบส้นปลายปิดต่อคุณลักษณะการส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อนแบบส้นวงรอบ

การเอียงท่อความร้อนทำให้อิทธิพลของแรงโน้มถ่วงที่มีต่อคุณลักษณะการไหลของสารทำงานในท่อความร้อนเปลี่ยนไป เพื่อที่จะทดสอบสมมติฐานนี้ Charoensawan et al. (2000) ทำการศึกษาอิทธิพลของมุมเอียงที่มีต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบส้นวงรอบ โดยใช้ท่อคาปิลลารีทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 3 มม. และเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2 มม. ความยาวส่วนควบแน่น ส่วนทำระเหย และส่วนฉนวน เท่ากับ 50 มม. ความยาวท่อรวม 17.5 เมตร อัตราส่วนการเติมในช่วง 50% และทดสอบที่มุมเอียง 0 – 90 องศา วัดจากแนวราบ จากการทดลองพบว่า ค่าความร้อนที่ส่งผ่านไปได้นี้น้อยลงเล็กน้อยจาก 1,134 วัตต์ ถึง 856 วัตต์ เมื่อมุมเอียงเพิ่มขึ้นจาก 0 – 90 องศา ที่เป็นเช่นนี้ Charoensawan อภิปรายว่าอิทธิพลของแรงโน้มถ่วงอาจมีผลอย่างมากต่อการเคลื่อนที่ของฟองไอ ทำให้การส่งผ่านความร้อนลดลง

- สมการสหสัมพันธ์ของปัจจัยต่างๆที่ใช้ในการทำนายคุณลักษณะการส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อนแบบส้นวงรอบ

โดยการพิจารณาว่าการส่งผ่านความร้อนในท่อความร้อนแบบส้นชนิดวงรอบควบคุมโดยมุมเอียง รูปร่างของท่อ และสมบัติทางเทอร์โมฟิสิกส์ของสารทำงาน Khandekar et al. (2003) ได้หาสมการถึงสหสัมพันธ์เพื่อทำนายฟลักซ์ความร้อนของท่อความร้อนชนิดส้นแบบ

วงรอบ โดยใช้ข้อมูลที่ได้จากการทดลองของ Charoensawan et al. (2003) โดยสมการกึ่งสหสัมพันธ์ที่ได้มีความสัมพันธ์ดังนี้

$$\dot{q} = 0.54(\exp(\beta))^{0.48} Ka^{0.47} Pr_{liq}^{0.27} Ja^{1.43} n^{-0.27} \quad (1.8)$$

สมการสหสัมพันธ์นี้มีส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐาน ± 30 เปอร์เซ็นต์

- ปัจจัยอื่นๆ ที่มีผลต่อคุณลักษณะการส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อนแบบ สัณวรูป

Lee et al. (2000) พบว่า การสั่นของความดันที่เกิดขึ้นภายในท่อความร้อนแบบสัณวรูปมีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสัณวรูปด้วย โดยเมื่อเพิ่มฟลักซ์ความร้อนให้กับท่อความร้อน ความดันอิมพัลส์ภายในท่อจะเพิ่มขึ้นด้วย แต่ขนาดการสั่นของคลื่นความดันจะลดลง และเมื่อเพิ่มค่าอัตราส่วนการเติมสารทำงาน จะทำให้ขนาดการสั่นของคลื่นความดันเพิ่มขึ้นด้วย นอกจากนี้เมื่อท่อเอียงทำมุมระหว่าง 30-90 องศาจากแนวราบ ขนาดของคลื่นความดันและการเปลี่ยนขนาดจะมีค่าน้อย การเกิดคลื่นความดันที่ผิดปกติ จะพบได้ที่อัตราส่วนการเติมมากกว่า 80% และมุมเอียงน้อยกว่า 30 องศา และท้ายที่สุดค่าสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่มากที่สุดจะเกิดขึ้นเมื่อ ความดันแตกต่างระหว่างส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นมีค่าลดลง ขนาดการสั่นของคลื่นความดันลดลง และความถี่ของการสั่นเพิ่มขึ้น

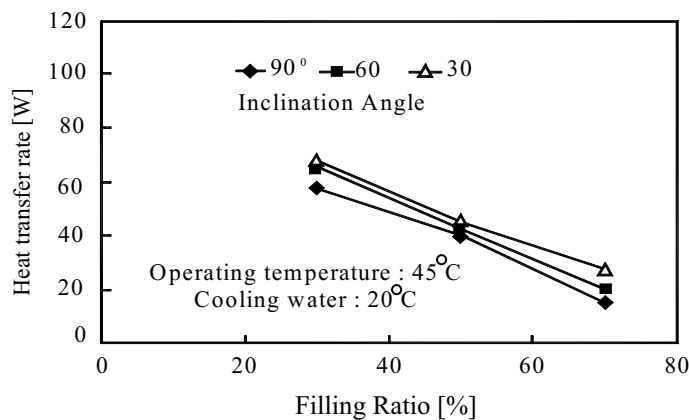
1.2.4 การศึกษาเชิงพรรณนาในสภาวะปรกติ

ในการศึกษาทดลองเชิงปริมาณตามที่ได้กล่าวมาข้างต้นนั้น ทำให้เรามีความเข้าใจเกี่ยวกับพฤติกรรมในการส่งผ่านความร้อนของท่อความร้อนแบบสัณวรูปในสภาวะปรกติดีขึ้นในระดับหนึ่ง แต่อย่างไรก็ตามเพื่อให้การสร้างแบบจำลองเพื่อทำนายพฤติกรรมในการส่งผ่านความร้อนของท่อความร้อน เป็นไปด้วยความถูกต้องสอดคล้องกับปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นจริงภายในท่อความร้อน จึงมีความจำเป็นต้องทำการศึกษาเชิงพรรณนาในสภาวะที่ท่อทำงานปรกติ เพื่อให้ทราบถึงรูปแบบการไหล และกลไกการส่งผ่านความร้อนที่เกิดขึ้นภายในท่อความร้อนแบบสัณวรูป

1.2.4.1 การศึกษาเชิงพรรณนาในสภาวะปรกติของท่อความร้อนแบบสัณวรูปปลายปิด

การศึกษาเชิงพรรณนาในสภาวะปรกติเริ่มโดย Gi et al. (1999) ซึ่งทำการศึกษาเชิงพรรณนาในท่อความร้อนแบบสัณวรูปชนิดวงรอบ และปลายปิด การทดลองใช้ท่อเทฟลอน ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2 มม. และความยาวรวม 8.2 เมตร ขดไปมาให้มีจำนวนโค้งเลี้ยว 10 โค้งเลี้ยว และมีความยาวท่อที่ขดแล้ว 400 มม. ความยาวส่วนให้ความร้อน ส่วนฉนวน และส่วนควบแน่นมี

ค่า 15 10 และ 15 ซม. ตามลำดับ ใช้ R142b เป็นสารทำงาน ให้ความร้อนโดยให้น้ำร้อนไหลผ่านกระเปาะน้ำที่หุ้มส่วนทำระเหยของท่อความร้อน และระบายความร้อนออกโดยให้น้ำระบายความร้อนไหลผ่านกระเปาะน้ำที่หุ้มส่วนควบแน่น การบันทึกภาพใช้กล้องวิดีโอ 8 มม. ในระหว่างการทดลองรักษาอุณหภูมิส่วนฉนวนไว้ที่ 35 – 45 องศาเซลเซียส จากการศึกษาพบว่าในกรณีท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด สารทำงานไม่สามารถไหลเวียนได้ การส่งผ่านความร้อนเกิดจากแรงขับจากการสั่นไปมาระหว่างส่วนให้ความร้อน และส่วนระบายความร้อน การสั่นในท่อความร้อนปลายปิดจะเกิดขึ้นได้ง่ายที่มุมเอียงจากแนวดิ่งน้อยๆ และที่อัตราส่วนการเติมน้อยๆ ถึงปานกลาง เมื่อเทียบกับท่อความร้อนแบบวงรอบจะพบว่า ท่อความร้อนแบบวงรอบจะมีสมรรถนะในการส่งผ่านความร้อนดีกว่า รูปที่ 1.12 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการเดินสารกับการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบปลายปิด ที่อุณหภูมิทำงาน 45 องศาเซลเซียส และท่อทำมุมเอียงสามค่า จะพบว่าอัตราส่วนการเติมที่เพิ่มขึ้นทำให้อัตราการส่งผ่านความร้อนลดลง โดยการลดลงมีลักษณะเป็นเชิงเส้นจนถึงที่ค่าอัตราส่วนการเติม 70% จะพบเห็นการสั่น แต่ไม่เห็นการไหลเวียนของสารทำงาน และที่อัตราส่วนการเติมมากๆ ฟองไอจะกลายเป็นสลักไอยาวๆ และจะมีการสั่นซ้ๆ จากการทดลองนี้ทำให้เราทราบว่าอัตราการส่งผ่านความร้อนขึ้นอยู่กับความถี่ในการสั่น แต่ข้อมูลนี้มาจากการทดลองของสารทำงานชนิดเดียวเท่านั้น

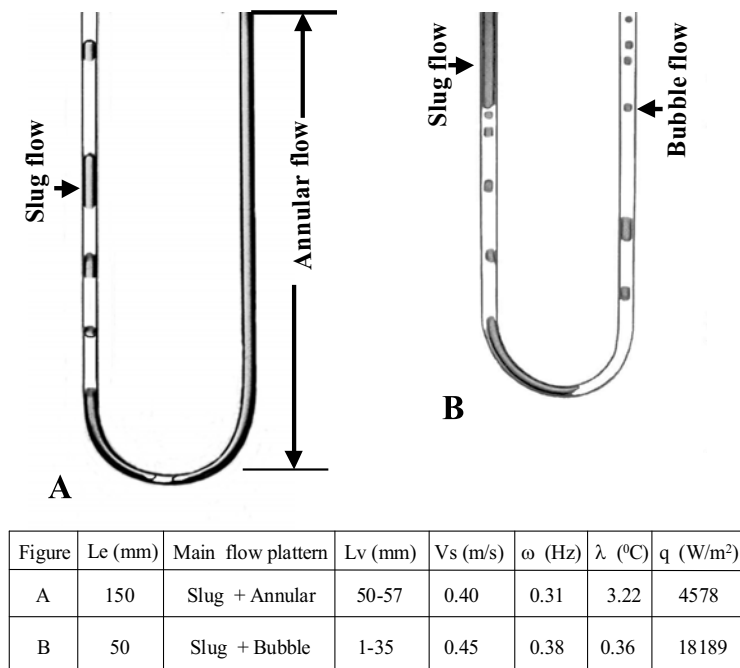


รูปที่ 1.12 แสดงอัตราการเดินสารกับการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบปลายปิด

(Gi et al., 1999)

เพื่อที่จะยืนยันผลดังกล่าว Rittidech et al. (2003) ทำการศึกษาเชิงทฤษฎีในท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิดที่สภาวะปรกติโดยต้องการศึกษารูปแบบการไหลภายในท่อความร้อน การวิจัยทำโดยสร้างท่อความร้อนจากท่อแก้วที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2 มม. ความยาวส่วนทำระเหย ส่วนฉนวน และส่วนควบแน่นมีค่า 150 และ 50 มม. จำนวนโค้งเลี้ยวมีค่า 10 และ 28 โค้งเลี้ยว ใช้ R123 และ R141b เป็นสารทำงาน ใช้อัตราส่วนการเติม 50% อุณหภูมิไอในการทดลองจะรักษาให้คงที่ไว้ที่ 50 องศาเซลเซียส จากการศึกษาพบว่ารูปแบบการไหลมีผลต่อคุณลักษณะการ

ถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสันปลายปิด โดยเมื่อความยาวส่วนทำระเหยลดลงจาก 150 มม. เป็น 50 มม. รูปแบบการไหลภายในหลักเปลี่ยนจาก Slug flow และ Annular Flow เป็น Slug flow และ Bubble flow เนื่องรูปแบบการไหลแบบ Slug และ Bubble มีขนาดและความยาวของฟองไอน์เล็กและสั้น ดังนั้นฟองไอน์จึงเคลื่อนที่ไปยังส่วนควบแน่นได้ด้วยความเร็วสูง ความถี่ของการสั่นจึงมีค่าสูง แต่แอมพลิจูดต่ำ จึงทำให้ฟองไอน์สามารถปลดปล่อยความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอที่ส่วนควบแน่นได้เร็ว ทำให้รูปแบบการไหลแบบนี้มีฟลักซ์ความร้อนสูงกว่ารูปแบบการไหล Slug และ Annular และยังพบว่าจำนวนโค้งเลี้ยวลดลงจาก 28 เป็น 10 โค้งเลี้ยว รูปแบบการไหลภายในหลักยังคงเป็น Slug flow และ Bubble จึงทำให้ความหนาแน่นความร้อนมีค่าคงที่ และเมื่อความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอลดลงจาก R123 ซึ่งมีค่า 213 kJ/kg เป็น R141b ซึ่งมีค่า 160 kJ/kg ซึ่งก็คือการลดความตึงผิวจาก R123 ซึ่งมีค่า 0.015 เป็น R141b ซึ่งมีค่า 0.012 N/m รูปแบบการไหลภายในหลักเปลี่ยนจาก Slug flow และ Annular Flow เป็น Slug flow และ Bubble flow เนื่องรูปแบบการไหลแบบ Slug และ Bubble มีขนาดและความยาวของฟองไอน์เล็กและสั้น ดังนั้นฟองไอน์จึงเคลื่อนที่ไปยังส่วนควบแน่นได้ด้วยความเร็วสูง ความถี่ของการสั่นจึงมีค่าสูง แต่แอมพลิจูดต่ำ จึงทำให้ฟองไอน์สามารถปลดปล่อยความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอที่ส่วนควบแน่นได้เร็ว ทำให้รูปแบบการไหลแบบนี้มีฟลักซ์ร้อนสูงกว่ารูปแบบการไหล Slug และ Annular ซึ่งแสดงผลในรูปที่ 1.13 1.14 และ 1.15



รูปที่ 1.13 แสดงผลของความยาวส่วนทำระเหยต่อรูปแบบการไหลภายใน
ท่อความร้อนแบบสันปลายปิด

(Rittidech et al., 2003)

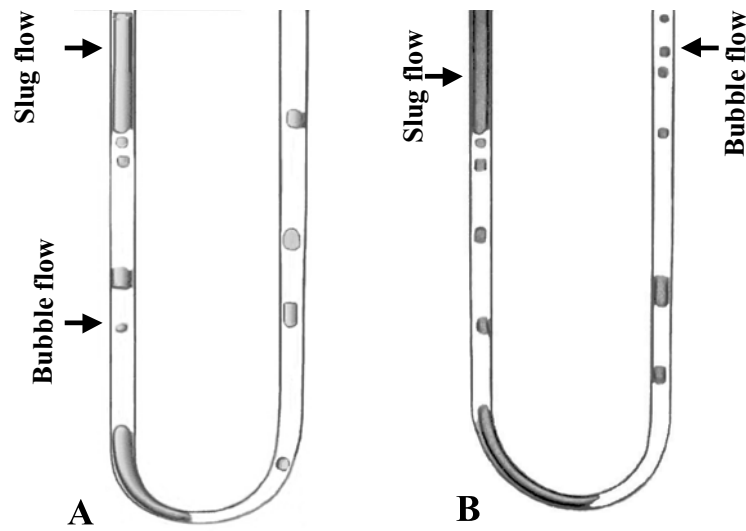


Figure	Turn	Main flow plattern	Lv (mm)	Vs (m/s)	ω (Hz)	λ ($^{\circ}\text{C}$)	q (W/m 2)
A	28	Slug + Bubble	2-38	0.43	0.41	0.33	18102
B	10	Slug + Bubble	1-35	0.45	0.38	0.36	18189

รูปที่ 1.14 แสดงผลของจำนวนโค้งเดียวต่อรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบส้นปลายปิด
(Rittidech et al., 2003)

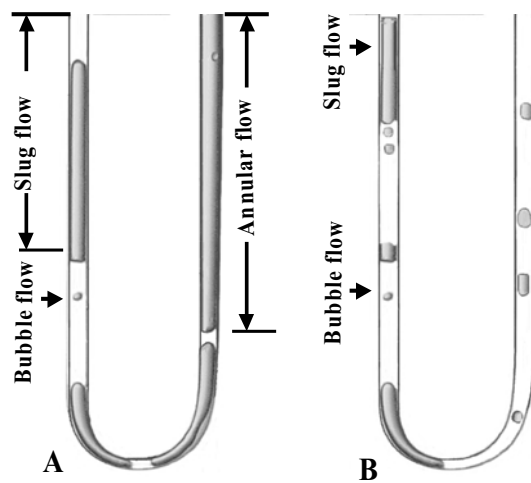


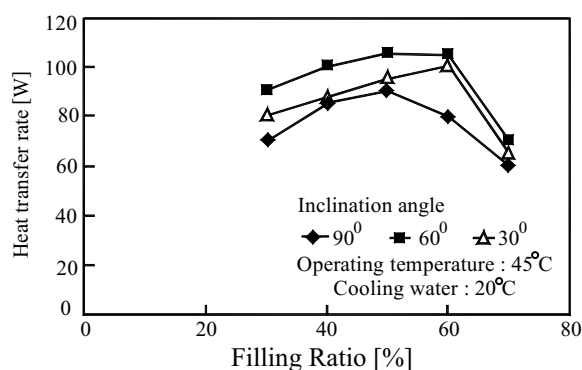
Figure	Hfg (kJ/kg)	Main flow plattern	Lv (mm)	Vs (m/s)	ω (Hz)	λ ($^{\circ}\text{C}$)	q (W/m 2)
A	213	Slug + Annular	1-50	0.35	0.38	2.02	10840
B	160	Slug + Bubble	2-38	0.43	0.41	0.33	18102

รูปที่ 1.15 แสดงผลของสารทำงานต่อรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบส้นปลายปิด
(Rittidech et al., 2003)

1.2.4.2 การศึกษาเชิงพรรณนาในสภาวะปกติของท่อความร้อนแบบสัณฐานวงรอบ

Miyazaki et al. (1999) ศึกษาการไหลสั่นในท่อความร้อนแบบสัณฐานวงรอบ ชุดทดสอบประกอบไปด้วยแผ่นทองแดง และแผ่นโพลีคาร์บอเนต เซาะแผ่นทองแดงให้เป็นร่องสี่เหลี่ยม และเชื่อมต่อระหว่างร่องเซาะโดยให้มีร่องขนานกัน 50 ร่อง และเชื่อมปลายทั้งสองเข้าด้วยกันในลักษณะวงรอบ ใช้สาร R142b เป็นสารทำงาน ท่อความร้อนทำงานในลักษณะให้ความร้อนด้านบน และใช้กล้องวิดีโอบันทึกภาพด้วยความเร็ว 30 เฟรม/นาที จากการศึกษพบว่า แท่งของเหลวและฟองไอน้ำจะแยกจากกันเป็นสองส่วนในโค้งเดียวกัน และการไหลของแท่งของเหลวในส่วนให้ความร้อน และการไหลของฟองไอน้ำในส่วนระบายความร้อนได้จากการสั่นของแท่งของเหลวมีค่าเพิ่มขึ้นของเหลว นอกจากนี้เมื่อภาระความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นการสั่นของแท่งของเหลวมีค่าเพิ่มขึ้น และแท่งของเหลวจะไหลไปยังโค้งเดียวที่อยู่ถัดไป ต่อมา Gi et al. (1999) ทำการศึกษาเชิงพรรณนาในท่อความร้อนแบบสัณฐานวงรอบ และปลายปิด การทดลองใช้ท่อเทฟลอน ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2 มม. และความยาวรวม 8.2 เมตร ขดไปมาให้มีจำนวนโค้งเดียว 10 โค้งเดียว และมีความยาวท่อที่ขดแล้ว 400 มม. ความยาวส่วนให้ความร้อน ส่วนฉนวน และส่วนควบแน่นมีค่า 15 10 และ 15 ซม. ตามลำดับ ใช้ R142b เป็นสารทำงาน ให้ความร้อนโดยให้น้ำร้อนไหลผ่านกระเปาะน้ำที่หุ้มส่วนทำระเหยของท่อความร้อน และระบายความร้อนออกโดยให้น้ำระบายความร้อนไหลผ่านกระเปาะน้ำที่หุ้มส่วนควบแน่น การบันทึกภาพใช้กล้องวิดีโอ 8 มม. ในระหว่างการทดลองรักษาอุณหภูมิส่วนฉนวนไว้ที่ 35 – 45 องศาเซลเซียส จากการศึกษพบว่าในกรณีที่อัตราส่วนการเติมมีค่า 30 – 50% ฟองไอน้ำ และก้อนของเหลวจะกระจายตัวอย่างเหมาะสม และปริมาณของไอน้ำ ก้อนของเหลว และรูปแบบการไหล จะมีค่าแตกต่างกันเล็กน้อย ในกรณีอัตราส่วนการเติม 70% ซึ่งเป็นค่าที่มากนั้น ไอน้ำและของเหลวจะไม่เป็นเนื้อเดียวกันโดยในบางท่อไม่มีไอน้ำแต่มีของเหลวอยู่เต็มท่อ อัตราการส่งผ่านความร้อนจะเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราส่วนการเติมเพิ่มมากขึ้น และจะมีค่าสูงสุดที่อัตราส่วนการเติม 50 – 60% และเมื่ออัตราส่วนการเติมมีค่ามากกว่า 60% อัตราการส่งผ่านความร้อนจะลดลง ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการเติมกับอัตราการส่งถ่ายความร้อนแสดงดัง

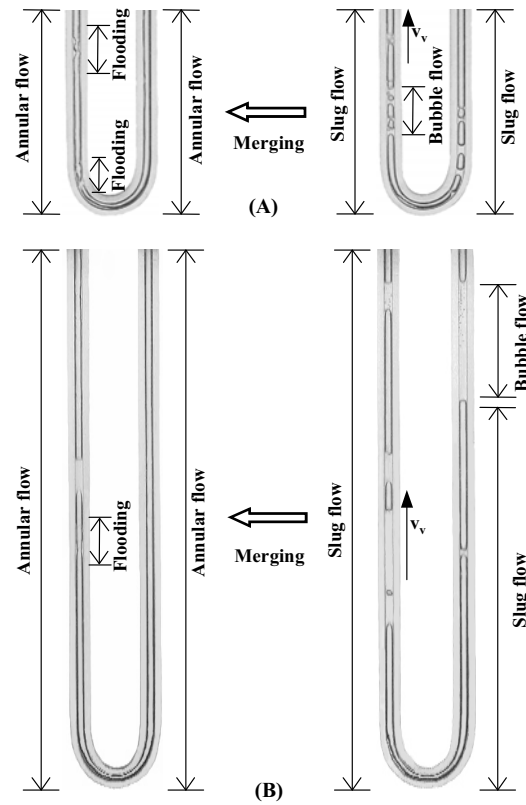
รูปที่ 1.16



รูปที่ 1.16 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการเติมกับอัตราการส่งถ่ายความร้อน

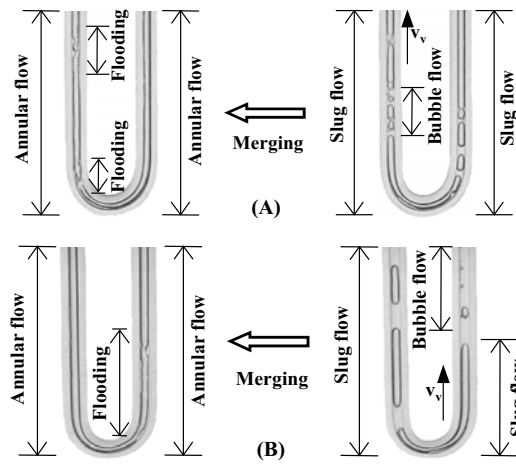
(Gi et al., 1999)

ต่อมา Lee et al. (2000) ศึกษากลไกการทำงานของท่อความร้อนแบบสั่นโดยการสังเกตรูปแบบการไหลภายใน ชุดทดสอบทำจากทองเหลือง และแผ่นอะคริลิก ทำช่องการไหลมีขนาด 1.5 มม. ทั้งทางกว้างและทางลึก และทำให้ช่องการไหลเชื่อมต่อกันโดยมีลักษณะเป็นวงรอบ จำนวน 4 โค้งเลี้ยว ความยาวรวม 220 มม. ใช้เอทานอลเป็นสารทำงาน แปรอัตราส่วนการเติมในช่วง 20 – 80% อุณหภูมิทำงานของท่ออยู่ในช่วง 313.5- 333.5 K และทำการปรับมุมเอียงตั้งแต่ 30 - 90 องศาบันทึกภาพโดยใช้กล้องความเร็วสูง ความเร็วชัตเตอร์ 1/1200 วินาที จากการทดลองพบว่าการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบเกิดจากการสั่นของสารทำงานในท่อตามทิศทางของแนวแกนโดยการหดตัวและการขยายตัวของของเหลวและไอ และของเหลวที่ควบแน่นจะไหลย้อนกลับส่วนการทำระเหยเป็นการไหลสวนทางอย่างง่าย หรือ Rivulet flow ตามผนังด้านในของท่อมากกว่าการไหลแบบ capillary slug นอกจากนี้การสั่นอย่างรุนแรงจะพบได้ที่อัตราส่วนการเติม 40-60% และมุมเอียง 90 องศา หลังจากนั้น Charoensawan et al. (2003) ทำการศึกษารูปแบบการไหลภายในที่สภาวะปกติ พบว่าเมื่อความยาวส่วนทำระเหยลดลงจาก 150 มม. ถึง 50 มม., จำนวนโค้งเลี้ยวลดลงจาก 28 ถึง 10 โค้งเลี้ยว และความร้อนแฝงของกลายเป็นไอลดลงจาก 214 kJ/kg เป็น 161 kJ/kg หรือใช้สารทำงาน R123 แทน R141b รูปแบบการไหลภายในหลักยังคงเป็นแบบ Slug flow ผสมกับ Bubble flow และมีรูปแบบการไหลย่อยเป็น Annular Flow แต่ ฟลักซ์ความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากฟองไอยของส่วนทำระเหยสั้น จำนวนโค้งเลี้ยวน้อยๆ หรือความร้อนแฝงของกลายเป็นไอลดต่ำ ทำให้สามารถเคลื่อนที่ไปยังส่วนควบแน่นได้ง่าย และมีเวลาพอเพียงที่จะถ่ายเทความร้อนแฝงที่ส่วนควบแน่น ดังนั้น ฟลักซ์ความร้อนจึงมีค่าเพิ่มขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 1.17 1.18 และ 1.19



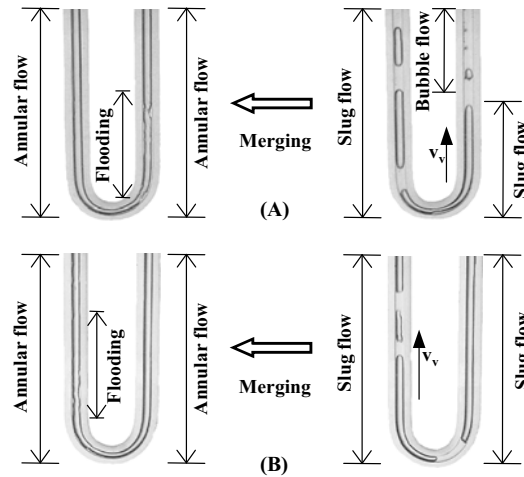
CLOHP with 10 turns using R123 as working fluid					
Phenomena	Fig. A	Fig. B	Phenomena	Fig. A	Fig. B
L_e (mm)	50	150	Collapse (%)	1300	500
Merging (times/sec)	2	1	Frequency (cycle/sec)	0.41	0.46
L_v (mm)	20	50	Amplitude (°C)	0.28	0.72
v_v (m/s)	0.5	1.13	q (W/m ²)	8313	3001

รูปที่ 1.17 แสดงผลของความยาวส่วนทำระเหยต่อรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบสัณวงรอบ (Charoensawan et al. ,2003)



CLOHP with 50 mm L_c using R123 as working fluid					
Phenomena	Fig. A	Fig. B	Phenomena	Fig. A	Fig. B
N (turns)	10	28	Collapse (%)	1300	800
Merging (times/sec)	2	1.5	Frequency (cycle/sec)	0.41	0.44
L_v (mm)	20	25	Amplitude (°C)	0.28	1.09
v_v (m/s)	0.5	0.63	q (W/m ²)	8313	7603

รูปที่ 1.18 แสดงผลของจำนวนโวลุ่มต่อรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ
(Charoensawan et al., 2003)

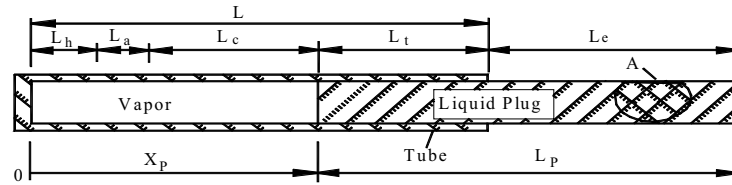


CLOHP with 50 mm L_c and 28 turns					
Phenomena	Fig. A R123	Fig. B R141b	Phenomena	Fig. A R123	Fig. B R141b
h_{fg} (kJ/kg)	160.96	213.98	Collapse (%)	800	700
Merging (times/sec)	1.5	1.25	Frequency (cycle/sec)	0.44	0.50
L_v (mm)	25	35	Amplitude (°C)	1.09	1.67
v_v (m/s)	0.63	0.75	q (W/m ²)	7603	7202

รูปที่ 1.19 แสดงผลของสารทำงานต่อรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ
(Charoensawan et al. , 2003)

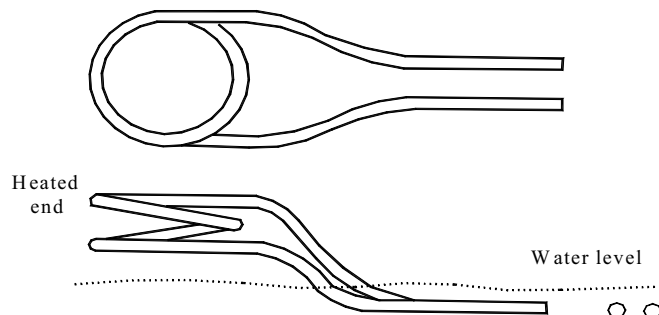
1.2.5 แบบจำลองการทำงานเพื่อทำนายการส่งผ่านความร้อนในท่อความร้อนแบบสั่นในสถานะปรกติ

Dobson et al. (1999) ได้ทำการศึกษาวิเคราะห์ตัวแปรรวมของท่อความร้อนแบบสั่นแบบปลายเปิดและปลายปิด โดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์จำลองรูปแบบทางเรขาคณิตอย่างง่าย 2 แบบ ที่ซึ่งสามารถจำลองพฤติกรรมของของท่อความร้อนได้ สำหรับในท่อความร้อนแบบสั่นปลายเปิดนั้น ท่อจะเปิดที่ปลายด้านหนึ่งดังรูปที่ 1.20



รูปที่ 1.20 แสดงแบบจำลองในหนึ่งมิติของท่อความร้อนแบบสั่นปลายเปิด
(Dobson et al., 1999)

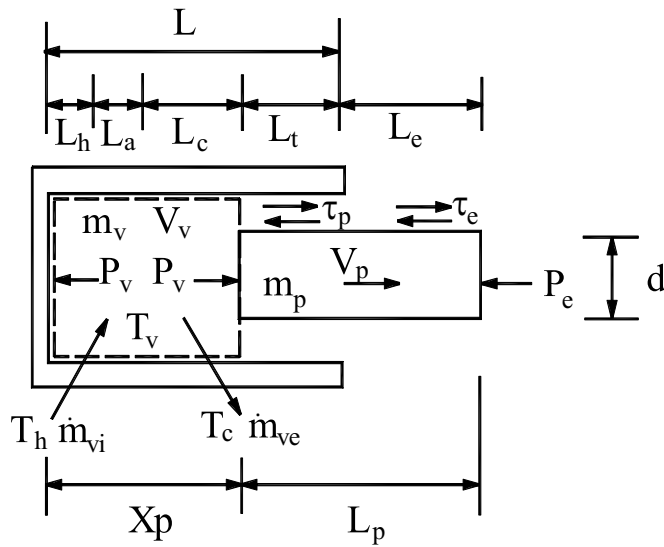
จะให้ความร้อนตลอดความยาวท่อ L_h และความยาวท่อ L_c จะสัมผัสกับสิ่งแวดล้อมที่มีอุณหภูมิเย็นกว่า และความยาวส่วนฉนวน L_a จะอยู่ระหว่างปลายทั้งสองด้าน เมื่อปลายที่ปิดได้รับความร้อนของเหลวจะระเหยกลายเป็นไอทำให้ความดันสูงขึ้น แล้วดันให้แท่งของเหลวเคลื่อนที่ไปยังปลายที่เปิด ขณะที่แท่งของเหลวเคลื่อนที่ไปยังปลายที่เปิดนั้น ไอจำนวนมากจะสัมผัสกับช่วงความยาวของการหล่อเย็นทำให้มีการควบแน่นไอบางขึ้น จนมาถึงจุดที่อัตราการควบแน่นของไอบางกว่าอัตราการระเหยของของเหลว ที่ตำแหน่งนี้ความดันไอก็จะเริ่มลดลงและความดันจะลดลงอย่างต่อเนื่องจนต่ำกว่าความดันบรรยากาศ ทำให้แท่งของเหลวเกิดการหยุดนิ่ง แล้วตอนนี้ความดันบรรยากาศที่สูงกว่าจะสามารถดันแท่งของเหลวกลับมายังปลายที่ปิด แล้วแท่งของเหลวจะเกิดการหยุดนิ่งอีกครั้งเมื่อความดันไอสองเท่าความดันบรรยากาศ ด้วยเหตุนี้จึงมีการเคลื่อนที่แบบสั่นของแท่งของเหลวไปเรื่อยๆ ขณะที่แท่งของเหลวเคลื่อนที่ออกนอกช่วงความยาว L_h ไปยังปลายที่เปิดนั้น บริเวณหางของแท่งของเหลวจะทิ้งฟิล์มของเหลวบางๆ ไว้บนผนังท่อ ซึ่งจะแตกออกเป็นหยดเล็กๆ เกาะผนังท่อไว้และจะมีผลทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนลดลง อีกปัจจัยหนึ่งที่พิจารณาคือ แท่งของเหลวไม่สามารถเคลื่อนที่กลับมายังจุดเริ่มต้นตรงปลายที่ปิดได้ ดังนั้นเพื่อให้แน่ใจว่ามีปริมาณของเหลวเพียงพอไหลกลับไปยังด้านปลายที่รับความร้อนจึงมีการสร้างท่อความร้อนดังรูปที่ 1.21



รูปที่ 1.21 แสดงรูปร่างของท่อความร้อนแบบสั่นปลายเปิด
(Dobson et al., 1999)

การจำลองการทำงานของท่อความร้อนแบบสั่นปลายเปิดทำโดยการสมมติให้ปริมาตรควบคุมของไอหนึ่งก้อน อยู่ระหว่างปลายที่ปิดและแท่งของเหลวด้วยความยาวของแท่งของเหลวเดี่ยวคือ L_p ดังแสดงในรูป 1.22 จะสมมติว่าไอเป็นไออิ่มตัวและมีอุณหภูมิเท่ากับฟิล์มของเหลวที่รับความร้อน และเมื่อไม่มีความร้อนเข้า/ออกจากฟิล์มของเหลว และไอ อัตราการไหลของไอเข้าสู่ปริมาตรควบคุมในส่วนให้ความร้อนสามารถหาได้จาก

$$\dot{m}_{vi} = \dot{Q}_i / h_{fg} \quad (1.9)$$



รูปที่ 1.22 แสดงแท่งของเหลวและฟองไอในแบบจำลองหนึ่งมิติของท่อความร้อนแบบสั่นปลายเปิด
(Dobson et al., 1999)

โดยที่
$$\dot{Q}_i = U_i A_i (T_h - T_v) \quad (1.10)$$

และ
$$A_i = \pi d L_h \quad (1.11)$$

ในทำนองเดียวกัน ส่วนของปริมาตรควบคุมของไอที่สัมผัสกับความยาวช่วงการหล่อเย็น จะได้ว่า อัตราการไหลโดยมวลของไอที่ออกจากปริมาตรควบคุมคือ

$$\dot{m}_{ve} = \dot{Q}_e / h_{fg} \quad (1.12)$$

โดยที่
$$\dot{Q}_e = U_e A_e (T_c - T_v) \quad (1.13)$$

และ
$$A_e = \pi d L_e \quad (1.14)$$

จะสมมุติว่าแท่งของเหลวอัดตัวไม่ได้เมื่อเปรียบเทียบกับไอ และไม่มีการถ่ายเทความร้อนระหว่างแท่งของเหลวกับสภาวะแวดล้อม จากสมมุติฐานเหล่านี้ทำให้ต้องการเพียงสมการการเคลื่อนที่ของแท่งของเหลวสำหรับการพิจารณาเท่านั้นดังนี้

$$m_p \frac{dv_p}{dt} = (P_v - P_e)A - \pi d(L-x)\tau_p - \pi d L_e \tau_e \quad (1.15)$$

เนื่องจากมวลของไอน้อยมาก ดังนั้นทอมการเปลี่ยนแปลงโมเมนตัมสามารถตัดทิ้งได้ และสมการความต่อเนื่องสำหรับไอ คือ

$$\frac{dm_v}{dt} = \dot{m}_{vi} - \dot{m}_{ve} \quad (1.16)$$

สมการพลังงานของปริมาตรควบคุมของไอคือ

$$\frac{dU}{dt} = \dot{m}_e h_e - \dot{m}_i h_i - \frac{PdV}{dt} \quad (1.17)$$

และสมมุติว่าไอมีพฤติกรรมเป็นก๊าซในอุดมคติ ดังนั้นสมการของสถานะก็จะคือ

$$PV = mR(T + 273.15) \quad (1.18)$$

ให้ $u = c_v T$ และ $h = c_p T$ ดังนั้นสมการ 1.18 สามารถเขียนได้เป็น

$$mc_v \frac{dT}{dt} = (\dot{m}_e - \dot{m}_i) c_p T - PA \frac{dx}{dt} \quad (1.19)$$

ใช้ระเบียบวิธีไฟไนต์ดิฟเฟอเรนซ์ แบบชัดแจ้ง (Explicit method) ในการแก้ปัญหสมการการเปลี่ยนแปลง ขั้นตอนการคำนวณในการแก้ปัญหทำได้โดย การพิจารณาว่าตำแหน่งของแท่ง

ของเหลวสัมผัสกับปลายปิดมีค่า x_p , ความยาวท่อส่วนที่รับความร้อนมีค่า L_h , ความยาวท่อส่วนที่ทิ้งความร้อนมีค่า L_c , ความยาวส่วนฉนวนมีค่า L_a , และความยาวของแท่งของเหลวคือ L_p ความยาวส่วนที่สัมผัสกับผนังท่อ $L_t = L - x_p$ และความยาวส่วนที่สัมผัสกับสถานะแวดล้อม L_e จะสามารถหาค่าได้ และปริมาตรของไอคือ

$$V_v = \pi d^2 x_p / 4 \quad (1.20)$$

และมวลของแท่งของเหลวคือ

$$m_p = \rho_l \pi (L_t + L_e) d^2 / 4 \quad (1.21)$$

สมมุติค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมระหว่างผนังท่อส่วนที่รับความร้อนและไอที่เหมาะสม, U_h , และ สมมุติค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมระหว่างผนังท่อส่วนที่ทิ้งความร้อนและไอที่เหมาะสม, U_c , ดังนั้นอัตราการไหลโดยมวลของไอที่เข้าและออกจากปริมาตรควบคุมคือ

$$\begin{aligned} \dot{m}_{vi} &= U_h (\pi d L_{hi}) (T_h - T_v) / h_{fg} \\ \dot{m}_{ve} &= U_c (\pi d L_{ce}) (T_v - T_c) / h_{fg} \end{aligned} \quad (1.22)$$

สัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างแท่งของเหลวและผนังท่อมักขึ้นอยู่กับตัวเลขเรย์โนลด์ (Reynolds number, Re) โดย $C_{fp} = 0.078 \text{ Re}^{-0.2}$ ถ้า $\text{Re} = \rho_l v_p d / \mu_l = 1180$ มิฉะนั้น $C_{fp} = 16/\text{Re}$ และสมมุติว่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างแท่งของเหลวกับสถานะแวดล้อมคือ $C_{fe} = C_{fp}$ ดังนั้นความเค้นเฉือนที่กระทำระหว่างแท่งของเหลวกับผนังท่อ และระหว่างแท่งของเหลวกับสถานะแวดล้อมก็คือ

$$\tau_p = C_{fp} \rho_l v_p^2 / 2 \quad \text{และ} \quad \tau_e = C_{fe} \rho_l v_p^2 / 2 \quad (1.23)$$

เพราะฉะนั้นแรงลัพธ์ที่กระทำกับแท่งของเหลวคือ

$$\Sigma F_p = (P_v - P_e) A - \pi d L_t \tau_p - \pi d L_e \tau_e \quad (1.24)$$

ค่าใหม่ที่เวลา $t+\Delta t$ จะหาได้จากค่าเก่าซึ่งรู้ค่าที่เวลา t โดยทำซ้ำแบบเดิมสำหรับเวลาต่อไป
ดังนั้น

$$m_v^{new} = m_v + (\dot{m}_{vi} - \dot{m}_{ve})\Delta t \quad (1.25)$$

$$T_v^{new} = T_v + \frac{(\dot{m}_{vi} - \dot{m}_{ve})c_p T_v - P_v A \Delta x}{m_v c_v} \Delta t \quad (1.26)$$

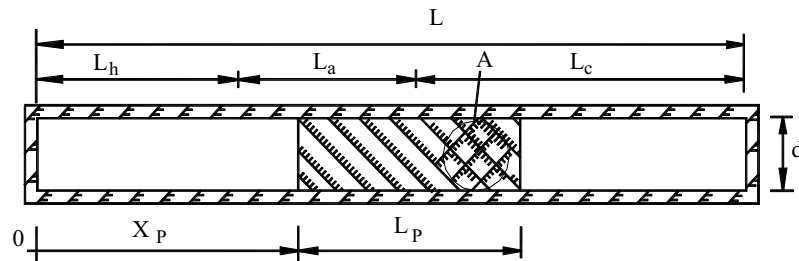
$$P_v^{new} = \frac{m_v R_v (T_v + 273.15)}{V_v} \quad (1.27)$$

$$v_p^{new} = v_p + \frac{\sum F_p}{m_p} \Delta t \quad (1.28)$$

$$x_p^{new} = x_p + v_p \Delta t \quad (1.29)$$

$$\Delta x_p^{new} = x_p^{new} - x_p \quad (1.30)$$

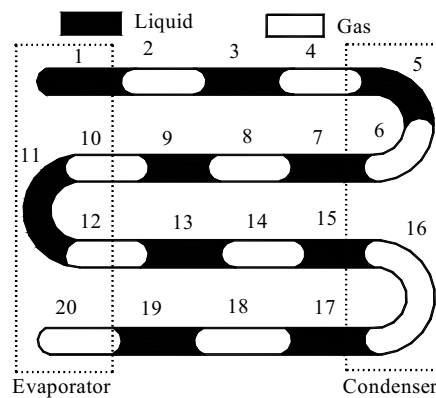
สำหรับท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิดซึ่งมีลักษณะดังรูปที่ 1.23 นั้นมีการวิเคราะห์ในแบบเดียวกับ
กรณีของท่อความร้อนแบบสั่นปลายเปิด แต่จะมีปริมาตรควบคุมของไอทั้งหมด 2 อัน แม้ว่า
แบบจำลองคณิตศาสตร์อย่างง่ายทั้ง 2 แบบนี้ แม้จะไม่ให้พฤติกรรมที่แท้จริงในการทำงานของท่อ
ความร้อนแบบสั่น แต่ก็ให้แนวโน้มต่างๆ ไปเกี่ยวกับกลศาสตร์ทางความร้อนและของไหลของท่อ
ความร้อนแบบสั่น และหากต้องการให้แบบจำลองมีความแม่นยำมากขึ้น ก็ทำได้โดยขยาย
แบบจำลองออกให้มีแท่งของเหลวหลายๆ อัน



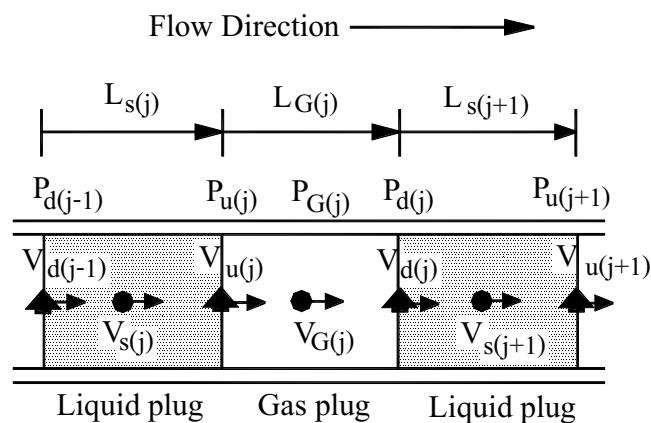
รูปที่ 1.23 แสดงแบบจำลองในหนึ่งมิติของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด

(Dobson et al., 1999)

Wong et al. (1999) ได้ทำการศึกษาแบบจำลองทางทฤษฎีของท่อความร้อนแบบสั้นโดยใช้พื้นฐานจากวิธี Lagrangian โดยมีการจำลองท่อความร้อนแบบคาปิลลารีขึ้นภายใต้สภาวะที่ไม่มี การถ่ายเทความร้อนและใช้การสั้นของความดันแบบทันทีทันใด กระทำกับปลั๊กที่ส่วนทำระเหย สารทำงานภายในท่อความร้อนจะเรียงตัวเองเป็นขบวนไอ-ของเหลว (Slug-train) ลักษณะการ เคลื่อนที่ของ Slug-train สามารถอธิบายได้โดยกลุ่มของสมการอนุพันธ์อันดับหนึ่งไม่เชิงเส้น ซึ่ง อ้างอิงจากรูปแบบ Lagrangian โดยการพิจารณาสมดุลของมวลและโมเมนตัมผ่านปริมาตรควบคุม ของแท่งของเหลวและฟองไอ แล้วใช้ระเบียบวิธีรุงเง-คุตตาอันดับ 4 (The 4th order runge kutta technique) ในการแก้ระบบสมการอนุพันธ์สามัญอันดับหนึ่ง และการกำหนดสูตรทางคณิตศาสตร์ จะอาศัยนิยามของระบบ Slug-train ดังรูปที่ 1.24 ส่วนรูปที่ 1.25 แสดงลักษณะของท่อความร้อน แบบสั้นปลายปิด



รูปที่ 1.24 แสดงถึงสัญลักษณ์ต่างๆ ของ Slug-train
(Wong et al., 1999)



รูปที่ 1.25 แสดงท่อความร้อนแบบสั้นปลายปิด
(Wong et al., 1999)

สำหรับสมมุติฐานของแบบจำลองจะมีดังนี้

- ไม่มีการดึงของเหลวกลับและไม่มีการแห้งของฟิล์มของเหลว
- ไม่มีการพิจารณาชั้นของฟิล์มของเหลว
- แท่งของเหลวจะไม่มีฟองไอ และฟองไอจะไม่มีของเหลวอยู่
- สมมุติว่าของเหลวอัดตัวไม่ได้และฟองไอมีพฤติกรรมเป็นเป็นก๊าซในอุดมคติ
- ไม่มีการพิจารณาการสูญเสียที่โค้งงอต่างๆ
- ท่อความร้อนแบบสั้นอยู่ในแนวระดับ และไม่มีอิทธิพลจากแรงโน้มถ่วงของโลก

กรณีของแท่งของเหลว โดยใช้สมการโมเมนตัม จะได้อัตราการเปลี่ยนแปลงความเร็วของของเหลวดังนี้

$$\left[\frac{dV_s}{dt} \right]_j = \frac{1}{\rho_s L_{sj}} \left[(P_{d(j-1)} - P_{u(j)}) - \frac{\tau_L \pi D L_{sj}}{A} \right] \quad (1.31)$$

ความเค้นเฉือนที่ผนังกระทำบนแท่งของเหลวคือ

$$\tau_L = \frac{f}{8} \rho_s \bar{V}_{sj} |\bar{V}_{sj}| \quad (1.32)$$

โดยที่	$f = 64/Re$	ถ้า $Re < 2000$
	$f = 0.0056 + 0.5Re^{-0.32}$	ถ้า $Re > 2000$

จากการสมมุติว่าแท่งของเหลวอัดตัวไม่ได้ ดังนั้นความเร็วที่หัวและท้ายของแท่งของเหลวจะมีค่าเท่ากัน ดังใน สมการนี้

$$\left[\frac{dV_d}{dt} \right]_{j-1} = \left[\frac{dV_u}{dt} \right]_j = \left[\frac{dV_s}{dt} \right]_j \quad (1.33)$$

กรณีของฟองไอ สมการสำหรับปริมาตรควบคุมของฟองไอ จะได้อัตราการเปลี่ยนแปลงความยาวของแท่งไอคือ

$$\left(\frac{dL_G}{dt} \right)_j = V_{dj} - V_{uj} \quad (1.34)$$

และอัตราการเปลี่ยนแปลงความเร็วของแท่งไอคือ

$$\left[\frac{dV_G}{dt} \right] = \frac{1}{\rho_G L_{Gj}} \left[(P_{uj} - P_{dj}) - \frac{\tau_G \pi D L_{Gj}}{A} \right] \quad (1.35)$$

สมการของสถานะสำหรับก๊าซในอุดมคติ คือ

$$P_G V_{OG} = M_G R T_G \quad (1.36)$$

ทำการหาอนุพันธ์สมการ 1.36 จะได้ว่า

$$V_{OG} \left[\frac{dP_G}{dt} \right]_j + P_{Gj} \left[\frac{dV_{OG}}{dt} \right]_j = R T_{Gj} \left[\frac{dM_G}{dt} \right] + R M_G \left[\frac{dT_G}{dt} \right]_j \quad (1.37)$$

เนื่องจากจำลองการไหลภายใต้สภาวะที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อน และสมมุติว่าไม่มีการเปลี่ยนสถานะมาเกี่ยวข้อง เพราะฉะนั้น สมการ 1.37 จะลดรูปลงมาเป็น

$$\left[\frac{dT_G}{dt} \right]_j = \frac{T_{Gj}}{P_{Gj}} \left[\frac{dP_G}{dt} \right]_j + \frac{T_{Gj}}{V_{OG}} \left[\frac{dV_{OG}}{dt} \right]_j \quad (1.38)$$

ความดันฟองไอจะถูกกำหนดเป็น

$$P_{Gj} = \frac{P_{uj} + P_{dj}}{2} \quad (1.39)$$

$$\left[\frac{dP_G}{dt} \right]_j = \frac{1}{2} \left(\left[\frac{dP_u}{dt} \right]_j + \left[\frac{dP_d}{dt} \right]_j \right) \quad (1.40)$$

ความเร็วฟองไอจะถูกกำหนดเป็น

$$V_{Gj} = \frac{V_{uj} + V_{dj}}{2} \quad (1.41)$$

$$\left[\frac{dV_G}{dt} \right]_j = \frac{1}{2} \left(\left[\frac{dV_u}{dt} \right]_j + \left[\frac{dV_d}{dt} \right]_j \right) \quad (1.42)$$

เมื่อนำแบบจำลองที่ได้นี้ไปใช้กับท่อความร้อนแบบสั้นที่ยาว 0.3 เมตร จากส่วนทำระเหยไปยังส่วนควบแน่น และลักษณะของท่อเป็นตามรูปที่ 26 พบว่าถ้าความยาวของแท่งของเหลวและฟองไอนี้นั้นเท่ากันเท่ากับ 0.06 เมตร เมื่อมีความดันกระทำที่แท่งไอหรือของเหลวที่ปลายด้านหนึ่ง จะเกิดคลื่นความดันที่สูงขึ้นในแท่งไอหรือของเหลว แปรผันตามระยะห่างจากปลายที่ถูกกระทำนั้น และเนื่องจากผลของความเสียหายการสั่นของแท่งของเหลวและไอจะหยุดนิ่งในที่สุด แต่ถ้าเปลี่ยนความยาวของแท่งของเหลวและฟองไอเป็น 0.12 เมตร จะพบว่าเมื่อความยาวของแท่งไอและของเหลวเพิ่มขึ้น จะทำให้ความถี่ในการสั่นของความดันลดลง

Shaffi et al. (2001) ได้พัฒนาแบบจำลองของท่อความร้อนแบบสั้นปลายปิด และวงจรโดยจำลองพฤติกรรมของแท่งของเหลว และฟองไอในท่อความร้อนแบบสั้น ที่แหล่งให้ความร้อนอยู่สูงกว่าแหล่งระบายความร้อน โดยพิจารณาถึงอัตราการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงสถานะของสารทำงาน และแก้ปัญหาโดยใช้สมการอนุรักษ์มวล โมเมนตัม และพลังงาน สำหรับแต่ละฟองไอและแท่งของเหลว ซึ่งมีสมมติฐานดังนี้

- สมบัติการถ่ายเทความร้อนจากการระเหย และการควบแน่นมีค่าคงที่
- สมมติว่าของเหลวอัดตัวไม่ได้และฟองไอเป็นก๊าซในอุดมคติ
- ไม่พิจารณาความดันสูญเสียที่โค้งเลี้ยว (สมมุติฐานนี้ใช้ได้กับท่อความร้อนแบบสั้นที่มีโค้งเลี้ยวไม่มากนัก)

สมการต่อเนื่องสำหรับแท่งของเหลวที่ i สามารถหาได้ดังสมการ

$$\frac{dm_{li}}{dt} = \dot{m}_{in, li} - \dot{m}_{out, li} = \frac{1}{2} \left(\frac{dm_{vi}}{dt} + \frac{dm_{v(i+1)}}{dt} \right) \quad (1.43)$$

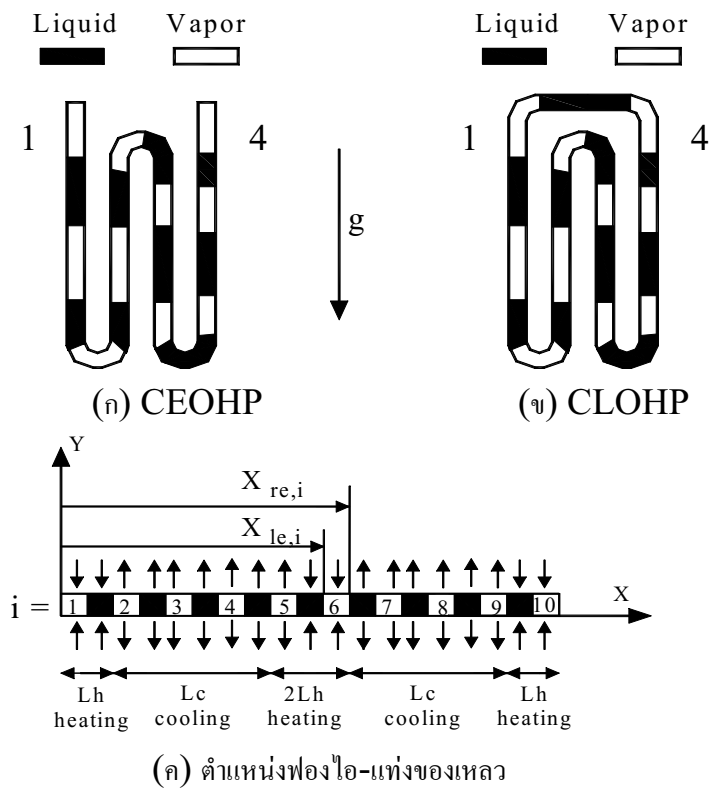
สมการนี้หมายความว่า การเปลี่ยนแปลงของมวลของแท่งของเหลวเท่ากับการเปลี่ยนแปลงเฉลี่ยของมวลฟองไอกับฟองไอถัดไป สมการโมเมนตัมสำหรับสำหรับแท่งของเหลวที่ i สมมติว่าท่อความร้อนแบบสั้นทำงานในตำแหน่งแนวนิ่ง

$$\frac{dm_{li} v_{li}}{dt} = \left(P_{vi} - P_{v(i+1)} \right) A - \pi d L_{li} \tau - (-1)^n m_{li} g \quad (1.44)$$

เมื่อ n แสดงจำนวนท่อ โดยสมมุติว่าท่อความร้อนแบบสั้นเป็นท่อตรง แรงโน้มถ่วงมีเครื่องหมายที่ต่างกันเมื่อตำแหน่งต่างกัน ในแบบจำลองนี้ มีท่อที่ขนานกัน 4 ท่อ แสดงดังรูปที่ 1.26 ส่วนให้ความ

ร้อนจะติดตั้งอยู่ที่ส่วนบนของท่อความร้อนแบบสั้น เวกเตอร์ของแรงโน้มถ่วงในทิศทางเป็นบวก เมื่อแท่งของเหลวอยู่ในท่อที่ 1 และ 3 ดังนั้นเทอมของแรงโน้มถ่วงในสมการ 1.44 มีค่าเป็นบวก ในท่อที่ 2 และ 4 เวกเตอร์ของแรงโน้มถ่วงในทิศทางบวกและเทอมของแรงโน้มถ่วงในสมการ 1.44 มีค่าเป็นลบ τ คือ แรงเฉือนที่กระทำระหว่างแท่งของเหลวที่ i และท่อ สามารถคำนวณได้จาก

$$\tau = \frac{1}{2} C_{li} \rho_l v_{li}^2 \quad (1.45)$$



รูปที่ 1.26 แสดงตำแหน่งฟองไอและแท่งของเหลว

(Shafii et al., 2001)

เมื่อสัมประสิทธิ์ความเสียดทานสามารถคำนวณได้โดย

$$C_{li} = \begin{cases} \frac{16}{Re}, Re \leq 1180 \\ 0.078 Re^{-0.2}, Re > 1180 \end{cases} \quad (1.46)$$

สมการต่อเนื่องสำหรับฟองไอที่ i คือ

$$\frac{dm_{vi}}{dt} = \dot{m}_{in,vi} - \dot{m}_{out,vi} \quad (1.47)$$

เมื่อ $\dot{m}_{in,vi}$ คือ อัตราของการถ่ายเทมวลไปยังฟองไอน้ำเนื่องจากการระเหย และ $\dot{m}_{out,vi}$ คือ อัตราของการถ่ายเทมวลจากฟองไอน้ำเนื่องจากการควบแน่น สำหรับฟองไอน้ำที่ i และสามารถคำนวณโดยสมการดังนี้

$$\dot{m}_{in,vi} = (h_h + h_{vsen}) \pi d L_{hi} (T_{vi} - T_h) / h_{fg} \quad (1.48a)$$

$$\dot{m}_{out,vi} = (h_c + h_{vsen}) \pi d L_{ci} (T_c - T_{vi}) / h_{fg} \quad (1.48b)$$

เราสามารถสมมติได้ว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจากการระเหย, h_h มีค่าคงที่ เมื่อปลายข้างหนึ่งของฟองไอน้ำอยู่ในส่วนทำระเหย เมื่อปลายทั้งสองข้างออกจากส่วนให้ความร้อน ฟิล์มของเหลวในส่วนทำระเหยจะ Dry out และการถ่ายเทความร้อนจากการระเหยมีค่าเป็นศูนย์ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนแฝงสัมผัส h_{vsen} มีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจากการระเหย สมการพลังงานของฟองไอน้ำ คือ

$$\frac{dm_{vi} u_{vi}}{dt} = \dot{m}_{in,vi} h_{in,vi} - \dot{m}_{out,vi} h_{out,vi} - P_{vi} \frac{dV_{vi}}{dt} \quad (1.49)$$

เมื่อ $u = c_v T$ และ $h = c_p T$ ดังนั้นสมการ 1.49 สามารถเขียนใหม่ได้เป็น

$$m_{vi} c_v \frac{dT_{vi}}{dt} = (\dot{m}_{in,vi} - \dot{m}_{out,vi}) R T_{vi} - P_{vi} A \frac{dX_{vi}}{dt} \quad (1.50)$$

ความดันสำหรับฟองไอน้ำที่ i คำนวณได้โดยใช้กฎของก๊าซในอุดมคติ

$$P_{vi} V_{vi} = m_{vi} R T_{vi} \quad (1.51)$$

ความดันที่คำนวณได้จากสมการ 1.51 ไม่ควรเกินความดันอิ่มตัวจากอุณหภูมิที่คำนวณได้จากสมการ 1.50 เมื่อความดันไอที่คำนวณได้จากสมการ 1.51 มีค่าต่ำกว่าความดันอิ่มตัวของฟองไอจะกลายเป็นไอร้อนยวดยิ่ง และกฎของก๊าซในอุดมคติจึงนำมาใช้ได้ ในทางตรงกันข้าม ถ้าความดันไอที่คำนวณได้จากสมการ 1.51 มีค่าสูงกว่าความดันอิ่มตัว กฎของก๊าซในอุดมคติไม่สามารถนำมาใช้ได้ และความดันกำหนดให้เท่ากับความดันอิ่มตัว คำนวณได้โดย

$$P_{vi} = P_{Sat}(T_{vi}) \quad (1.52)$$

การถ่ายเทความร้อนในท่อความร้อนแบบสันกำหนดโดยการถ่ายเทความร้อนรวมจากส่วนให้ความร้อนไปยังส่วนรับความร้อน ส่วนของการส่งเทความร้อนเนื่องจากการระเหย และการควบแน่นของสารทำงาน ส่วนอื่นเนื่องจากการส่งถ่ายความร้อนระหว่างผนังท่อและแท่งของเหลว ในรูปของการส่งถ่ายความร้อนสถานะเดียว การส่งถ่ายความร้อนจากการระเหยและการควบแน่นสำหรับแต่ละฟองไอสามารถคำนวณได้โดย

$$Q_{in, vi} = \dot{m}_{in, vi} h_{fg} \quad (1.53a)$$

$$Q_{out, vi} = \dot{m}_{out, vi} h_{fg} \quad (1.53b)$$

การส่งถ่ายความร้อนสถานะเดียวระหว่างผนังท่อและแท่งของเหลวหาได้โดยการแก้สมการพลังงานสำหรับแท่งของเหลว

$$\frac{1}{\alpha} \frac{dT_{li}}{dt} = \frac{d^2 T_{li}}{dx^2} - \frac{h_{l, sen} \pi D}{k_l A} (T_{li} - T_w) \quad (1.54)$$

ซึ่งเงื่อนไขที่ขอบเป็นดังนี้

$$\begin{aligned} T_{li} &= T_{vi} & x &= x_{re, i} \\ T_{li} &= T_{v(i+1)} & x &= x_{le, (i+1)} \end{aligned} \quad (1.55)$$

เนื่องจากตัวเลขเรย์โนลด์ของแท่งของเหลวจะแปรเปลี่ยนในช่วงของการไหลแบบราบเรียบ, การไหลแบบแปรเปลี่ยน และการไหลแบบปั่นป่วน สัมประสิทธิ์การส่งถ่ายความร้อน h_{iscn} ของแท่งของเหลวแปรเปลี่ยนไปตามช่วงการไหลหนึ่งไปยังอีกการไหลหนึ่ง สำหรับช่วงการไหลแบบราบเรียบ ($Re < 2200$) ปัญหาจะถูกพิจารณาเป็นการไหลแบบ Hagen-Poiseuille และ Nusselt number คือ

$$Nu = \frac{1}{4L_1^*} \ln \left(\frac{1}{\theta_m^*} \right) \quad (1.56)$$

เมื่อ

$$\theta_m^* = 8 \sum_{n=0}^{\infty} \frac{G_n}{\lambda_n^2} \exp(-2\lambda_n^2 L_1^*) \quad (1.57)$$

ตัวแปรไร้มิติ L_1^* กำหนดโดย

$$L_1^* = \frac{L_{\text{li}}/D}{Re_D Pr} \quad (1.58)$$

สมการถึงการทดลองที่ใช้ในช่วงการไหลแปรเปลี่ยน และการไหลปั่นป่วน คือ

$$Nu = 0.012 \left(|Re|^{0.87} - 280 \right) Pr^{0.4} \left(\frac{Pr_m}{Pr_w} \right)^{0.11} \left[1 + \left(\frac{D}{L_{\text{li}}} \right)^{2/3} \right] \quad (1.59)$$

$$2200 < |Re| < 10000$$

$$Nu = 0.0236 |Re|^{0.8} Pr^{0.43} \left(\frac{Pr_m}{Pr_w} \right)^{0.25} \quad |Re| > 10000 \quad (1.60)$$

การถ่ายเทความร้อนไปยังแท่งของเหลว และออกจากแท่งของเหลว คือ

$$Q_{\text{in,li}} = \int_{X_{\text{re,i}}}^{X_{\text{le,(i+1)}}} \pi D h_x (T_{\text{li,x}} - T_w) dx \quad T_{\text{li}} \geq T_w \quad (1.61a)$$

$$Q_{out,li} = \int_{X_{re,i}}^{X_{le,(i+1)}} \pi Dh_x (T_w - T_{li,x}) dx \quad T_{li} \leq T_w \quad (1.62b)$$

เมื่อ $T_{li,x}$ แสดงถึงอุณหภูมิของแท่งของเหลวที่ i ตำแหน่ง x การถ่ายเทความร้อนรวมไปยังท่อความร้อนแบบสั้น และออกจากท่อความร้อนแบบสั้น สามารถคำนวณโดย

$$Q_{total,in} = \sum_{i=1}^N Q_{in,iv} + \sum_{i=1}^{N-1} Q_{in,li} \quad (1.63a)$$

$$Q_{total,out} = \sum_{i=1}^N Q_{out,iv} + \sum_{i=1}^{N-1} Q_{out,in} \quad (1.63b)$$

แบบจำลองของ Shafii et al. (2001) ระบุว่าผลของแรงโน้มถ่วงไม่มีนัยสำคัญกับสมรรถนะของท่อความร้อนแบบสั้นปลายปิด จำนวนทั้งหมดของแท่งไอจะมีค่าเท่ากับจำนวนของส่วนที่ให้ความร้อนหรือส่วนทำระเหย อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนสั้นแบบปลายปิด และแบบวงรอบ เกิดเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงของความร้อนสัมผัสเป็นสำคัญ ส่วนการระเหยและควบแน่นเป็นกลไกในการผลักดันให้เกิดการไหลสั้นเท่านั้น และพบว่าเส้นผ่านศูนย์กลางของท่ออุณหภูมิผิวของส่วนทำระเหย และอัตราส่วนการเติมสารทำงานมีผลต่อสมรรถนะของท่อความร้อนทั้ง 2 ชนิด โดยเมื่อเส้นผ่านศูนย์กลางเพิ่มขึ้น อัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยทั้งหมดมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่ออุณหภูมิผิวของส่วนทำระเหยลดลง อัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยทั้งหมดมีค่าลดลง และพบว่าท่อความร้อนจะไม่ทำงาน ที่อัตราส่วนการเติม 89.4 %

จะเห็นได้ว่าแบบจำลองของ Shafii et al. (2001) นั้นใช้ได้กับท่อความร้อนแบบสั้นที่มีจำนวนโค้งเล็กน้อยๆ ดังนั้น Sakulchangsattitai et al. (2003) ได้ทำการปรับปรุงแบบจำลองของ Shafii et al. (2001) ที่ใช้ทำนายพฤติกรรมของเหลวและไอภายในท่อความร้อนชนิดสั้นแบบปลายปิดและแบบวงรอบที่แหล่งให้ความร้อนอยู่สูงกว่าแหล่งระบายความร้อนโดยการพิจารณาเพิ่มที่ส่วนฉนวนและมีจำนวนโค้งเล็กน้อยที่มาก และหาปัจจัยที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนชนิดสั้นแบบวงรอบด้วย แบบจำลองพฤติกรรมของเหลวและไอภายในท่อเพื่อคำนวณการถ่ายเทความร้อนในท่อความร้อนแบบสั้นนี้ โดยใช้สมมุติฐาน คือ

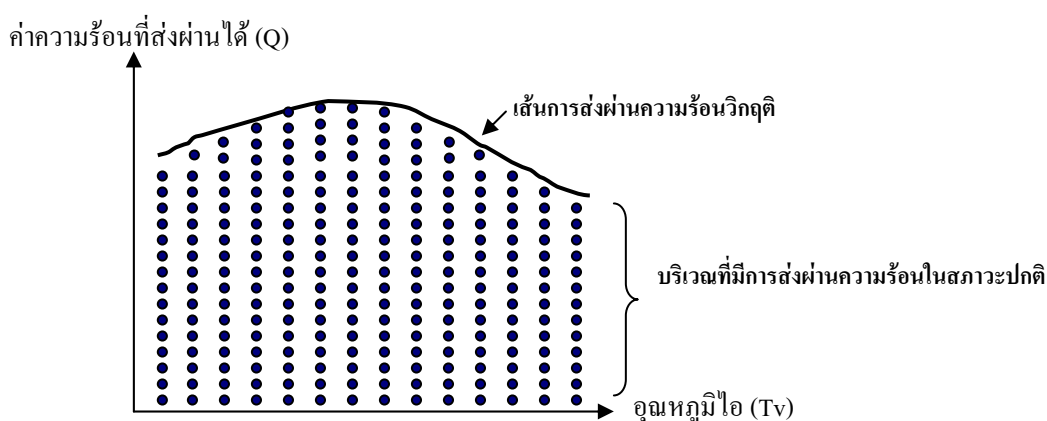
- สัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่ส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นมีค่าคงที่
- ฟองไอลูกกลมๆ เป็นก๊าซในอุดมคติ และแท่งของเหลวมีคุณสมบัติไม่อัดตัว

- จำนวนแท่งของเหลวเท่ากับจำนวนโคงเดี่ยว และความยาวแท่งของเหลวตามแนวแกนต่อมีค่าเท่ากัน โดยสอดคล้องกับอัตราส่วนการเติมสารทำงานที่กำหนดไว้
- ความดันสูญเสียในช่วงโคงเดี่ยวมีค่าน้อยมาก

แบบจำลองที่สร้างขึ้น เมื่อใช้ค่า Scaling factor และเปรียบเทียบกับข้อมูลจากการทดลองของ Charoensawan et al. (2000) พบว่าเมื่อเปรียบเทียบค่าความหนาแน่นความร้อนที่ได้จากแบบจำลองกับค่าความหนาแน่นความร้อนที่ได้จากการทดลอง มีค่าความเบี่ยงเบนมาตรฐานเท่ากับ 28.27 % และพบว่า ความยาวส่วนที่ระเหยเพิ่มขึ้น แนวโน้มค่าความหนาแน่นความร้อนจะลดต่ำลง, เมื่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเพิ่มขึ้น แนวโน้มค่าความหนาแน่นความร้อนจะเพิ่มขึ้น และเมื่อความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอเพิ่มขึ้น แนวโน้มค่า ฟลักซ์ความร้อนจะลดต่ำลง ซึ่งสอดคล้องกับงานวิจัยของ Charoensawan et al. (2000)

จากงานวิจัยที่ผ่านมาทำให้เราทราบถึงหลักการในการทำงานของท่อความร้อนแบบสันในเชิงบรรยาย และในส่วนของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อทำนายพฤติกรรมในการส่งผ่านความร้อนยังทำให้ทราบแนวคิดในการพยายามอธิบายกลไกการส่งผ่านความร้อนของท่อความร้อนแบบสัน โดยเน้นการศึกษาในรูปแบบปัญหาที่มีการเปลี่ยนแปลงไปตามเวลา (Time dependent problem) ซึ่งทำให้ทราบพฤติกรรมของท่อความร้อนที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา แต่อย่างไรก็ตามในการประยุกต์ใช้ท่อความร้อนแบบสันในทางวิศวกรรมนั้น ยังคงต้องการพฤติกรรมการส่งผ่านความร้อนที่เป็นค่าเฉลี่ยของท่อความร้อน ซึ่งยังไม่มีผู้ให้ความสนใจในการศึกษาเรื่องนี้ ซึ่งแนวคิดในการทำนายพฤติกรรมในการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ยในงานวิจัยครั้งนี้ สามารถอธิบายได้ดังนี้

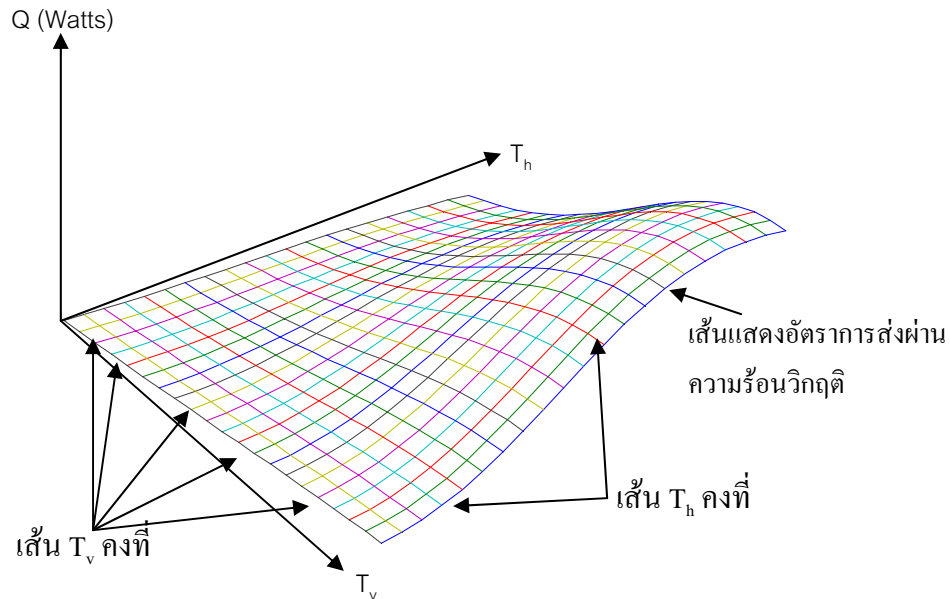
จากงานวิจัยที่ผ่านมาอาจจะอนุมานได้ว่าพฤติกรรมการส่งผ่านความร้อนของท่อความร้อนแบบสัน ยังคงเป็นแบบเดียวกับท่อความร้อนทั่วไป ซึ่งสามารถแสดงได้ด้วยรูปที่ 1.27



รูปที่ 1.27 แสดงการส่งผ่านความร้อนของท่อความร้อนแบบสันที่อุณหภูมิไอต่างๆ

จากรูปที่ 1.27 พบว่าในบริเวณที่ท่อความร้อนทำงานในสภาวะปกติที่อุณหภูมิไอค่าหนึ่งนั้นท่อความร้อนสามารถส่งผ่านความร้อนได้หลายค่า ซึ่งเมื่อพิจารณาตามความจริงข้อนี้แล้วอาจสรุปได้ว่าความสัมพันธ์ของค่าความร้อนที่ส่งผ่านได้ และอุณหภูมิไอไม่สามารถอธิบายได้ด้วยพื้นผิวในระนาบเดียวเท่านั้น ดังนั้นการอธิบายความสัมพันธ์นี้จึงต้องทำบนพื้นผิวในสามมิติโดยมีแกนอุณหภูมิแตกต่างระหว่างแหล่งให้ความร้อนและแหล่งรับความร้อนเป็นแกนที่สามดังแสดงในรูปที่

1 . 2 8



รูปที่ 1.28 แสดงการส่งผ่านความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นบนพื้นผิวสามมิติ

การคำนวณการส่งผ่านความร้อนสามารถทำได้โดยใช้ระบบสมการดังนี้

$$Q = \dot{m} c_p \Delta T_c = \dot{m} c_p \Delta T_e$$

$$Q = \frac{\Delta T_{LMTD}}{Z_{total}} \quad (1.64)$$

$$Z_{total} = Z_1 + Z_2 + Z_3 + Z_7 + Z_8 + Z_9$$

สำหรับกรณีท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบนั้นค่าความต้านทานความร้อน Z_1 , Z_2 , Z_8 และ Z_9 จะมีลักษณะเช่นเดียวกับท่อความร้อนปกติ สิ่งที่แตกต่างกันออกไปก็คือความต้านทานความร้อนภายในท่อความร้อนแบบสั่น ดังนั้นค่าความต้านทานความร้อนรวมเฉลี่ยในท่อความร้อนแบบสั่นชนิด

วงรอบสามารถเขียนได้เป็น

$$Z_{total} = Z_1 + Z_2 + Z_{UNKNOWN} + Z_8 + Z_9 \quad (1.65)$$

โดยใช้ระบบสมการข้างต้น การหาค่าการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ยของท่อความร้อนแบบสันสามารถทำได้โดยง่าย หากมีแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่เหมาะสมในการหาค่า $Z_{UNKNOWN}$ ดังนั้นจุดประสงค์ลำดับแรกในงานวิจัยนี้ คือ การสร้างแบบจำลองเพื่อทำนายค่าความต้านทานความร้อนในท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบ

สิ่งที่ไม่อาจละเลยได้ภายหลังการสร้างแบบจำลองเพื่อทำนายค่า $Z_{UNKNOWN}$ คือ การอธิบายการมีอยู่ (Existence) และการมีคำตอบชุดเดียว (Uniqueness) ของแบบจำลองข้างต้น ทั้งนี้เนื่องจากในความเป็นจริงแล้วท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบมีพฤติกรรมของการส่งผ่านความร้อนตามการสั่นซึ่งเปลี่ยนแปลงไปตามเวลาที่เปลี่ยนไป ดังนั้นค่าตัวแปรเฉลี่ยต่างๆที่ใช้ในแบบจำลองการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ยที่กล่าวมาข้างต้นซึ่งอาจเรียกได้ว่าเป็นค่าตัวแปรคุณลักษณะ (Characteristic variable) นั้น จะต้องมีความสัมพันธ์กับค่าตัวแปรที่ขึ้นกับเวลาในขณะที่ท่อความร้อนแบบสันที่เวลาใดๆ (Time response variable) จึงจะทำให้แบบจำลองการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ยมีความแม่นยำ และเชื่อถือได้ ดังนั้นวัตถุประสงค์ในลำดับต่อมาของงานวิจัยนี้ คือ การสร้างแบบจำลองการส่งผ่านความร้อนของท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบที่เป็นปัญหาแบบที่ขึ้นกับเวลา เพื่ออธิบายการมีอยู่ของตัวแปรเฉลี่ยต่างๆ

ประการสุดท้ายที่สมควรได้รับการพิจารณาคือ ท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบจะสามารถเริ่มทำงานได้ในเงื่อนไขใดบ้าง และมันทำงานได้อย่างไร ในประเด็นนี้แม้ว่าจะมีนักวิจัยก่อนหน้านี้ได้สร้างเงื่อนไขเส้นผ่านศูนย์กลางท่อความร้อนที่ท่อความร้อนแบบสันจะทำงานได้ และเงื่อนไขนี้ก็เป็นที่น่าพอใจ แต่สำหรับท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบแล้วยังมีคำถามที่ต้องการคำอธิบายในเรื่องเงื่อนไขการทำงานอีกหลายประเด็น เช่น จำนวนโค้งเลี้ยวมีอิทธิพลอย่างไรต่อการเริ่มทำงานได้ของท่อความร้อน เป็นต้น ดังนั้นวัตถุประสงค์ประการสุดท้ายสำหรับงานวิจัยนี้คือ การอธิบายเงื่อนไขการทำงานได้ของท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบ

1.3 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

1.3.1 เพื่อศึกษาการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อทำนายค่าการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ยของท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบ

1.3.2 เพื่อศึกษาการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ในแบบปัญหาที่ขึ้นกับเวลา (Evolution problem) เพื่อใช้ในการอธิบายการมีอยู่ (Existence) ของตัวแปรเฉลี่ยต่างๆ ที่ใช้ในแบบจำลองค่าการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ย

1.3.3 เพื่ออธิบายเงื่อนไขการเริ่มทำงานได้ของท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบ

1.4 ประโยชน์ที่จะได้จากการวิจัย

1.4.1 สามารถใช้แบบจำลองในการทำนายค่าการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ยของท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบ

1.4.2 ทราบถึงความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวแปรเฉลี่ย ในแบบจำลองค่าการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ย กับตัวแปรที่เปลี่ยนไปตามเวลาที่เปลี่ยนไป

1.4.3 ทราบเงื่อนไขการเริ่มทำงานได้ของท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบ

1.5 ขอบเขตของการศึกษาวิจัย

1.5.1 ทำการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อทำนายค่าการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ยของท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบ

1.5.2 อธิบายการมีอยู่ของตัวแปรเฉลี่ยต่างๆ ที่ใช้ในแบบจำลองค่าการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ย

1.5.3 วิเคราะห์เงื่อนไขการเริ่มทำงานได้ของท่อความร้อนแบบสันวงรอบ

บทที่ 2

หลักการและทฤษฎี

เพื่อให้ผู้อ่านเกิดความเข้าใจแนวความคิดในการสร้างสมการแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่จะได้กล่าวต่อไปในงานวิจัยนี้ จึงมีความจำเป็นอย่างยิ่งที่จะต้องกล่าวถึงพื้นฐานที่สำคัญเกี่ยวกับท่อความร้อน ดังนั้นในบทนี้จะกล่าวถึงหลักการพื้นฐานของท่อความร้อน อันได้แก่โครงสร้างและหลักการทำงานของท่อความร้อนทั้งแบบท่อความร้อนทั่วไป (Conventional heat pipe) และท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน (Thermosyphon) นอกจากนี้ยังจะกล่าวถึงขีดจำกัดการทำงานของท่อความร้อน เพื่อให้ผู้อ่านเข้าใจ และสามารถแยกแยะสถานะการส่งผ่านความร้อนในสถานะปกติและสถานะวิกฤติได้ดียิ่งขึ้น ในตอนกลางของบทนี้ผู้เขียนจะอธิบายถึงรูปแบบการไหลภายในของสารทำงานในท่อความร้อน ซึ่งเป็นอีกเครื่องมือหนึ่งที่มีความสำคัญในการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ในงานวิจัยนี้ และในตอนท้ายของบทนี้จะได้กล่าวถึงหลักการของทฤษฎีความน่าจะเป็น ซึ่งเป็นเครื่องมือที่ใช้ในการอธิบายผลของจำนวนโค้งเลี้ยวที่มีต่อเงื่อนไขการทำงานได้ของท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบ

2.1 ท่อความร้อน

2.1.1 โครงสร้างและหลักการทำงาน

ท่อความร้อนเป็นที่รู้จักกันเป็นครั้งแรกในปี ค.ศ. 1831 โดย L.P.Perkins ได้ทำการจดสิทธิบัตรท่อความร้อนเฟสเดียว (Single-phase Perkins Tube) และในปี ค.ศ. 1892 L.P.Perkins และ W.E. Buck ได้ทำการพัฒนาและจดสิทธิบัตร ท่อความร้อนแบบสองสถานะ (Maezawa, 2000) จากนั้นท่อความร้อนก็ได้รับการพัฒนาและประยุกต์ใช้ในงานวิศวกรรมอย่างต่อเนื่อง

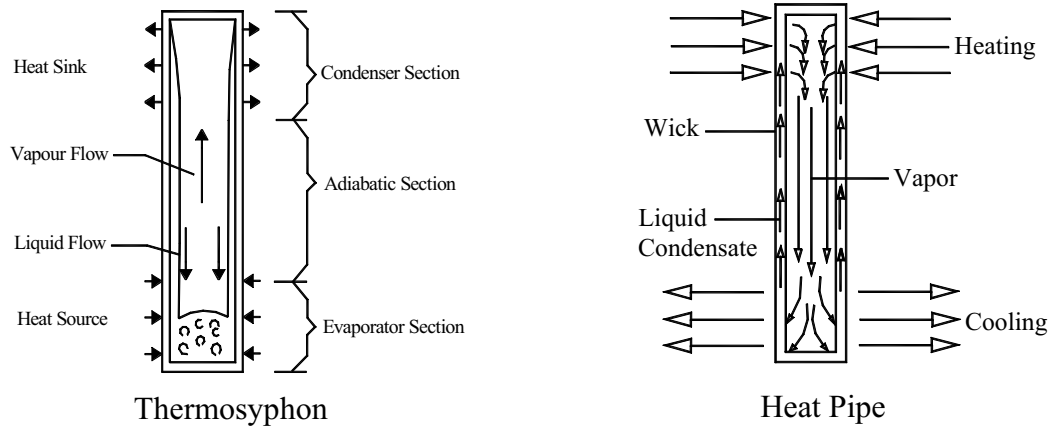
ในปัจจุบันท่อความร้อนมีหลายชนิด เช่น ท่อความร้อนแบบหมุน (Rotating Heat Pipe) ท่อความร้อนชนิดวงรอบ (Loop Heat Pipe) เทอร์โมไซฟอนแบบปิดสองสถานะทำงานโดยอาศัยแรงดึงดูดโลก (Gravitational Assisted Two-Phase Closed Thermosyphon) ฯลฯ แต่อย่างไรก็ดี ท่อความร้อนที่ควรรู้จักแบ่งออกได้เป็น 2 ชนิด คือ ท่อที่ภายในประกอบด้วยโครงสร้างที่เป็นไส้ (Wick) หรือที่เรียกว่า “ท่อความร้อนธรรมดา” (Conventional Heat Pipe) และท่อที่ภายในไม่มีโครงสร้างที่เป็นไส้และอาศัยแรงโน้มถ่วงของโลกในการไหลเวียนของสารทำงานภายในท่อ หรือเรียกว่า “เทอร์โมไซฟอน” (Thermosyphon) โดยส่วนประกอบต่างๆของท่อความร้อนธรรมดา และเทอร์โมไซฟอนเป็นดังนี้

2.1.1.1 ตัวท่อความร้อน (Container) ซึ่งทำหน้าที่เป็นที่บรรจุสารทำงานและโครงสร้างที่เป็นไส้ โดยปกติจะใช้วัสดุที่มีค่าการนำความร้อนสูง มีความแข็งแรงเพียงพอต่อ

แรงดันของสารทำงานที่จะเกิดขึ้นจากภายในตัวท่อ และต้องไม่ทำปฏิกิริยาเคมีกับสารทำงานภายในท่อ และสิ่งแวดล้อมภายนอกท่อ การบรรจุ สารทำงานลงในตัวท่อความร้อนทำได้โดยการทำให้อัตว์ท่อความร้อนเป็นสุญญากาศ จากนั้นจึงเริ่มบรรจุสารทำงานลงในท่อ

2.1.1.2 สารทำงาน (Working fluids) ทำหน้าที่ส่งผ่านความร้อนจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิสูง ไปยังแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำ โดยเมื่อสารทำงานที่อยู่ในส่วนทำระเหยได้รับความร้อนจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิสูง ก็จะเกิดการระเหยกลายเป็นไอ โดยอุณหภูมิที่น้อยที่สุดที่ทำให้สารทำงานเกิดการระเหยจะเป็นอุณหภูมิอิ่มตัวที่สอดคล้องกับความดันภายในท่อความร้อน ไอสารทำงานที่เกิดจากการระเหยจะไหลไปยังส่วนควบแน่น และเมื่อไอสารทำงานสัมผัสกับเปลือกท่อที่อยู่ในแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำ ก็จะสูญเสียความร้อนให้กับเปลือกท่อนั้น และควบแน่นการเป็นของเหลวและไหลกลับมายังส่วนควบแน่น

2.1.1.3 โครงสร้างที่เป็นไส้ (Wick Structure) เป็นส่วนที่ทำหน้าที่ในการลำเลียงสารทำงานที่ควบแน่นในส่วนควบแน่นกลับมายังส่วนทำระเหย โดยใช้หลักการของแรงคาปิลลารี (Capillary force) ด้วยหลักการนี้เองทำให้ท่อความร้อนธรรมดาสามารถส่งผ่านความร้อนได้ในทุกทิศทาง แม้ว่าจะวางตัวท่อตามแนวราบ หรือให้ความร้อนที่ส่วนบนของท่อ (Top heat mode) สำหรับท่อความร้อนที่สร้างขึ้นโดยไม่มีส่วนของโครงสร้างที่เป็นไส้ ก็จะเรียกท่อความร้อนแบบนี้ว่า เทอร์โมไซฟอนดิ่งที่กล่าวมาแล้วข้างต้น เนื่องจากเทอร์โมไซฟอนไม่มีโครงสร้างที่เป็นไส้ ดังนั้นการที่สารทำงานควบแน่นจะไหลกลับมายังส่วนทำระเหยได้นั้น จึงต้องอาศัยแรงโน้มถ่วงของโลกเพียงอย่างเดียว ทำให้เทอร์โมไซฟอนทำงานได้ดีเมื่อวางตัวท่อในแนวตั้ง หรือใกล้แนวตั้ง และให้ความร้อนจากด้านล่างของท่อ (Bottom heat mode) เท่านั้น และท่อจะไม่สามารถทำงานได้ดีที่การวางตัวท่อในแนวราบ และไม่สามารถทำงานได้เลยหากให้ความร้อนที่ด้านบนของเทอร์โมไซฟอน รูปแสดงโครงสร้างของท่อความร้อน และเทอร์โมไซฟอนเป็นดังแสดงในรูปที่ 2.1



รูปที่ 2.1 รูปแสดงโครงสร้างของท่อความร้อน และเทอร์โมไซฟอน

(Terdttoon, 1993)

2.1.2 การถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อน

เมื่อท่อความร้อนทำงาน สารทำงานจะรับความร้อนจากส่วนที่ระเหยแล้วกลายเป็นไอ ระบายพาความร้อนไปคายให้กับส่วนควบแน่นโดยการกลั่นตัว จึงเกิดการถ่ายเทความร้อนขึ้น ขนาดของการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นเป็นไปตามความสัมพันธ์ของ ผลต่างระหว่างอุณหภูมิของ แหล่งให้ความร้อนกับแหล่งรับความร้อน (ΔT) และค่าความต้านทานความร้อนรวม (Z_{total}) ดัง สมการ 2.1

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{Z_{total}} \quad (2.1)$$

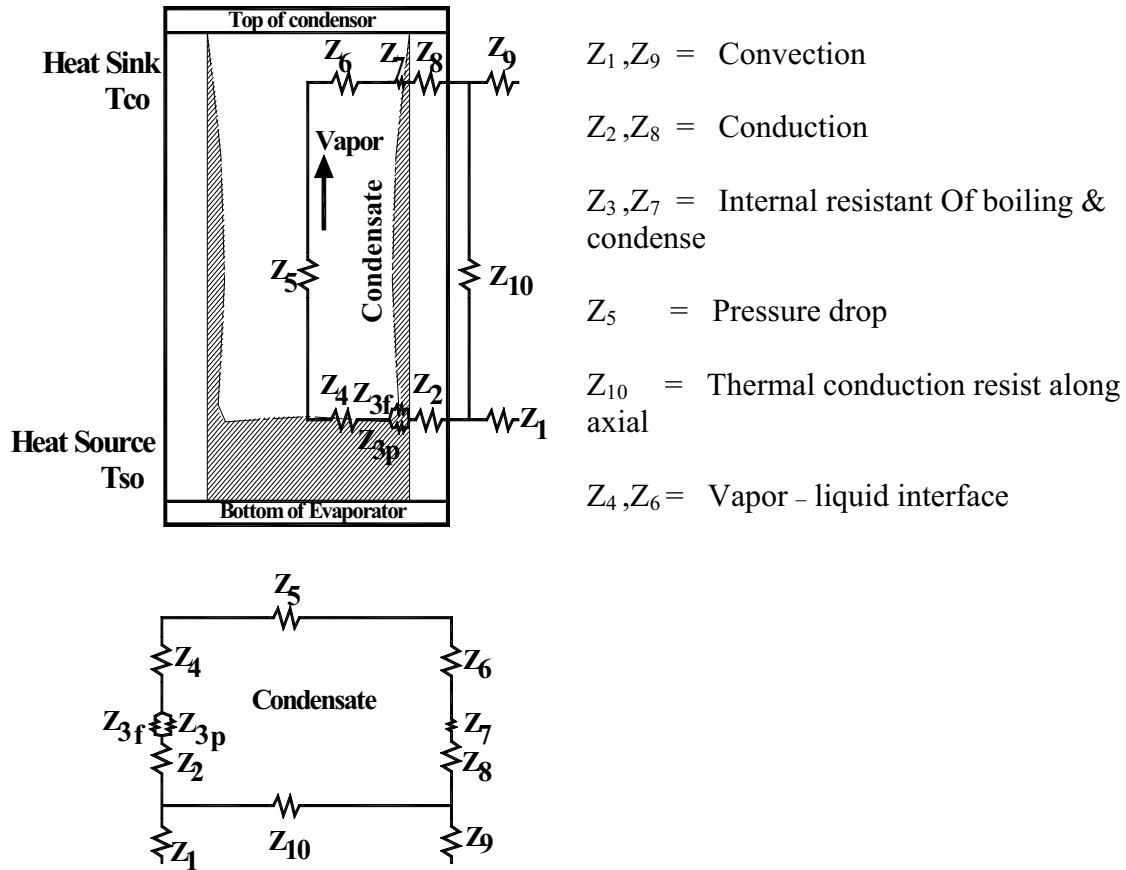
ในการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนนั้น คุณสมบัติอีกประการหนึ่งที่เป็นตัวควบคุม การส่งถ่ายความร้อนซึ่งถือได้ว่าเป็นคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนด้วย คือค่า ความต้านทานความร้อน แสดงไว้ในสมการ 2.2 ดังนี้

$$Z_{total} = \frac{(T_{evap} - T_{cond})}{\dot{Q}} \quad (2.2)$$

และในการคำนวณหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่สารหล่อเย็นได้รับที่ส่วนควบแน่น ทำ ได้โดยการแทนค่าอุณหภูมิของสารหล่อเย็นทั้งขาเข้าและขาออก ลงในสมการต่อไปนี้

$$\dot{Q} = \dot{m} C_p (T_{out} - T_{in}) \quad (2.3)$$

ความต้านทานความร้อนรวม (Z_{total}) ในท่อความร้อนจะเกิดจากความต้านทานความร้อนย่อยที่เกิดขึ้นในส่วนต่างๆของท่อความร้อน สำหรับเทอร์โมไซฟอนความต้านทานความร้อนเป็นดังแสดงในรูปที่ 2.2 ซึ่งความต้านทานความร้อนแต่ละตัวมีรายละเอียดดังต่อไปนี้



รูปที่ 2.2 ความต้านทานในส่วนต่างๆ ที่เกิดในเทอร์โมไซฟอน
ที่มา : Engineering Science Data Unit

- ความต้านทานที่เกิดจากการพาความร้อนโดยรอบผนังภายนอกท่อ (Z_1 และ Z_9) ซึ่งหาได้จากสมการ

$$Z_1 = \frac{1}{h_{co} A_{co}} \quad (2.4)$$

$$Z_9 = \frac{1}{h_{co} A_{co}} \quad (2.5)$$

เมื่อ h_{co} คือ ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่ส่วนทำระเหย
 h_{co} คือ ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่ส่วนควบแน่น

A_{co} คือ พื้นที่ผิวต่อความร้อนบริเวณส่วนทำระเหย

A_{co} คือ พื้นที่ผิวต่อความร้อนบริเวณส่วนควบแน่น

- ค่าความต้านทานความร้อนที่เกิดจากการนำความร้อนผ่านผนังท่อความร้อน (Z_2 และ Z_8)
ซึ่งหาได้จากสมการ

$$Z_2 = \frac{\ln(D_o / D_i)}{2\pi L_e k_e} \quad (2.6)$$

$$Z_8 = \frac{\ln(D_o / D_i)}{2\pi L_c k_c} \quad (2.7)$$

- ความต้านทานภายในเนื่องจากของเหลวที่เป็นสารทำงานภายในท่อความร้อน (Z_3 และ Z_7) ซึ่งสามารถแบ่งออกเป็น ความต้านทานความร้อนเนื่องจากการเดือดในแอ่งของเหลว (Z_{3p}) ความต้านทานความร้อนเนื่องจากฟิล์มของเหลวในส่วนทำระเหย (Z_{3f}) และความต้านทานความร้อนเนื่องจากฟิล์มของเหลวในส่วนควบแน่น (Z_7) ซึ่งรายละเอียดความต้านทานความร้อนแต่ละตัวเป็นดังนี้

ความต้านทานของของเหลวที่เกิดจากแอ่งของเหลว (Z_{3p}) หาได้จากสมการ

$$Z_{3p} = \frac{1}{\Phi_3 g^{0.2} \dot{Q}^{0.4} (\pi D_i L_e)^{0.6}} \quad (2.8)$$

เมื่อ

$$\Phi_3 = 0.325 \times \frac{\rho_l^{0.5} k_l^{0.3} C_{p_l}^{0.7}}{\rho_v^{0.25} L^{0.4} \mu^{0.1}} \left[\frac{p_v}{p_a} \right]^{0.23} \quad (2.9)$$

ความต้านทานของของเหลวที่เกิดจากฟิล์มของเหลวที่ส่วนแอ่งของเหลวในส่วนรับความร้อน (Z_{3f}) หาได้จากสมการ

$$Z_{3f} = \frac{C \dot{Q}^{\frac{1}{3}}}{D_i^{\frac{4}{3}} g^{\frac{1}{3}} L_e \Phi_2^{\frac{4}{3}}} \quad (2.10)$$

เมื่อ

$$\Phi_2 = \left(\frac{L k_l^3 \rho_l^2}{\mu_l} \right)^{1/4} \quad (2.11)$$

และเงื่อนไขในการใช้ค่า Z_{3p} และ Z_{3f} เพื่อใช้เป็นค่า Z_3 คือ ถ้า $Z_{3p} > Z_{3f}$ แล้ว

$$Z_3 = Z_{3p} \quad (2.12)$$

ถ้า $Z_{3p} < Z_{3f}$ แล้ว

$$Z_3 = Z_{3p}F + Z_{3f}(1 - F) \quad (2.13)$$

เมื่อ F คือ อัตราการเติมสารทำงานซึ่งสัมพันธ์กับปริมาตรของสารทำงานที่เติมเข้าไปในส่วนทำระเหย (V_{fill}) และปริมาตรของส่วนทำระเหย (V_e) โดย

$$F = \frac{V_{fill}}{V_e} \quad (2.14)$$

- ความต้านทานของของเหลวที่เกิดจากฟิล์มของเหลวที่ไหลกลับในส่วนคายความร้อน (Z_7) หาได้จากสมการ

$$Z_7 = \frac{C\dot{Q}^{\frac{1}{3}}}{D_i^{\frac{4}{3}}g^{\frac{1}{3}}L_c\Phi_2^{\frac{4}{3}}} \quad (2.15)$$

- ความต้านทานที่เกิดจากการเปลี่ยนสถานะของสารทำงาน ในส่วนรับความร้อนและในส่วนคายความร้อน (Z_4 และ Z_6) ความต้านทานความร้อนสองค่านี้มีค่าน้อยมากจนไม่นำมาคิดในการคำนวณ

- ค่าความต้านทานซึ่งเกิดจากความดันที่ลดลงในส่วนคายความร้อน (Z_5) เช่นเดียวกับความต้านทานความร้อนสองค่าข้างต้น ซึ่งโดยปกติจะมีค่าน้อยมาก และไม่นำมาคิดในการคำนวณ

- ค่าการนำความร้อนของท่อความร้อนตามแนวความยาวท่อ (Z_{10}) ซึ่งหาค่าประมาณจากสมการ

$$Z_{10} = \frac{0.5L_c + L_a + 0.5L_c}{A_x k_{tube}} \quad (2.16)$$

โดย A_x คือ พื้นที่หน้าตัดของท่อความร้อน

k_{tube} คือ ค่าการนำความร้อนของวัสดุที่ใช้ทำท่อ

ในกรณีที่

$$\frac{Z_{10}}{Z_2 + Z_3 + Z_7 + Z_8} > 20 \quad (2.17)$$

ค่าความต้านทานความร้อนรวมจะมีค่าเท่ากับ

$$Z = Z_1 + Z_2 + Z_3 + Z_7 + Z_8 + Z_9 \quad (2.18)$$

ถ้าไม่เป็นไปตามสมการ 2.17 ค่าความต้านทานความร้อนรวมจะมีค่าเท่ากับ

$$Z_{\text{total}} = Z_1 + [(Z_2 + Z_3 + Z_7 + Z_8)^{-1} + Z_{10}^{-1}]^{-1} + Z_9 \quad (2.19)$$

2.1.3 ขีดจำกัดการทำงานของท่อความร้อน (Performance limits)

เมื่อท่อความร้อนแบบทั่วไปทำงาน สารทำงานที่บรรจุอยู่ภายในท่อความร้อนก็จะเกิดการระเหย ควบแน่น และไหลเวียนไปมาภายในท่อความร้อน แต่อย่างไรก็ตามเมื่อท่อความร้อนส่งผ่านความร้อนที่ค่าความร้อนค่าหนึ่ง จะเกิดปรากฏการณ์บางอย่างที่ทำให้สารทำงานไม่สามารถรับความร้อนจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิสูงได้ ทำให้การส่งผ่านความร้อนจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิสูงผ่านตัวท่อความร้อนเกิดขึ้นไม่ได้ และพื้นผิวส่วนที่ระเหยจะมีอุณหภูมิสูงขึ้นจนเท่ากับแหล่งให้ความร้อนในที่สุด ค่าความร้อนที่ทำให้เกิดเหตุการณ์ข้างต้น เรียกว่า ขีดจำกัดการทำงานของท่อความร้อน

2.1.3.1 ขีดจำกัดการทำงานของท่อความร้อนธรรมดา

ขีดจำกัดการทำงานของท่อความร้อนธรรมดาเกิดขึ้นจากขีดจำกัดความหนืด (Viscous limit) ขีดจำกัดความเร็วเสียง (Sonic Limit) ขีดจำกัดการหอบพา (Entrainment Limit) ขีดจำกัดคาпилลารี (Capillary limit) และขีดจำกัดการเดือด (Boiling limit) โดยเงื่อนไขการทำงานของ โครงสร้างและชนิดของสารทำงานของ ท่อความร้อนจะเป็นตัวกำหนดว่า ขีดจำกัดการทำงานของท่อความร้อนจะเกิดเนื่องจากขีดจำกัดใด โดยขีดจำกัดแต่ละตัวมีรายละเอียดดังนี้

- **ขีดจำกัดความหนืด** เกิดขึ้นเมื่อท่อความร้อนแบบธรรมดาทำงานที่อุณหภูมิต่ำ โดยที่อุณหภูมิต่ำ ความดันตกคร่อมในการไหลเนื่องจากความหนืดของไหลจะมีผลสำคัญทำให้ไหลไม่สามารถไหลได้ เนื่องจากความดันไอในส่วนที่ระเหยน้อยกว่าความดันตกคร่อม ทำให้การไหลเวียนของสารทำงานไม่เกิดขึ้น และการส่งผ่านความร้อนไม่สามารถเกิดขึ้นได้ด้วย การทำนายค่าขีดจำกัดความหนืดหาจากความสัมพันธ์

$$q = \frac{r_v^2 h_{fg} \rho_v P_v}{16 \mu_v L_{eff}} \quad (2.20)$$

- **ขีดจำกัดความเร็วเสียง** เกิดขึ้นเมื่อเริ่มเดินท่อความร้อนแบบธรรมดาด้วยอุณหภูมิสูงๆ ที่เงื่อนไขการทำงานนี้ความเร็วไอจะมีค่าสูงมากเมื่อเทียบความเร็วเสียงในไอ ซึ่ง Kemme et al. ได้แสดงให้เห็นว่าการส่งผ่านความร้อนจะไม่เพิ่มขึ้นตามอัตราการไหลเมื่อความเร็วไอมีกาใกล้กับความเร็วเสียง ดังนั้นการส่งผ่านความร้อนจึงถูกจำกัดที่ค่าความเร็วไอค่าหนึ่งซึ่งไม่เกินความเร็วเสียง ขีดจำกัดความเร็วเสียงหาจาก

$$q = 0.474 h_{fg} (\rho_v P_v)^{1/2} \quad (2.21)$$

- **ขีดจำกัดคาปิลลารี** เกิดขึ้นเมื่อแรงดันคาปิลลารีมีไม่เพียงพอที่จะผลักดันให้ของเหลวในส่วนควบแน่นไหลกลับมายังส่วนทำระเหย ก็จะทำให้ของเหลวที่ส่วนทำระเหยไม่เพียงพอในการระเหย ทำให้เกิดการแห้ง (Dry out) ที่ส่วนทำระเหย และทำให้อุณหภูมิผิวท่อในส่วนทำระเหยสูงขึ้นจนเข้าใกล้อุณหภูมิแหล่งความร้อน ค่าขีดจำกัดการทำงานในกรณีนี้ทำนายได้จากความสัมพันธ์

$$\dot{Q}_{wick} = \left(\frac{\rho_l \sigma_l h_{fg}}{\mu_l} \right) \left(\frac{KA}{L} \right) \left(\frac{2}{r_c} - \frac{\rho_l g L}{\sigma_l} \sin \theta \right) \quad (2.22)$$

- **ขีดจำกัดการหอบพาและการท่วม** เมื่อเพิ่มค่าความร้อนเข้าไปในตัวท่อความร้อน ไอสารทำงานจะมีความเร็วสูงขึ้น เมื่อไมีความเร็วสูงขึ้น แรงเฉือนที่ผิวสัมผัสไอ-ของเหลวก็จะมีค่าสูงขึ้น ขีดจำกัดการทำงานของท่อความร้อนเนื่องจากขีดจำกัดการหอบพาและการท่วมเกิดขึ้นเมื่อไมีความเร็วสูงขึ้นจนแรงเฉือนที่ผิวสัมผัสไอ-ของเหลวมีค่าเพียงพอที่จะต้านการไหลกลับของของเหลว กรณีที่เป็นท่อความร้อนธรรมดา แรงเฉือนจะเกิดขึ้นที่บริเวณผิวของโครงสร้างไส้ทำให้ของเหลวไม่สามารถไหลกลับไปยังส่วนทำระเหยได้ และเกิดการแห้งขึ้นในที่สุดการส่งผ่านความร้อนก็ไม่สามารถทำได้อีกต่อไป การทำนายค่าขีดจำกัดนี้ทำได้จากความสัมพันธ์ดังต่อไปนี้

$$\dot{Q}_{ent} = A_v h_{fg} \sqrt{\frac{\rho_v \sigma_l}{d}} \quad (2.23)$$

- **ขีดจำกัดการเดือด** จากที่ทราบในตอนต้นว่ากลไกการส่งผ่านความร้อนในท่อ-ความร้อนเกิดจากการระเหย และควบแน่นของสารทำงาน ดังนั้นจะพบว่าการเดือดของสาร

ทำงานเกิดขึ้นในส่วนทำระเหยเสมอ เมื่อเพิ่มค่าความร้อนเข้าไปในท่อความร้อน การเดือดก็จะรุนแรงขึ้น และจะพบว่าฟิล์มไอเคลือบที่ผิวส่วนทำระเหย ฟิล์มไอนี้จะเป็นชั้นระหว่างผิวแลกเปลี่ยนความร้อนและของเหลวในส่วนทำระเหย ทำให้ของเหลวในส่วนทำระเหยไม่สามารถสัมผัสกับผิวแลกเปลี่ยนความร้อนได้ และการส่งผ่านความร้อนจากผิวแลกเปลี่ยนความร้อนในส่วนทำระเหยไปยังสารทำงานก็จะลดลงอย่างมาก เนื่องจากค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของไอน้อยกว่าของเหลวมาก ทำให้ผิวแลกเปลี่ยนความร้อนในบริเวณนั้นมีอุณหภูมิสูงขึ้น สำหรับท่อความร้อนที่มีโครงสร้างไส้ ฟองไอก็จะเกิดขึ้นในตัวไส้ในส่วนทำระเหย และแทนที่ของเหลวในไส้ ทำให้เกิดการแห้งขึ้นเช่นกัน การทำนายขีดจำกัดการเดือดหาได้จาก

$$\dot{Q}_{\text{boil}} = \left[\frac{2\pi L_l k_{\text{eff}} T_v}{h_{fg} \rho_v \ln\left(\frac{r_w}{r_v}\right)} \right] \left[\frac{2\sigma_l}{r_n} \right] \quad (2.24)$$

2.1.3.2 ขีดจำกัดการทำงานของเทอร์โมไซฟอน

ขีดจำกัดการทำงานของเทอร์โมไซฟอนเกิดขึ้นจากขีดจำกัดความหนืด ขีดจำกัดความเร็วเสียง ขีดจำกัดการหอบพา และขีดจำกัดการเดือด โดยไม่มีขีดจำกัดคาปิลลารี โดยมีรายละเอียดของขีดจำกัดความหนืด ขีดจำกัดความเร็วเสียง และขีดจำกัดการเดือด เช่นเดียวกับท่อความร้อนธรรมดา แต่สำหรับขีดจำกัดการหอบพาในกรณีที่เป็นเทอร์โมไซฟอน แรงเฉือนจะเกิดขึ้นที่บริเวณผิวหน้าของฟิล์มของเหลวไหลกลับ ทำให้ของเหลวไม่สามารถไหลกลับมายังส่วนทำระเหยได้ โดยค่าขีดจำกัดนี้มีค่า

$$\dot{Q}_{\text{ent}} = C_K^2 A_x h_{fg} \frac{\{\sigma g(\rho_l - \rho_v)\}^{1/4}}{(\rho_l^{-1/4} - \rho_v^{-1/4})^2} \quad (2.25)$$

2.2 รูปแบบการไหลของสารทำงานในท่อความร้อน

2.2.1 รูปแบบการไหลภายในท่อหน้าตัดกลมในแนวดิ่ง จะมีรูปแบบการไหล ทั้งก๊าซและของเหลวไหลขึ้นด้านบนดังแสดงในรูปที่ 2.3 ซึ่งแบ่งได้ 5 รูปแบบ ดังนี้

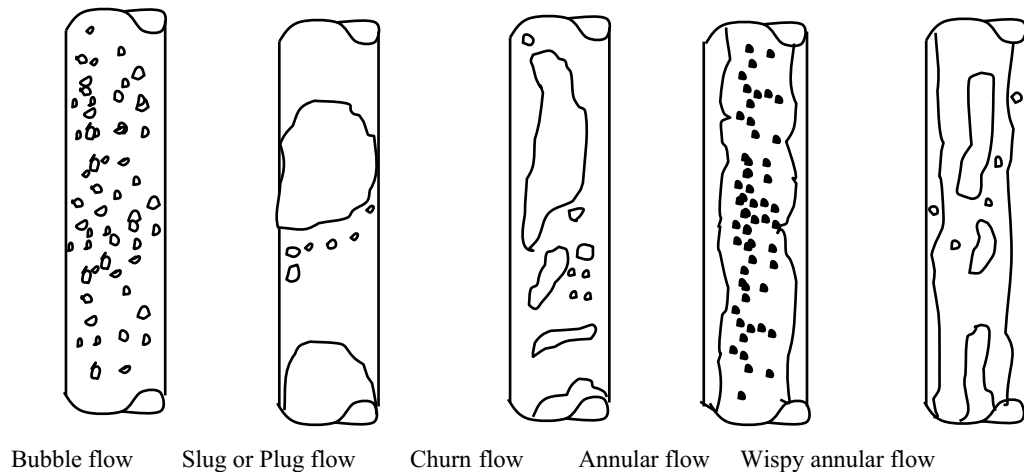
การไหลแบบเป็นฟอง (Bubble flow) รูปแบบการไหลที่มีฟองก๊าซเล็กๆกระจายเป็นจุดๆ ไหลปะปนกับของเหลว และสถานะของเหลวจะต่อเนื่อง

การไหลแบบเป็นก้อน (Slug flow or Plug flow) รูปแบบการไหลที่มีฟองก๊าซที่มีรูปร่างคล้ายกระสุนไหลขึ้นสู่ด้านบน โดยมีของเหลวชั้นกลางพร้อมกับมีก๊าซปะปนบ้าง โดยขณะเดียวกันมีฟิล์มของเหลวล้อมรอบฟองก๊าซรูปกระสุน

การไหลแบบเป็นโพรง (Churn flow) รูปแบบการไหลที่มีรูปร่างของฟองก๊าซบิดเบี้ยวไป เนื่องจากฟองก๊าซมีความเร็วในการไหลเพิ่มขึ้น โดยที่รูปแบบการไหลแบบนี้อาจจะไม่มีการสั่นของของเหลวให้เห็นเมื่อท่อมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางน้อยๆ

การไหลแบบวงแหวน (Annular flow) รูปแบบการไหลที่มีการไหลของก๊าซอยู่ในแกนกลางท่อ มีหยดของเหลวเล็กๆ ปะปนไปด้วย และขณะเดียวกันก็มีการไหลเป็นฟิล์มที่ผิวท่อ

การไหลแบบวงแหวนแทรก (Wispy annular flow) รูปแบบการไหลที่มีการไหลขึ้นของก๊าซอยู่แกนกลางท่อ โดยที่หยดของเหลวได้ปะปนไปกับก๊าซนั้นได้รวมตัวกันเป็นริ้วปนกันไป ด้วย และขณะเดียวกันก็มีการไหลของของเหลวเป็นฟิล์มที่ผิวท่อ ซึ่งการเกิดการรวมตัวของหยดของเหลวเล็กๆ เนื่องจากอัตราการไหลของฟิล์มของเหลวเพิ่มขึ้นทำให้ความหนาแน่นของหยดของเหลวมากขึ้นด้วย



รูป 2.3 รูปแบบการไหลในท่อหน้าตัดกลมในแนวดิ่ง
ที่มา : Hewitt (1994)

2.2.2 รูปแบบการไหลภายในท่อหน้าตัดกลมในแนวระดับ จะแบ่งออกได้ 5 แบบ ดังแสดงในรูปที่ 2.4

การไหลแบบแยกชั้น (Stratified flow) รูปแบบการไหลจะมีการแยกตัวออกจากกันเนื่องจากแรงดึงดูด โดยที่ก๊าซจะไหลไปตามด้านบนท่อ และของเหลวจะไหลไปที่แนวด้านล่างของท่อ

การไหลแบบแยกชั้นผิวคลื่น (Stratified wavy flow) รูปแบบการไหลที่มีความเร็วของก๊าซเพิ่มขึ้นจากรูปแบบการไหลแบบแยกชั้น ทำให้เกิดคลื่นขึ้นที่ผิวรอยต่อระหว่างก๊าซกับของเหลว

การไหลแบบฟองฟุ้ง (Dispersed bubble flow) รูปแบบการไหลที่มีฟองก๊าซกระจายปะปนในของเหลวมีแนวโน้มของฟองก๊าซจะรวมกันที่ด้านบนของท่อ เมื่อระบบมีความเร็วในการไหลมากขึ้นฟองก๊าซจะกระจายตัวได้สม่ำเสมอมากขึ้น

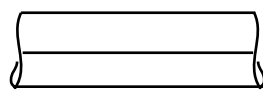
การไหลแบบวงแหวนฟุ้ง (Annular - dispersed flow) รูปแบบการไหลที่คล้ายกับท่อที่อยู่ในแนวตั้ง แต่ความหนาของแผ่นฟิล์มจะสม่ำเสมอ โดยที่ด้านล่างของท่อความหนาของแผ่นฟิล์มจะมากกว่า

การไหลแบบเป็นช่วง (Intermittent flow) รูปแบบการไหลนี้แบ่งออกได้ 3 รูปแบบด้วยกัน

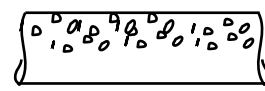
ก. การไหลแบบเป็นก้อน (Plug flow) รูปแบบการไหลที่คล้ายกับท่อในแนวตั้งแต่จะแนบชิดกับผิวท่อด้านบน

ข. การไหลแบบเป็นหัว (Slug flow) รูปแบบการไหลที่ของเหลวที่มีสภาพเป็นชั้นไปอุดหน้าท่อนั้นจะมีฟองก๊าซปะปนไปด้วย

ค. การไหลแบบกึ่งหัว (Semi-slug flow) เป็นรูปแบบการไหลที่มีฟองก๊าซเกิดขึ้นที่คลื่นโดยคลื่นไม่สามารถที่จะก่อตัวเป็นก้อนของเหลวไปปิดกั้นท่อหรือสัมผัสกับผนังท่อด้านบนได้



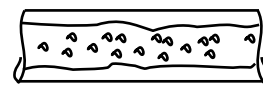
การไหลแบบแยกชั้น



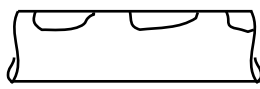
การไหลแบบฟองฟุ้ง



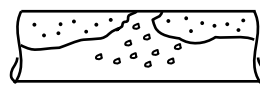
การไหลแบบแยกชั้นผิวคลื่น



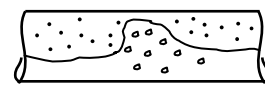
การไหลแบบวงแหวนฟุ้ง



การไหลแบบเป็นก้อน



การไหลแบบเป็นหัว



การไหลแบบกึ่งหัว

รูป 2.4 รูปแบบการไหลในท่อหน้าตัดกลมในแนวระดับ

ที่มา : Hewitt (1994)

2.3 ความน่าจะเป็น

ความน่าจะเป็น คือ ตัวเลขที่ใช้แสดงโอกาสที่เหตุการณ์ที่ผู้สังเกตสนใจจะเกิดขึ้น การอธิบายเกี่ยวกับความน่าจะเป็น จำเป็นที่ต้องทราบคำนิยามต่างๆ ดังนี้

2.3.1 แซมเปิลสเปซ (Sample Space)

แซมเปิลสเปซ คือ เซตของเหตุการณ์ที่เกิดขึ้นในการทดลองทั้งหมด (Universal Set) เช่น ในการโยนลูกเต๋า หากต้องการดูว่าหน้าลูกเต๋ายกหน้าอะไร ก็จะสามารถเขียนแซมเปิลสเปซได้ว่า $S = \{1, 2, 3, 4, 5, 6\}$

2.3.2 เหตุการณ์ (Event)

เหตุการณ์ คือ เซตที่เป็นสับเซตของ Sample Space เป็นเหตุการณ์ที่เราสนใจ จากการทดลองสุ่ม

2.3.3 การทดลองสุ่ม (Random Experiment)

การทดลองสุ่ม คือ การกระทำสิ่งที่เราสนใจ เพื่อดูเหตุการณ์ทั้งหมดที่จะเกิดจากการกระทำนั้น โดยการกระทำนั้นต้องไม่เป็นการพยายามให้เกิดเหตุการณ์ใดเหตุการณ์หนึ่งโดยจำเพาะเจาะจง ตัวอย่างการทดลองสุ่มเช่น การโยนลูกเต๋า หรือการสุ่มเปิดหน้าไพ่เป็นต้น

2.3.4 การหาค่าความน่าจะเป็น

ให้ S เป็นแซมเปิลสเปซ ซึ่งมีเหตุการณ์ทั้งหมดที่เป็นไปได้คือ $n(S)$ และ $n(E)$ เป็นเหตุการณ์ที่เราสนใจ โดย E เป็นสมาชิกภายใน S และให้ $P(E)$ เป็นความน่าจะเป็นที่จะเกิดเหตุการณ์ที่เราสนใจ E ขึ้น จะสามารถนิยามได้ว่า ความน่าจะเป็นคือสัดส่วนของจำนวนเหตุการณ์ที่เราสนใจต่อจำนวนเหตุการณ์ที่เกิดขึ้นในแซมเปิลสเปซ

$$P(E) = \frac{n(E)}{n(S)} \quad (2.26)$$

อย่างไรก็ตามค่าความน่าจะเป็นที่ทำนายโดยสมการ 2.26 จะเป็นจริงได้ก็ต่อเมื่อจำนวนครั้งในการทดลองสุ่มมีจำนวนมากเพียงพอเท่านั้น ยกตัวอย่างเช่นความน่าจะเป็นในการออกหน้าหัวในการโยนเหรียญนั้นมีค่าเท่ากับ 0.5 แต่ตัวเลขนี้จะไม่เป็นจริงหากเราทำการโยนเหรียญเพียงครั้งเดียว ดังนั้นความน่าจะเป็นคือตัวเลขที่แสดงโอกาสที่จะเกิดเหตุการณ์ที่เราสนใจ โดยความถี่ในการทดลองสุ่มต้องมีจำนวนมากเพียงพอเท่านั้น

2.3.5 การเรียงสับเปลี่ยนและจัดหมู่ (Permutation and Combination)

2.3.5.1 หลักเกี่ยวกับการนับ ในการทำกิจการอย่างหนึ่งสามารถแยกออกได้ k

ขั้นตอน โดยขั้นตอนที่ 1 เลือกได้ n_1 วิธี ขั้นตอนที่ 2 เลือกได้ n_2 วิธี ขั้นตอนที่ 3 เลือกได้ n_3 วิธี เป็นเช่นนี้เรื่อย ๆ ไป จนถึงขั้นตอนที่ k ซึ่งทำได้ n_k วิธี ดังนั้น จำนวนวิธีทั้งหมดที่เป็นไปได้ = $n_1 * n_2 * n_3 \dots n_k$ วิธี

2.3.5.2 แฟกทอเรียล (Factorial) ถ้า n เป็นจำนวนเต็มบวก กำหนดให้สัญลักษณ์ $n!$

คือแฟกทอเรียล จะได้ว่า

$$n! = n(n-1)(n-2)(n-3)\dots 3.2.1 \quad (2.27)$$

ในกรณีที่ $n=0$ กำหนดให้ $0! = 1$

2.3.5.3 การเรียงสับเปลี่ยน (Permutation) คือวิธีจัดเรียงสิ่งของ (โดยถือลำดับเป็นสิ่งสำคัญ) อาจนำมาเรียงทั้งเพียงบางส่วนก็ได้เช่น A B C D ถ้านำมาเรียงทั้ง 4 ตัว ทำได้ 24 วิธี คือ

ABCD ABDC ACBD ACDB ADBC ADCB

BACD BADC BADC BCDA BDAC BDCA

CABD CADB CBAD CBDA CDAB CDBA

DABC DACB DBAC DBCA DCAB DCBA

ถ้านำมาเรียงครั้งละ 2 ตัว ทำได้ 12 วิธี คือ

AB AC AD BC BD CD

BA CA DA CB DB DC

ดังนั้นถ้ามีของ n สิ่งต่าง ๆ กัน นำของ r สิ่งจาก n สิ่ง มาจัดเรียงเป็นแถวตามลำดับ จำนวนวิธีที่จะกระทำได้อคือ

$$P_r^n = \frac{n!}{(n-r)!} \quad (2.28)$$

2.3.5.4 การจัดหมู่ (Combination) คือการเลือกสิ่งของ (โดยไม่คำนึงถึงการเลือก) อาจเลือกมาทั้งหมด หรือเลือกมาเพียงบางส่วน เช่น มีตัวอักษร 3 ตัว คือ A,B,C ถ้าเลือกมาทั้ง 3 ตัว ทำได้ 1 วิธี

ABC ACB BAC BCA CAB CBA นับเพียง 1 วิธี

ถ้าเลือกมาครั้งละ 2 ตัวทำได้ 3 วิธี

AB BA นับ 1 วิธี

AC CA นับ 1 วิธี

BC CB นับ 1 วิธี

นับรวม 3 วิธี

ดังนั้นถ้ามีของ n สิ่งต่าง ๆ กัน เราเลือกมา r สิ่ง แบบจัดหมู่ จำนวนวิธีที่เลือกได้คือ

$$C_r^n = \frac{n!}{(n-r)!r!} \quad (2.29)$$

หลักการและทฤษฎีต่างๆ ที่กล่าวมาในบทนี้จะเป็พื้นฐานที่ทำให้ผู้อ่านสามารถเข้าใจแนวคิดในการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ในงานวิจัยนี้ได้เป็นอย่างดี โดยพื้นฐานเรื่องความ

ด้านทานความร้อน และรูปแบบการไหลภายในท่อ จะเป็นเครื่องมือในการสร้างแบบจำลองการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ย และแบบจำลองพฤติกรรมต่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบ ส่วนทฤษฎีความน่าจะเป็นก็จะเป็นเครื่องมือที่สำคัญในการสร้างแบบจำลองเพื่ออธิบายเงื่อนไขการเริ่มต้นทำงานได้ซึ่งจะได้กล่าวถึงรายละเอียดในบทต่อไป

บทที่ 3

การสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

3.1 โครงสร้างของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ทั้งหมดในงานวิจัย

ในการสร้างแบบจำลองสำหรับท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบที่มีความถูกต้อง สอดคล้องกับความเป็นจริงนั้น มีความจำเป็นอย่างยิ่งที่จะต้องทราบกลไกการทำงาน และรูปแบบ การไหลของสารทำงานภายในอย่างละเอียด ดังนั้นในตอนต้นของบทนี้จะทำการอธิบายสมมติฐาน เบื้องต้นซึ่งได้มาจากการศึกษาข้อมูลเชิงทัศน์ จากนั้นจะทำการอธิบายกลไกการทำงานของท่อ ความร้อนชนิดนี้พร้อมหลักฐานเชิงทัศน์ประกอบการอธิบาย ซึ่งกลไกการทำงานที่อธิบายขึ้นใหม่นี้ แตกต่างจากสมมติฐานดั้งเดิมของงานวิจัยก่อนหน้านี้ และในงานวิจัยนี้เรียกกลไกการทำงานแบบนี้ ว่า “กลไกกระบวนการแทนที่” กลไกการทำงานแบบนี้สามารถนำไปสู่การสร้างแบบจำลองเงื่อนไข การเริ่มต้นทำงานได้ และแบบจำลองพฤติกรรมได้โดยง่าย

เป็นที่ทราบกันแล้วว่าการส่งผ่านความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบนั้น เกิด จากการไหลเวียนของสารทำงานภายในตัวท่อความร้อน และการไหลเวียนนี้เกิดขึ้นจากการขยายตัว และหดตัวจากการระเหยและควบแน่นของสารทำงานเมื่อมันได้รับความร้อนหรือดึงความร้อน เนื่องจากการไหลเวียนที่เกิดจากการเปลี่ยนแปลงปริมาตรของสารทำงานในตัวท่อนี้เอง ทำให้ การเริ่มต้นทำงานได้ของท่อความร้อนชนิดนี้มีความละเอียดอ่อนมาก โดยจะพบว่าในช่วงเริ่มต้น ทำงานนั้นอาจเกิดการขัดขวางการไหลเวียนของสารทำงาน ซึ่งทำให้ท่อความร้อนไม่สามารถ ส่งผ่านความร้อนได้ และเกิดการแห้งเนื่องจากขาดของเหลวเข้าไปสัมผัสพื้นผิวส่วนทำระเหย การ แห้งในลักษณะนี้เรียกว่าเกิดการแห้งตั้งแต่เริ่มต้น (Initial Dry out) และเงื่อนไขการเริ่มเดินท่อความ ร้อนที่ทำให้ท่อความร้อนทำงานได้โดยไม่เกิดการแห้งตั้งแต่เริ่มต้นเรียกว่า เงื่อนไขการเริ่มทำงาน (Starting Condition) ดังนั้นจะเห็นได้ว่าการอธิบายการทำงานของท่อความร้อนแบบสั่นชนิด วงรอบอย่างครบถ้วนนั้น จะต้องเริ่มจากการอธิบายสภาพเงื่อนไขที่ทำให้ท่อความร้อนชนิดนี้ เริ่มต้นทำงานได้เสียก่อน ในรายงานวิจัยนี้จะเริ่มต้นโดยทำการศึกษาเงื่อนไขเริ่มทำงานได้ของท่อ ความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบ โดยศึกษาปรากฏการณ์ที่ขัดขวางกลไกการทำงานของท่อความร้อน ผ่านทางการศึกษาเชิงทัศน์ และสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่ออธิบายปัจจัยต่างๆที่มีผลต่อ การเริ่มทำงานได้ ซึ่งประโยชน์ที่ได้จากการศึกษานี้จะทำให้การออกแบบทำได้เหมาะสม และสามารถหลีกเลี่ยงการเดินเครื่องที่ทำให้เกิดการแห้งตั้งแต่เริ่มต้นได้

หลังจากการอธิบายเงื่อนไขการทำงานได้ของท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบแล้ว การ สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อใช้ในการทำนายความสามารถในการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ย ของท่อความร้อนชนิดนี้จะนำกล่าวถึงในหัวข้อถัดไป เนื่องจากเป็นที่ทราบกันดีว่าสารทำงาน ภายในท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบนั้นมีลักษณะการไหลที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา ซึ่งเป็น

เหตุให้การส่งผ่านความร้อนในท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบมีค่าไม่คงที่ โดยจะเปลี่ยนแปลงขึ้นลงไปตามเวลาที่เปลี่ยนไป สภาพการณ์เช่นนี้ทำให้นักวิจัยส่วนใหญ่พยายามศึกษาเพื่อทำนายพฤติกรรมของการส่งผ่านความร้อนของท่อความร้อนเทียบกับเวลาที่เปลี่ยนไป แต่อย่างไรก็ดี ในการใช้งานท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบในงานวิศวกรรมนั้น ค่าอัตราการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ยที่ท่อความร้อนสามารถส่งผ่านไปได้ น่าจะเป็นค่าที่เป็นประโยชน์ในการออกแบบเพื่อใช้งานท่อความร้อนประเภทนี้มากกว่า เพราะการใช้ท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบโดยส่วนใหญ่ นั้น มีวัตถุประสงค์เพื่อใช้ในการระบายความร้อน และการดึงความร้อนกลับ ซึ่งแหล่งความร้อนในงานเหล่านี้มักจะผลิตออกมาด้วยอัตราคงที่ ดังนั้นจึงมีความสะดวกในการเลือกใช้ท่อความร้อน หากทราบความสามารถในการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ยของท่อ

แบบจำลองนี้จะสร้างขึ้นโดยใช้หลักการที่ว่าท่อความร้อนมีพฤติกรรมที่เป็นค่าเฉลี่ยซึ่งไม่ขึ้นอยู่กับเวลา แม้ว่าพฤติกรรมเช่นนี้จะไม่สามารถแสดงให้เห็นได้อย่างชัดเจนก็ตาม แต่หลักการที่กล่าวมานี้จะพบได้ในปัญหาการเดือดและการเปลี่ยนสถานะทั่วไป ยกตัวอย่างเช่นการวิเคราะห์ปัญหาการส่งผ่านความร้อนในการเดือดของระบบเปิด และของระบบที่มีการพาบังคับ โดยเราจะพบว่าหากพิจารณาเฉพาะฟองไอที่เกิดขึ้นนั้น สภาพการเดือดที่เกิดขึ้นจะเปลี่ยนแปลงไม่คงที่ตลอดเวลา เพราะขนาดของฟองและทิศทางการเคลื่อนที่ของฟองจะเปลี่ยนไปจนเราไม่สามารถคาดเดาได้ แต่อย่างไรก็ดีหากเราพิจารณาเฉพาะความร้อนที่ส่งผ่านไปของเหลวที่เกิดการเดือดอยู่นั้น ก็จะพบว่าในช่วงเวลาที่อัตราการส่งผ่านความร้อนมีค่าค่อนข้างคงที่ แม้ว่าจะพบเห็นการเดือดที่เปลี่ยนแปลงอยู่ตลอดเวลา และทำให้นักวิจัยก่อนหน้านี้หลายท่านสามารถสร้างสมการเพื่อทำนายค่าการส่งผ่านความร้อนในการเดือดในกรณีต่างๆ ได้ โดยไม่มีตัวแปรของเวลาเข้ามาเกี่ยวข้องในสมการที่ใช้ในการทำนาย ดังนั้นหากประยุกต์ใช้หลักการข้างต้นนี้เข้ากับท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบโดยพิจารณาลักษณะการเดือด และรูปแบบการไหลภายใน เพื่อเลือกใช้ชุดสมการความสัมพันธ์ (Correlations) ที่ทำนายค่าการส่งผ่านความร้อนในกรณีนี้ให้ถูกต้อง เราก็จะสามารถสร้างแบบจำลองค่าการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ยของท่อความร้อนขึ้นได้ แต่อย่างไรก็ตาม เราจะทราบได้ในทันทีว่าการสร้างแบบจำลองโดยใช้หลักการข้างต้นจะต้องมีการใช้ค่าคงที่ และตัวแปรต่างๆ ซึ่งต้องสามารถใช้เป็นตัวแทนของระบบซึ่งมีการเปลี่ยนแปลงอยู่ตลอดเวลาได้ ยกตัวอย่างเช่นความเร็วในการไหลในท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบ เราจะพบว่ามันมีขนาดและทิศทางที่เปลี่ยนแปลงอยู่ตลอดเวลา แต่ในการคำนวณจำเป็นต้องมีค่าความเร็วซึ่งสามารถเป็นตัวแทนคุณลักษณะของทั้งระบบได้ ซึ่งเราเรียกตัวแปร หรือค่าคงที่ในลักษณะนี้ว่าค่าคุณลักษณะ (Characteristic values) สำหรับการสร้างแบบจำลองค่าเฉลี่ยนั้นค่าคุณลักษณะเหล่านี้จะหาจากข้อมูลการทดลองที่มีอยู่โดยการปรับค่าเหล่านี้ในแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ให้มีค่าใกล้เคียงกับข้อมูลการทดลองมากที่สุด

แม้ว่าการสร้างแบบจำลองค่าเฉลี่ยจะสามารถสร้างขึ้นได้โดยใช้ค่าคุณลักษณะต่างๆ แต่การมีอยู่ (Existence) ของค่าต่างๆ เหล่านี้จำเป็นต้องได้รับการยืนยันจากการวิเคราะห์ปัญหาในรูปแบบปัญหาที่แปรเปลี่ยนไปตามเวลา ดังนั้นจึงต้องมีการสร้างแบบจำลองพฤติกรรมต่อความร้อนแบบสั่นหวนรอบซึ่งอธิบายการเปลี่ยนแปลงของสารทำงานภายในต่อความร้อนไปตามเวลาที่เปลี่ยนไป โดยแบบจำลองนี้จะเน้นความสนใจไปที่การสร้างสมการเพื่ออธิบายการเกิดปรากฏการณ์การไหลในต่อความร้อนแบบสั่นหวนรอบ และอธิบายการหาค่าคุณลักษณะต่างๆ ที่ใช้ในแบบจำลองค่าเฉลี่ย

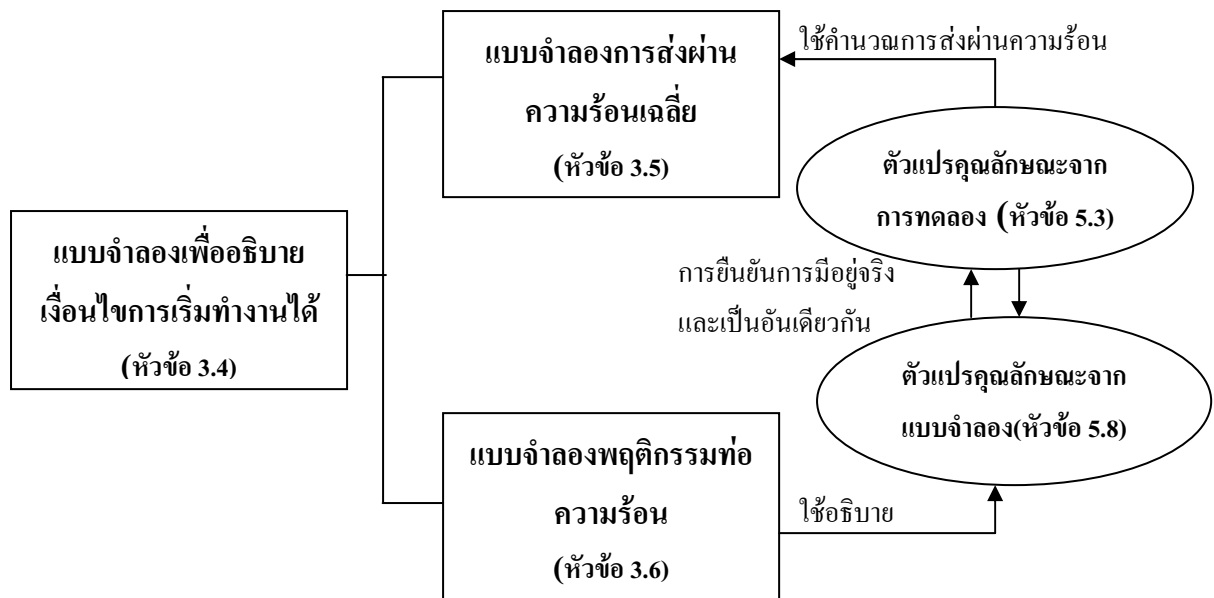
ดังนั้นเมื่อมองภาพรวมของการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ในการอธิบายการทำงาน of ต่อความร้อนแบบสั่นหวนรอบที่ทำงานในสภาวะปกติ ก็จะสามารถแบ่งแบบจำลองในวิทยานิพนธ์นี้ออกได้เป็น 3 ส่วนคือ

- แบบจำลองเพื่ออธิบายเงื่อนไขการเริ่มทำงานได้ (Startup condition model) ใช้อธิบายเงื่อนไขที่ทำให้ต่อความร้อนแบบสั่นหวนรอบสามารถเริ่มทำงานได้

- แบบจำลองการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ย (Characteristic model) ใช้ในการทำนายค่าอัตราการส่งผ่านความร้อนของต่อความร้อนโดยเฉลี่ย

- แบบจำลองพฤติกรรมต่อความร้อนแบบสั่นหวนรอบ ใช้อธิบายพฤติกรรมของต่อความร้อนแบบสั่นหวนรอบ และอธิบายที่มาของค่าคุณลักษณะต่างๆ ที่ใช้ในแบบจำลองค่าเฉลี่ย

แผนผังแสดงลำดับการสร้างแบบจำลองต่างๆ ที่กล่าวมาข้างต้นเป็นดังแสดงในรูปที่ 3.1 ส่วนรายละเอียดในการสร้างแบบจำลองต่างๆ จะได้แสดงไว้ในหัวข้อต่อไป



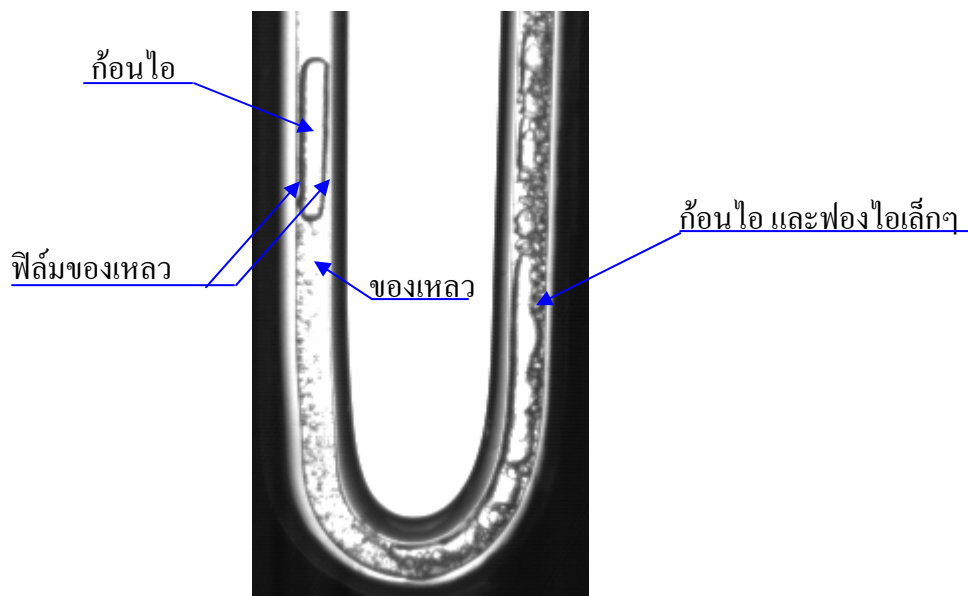
รูปที่ 3.1 แผนผังแสดงลำดับการสร้างแบบจำลองต่างๆ

3.2 สมมติฐานเบื้องต้นในการสร้างแบบจำลอง

เงื่อนไขที่สำคัญสำหรับต่อความร้อนที่ทำงานในสถานะปกติก็คือ ผิวรับความร้อนที่บริเวณส่วนทำระเหย จะต้องมีการทำงานในสถานะของเหลวเคลือบอยู่ที่ผิวด้านในตลอดเวลา มิฉะนั้นพื้นผิวบริเวณที่ไม่มีของเหลวเคลือบอยู่จะมีอุณหภูมิสูงขึ้นอย่างมาก เนื่องจากสารทำงานในสถานะไอมีค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนต่ำมาก ทำให้นำความร้อนออกจากผิวส่วนทำระเหยไม่ได้ดี ดังนั้นจะเห็นได้อย่างชัดเจนว่า หากต่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบทำงานในสถานะปกติแล้ว จะไม่มีก้อนไอสัมผัสกับผิวส่วนทำระเหยโดยตรง แต่จะมีของเหลวกั้นอยู่ระหว่างผิวส่วนทำระเหย และก้อนไอ ดังแสดงในรูปที่ 3.2

เมื่อเรามีความเข้าใจสาเหตุที่ตั้งสมมติฐานว่า ก้อนไอยังจะไม่สัมผัสกับผิวส่วนทำระเหยโดยตรงในการส่งผ่านความร้อนที่สถานะปกติแล้ว ต่อไปนี้จะพิจารณาการส่งผ่านความร้อนจากพื้นผิวส่วนทำระเหยไปยังสารทำงานที่อยู่ภายในต่อความร้อน

การส่งผ่านความร้อนในส่วนทำระเหยจะเริ่มจาก การที่สารให้ความร้อน (Heating media) ที่อยู่รอบนอกส่วนทำระเหยให้ความร้อนแก่พื้นผิวส่วนทำระเหยด้านนอกของต่อความร้อน จากนั้นความร้อนจะถูกส่งผ่านเปลือกต่อความร้อน เข้าสู่ผิวทำระเหยด้านในโดยอาศัยกลไกการนำความร้อน แล้วส่งผ่านไปยังฟิล์มของเหลวที่เคลือบอยู่บนผิวทำระเหยโดยกลไกการนำความร้อน และการพาความร้อน จากนั้นความร้อนก็จะถูกส่งผ่านต่อไปยังก้อนไอที่อยู่ภายในส่วนทำระเหย เมื่อพิจารณาเฉพาะการส่งผ่านความร้อนจากของเหลวไปยังก้อนไอ โดยใช้เงื่อนไขที่ว่าค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของสารทำงานในสถานะไอมีค่าต่ำกว่าในสถานะของเหลว ก็จะพบว่า ความร้อนจากฟิล์มของเหลวจะส่งผ่านไปยังก้อนไอโดยกลไกการนำความร้อนได้น้อยมาก ซึ่งในสถานะการนี้ฟิล์มของเหลวต้องเลือกวิธีการในการระบายความร้อนออกจากตัวมันเอง เพื่อให้ความร้อนที่เข้าสู่ฟิล์มของเหลวมีค่าเท่ากับความร้อนที่ออกจากฟิล์มของเหลว ดังนั้นวิธีการส่งผ่านความร้อนเพียงวิธีเดียวที่ฟิล์มของเหลวสามารถทำได้ภายใต้เงื่อนไขนี้ก็คือ การระเหยกลายเป็นไอจากฟิล์มของเหลว และก้อนของเหลวที่อยู่รอบๆก้อนไอ เข้าสู่ตัวก้อนไอ ดังนั้นอาจกล่าวได้ว่าการส่งผ่านความร้อนเข้าสู่ก้อนไอ จะทำได้โดยการระเหยของของเหลวที่อยู่ในส่วนทำระเหยเป็นหลัก และ ความร้อนที่ผ่านเข้าสู่ก้อนไอโดยการนำความร้อนมีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับการส่งผ่านความร้อนโดยการระเหยของของเหลว

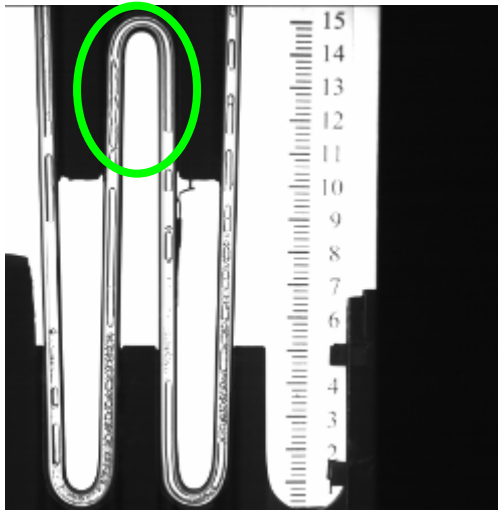


รูปที่ 3.2 แสดงสภาพของสารทำงานภายในส่วนทำระเหยของท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบที่สภาวะปกติ

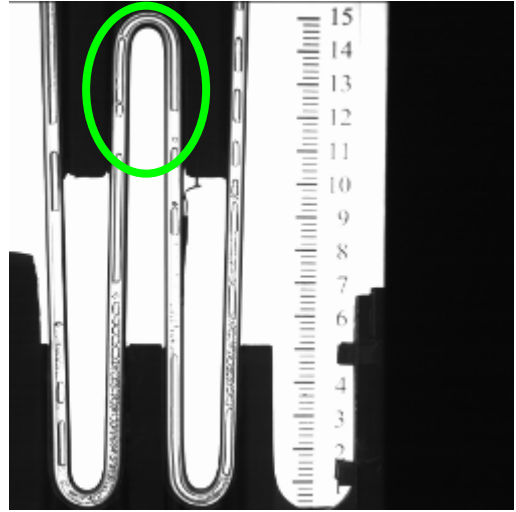
นอกจากนี้หากพิจารณาเพิ่มเติมจากเงื่อนไขที่ว่า ไอจะไม่สามารถสัมผัสผิวส่วนทำระเหยได้โดยตรงสำหรับการส่งผ่านความร้อนที่สภาวะปกติ และการส่งผ่านความร้อนเข้าสู่ไอส่วนใหญ่เป็นการระเหยจากของเหลวที่อยู่รอบก้อนไอแล้ว ก็อาจกล่าวได้ว่าก้อนไอจะไม่สามารถอยู่ในสภาวะไอร้อนยิ่งยวดได้ เพราะไอขยายตัวจากการเพิ่มมวลที่มาจากของเหลว และไอไม่สามารถรับความร้อนได้โดยตรงจากผิวส่วนทำระเหย ดังนั้นการขยายตัวของก้อนไอจึงเกิดจากผลของการระเหยของของเหลวรอบก้อนไอเป็นหลัก

ปัญหาอีกประเด็นหนึ่งที่น่าสนใจก็คือ ท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบทำงานโดยมีความดันทำงานภายในท่อค่าเดียว หรือท่อความร้อนทำงานระหว่างความดันสองค่าโดยความดันค่าแรกเป็นความดันที่สอดคล้องกับอุณหภูมิอิ่มตัวของสารทำงานในส่วนทำระเหย และความดันค่าที่สองเป็นความดันที่สอดคล้องกับอุณหภูมิอิ่มตัวของสารทำงานในส่วนควบแน่น

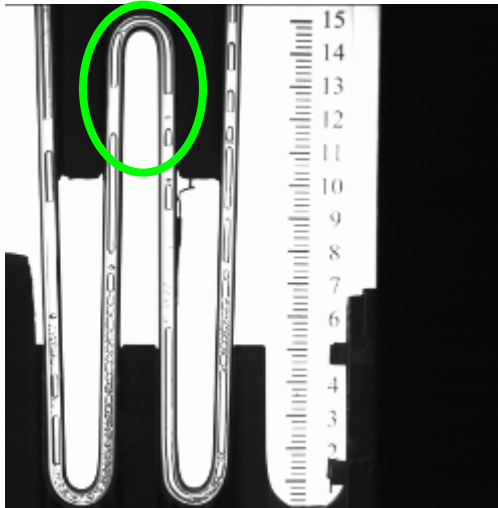
สำหรับในประเด็นนี้เราสามารถหาคำตอบได้จากการศึกษาเชิงทัศน์ ซึ่งแสดงภาพการไหลของสารทำงานภายในท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบ ดังแสดงในรูปที่ 3.3



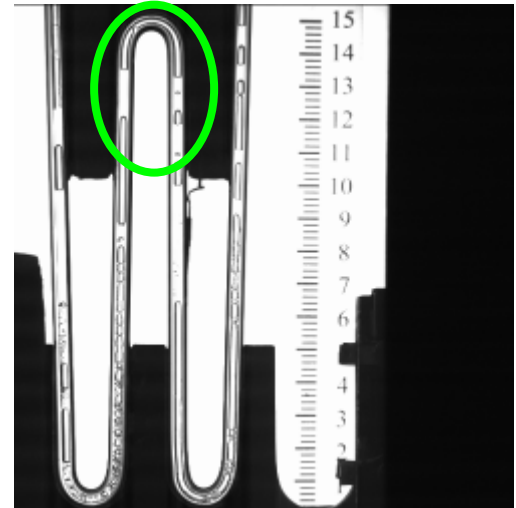
ก. เริ่มสังเกต



ข. หลังสังเกต 1/30 วินาที

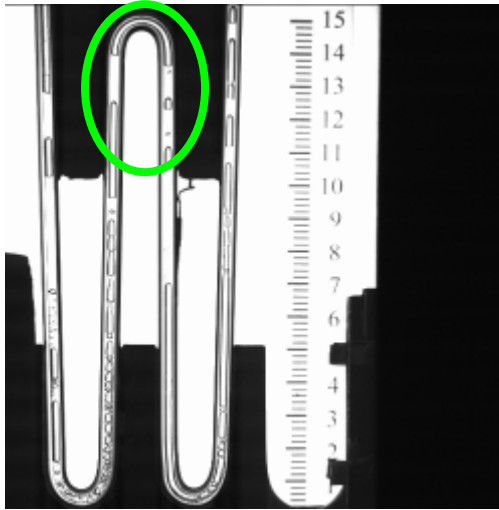


ค. หลังสังเกต 2/30 วินาที

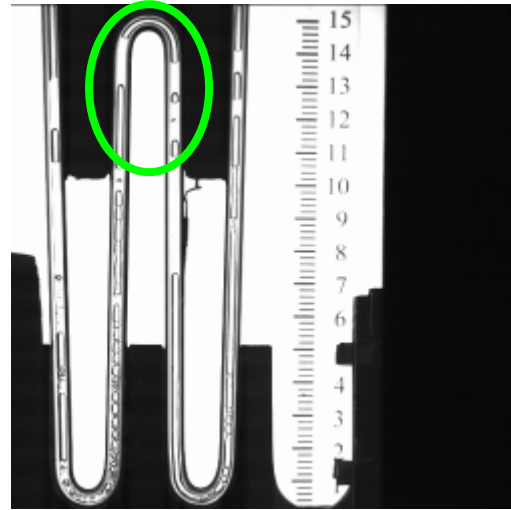


ง. หลังสังเกต 3/30 วินาที

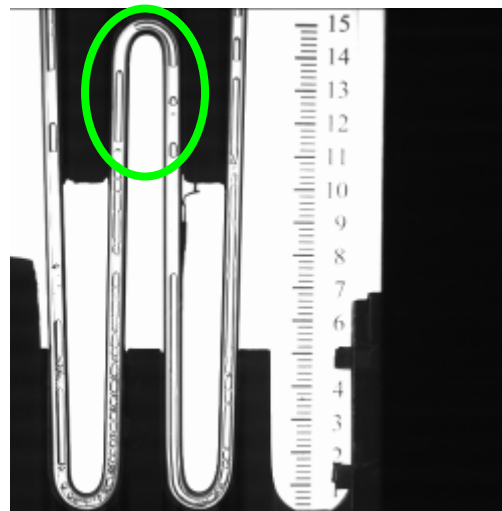
รูปที่ 3.3 แสดงการเคลื่อนที่ของสารทำงานในท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบ



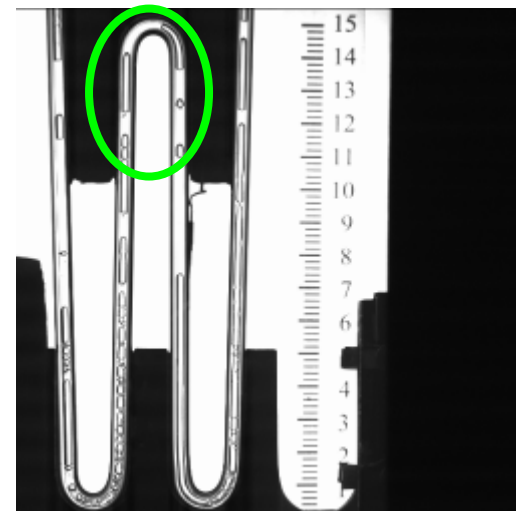
จ. หลังสังเกต 4/30 วินาที



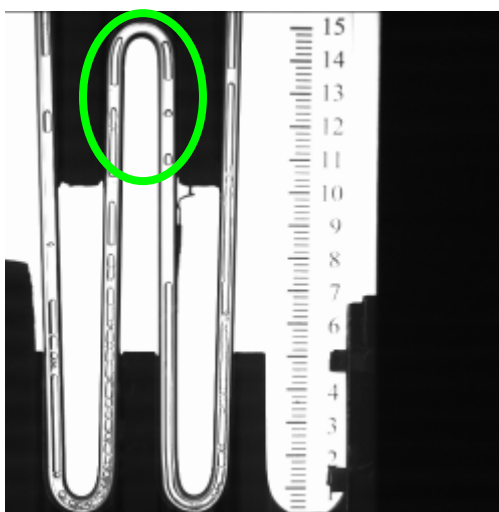
ฉ. หลังสังเกต 5/30 วินาที



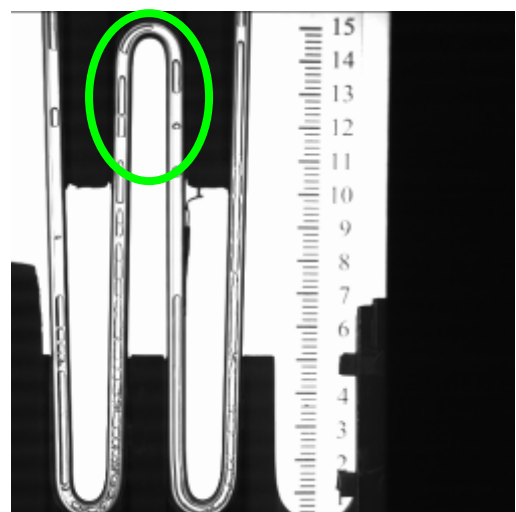
ช. หลังสังเกต 6/30 วินาที



ซ. หลังสังเกต 7/30 วินาที



ญ. หลังสังเกต 8/30 วินาที



ฎ. หลังสังเกต 9/30 วินาที

รูปที่ 3.3 แสดงการเคลื่อนที่ของสารทำงานในท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบ (ต่อ)

จากรูปที่ 3.3 (ก) – (ง) จะพบว่าฟองในบริเวณส่วนควบแน่นซึ่งแสดงไว้ด้วยวงกลม จะมีการหดตัวลงโดยปลายทั้งสองข้างหดตัวขึ้นด้านบนพร้อมๆกัน ในสถานการณ์เช่นนี้อาจกล่าวได้ว่าการหดตัวที่ปลายทั้งสองข้างของก้อนไอเกิดจาก ไอในส่วนควบแน่นมีความดันต่ำ ในขณะที่ส่วนที่ระเหยมีความดันสูงกว่าทำให้เกิดแรงผลักดันไปที่ฟองไอด้านบน ฟองไอด้านบนจึงยุบตัวทั้งสองข้างพร้อมๆ กัน ซึ่งหากวิเคราะห์ตามนี้ก็จะสรุปได้ว่า ท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบทำงานระหว่างแหล่งความดันสองแหล่ง แต่อย่างไรก็ตามหากพิจารณาต่อไปในรูปที่ 3.3 (จ)-(ฎ) ก็จะพบว่าก้อนไอที่พิจารณาไม่ได้ยุบตัวลงทั้งสองข้างพร้อมๆ กันดังที่ได้พิจารณาในตอนแรก แต่กลับเคลื่อนที่ไปในทิศทางเดียว พร้อมกับมีการหดตัวลง สถานการณ์เช่นนี้ทำให้ข้อสรุปข้างต้นที่ว่า ท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบทำงานระหว่างแหล่งความดันสองแหล่งต้องตกไป เพราะหากท่อความร้อนทำงานระหว่างแหล่งความดันสองแหล่งจริง ความดันที่ส่วนที่ระเหยในปลายทั้งสองข้างจะต้องมีค่าเท่ากัน และต้องบีบให้ก้อนไอในส่วนควบแน่นยุบตัวลงด้านละเท่าๆกัน จนก้อนไอยุบตัวหายไป แต่ในความเป็นจริงมิได้เป็นเช่นนั้น ดังนั้นข้อสรุปที่เป็นไปได้ในการอธิบายเรื่องความดันทำงานภายในท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบคือ ท่อความร้อนนี้ทำงานภายใต้ความดันคงที่ค่าหนึ่ง โดยการเคลื่อนที่ของสารทำงานเกิดจากการขยายตัวของก้อนไอในส่วนที่ระเหย และการหดตัวของก้อนไอในส่วนควบแน่นนั่นเอง

จากที่กล่าวมาข้างต้นทั้งหมด อาจสรุปเป็นสมมติฐานเบื้องต้นในการสร้างแบบจำลองได้ดังนี้

3.2.1 ในการทำงานที่สถานะปกติ ก้อนฟองไอในส่วนที่ระเหยจะไม่สัมผัสกับผิวที่ระเหยโดยตรง แต่จะมีช่องเหลืออยู่ระหว่างก้อนไอ และผิวส่วนที่ระเหย

3.2.2 การส่งผ่านความร้อนเข้าสู่ก้อนไอ เกิดจากการระเหยของสารทำงานที่เป็นของเหลวเข้าสู่ก้อนไอ และการนำความร้อนผ่านเข้าสู่ก้อนไอน้อยมากเมื่อเทียบกับการส่งผ่านความร้อนจากการระเหย

3.2.3 ในการทำงานที่สถานะปกติ ก้อนไอไม่สามารถเป็นไอร้อนยิ่งยวดได้

3.2.4 ท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบทำงานภายใต้ความดันค่าหนึ่ง ซึ่งต่อไปจะเรียกความดันนี้ว่า ความดันทำงานของท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบ

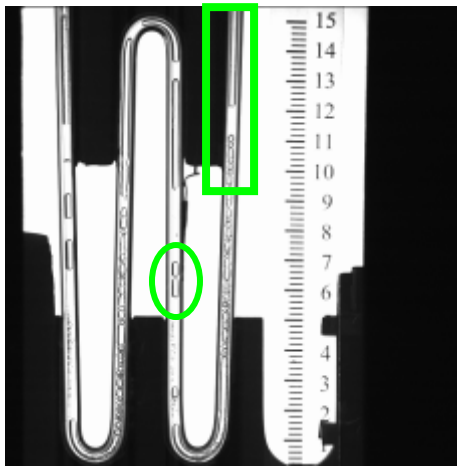
3.2.5 การไหลของสารทำงานที่เกิดขึ้นในท่อความร้อนชนิดนี้ เกิดจากการขยายตัวของก้อนไอในส่วนที่ระเหย และการหดตัวที่ส่วนควบแน่น โดยการขยายตัวและหดตัวนี้เกิดภายใต้กระบวนการความดันคงที่ ซึ่งมีค่าเท่ากับความดันทำงาน

เมื่อได้ทราบถึงแนวคิดในการกำหนดสมมติฐานเบื้องต้นในการสร้างแบบจำลองพฤติกรรมท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบแล้ว ในหัวข้อต่อไปนี้จะใช้สมมติฐานเหล่านี้ในการกำหนดกลไกการทำงานของท่อความร้อนชนิดนี้ และหลังจากนั้นจะใช้คำอธิบายกลไกการทำงานที่อธิบายไว้มาสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ต่างๆ ต่อไป

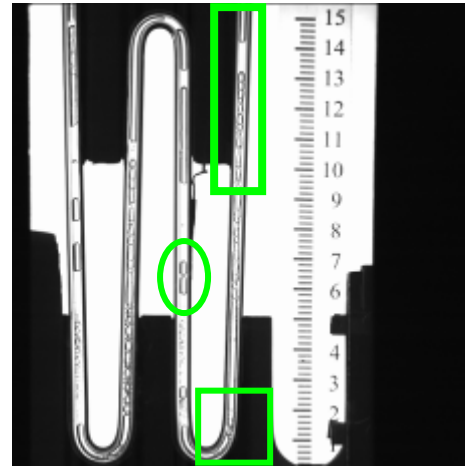
3.3 กลไกการทำงานของท่อความร้อนแบบกระบวนการแทนที่ (Replacement Process)

การอธิบายการทำงานของท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบ สามารถทำได้โดยอาศัยสมมติฐานพื้นฐานดังที่ได้อธิบายมาแล้วข้างต้น ร่วมกับการพิจารณาภาพแสดงการทำงานของท่อความร้อนชนิดนี้ดังแสดงในรูปที่ 3.4 จากรูป 3.4 (ก) ในบริเวณกรอบสี่เหลี่ยม จะพบว่ามีฟองไอน้ำอยู่ที่บริเวณด้านบนสุดของส่วนทำระเหย และในบริเวณใต้ไอน้ำดังกล่าวจะเป็นของเหลว ส่วนบริเวณใต้ของเหลวก็จะเป็นกลุ่มฟองไอน้ำซึ่งเคลื่อนที่ออกมาจากส่วนทำระเหย นอกจากนี้เพื่อที่จะพิจารณาการเคลื่อนที่ของสารทำงานจะใช้ก้อนไอน้ำซึ่งแสดงไว้ในรูปวงรีเป็นตัวอ้างอิง เมื่อพิจารณาในเวลาถัดไปในรูป 3.4 (ข) จะเห็นว่าก้อนไอน้ำด้านบนสุดเกิดการควบแน่น และยุบตัวหดสั้นลง ในขณะที่ก้อนของเหลว และกลุ่มฟองไอน้ำทางด้านล่างเคลื่อนที่ขึ้นมาแทนที่ ในขณะที่จะพบว่าก้อนฟองไอน้ำในวงรีไม่มีการเคลื่อนที่ และจะพบว่ามีของเหลวอยู่ในส่วนทำระเหยดังที่แสดงไว้ในรูปสี่เหลี่ยมจตุรัส จากนั้นเมื่อเวลาผ่านไป ในรูป 3.4 (ค) จะพบว่ากลุ่มฟองไอน้ำในกรอบสี่เหลี่ยมได้เคลื่อนที่ขึ้นมาจนถึงจุดบนสุด ในขณะที่ก้อนฟองไอน้ำในวงรีเคลื่อนที่ลงมาเล็กน้อย และจะสังเกตเห็นว่ารอยต่อไอน้ำและของเหลวในรูปสี่เหลี่ยมจตุรัสเคลื่อนที่สูงขึ้นเมื่อเทียบกับรูป 3.4 (ข) ลักษณะการไหลที่กล่าวมาข้างต้นยังเกิดขึ้นอย่างต่อเนื่อง ดังจะเห็นได้ในรูปที่ 3.4 (ง) –(จ) โดยจะเห็นว่าก้อนฟองไอน้ำในวงรีจะเคลื่อนที่ลงมาเล็กน้อย ในขณะที่รอยต่อไอน้ำ-ของเหลวในรูปสี่เหลี่ยมจตุรัสจะเคลื่อนที่สูงขึ้น และเมื่อรอยต่อไอน้ำ-ของเหลวเคลื่อนที่ออกจากส่วนทำระเหยดังแสดงในรูป 3.4 (จ) แล้ว ของเหลวก็จะไหลเข้ามาแทนที่ในส่วนทำระเหย ซึ่งจะสังเกตเห็นก้อนไอน้ำในวงรีเคลื่อนที่ลงมาสู่ส่วนทำระเหย และมีของเหลวเกิดขึ้นในส่วนทำระเหยอีกครั้ง ดังแสดงในรูป 3.4 (ฉ)

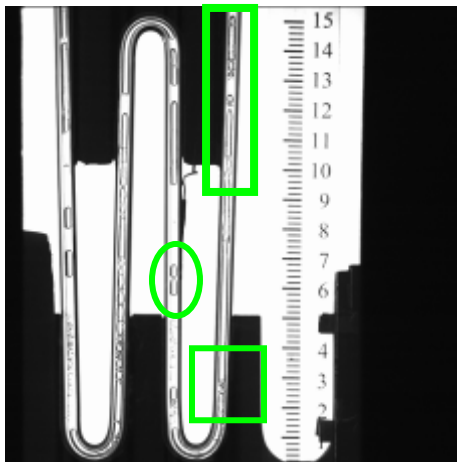
จากที่บรรยายมาข้างต้น เราอาจสรุปการทำงานของท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบได้ โดยเริ่มจากของเหลวในส่วนทำระเหยรับความร้อนจากผิวทำระเหย แล้วเปลี่ยนสถานะจากของเหลวกลายเป็นไอน้ำ และฟอรั่มตัวเป็นไอน้ำและของเหลวสลับกัน จากนั้นไอน้ำก็จะเกิดการขยายตัวผลักดันของเหลว และไอน้ำที่อยู่สลับกันนั้นให้เคลื่อนที่ออกไป ซึ่งการขยายตัวนี้จะขยายตัวในทิศทางที่แทนที่ไอน้ำที่หดตัวจากการควบแน่น ดังจะเห็นได้ในรูป 3.4 (ก) –(ข) การขยายตัวนี้จะเกิดขึ้นต่อเนื่องโดยของเหลวที่กลับออกมาจากส่วนควบแน่นจะไหลเข้ามาทดแทนของเหลวที่เปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอน้ำ และเคลื่อนที่ออกไปจากส่วนทำระเหย ดังจะเห็นได้ในรูป 3.4 (ง) –(ฉ) การเคลื่อนที่ของสารทำงานในสถานะของเหลวจะออกจากส่วนควบแน่น และเข้าสู่ส่วนทำระเหยที่ท่อด้านหนึ่ง ในขณะที่ไอน้ำและของเหลวออกจากส่วนทำระเหยและเข้าสู่ส่วนควบแน่นที่อีกด้านหนึ่งของท่อ ดังนั้นการขยายตัวและการหดตัวที่เกิดขึ้น รวมทั้งการไหลเวียนของของเหลวเข้าสู่ส่วนทำระเหย จะทำให้เกิดการไหลเวียนอย่างต่อเนื่องในท่อความร้อนชนิดนี้ สิ่งสำคัญที่ต้องระลึกถึงในการอธิบายการทำงานข้างต้นนี้ก็คือ การขยายตัว และหดตัวของก้อนไอน้ำเกิดขึ้นภายใต้ความดันคงที่ตลอดทั้งท่อ และการไหลไม่ได้เกิดขึ้นจากความดันแตกต่างระหว่างส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น ซึ่งรายละเอียดเรื่องนี้ได้กล่าวไว้ในหัวข้อก่อนหน้านี้



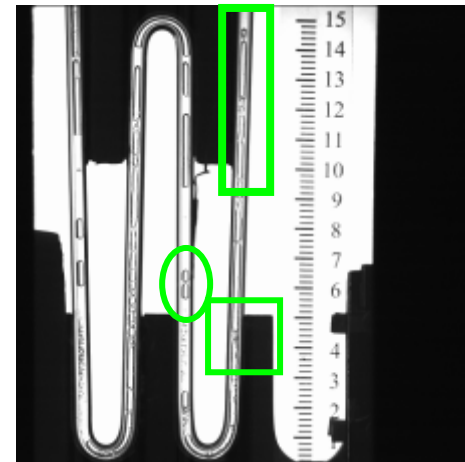
ก. เริ่มสังเกต



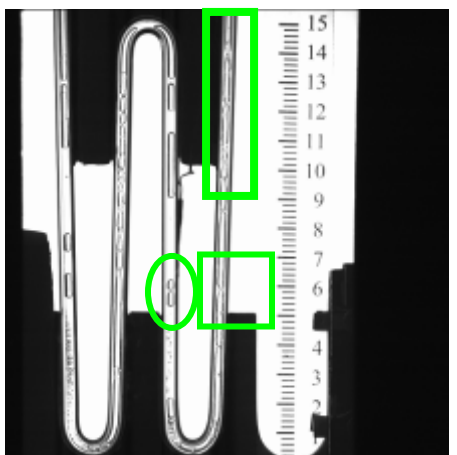
ข. หลังสังเกต 1/30 วินาที



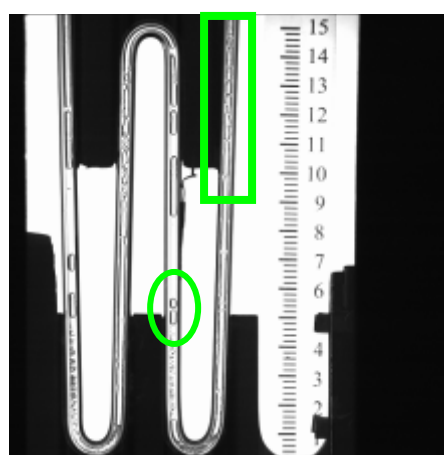
ค. หลังสังเกต 2/30 วินาที



ง. หลังสังเกต 3/30 วินาที



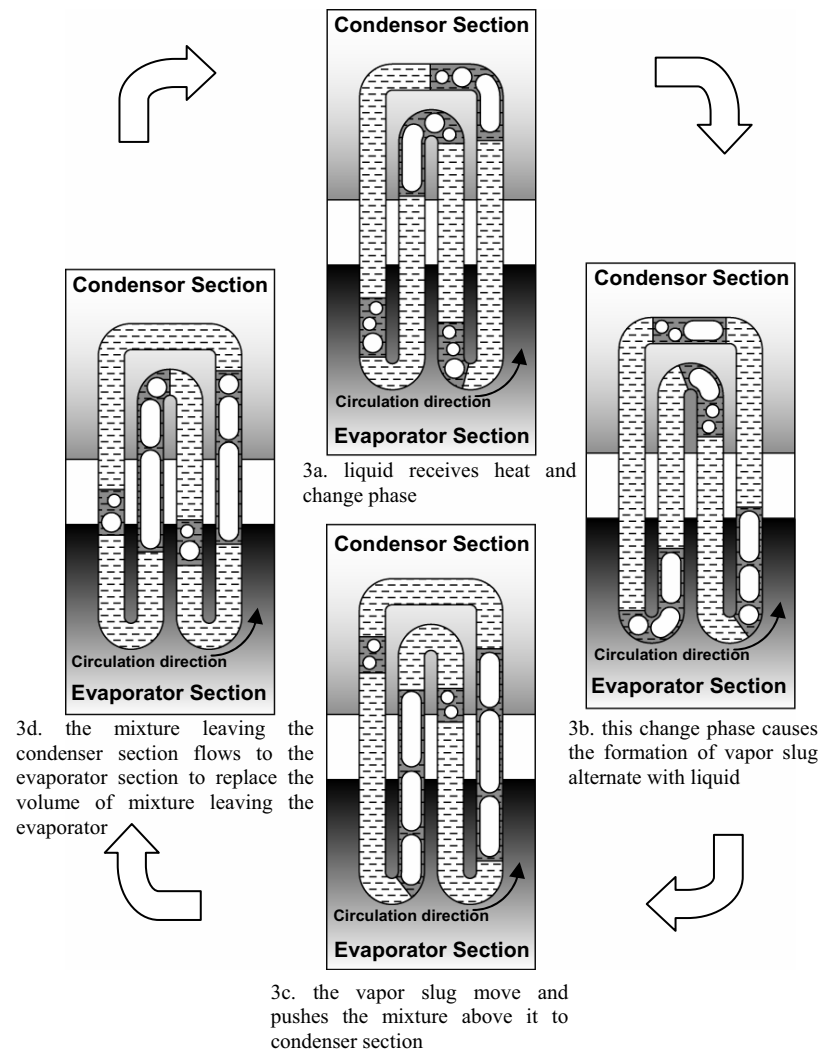
จ. หลังสังเกต 4/30 วินาที



ฉ. หลังสังเกต 5/30 วินาที

รูปที่ 3.4 แสดงการทำงานของท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบ

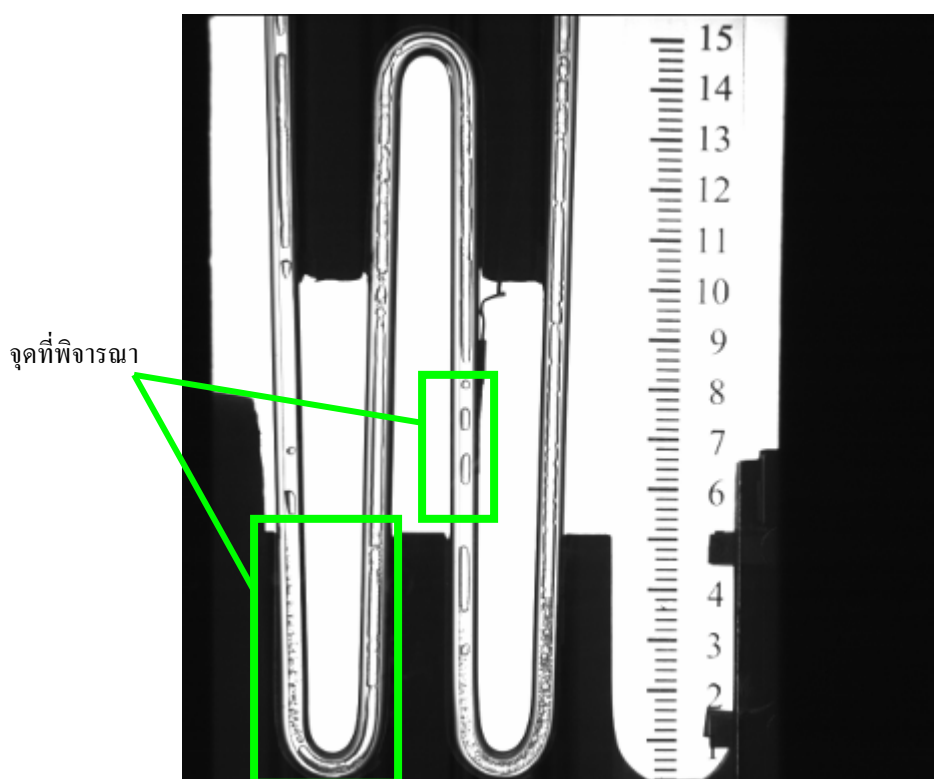
เนื่องจากการอธิบายการไหลเวียนที่เกิดขึ้นแตกต่างไปจากสมมติฐานที่ว่า การไหลเกิดจากความดันแตกต่างระหว่างส่วนทำระเหย และส่วนควบแน่น ดังนั้นเพื่อแสดงความแตกต่างอย่างชัดเจนในการอธิบายกลไกการไหลของสารทำงาน ในงานวิจัยนี้จะเรียกกลไกการไหลภายใต้ความดันคงที่ตลอดทั้งตัวท่อความร้อนว่า “กระบวนการแทนที่ (Replacement Process)” แผนภูมิการไหลเวียนแบบกระบวนการแทนที่ที่ได้แสดงไว้ในรูปที่ 3.5



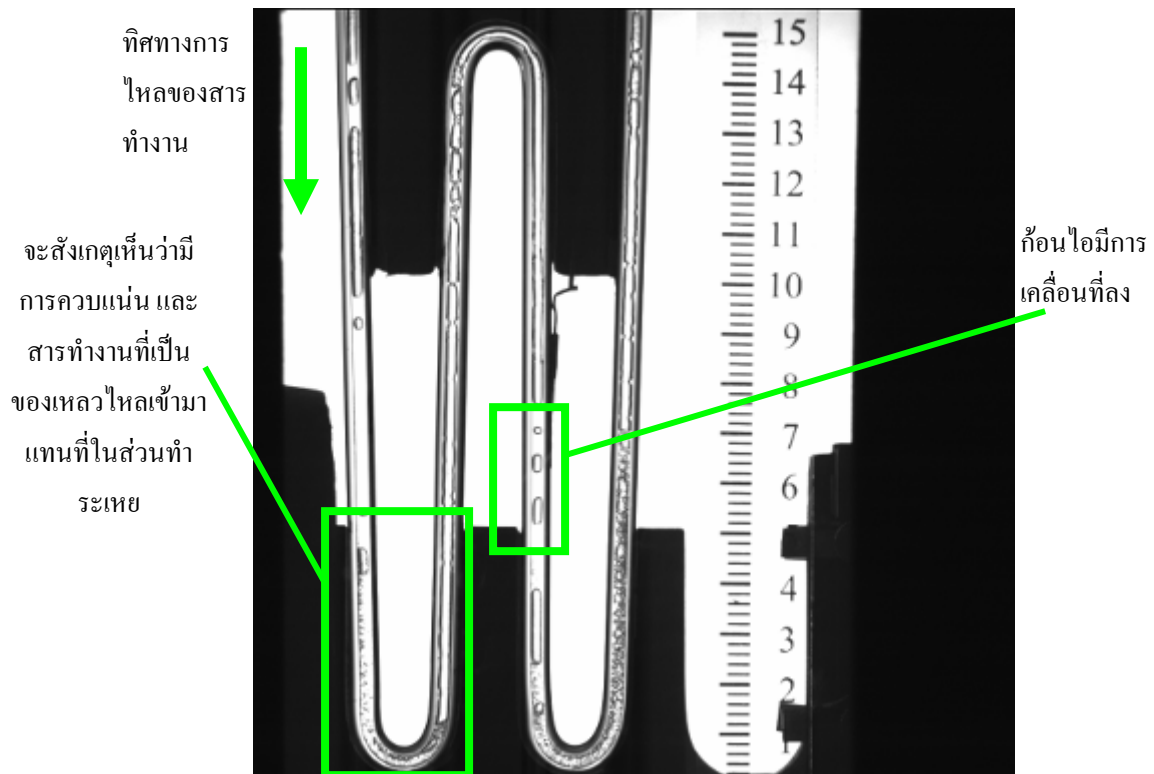
รูปที่ 3.5 แผนภูมิแสดงการไหลเวียนของสารทำงานแบบกระบวนการแทนที่

นอกจากนี้จากการศึกษาเชิงทฤษฎี เรายังพบอีกว่าการไหลของสารทำงานในท่อความร้อนชนิดนี้ไม่ได้ไหลในทิศทางเดียวตลอดเวลา แต่พบการกลับทิศทางของสารทำงานในท่อความร้อนอีกด้วย การเกิดปรากฏการณ์เช่นนี้มีสาเหตุมาจากการควบแน่นของไอในส่วนควบแน่น โดยเป็นที่ทราบดีแล้วว่าการขยายตัวของไอในส่วนทำระเหยจะขยายตัวในทิศทางที่ทดแทนการหดตัวของไอในส่วนควบแน่น ดังนั้นอัตราการควบแน่นที่ปลายท่อทั้งสองข้างใน โถงเดียวกันของ

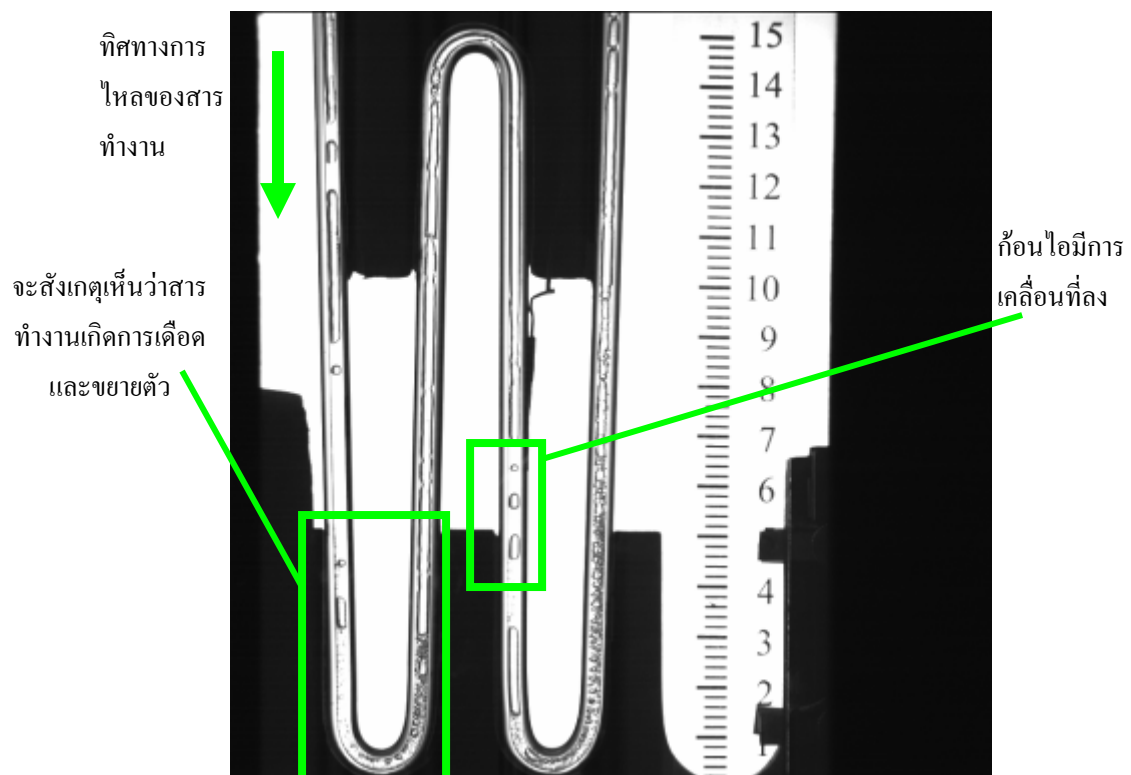
ส่วนควบแน่นจะเป็นตัวกำหนดทิศทางการไหลของสารทำงาน โดยหากปลายทั้งสองของส่วนควบแน่น ควบแน่นด้วยอัตราการควบแน่นเท่าๆกัน สารทำงานก็จะหยุดไหลชั่วขณะหนึ่ง และถ้าหากปลายด้านหนึ่งควบแน่นได้มากกว่าอีกด้านหนึ่ง ฟองไอในส่วนทำระเหยก็จะขยายตัวผลักดันสารทำงานไปทดแทนส่วนที่ควบแน่นนั้นได้มากกว่าอีกด้าน ซึ่งก็จะทำให้ฟองไอในส่วนทำระเหยมีแนวโน้มจะขยายตัวไปทางด้านที่ควบแน่นได้มากกว่า ซึ่งทำให้เกิดทิศทางการไหลเวียนขึ้น แต่อย่างไรก็ดี ผลจากการเกิดความเร็วในการไหลทำให้ฟองไอขยายตัวได้มากขึ้นจนทำให้มีไอน้ำจำนวนมากระหว่างส่วนทำระเหย และส่วนควบแน่น ภาวะการณ์เช่นนี้ทำให้การควบแน่นที่ปลายด้านนี้ลดลง ซึ่งหากปลายอีกด้านหนึ่งควบแน่นได้มากกว่าการไหลก็จะเปลี่ยนทิศทางไป การอธิบายการกลับทิศทางการไหลของสารทำงานแสดงไว้ในรูปที่ 3.6



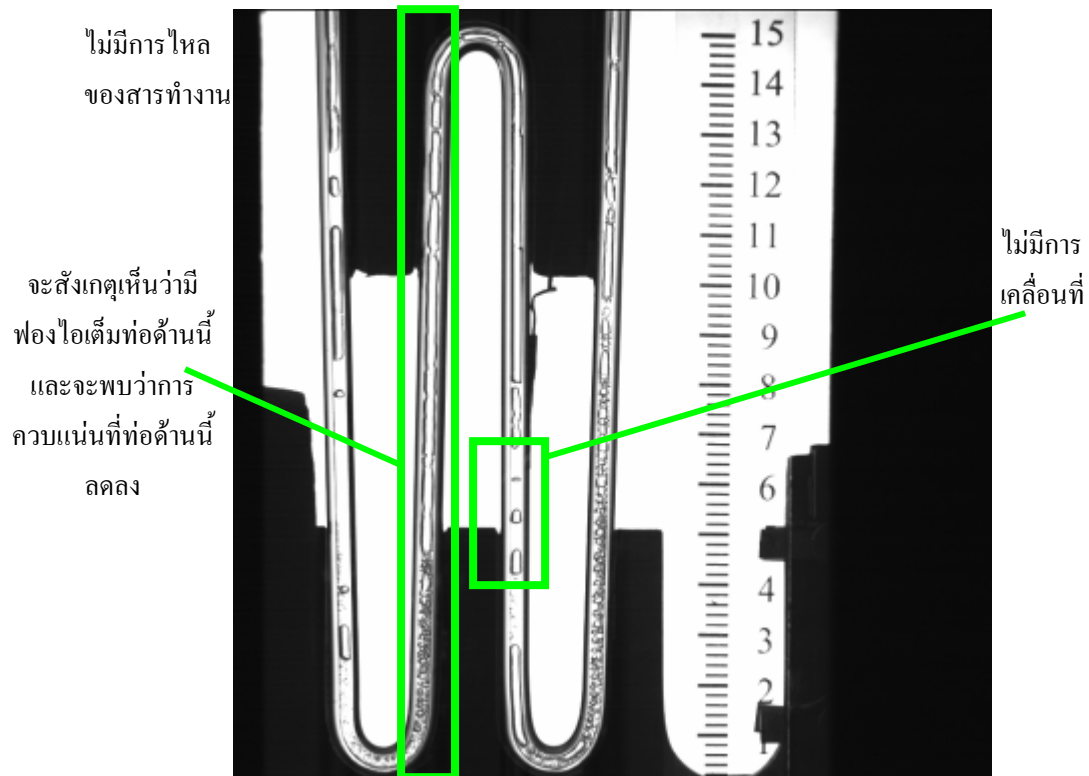
รูปที่ 3.6 (ก) แสดงจุดที่พิจารณาในการอธิบายการไหลกลับด้านของสารทำงานในท่อความร้อน



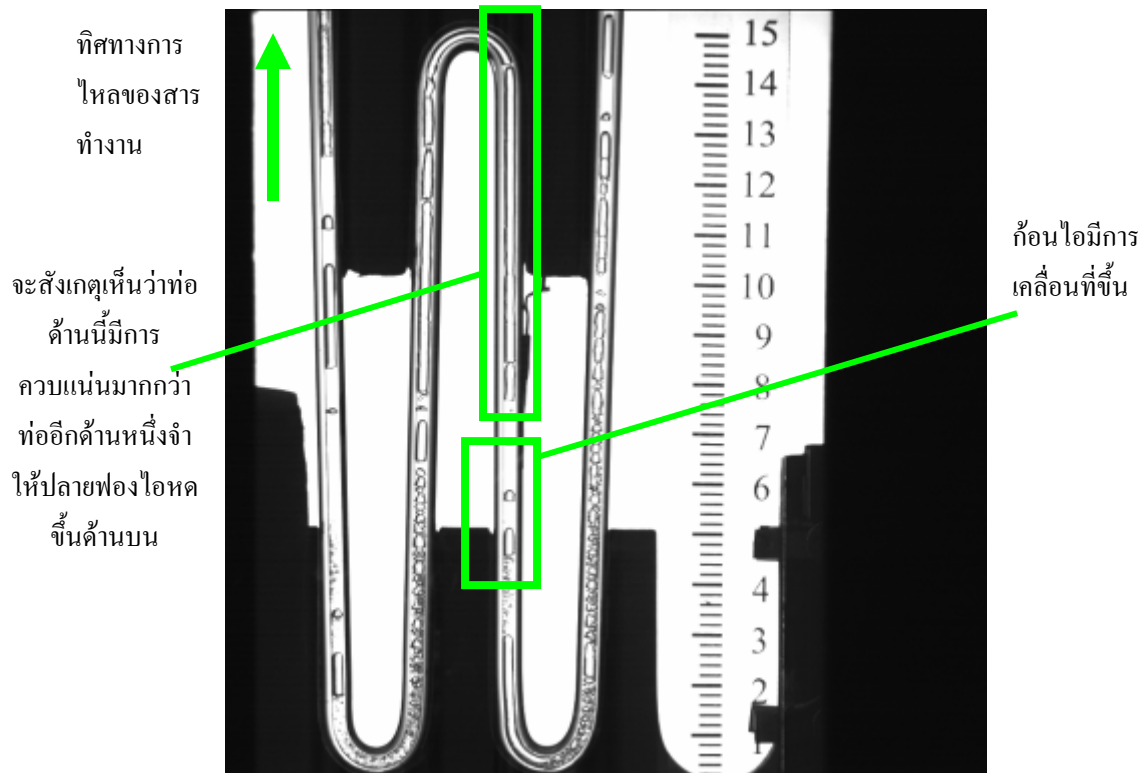
รูปที่ 3.6 (ข) แสดงการไหลของของเหลวเข้ามาแทนที่ในส่วนทำระเหยทำให้เกิดการไหลเวียนใน ทิศทางไหลลง



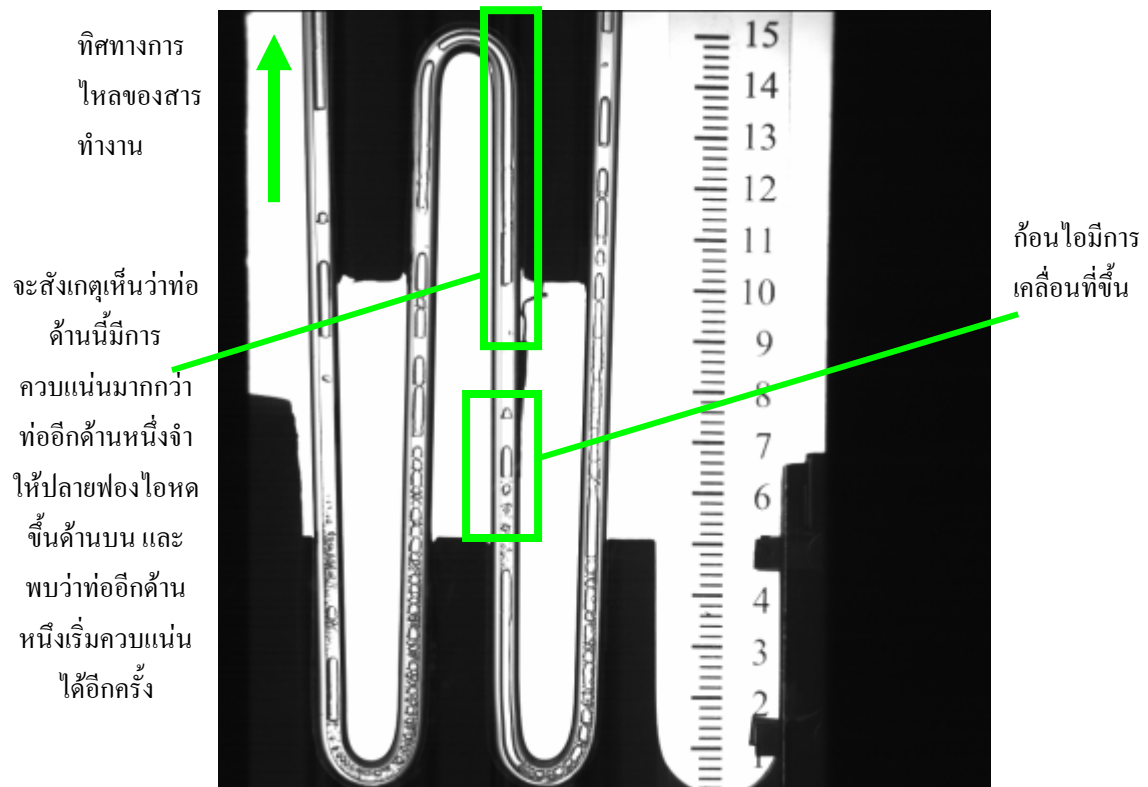
รูปที่ 3.6 (ค) แสดงการเดือดและขยายตัวซึ่งเป็นกลไกทำให้เกิดการไหลขึ้น



รูปที่ 3.6 (ง) แสดงผลของความเร็วในการไหล และการเดือดจนไอเต็มท่อ ซึ่งทำให้การควั่นแน่นในท่อนี้ลดลง และการไหลหยุดชะงัก



รูปที่ 3.6 (จ) แสดงการหดตัวของฟองไอในส่วนควั่นแน่นในท่ออีกด้านหนึ่ง ทำให้ทิศทางการขยายตัวของไอในส่วนทำระเหยเปลี่ยนไป และทิศทางการไหลเปลี่ยนไปด้วย



รูปที่ 3.6 (ข) แสดงการกลับทิศทางการไหลอย่างสมบูรณ์ และการควบแน่นได้อีกครั้งในท่ออีกด้านหนึ่งซึ่งจะเป็นตัวทำให้เกิดการกลับทิศทางการไหลอีกครั้ง

จากที่ได้กล่าวมาโดยละเอียดทำให้ทราบว่าการทำงานของท่อความร้อนแบบสันชนิด
 วงรอบเกิดจากการขยายตัวจากการเปลี่ยนสถานะของสารทำงานเข้าไปแทนที่สารทำงานที่หดตัว
 จากการควบแน่นในสภาวะความดันคงที่ ซึ่งกลไกแบบนี้เรียกว่ากระบวนการแทนที่ นอกจากนี้ยัง
 พบว่าการกลับทิศทางการไหลของสารทำงานในท่อความร้อน เกิดจากเงื่อนไขการควบแน่นของ
 สารทำงานในท่อทั้งสองด้านในส่วนควบแน่นที่เปลี่ยนแปลงไป รายละเอียดทั้งหมดที่กล่าวมา
 ข้างต้นนี้จะนำมาใช้ในการอธิบายเงื่อนไขการเริ่มต้นทำงานได้ โดยใช้ในการหาสาเหตุที่
 กระบวนการแทนที่ถูกักขวางไม่ให้เกิดขึ้น ซึ่งก็จะส่งผลให้เราสามารถขยายแนวความคิดนี้ไปยัง
 การอธิบายสาเหตุที่ทำให้จำนวน วัฏจักรมีผลต่อการทำงานได้ของท่อความร้อนชนิดนี้ รายละเอียด
 ในส่วนนี้จะได้กล่าวถึงในหัวข้อถัดไป นอกจากนี้รายละเอียดรูปแบบการไหลเวียนที่ได้กล่าวไว้
 ข้างต้นนี้จะยังเป็นพื้นฐานที่สำคัญทั้งในด้านการกำหนดกลุ่มความดันทานความร้อนที่เกิดขึ้นในท่อ
 ความร้อนเพื่อใช้ในการทำนายอัตราการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ย และด้านการสร้างสมการอธิบาย
 พฤติกรรมการส่งผ่านความร้อนของท่อ ซึ่งจะได้กล่าวในลำดับต่อไป

3.4 แบบจำลองเพื่ออธิบายเงื่อนไขการทำงานได้

3.4.1 เงื่อนไขการทำงานได้ของท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบ

การกำหนดเงื่อนไขการทำงานได้ของท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบทำโดยการพิจารณาการจัดเรียงตัวของสารทำงานภายในท่อความร้อน และสังเกตรูปแบบการขยายตัว และหดตัวของระบบก่อนฟองไอก่อนเกิดการไหลเวียนและเมื่อเริ่มมีการไหลเวียน เมื่อทำการบันทึกภาพสารทำงานภายในที่เวลาต่างๆ จะได้ผลดังแสดงในรูปที่ 3.7 และขนาดของก้อนฟองไอดังๆ แสดงไว้ในตารางที่ 3.1 ในรูปจะแสดงตำแหน่งของฟองไภายใน CLOHP ตั้งแต่เริ่มต้นเดินเครื่อง และก่อนสังเกตเห็นการไหลเวียน จะเห็นว่าช่วงระยะห่างของเวลาในรูปที่นำมาแสดงจะไม่เท่ากัน เนื่องจากการชี้ให้เห็นความเปลี่ยนแปลงโดยรวมก่อนเริ่มมีการไหลเวียน จากรูปที่ 3.7(ก) แสดงลักษณะการจัดเรียงตัวของสารทำงานภายในท่อความร้อนขณะเริ่มทำการสังเกต ส่วนที่ใสกว่าแสดงส่วนที่เป็นไอ และส่วนที่ทึบกว่าแสดงส่วนที่เป็นของเหลว จากรูปจะพบว่าขณะเริ่มต้นทำงานท่อความร้อนมีฟองไจำนวน 5 ก้อน โดยฟองไก้อนที่หนึ่งซึ่งอยู่ทางด้านซ้ายมือมีความยาวเริ่มต้น 106 มิลลิเมตร สำหรับความยาวฟองไก้อนที่ 2, 3, 4 และ 5 มีความยาว 28, 51, 82 และ 110 มิลลิเมตรตามลำดับ จะสังเกตเห็นว่าฟองไจะแยกจากของเหลวอย่างชัดเจน และฟองไยังมีรูปร่างรวมทั้งขนาดที่สม่ำเสมอทำให้สามารถทำการวัดความยาวได้ง่าย นอกจากนี้จะพบว่าฟิล์มของเหลวเคลือบอยู่ระหว่างท่อกับก้อนฟองไ ซึ่งเป็นการยืนยันว่าท่อความร้อนอยู่ในสภาวะปกติ และไม่มีส่วนที่ฟองไสัมผัสกับผิวส่วนทำระเหยโดยตรงจึงยังไม่เกิดจุดแห้งอยู่ก่อน เมื่อเริ่มทำการให้และรับความร้อน จะพบว่ามีการขยายตัวและหดตัวของก้อนไภายใน ดังแสดงในรูปที่ 3.7(ข) ช่วงระยะเวลาระหว่างรูป 3.7(ก) และ 3.7(ข) มีค่า 12 วินาที ซึ่งในช่วงเวลานี้ยังไม่พบการไหลเวียนเกิดขึ้นภายใน แต่พบว่าการเคลื่อนที่ของก้อนฟองไก้อนที่ 2 เป็นระยะทาง 6 มิลลิเมตร เมื่อวัดความยาวก้อนไแต่ละก้อนและเปรียบเทียบการขยายตัว-หดตัวสุทธิกับความยาวเมื่อเริ่มสังเกต พบว่าระบบฟองไซึ่งคิดผลรวมการเปลี่ยนแปลงของฟองไทุกก้อน มีการขยายตัวสุทธิ 5 มิลลิเมตร เมื่อพิจารณาต่อไปจนถึงวินาทีที่ 16 พบว่ายังคงไม่มีการไหลเวียนเกิดขึ้น และจะพบว่าการขยายตัวของฟองไก้อนที่ 1, 3 และ 5 ในขณะที่พบการเคลื่อนที่ของก้อนไก้อนที่ 2 ลงเป็นระยะทาง 4 มิลลิเมตรและเคลื่อนที่กลับไปที่ได้แสดงในรูปที่ 3.7(ค) และเมื่อทำการวัดการขยายตัว-หดตัวสุทธิเมื่อเปรียบเทียบกับความยาวเมื่อเริ่มสังเกต พบว่าระบบฟองไมีการขยายตัวสุทธิ 21 มิลลิเมตร การไหลเวียนเริ่มเกิดขึ้นหลังจากเริ่มสังเกต 16 วินาทีโดยขนาดของฟองไเป็นดังแสดงในรูปที่ 3.7(ง) และพบว่าระบบก้อนฟองไมีการหดตัวสุทธิ 16 มิลลิเมตร นอกจากนี้ในระหว่างการพิจารณาไม่พบการเดือดแบบฟองในส่วนทำระเหย

เป็นที่ทราบกันดีว่าการส่งผ่านความร้อนภายใน CLOHP นั้นเกิดจากการไหลเวียนของสารทำงานภายในดังนั้นเงื่อนไขการเริ่มต้นทำงานได้ก็คือเงื่อนไขที่ทำให้สารทำงานเกิดการไหลเวียนได้นั่นเอง เมื่อพิจารณาจากข้อมูลข้างต้นจะพบว่าเงื่อนไขการเริ่มทำงานได้ของท่อความร้อน ก็คือค่า

การขยายตัว-หดตัวสุทธิ โดยระบบฟองไอน์ต้องมีปริมาตรการหดตัวสุทธิ ($V_{\text{net collapsing, vapor}}$) มากกว่า ปริมาตรการขยายตัวสุทธิ ($V_{\text{net expanding, vapor}}$);

$$\text{If } V_{\text{net collapse, vapor}} > V_{\text{net expand, vapor}} \Rightarrow \text{Successful start up} \quad (3.1)$$

ซึ่งสามารถอธิบายกลไกการเริ่มทำงานได้ของท่อความร้อนได้ดังนี้ ในกรณีที่การหดตัวสุทธิมีค่ามากกว่าการขยายตัวสุทธิ ก้อนไอในส่วนทำระเหยจะมีการเคลื่อนที่ และขยายตัวไปพร้อมกัน ที่เป็นเช่นนี้เนื่องจากปริมาตรจากการขยายตัวของก้อนฟองไอน์ไม่เพียงพอที่จะทดแทนปริมาตรจากการหดตัวของก้อนไอในส่วนควบแน่น ดังนั้นจึงต้องมีปริมาตรของเหลวจำนวนหนึ่งไหลไปแทนที่ปริมาตรควบแน่นส่วนที่เหลือนั้น เมื่อมีปริมาตรของเหลวที่ต้องไหลไปเพื่อทดแทนปริมาตรจากการควบแน่นส่วนที่เหลือนั้น ก้อนไอที่ขยายตัวก็จะถูกการไหลของของเหลวพาออกจากส่วนทำระเหยไปด้วย จากนั้นก็จะมีการคืนสารทำงานในส่วนถัดไปมาแทนที่ ซึ่งทำให้เกิดการไหลเวียนขึ้น และของเหลวที่เข้ามาใหม่ก็จะเกิดการเดือดและขยายตัวเกิดเป็นการขับเคลื่อนในรับถัดไป ท่อความร้อนก็จะเริ่มทำงานได้ดังแสดงในรูปที่ 3.8(ก) เหตุการณ์ภายหลังการเริ่มทำงานได้แล้วก็คือการเกิดกระบวนการแทนที่อย่างต่อเนื่อง และเกิดการส่งผ่านความร้อนตามที่ได้รายงานไว้ในหัวข้อก่อนหน้านี้

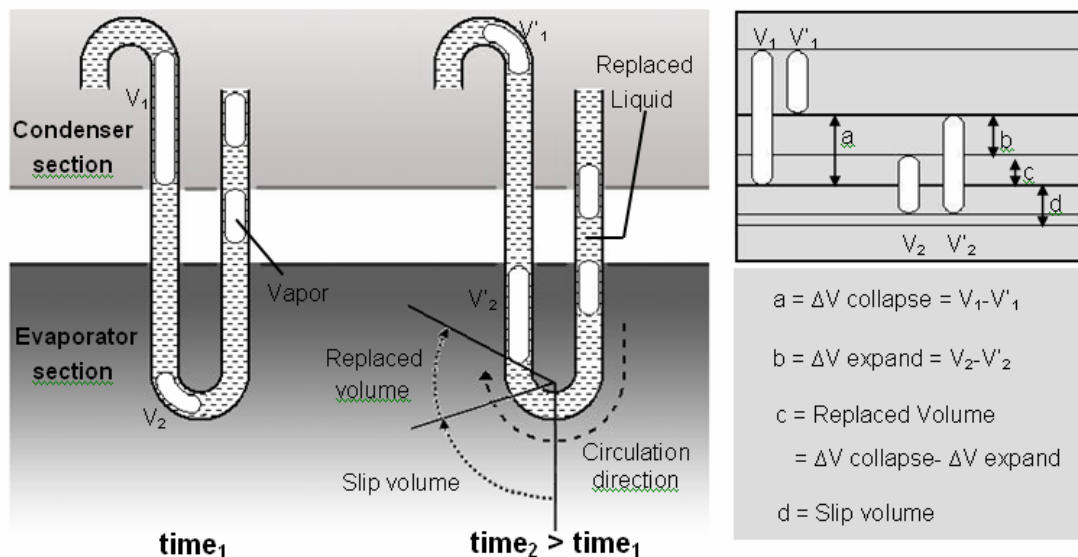
ในกรณีที่การขยายตัวสุทธิมีค่ามากกว่าการหดตัวสุทธิ ก้อนฟองไอน์ในส่วนทำระเหยจะขยายตัวดันของเหลวไปยังส่วนควบแน่น เนื่องจากปริมาตรจากการขยายตัวของก้อนไอน์มีมากกว่าปริมาตรการหดตัวในส่วนควบแน่น จึงไม่มีการเคลื่อนที่ของของเหลวเข้ามาในส่วนทำระเหยเพื่อแทนที่ไอ และจะพบเพียงการเคลื่อนที่ของของเหลวขึ้นไปยังส่วนควบแน่นเนื่องจากการผลักดันของก้อนฟองไอน์เท่านั้น ดังนั้นจึงแทบจะกล่าวได้ว่าก้อนไอในส่วนทำระเหยไม่มีการเคลื่อนที่ ดังนั้นของเหลวจากส่วนควบแน่นจึงไม่สามารถเคลื่อนที่มารับความร้อนได้ ดังนั้นการแทนที่ และการไหลเวียนก็จะไม่สามารถเกิดขึ้นได้ เหตุการณ์หลังจากนั้นคือการระเหยเพิ่มขึ้นของของเหลวในส่วนทำระเหยจนหมดและเกิดการแห้งในส่วนนี้ ก่อนที่ท่อจะเริ่มส่งผ่านความร้อนได้ดังแสดงในรูป 3.8(ข) ซึ่งในที่นี้เรียกว่าการแห้งตั้งแต่เริ่มต้นนั่นเอง

รูปที่ 3.7 แสดงการจัดเรียงตัวของสารทำงานภายในท่อความร้อนที่เวลาต่างๆ

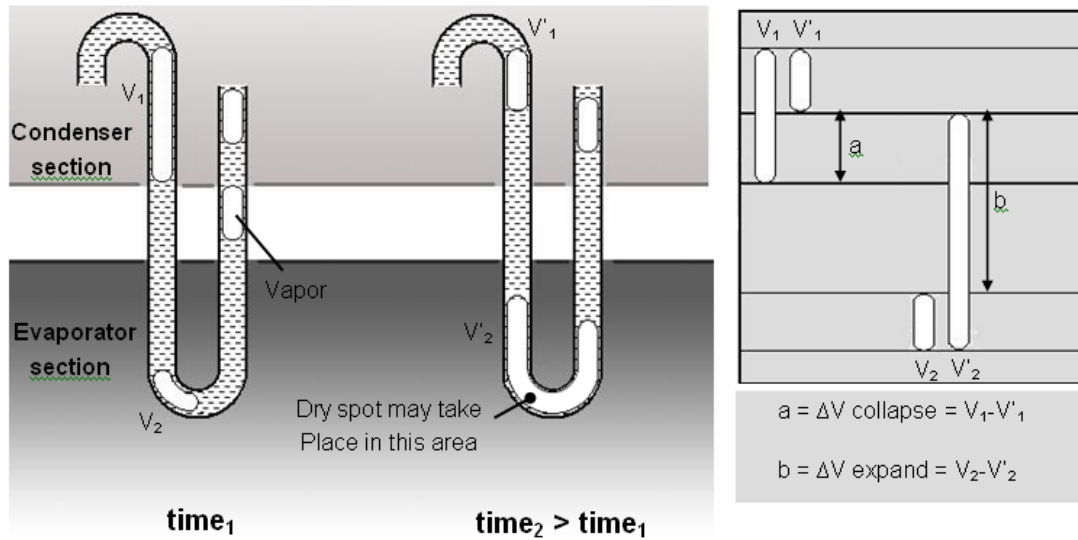
ตาราง 3.1 แสดงความยาวของก้อนไอแต่ละก้อนและการขยายตัว-หดตัวสุทธิของระบบฟองไอ เทียบกับความยาวที่เวลาเริ่มสังเกต

เวลา (วินาที)	ความยาว ฟองที่ 1 (ซม.)	ความยาว ฟองที่ 2 (ซม.)	ความยาว ฟองที่ 3 (ซม.)	ความยาว ฟองที่ 4 (ซม.)	ความยาว ฟองที่ 5 (ซม.)	การขยายตัว-หดตัวสุทธิ (เครื่องหมาย + แสดงการขยายตัว และ - แสดงการหดตัว)	การเริ่ม ไหลเวียน
0	10.6	2.8	5.1	8.2	11	0	ไม่
12	10.5	2.5	5.9	9.0	10.3	0.5	ไม่
16	10.8	2.5	6.0	10.7	9.8	2.1	ไม่
16.25	9.7	2.5	5	10.8	8.1	-1.6	ใช่

การเกิดการแห้งตั้งแต่เริ่มต้นขึ้นได้โดยการทดลองเชิงปริมาณดังแสดงในรูป 3.9 จากรูปแสดงข้อมูลการทดลองของท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1.06 มิลลิเมตร 5 โค้งเลี้ยว ความยาวส่วนทำระเหย 50 มิลลิเมตร และใช้ R123 เป็นสารทำงาน ท่อความร้อนอยู่ใน Bottom heat mode ที่มุม 90 องศา จะพบว่าอุณหภูมิผิวส่วนทำระเหยของท่อความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อให้ความร้อนแก่ท่อความร้อนมากขึ้น แต่ไม่พบว่าการส่งผ่านความร้อนตั้งแต่เริ่มการทดลอง ที่เป็นเช่นนี้เนื่องจากในส่วนทำระเหยไม่มีของเหลวมาระบายความร้อน ดังนั้นเมื่อเพิ่มระดับความร้อนที่ให้แก่ส่วนทำระเหย อุณหภูมิผิวจึงเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ และเนื่องจากไม่มีของเหลวเข้ามาในส่วนทำระเหย ทำให้ไม่มีการไหลเวียนของสารทำงาน การส่งผ่านความร้อนจึงไม่เกิดขึ้น ลักษณะการกระโดดขึ้นของอุณหภูมิเมื่อเกิดการแห้งขึ้นภายในนี้คล้ายกับที่รายงานไว้โดย Kammuang-lue et al. (2004)

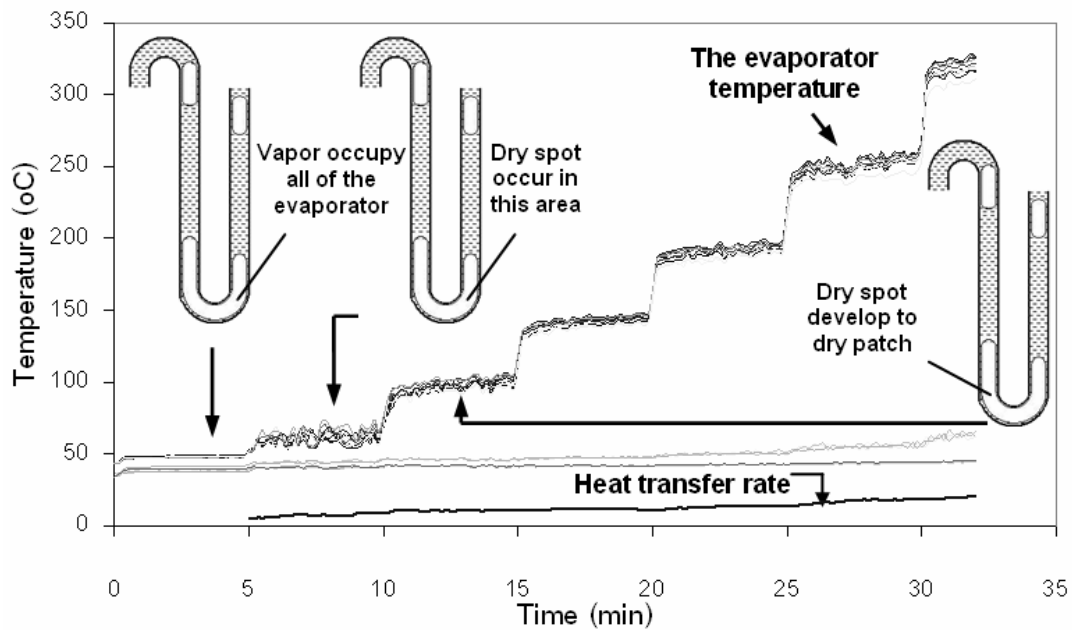


ก. กรณีที่การหดตัวสุทธิต่ำกว่าการขยายตัวสุทธิจะเกิดการเริ่มไหลเวียน



ข. กรณีที่การหดตัวสุทธิน้อยกว่าการขยายตัวสุทธิจะเกิดการแห้งตั้งแต่เริ่มต้นขึ้น

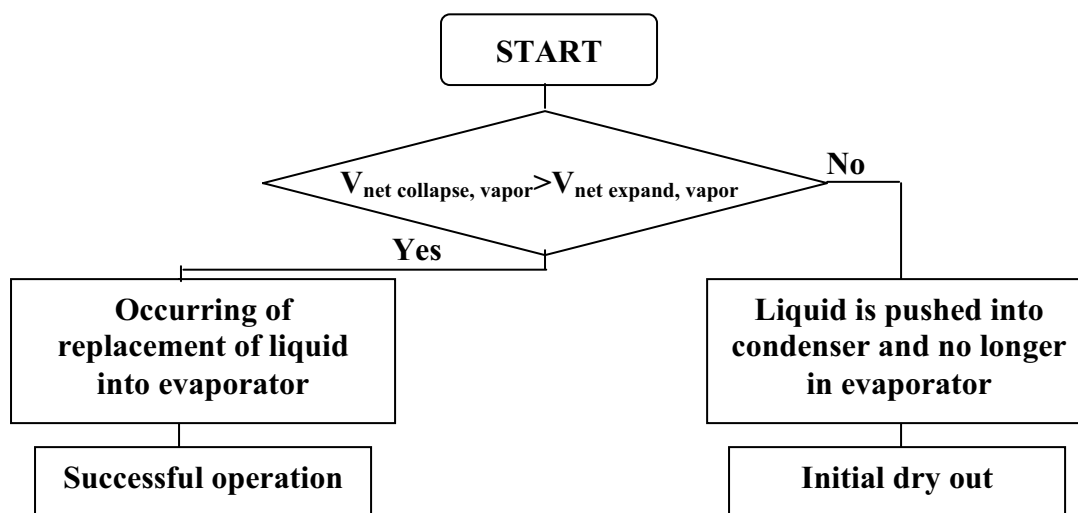
รูปที่ 3.8 แสดงสภาพการณ์ที่ท่อความร้อนสามารถทำงานได้ และการเกิดการแห้งตั้งแต่เริ่มต้น



รูปที่ 3.9 แสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิเมื่อการแห้งตั้งแต่เริ่มต้นเกิดขึ้น

ดังนั้นสามารถสรุปได้ว่าสถานะการแห้งตั้งแต่เริ่มต้นนั้นมีอยู่จริงในการเริ่มเดิน CLOHP และระดับความร้อนที่มากพอที่จะทำให้การเดือด และขยายตัวของฟองไอในส่วนทำระเหย ไม่ใช่เกณฑ์เพียงข้อเดียวในการกำหนดการเริ่มส่งผ่านความร้อนได้ของท่อความร้อนแบบสันชนิด วงรอบ หลักเกณฑ์ในการกำหนดการเริ่มต้นทำงานได้ของท่อความร้อนชนิดนี้โดยไม่เกิดการแห้ง ตั้งแต่เริ่มต้น ทำได้โดยการควบคุมการให้ความร้อน และการรับความร้อนให้การหดตัวของฟองไอ

สุทธิในส่วนควบแน่นมีค่ามากกว่าการขยายตัวของก้อนไอสุทธิในส่วนทำระเหย นอกจากนี้สาเหตุที่ท่อความร้อนไม่สามารถเริ่มทำงานได้คือ การยับยั้งการแทนที่ของของเหลวเข้าสู่ส่วนทำระเหย เนื่องจากการขยายตัวของฟองไอสุทธิมีค่ามากกว่าการควบแน่นสุทธิ แผนภูมิการเริ่มทำงานได้ของท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบเป็นดังแสดงในรูปที่ 3.10



รูปที่ 3.10 แสดงเงื่อนไขการเริ่มทำงานได้ของท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบ

3.4.2 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

ในการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อทำนายสถานะการเริ่มต้นทำงานสามารถทำได้โดยอาศัยหลักการพื้นฐานทางเทอร์โมไดนามิกส์ โดยสารทำงานที่อยู่ในส่วนทำระเหยจะมีมวลไอลจากการระเหยเพิ่มขึ้น เมื่อท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบอยู่ในแหล่งอุณหภูมิให้ความร้อน และสารทำงานที่อยู่ในส่วนควบแน่นจะมีมวลไอลลดลง เมื่อท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบอยู่ในแหล่งรับความร้อน แต่เนื่องจากส่วนขยายตัวและหดตัวอยู่ภายในท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบอันเดียวกัน ดังนั้นมวลไอลที่เปลี่ยนแปลงจะหมายถึงปริมาตรที่เปลี่ยนแปลงด้วย และเมื่อการลดลงของมวลในส่วนควบแน่นเทียบกับค่าเริ่มต้น มีค่ามากกว่าการเพิ่มขึ้นในส่วนทำระเหยเทียบกับค่าเริ่มต้น ก็หมายความว่าความควบแน่นสุทธิมากกว่าการขยายตัวสุทธิ และ ท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบก็จะเริ่มต้นทำงานได้ รายละเอียดการคำนวณตามหลักการข้างต้นเป็นดังนี้

พิจารณาท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบที่อยู่ในแหล่งอุณหภูมิเริ่มต้น (T_0) และมีมวลสารทำงาน (m_{fill}) บรรจุอยู่ภายใน การหาค่าคุณภาพไอลที่อุณหภูมิเริ่มต้น (x_0) สามารถหาได้โดย

$$x_0 = \frac{(V_{\text{tube}} - V_{f,0})}{V_{fg,0}} \quad (3.2)$$

โดยปริมาตรจำเพาะของสารทำงานที่อยู่ในท่อ (v_{tube}) สามารถหาได้จาก ความสัมพันธ์ของปริมาตรรวมภายในท่อความร้อน (V_{tube}) ความหนาแน่นของสารทำงานในสถานะ ของเหลวขณะเติมสาร (ρ_{fill}) และอัตราส่วนการเติมสารทำงานเทียบกับปริมาตรท่อรวม (V^*) โดย

$$V_{\text{tube}} = \frac{V_{\text{tube}}}{m_{\text{fill}}} = \frac{1}{\rho_{\text{fill}} V^*} \quad (3.3)$$

เมื่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อเป็นไปตามเกณฑ์ของ Maczawa แล้ว ของเหลวจะไม่แยกออกจากไอและอาจกล่าวได้ว่าสารทำงานกระจายตัวอย่างสม่ำเสมอภายใน CLOHP ดังนั้น หากกำหนดให้ ψ_e คือ อัตราส่วนของปริมาตรส่วนทำระเหยต่อปริมาตรรวมภายใน CLOHP และ ψ_c คือ อัตราส่วนของปริมาตรส่วนควบแน่นต่อปริมาตรรวมภายใน จะได้ว่า

$$\psi_e = \frac{V_{\text{evaporator}}}{V_{\text{tube}}} \quad (3.4)$$

$$\psi_c = \frac{V_{\text{condensor}}}{V_{\text{tube}}} \quad (3.5)$$

ดังนั้นมวลในส่วนทำระเหย และมวลในส่วนควบแน่น สามารถหาได้จาก

$$m_e = m_{\text{fill}} \psi_e \quad (3.6)$$

$$m_c = m_{\text{fill}} \psi_c \quad (3.7)$$

ดังนั้นมวลไอที่อยู่ในส่วนทำระเหย และส่วนควบแน่น ที่อุณหภูมิเริ่มต้นสามารถหาได้จาก

$$m_{e,g0} = m_e x_0 \quad (3.8)$$

$$m_{c,g0} = m_c x_0 \quad (3.9)$$

พิจารณาท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบที่เริ่มต้นทำงาน ส่วนทำระเหยจะอยู่ในแหล่งอุณหภูมิทำระเหย (T_e) และส่วนควบแน่นจะอยู่ในแหล่งอุณหภูมิควบแน่น (T_c) ดังนั้นการหาค่าคุณภาพไอที่อุณหภูมิทำระเหย (x_e) และคุณภาพไอที่อุณหภูมิควบแน่น (x_c) สามารถหาได้โดย

$$x_e = \frac{(V_{\text{tube}} - V_{f,c})}{V_{fg,c}} \quad (3.10)$$

$$x_c = \frac{(V_{\text{tube}} - V_{f,c})}{V_{fg,c}} \quad (3.11)$$

ดังนั้นมวลไอน้ำที่อยู่ในส่วนทำระเหย และส่วนควบแน่น ที่อุณหภูมิทำระเหย และอุณหภูมิควบแน่น สามารถหาได้จาก

$$m_{e,ge} = m_e x_e \quad (3.12)$$

$$m_{c,gc} = m_c x_c \quad (3.13)$$

มวลไอน้ำที่เพิ่มขึ้นจากการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิจากอุณหภูมิเริ่มต้นไปยังอุณหภูมิทำระเหยหาได้จาก

$$\Delta m_{e,g} = m_e (x_e - x_0) \quad (3.14)$$

มวลไอน้ำที่ลดลงจากการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิจากอุณหภูมิเริ่มต้นไปยังอุณหภูมิควบแน่นหาได้จาก

$$\Delta m_{c,g} = m_c (x_c - x_0) \quad (3.15)$$

ในการคำนวณข้างต้นคำนวณโดยพิจารณาให้แต่ละส่วนของ ท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบเป็น ระบบอ้อมตัวแบบปิด ดังนั้นความดันในส่วนทำระเหยจะเพิ่มขึ้น ในขณะที่ความดันในส่วนควบแน่น จะลดลง แต่ในความเป็นจริงแล้วส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นมีการเชื่อมต่อกัน ดังนั้นในระหว่างที่มีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ ระบบจะขยายตัวและหดตัวโดยปรับตัวให้มีความดันเดียวกัน ตลอดทั้งท่อ และการขยายตัวและหดตัวจะเกิดจากมวลไอน้ำที่เพิ่มขึ้นและลดลงในส่วนทำระเหยและ ส่วนควบแน่นตามลำดับ จากสมมติฐานข้างต้นเราสามารถกำหนดเงื่อนไขการเริ่มต้นทำงานได้ดังนี้

$$\Delta m_{c,g} - \Delta m_{e,g} > 0 \quad (3.16)$$

ในการคำนวณเงื่อนไขอุณหภูมิที่ทำให้ท่อความร้อนสามารถทำงานได้ จะทำโดยกำหนดระดับ อุณหภูมิแหล่งให้ความร้อน และคำนวณหาค่าอุณหภูมิแหล่งรับความร้อนที่มากที่สุดที่จะทำให้ท่อ ความร้อนทำงานได้ ซึ่งค่าอุณหภูมินี้จะหาได้โดยกำหนดให้

$$\Delta m_{c,g} = \Delta m_{c,g} \quad (3.17)$$

แผนผังการคำนวณ (Calculation flow chart) สำหรับแบบจำลองนี้จะกล่าวถึงโดยละเอียดในบทที่ 4 จะเห็นได้ชัดเจนว่าการขัดขวางการเกิดกระบวนการแทนที่เป็นปัจจัยที่ทำให้ท่อความร้อนไม่สามารถเริ่มต้นทำงานได้ จากแนวคิดนี้ทำให้เราสามารถประยุกต์ใช้ทฤษฎีความน่าจะเป็นมาใช้อธิบายผลของจำนวนโค้งเลี้ยวที่มีต่อการเริ่มต้นทำงานได้ของท่อความร้อนชนิดนี้ได้อีกด้วย ซึ่งรายละเอียดจะได้กล่าวถึงในหัวข้อถัดไป

3.4.3 แบบจำลองที่อธิบายผลของจำนวนโค้งเลี้ยวต่อเงื่อนไขการเริ่มต้นทำงานได้

ตามที่ได้อธิบายไว้ในหัวข้อก่อนหน้านี้ว่าการเริ่มต้นทำงานได้ของท่อความร้อนเกิดจากการที่กลไกกระบวนการแทนที่ไม่ถูกขัดขวางด้วยสาเหตุต่างๆ ซึ่งในความเป็นจริงแล้ว นอกเหนือจากอัตราการขยายตัวและหดตัวสุทธิของสารทำงานแล้ว เรายังอาจขยายความคิดในการหาสาเหตุอื่นๆที่ทำให้ท่อทำงานไม่ได้ได้อีก ซึ่งสาเหตุอีกอย่างหนึ่งที่ทำให้ท่อไม่สามารถทำงานได้ก็คือ “รูปแบบการไหลที่ขัดขวางกลไกกระบวนการแทนที่” ซึ่งสาเหตุนี้เกิดขึ้นมาจากจำนวนโค้งเลี้ยวในท่อความร้อนโดยตรง ซึ่งรายละเอียดในเรื่องนี้เป็นดังนี้

พิจารณาท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบในสถานะที่ไม่มีแรงโน้มถ่วงในการกำหนดทิศทางการไหล และยังไม่เริ่มใช้งานดังแสดงในแถวซ้ายมือของรูปที่ 3.11 จากนั้นเมื่อเริ่มต้นใช้งาน เราจะพบว่ามีการเคลื่อนที่ของสารทำงานภายในท่อความร้อนเกิดขึ้น ซึ่งรูปแบบการไหลที่สามารถจะเกิดขึ้นได้ของสารทำงานในท่อต่างๆในท่อความร้อน สามารถแบ่งออกได้เป็น 4 กลุ่มด้วยกัน คือ

- กลุ่มรูปแบบการไหลที่ทำให้กระบวนการแทนที่เกิดขึ้นได้สมบูรณ์ แสดงได้ในรูป 3.11(ก) การไหลของสารทำงานแต่ละท่อในกลุ่มการไหลแบบนี้ จะมีการเคลื่อนที่ขึ้นลงสลับกันระหว่างท่อที่อยู่ติดกัน การไหลในลักษณะนี้ทำให้มีของเหลวเข้าไปแทนที่ของผสมที่ออกจากส่วนทำระเหยเสมอ ดังนั้นการบวนการแทนที่จึงเกิดขึ้นได้อย่างสมบูรณ์ และท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบจะสามารถเริ่มต้นทำงานได้

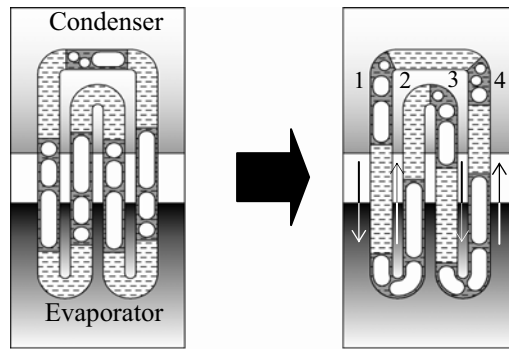
- กลุ่มรูปแบบการไหลที่ทำให้กระบวนการแทนที่เกิดขึ้นได้บางส่วน แสดงได้ในรูป 3.11(ข) การไหลของสารทำงานในกลุ่มนี้จะพบว่า มีจำนวนท่อที่สารทำงานพยายามไหลออกจากส่วนทำระเหยขึ้นไปยังส่วนควบแน่นมากกว่าครึ่งหนึ่งของจำนวนท่อทั้งหมด การไหลในลักษณะนี้แม้ว่าจะเกิดการขัดขวางการแทนที่ขึ้นในบางท่อ แต่ผลจากการเกิดการแทนที่บางส่วนจะทำให้เกิดการลดลงของการขัดขวางการไหล และการแทนที่ที่เกิดขึ้นได้อย่างต่อเนื่องเช่นกัน เราลองมาพิจารณาดูรูปที่ 3.11(ข) อีกครั้งหนึ่ง จากรูปจะพบว่า ท่อหมายเลข 3 และ 4 มีการไหลแบบแทนที่ที่เกิดขึ้น ในขณะที่ท่อหมายเลข 1 และ 2 พยายามไหลออกจากส่วนทำระเหย เนื่องจากการ

ขยายตัว ในลักษณะการไหลเช่นนี้จะพบว่า กระบวนการแทนที่ไม่เกิดขึ้นในท่อหมายเลข 1 และ 2 นอกจากนี้ก็จะพบว่าไม่เกิดกระบวนการแทนที่ขึ้นระหว่างท่อหมายเลข 2 และ 3 ดังนั้นของเหลวจะถูกผลักไปรวมกันที่ส่วนควบแน่นระหว่างท่อหมายเลข 2 และ 3 ซึ่งอาจกล่าวได้ว่าการขัดขวางการแทนที่ในท่อที่ 2 และ 3 แต่อย่างไรก็ดีจะพบว่าระหว่างท่อหมายเลข 1 และ 4 จะมีการแทนที่ที่เกิดขึ้นเช่นเดียวกับท่อหมายเลข 3 และ 4 ดังนั้นของเหลวในส่วนทำระเหยในท่อหมายเลข 1 จึงสามารถเคลื่อนที่ไปด้านบนเพื่อเข้าไปแทนที่ในท่อหมายเลข 4 ได้ การไหลออกของของผสมในท่อหมายเลข 1 จะทำให้ความพยายามผลักดันของผสมในท่อหมายเลข 2 ไปยังส่วนควบแน่นระหว่างท่อหมายเลข 2 และ 3 ลดลง ซึ่งในท้ายที่สุดการขัดขวางกลไกการแทนที่ในท่อหมายเลข 2 ก็จะลดลงจนทำให้การแทนที่ที่เกิดขึ้นได้อย่างต่อเนื่อง และท่อความร้อนก็จะสามารถเริ่มทำงานได้เช่นเดียวกับกรณีการไหลในกลุ่มแรก

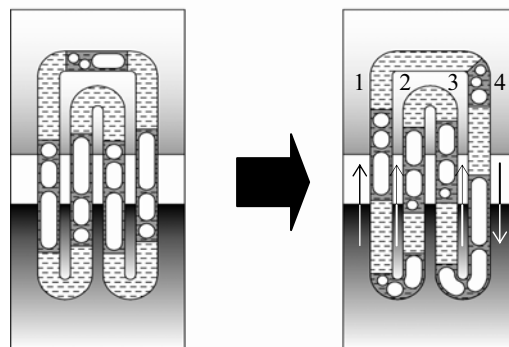
- กลุ่มรูปแบบการไหลที่ขัดขวางการเกิดกระบวนการแทนที่ แสดงได้ในรูป

3.11(ค) การไหลของสารทำงานในกลุ่มนี้จะพบว่ามีจำนวนท่อที่สารทำงานพยายามไหลออกจากส่วนทำระเหยขึ้นไปยังส่วนควบแน่นเท่ากับครึ่งหนึ่งของจำนวนท่อทั้งหมด และต้องไม่เกิดการไหลเวียนขึ้นลงสลับกันระหว่างท่อที่อยู่ติดกันภายในกรณีกลุ่มแรก การไหลในลักษณะนี้จะทำให้เกิดการขัดขวางกระบวนการแทนที่ขึ้นอย่างถาวรในท่อความร้อน เพราะความสมมาตรในการไหลนั่นเอง พิจารณารูปที่ 3.11(ค) อีกครั้งจะเห็นว่า การขัดขวางกระบวนการแทนที่ที่เกิดขึ้นระหว่างท่อหมายเลข 2 และ 3 จะไม่สามารถลดลงได้เลย เพราะการไหลที่สมมาตรในท่อที่ 1 และ 4 ดังนั้นการไหลในกลุ่มนี้จะขัดขวางกระบวนการแทนที่อย่างถาวร ทำให้ท่อความร้อนไม่สามารถเริ่มต้นทำงานได้ นอกจากนี้ที่กล่าวมาข้างต้นการไหลพิเศษแบบหนึ่งที่ถูกจัดไว้ในกลุ่มนี้คือ การไหลในกรณีที่ของผสมทุกท่อไหลออกจากส่วนทำระเหยไปยังส่วนควบแน่น ซึ่งทำให้เกิดการขัดขวางกระบวนการแทนที่อย่างถาวรเช่นเดียวกัน

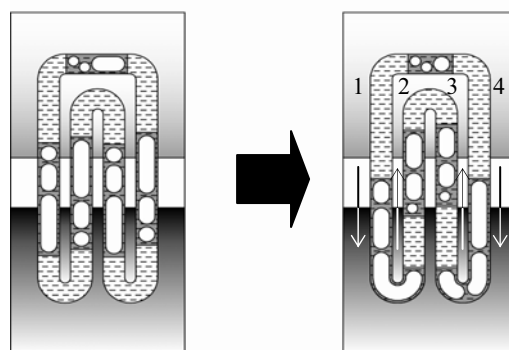
- กลุ่มรูปแบบการไหลที่ไม่สามารถเกิดขึ้นได้จริง แสดงได้ในรูป 3.11(ง) การไหลของสารทำงานในกลุ่มนี้จะพบว่ามีจำนวนท่อที่สารทำงานพยายามไหลออกจากส่วนทำระเหยขึ้นไปยังส่วนควบแน่นน้อยกว่าครึ่งหนึ่งของจำนวนท่อทั้งหมด การไหลในลักษณะนี้ไม่สามารถเกิดขึ้นได้ในความเป็นจริง เพราะหากเกิดการไหลในลักษณะนี้จริง แสดงว่าสารทำงานส่วนใหญ่พยายามไหลเข้าสู่ส่วนทำระเหย ซึ่งเราทราบดีว่าเป็นส่วนที่ของผสมขยายตัวและผลัดของผสมที่อยู่เหนือนมันออกจากส่วนทำระเหย ดังนั้นการที่สารทำงานส่วนใหญ่จะไหลเข้าสู่ส่วนทำระเหยได้นั้นจะต้องใช้แรงภายนอกกับสารทำงานเหล่านี้ เพื่อผลักดันกลับลงไปยังส่วนทำระเหยที่ขยายตัวผลัดสารทำงานออกมา แต่ในความเป็นจริงแล้วไม่มีแรงดังกล่าวเกิดขึ้นในท่อความร้อน ดังนั้นจึงสรุปได้ว่าการไหลแบบนี้ไม่สามารถเกิดขึ้นได้จริง และต้องไม่นำมานับรวมในรูปแบบที่จะเกิดได้ทั้งหมด



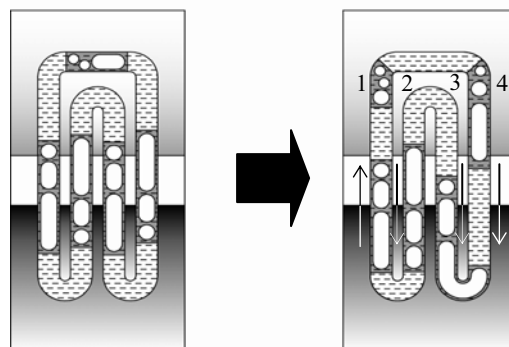
a. Group of Complete Replacement Flow



b. Group of Partial Replacement Flow



c. Group of Obstruct Replacement Flow



d. Group of Impossible to Take Place

รูปที่ 3.11 แสดงเหตุการณ์ของกลุ่มรูปแบบการไหลต่างๆที่จะเกิดขึ้นในท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบ

เมื่อทราบถึงกลุ่มรูปแบบการไหลต่างๆที่จะเกิดขึ้นได้ในท่อความร้อนชนิดนี้แล้ว ในลำดับต่อไป เราจะพิจารณาจำนวนครั้งที่เกิดเหตุการณ์ต่างๆข้างต้นในท่อความร้อนโดยอาศัยตารางแจกแจง และเพื่อความสะดวกในการพิจารณาจะกำหนดให้ตัวเลข “1” แทนการไหลในทิศทางออกจากส่วนทำระเหยไปยังส่วนควบแน่น และกำหนดให้ตัวเลข “0” แทนการไหลในทิศทางจากส่วนควบแน่นกลับมายังส่วนทำระเหย ในการพิจารณาจะใช้ตารางแจกแจงสำหรับท่อความร้อนจำนวน 2 โคนึงเกี่ยวข้องกับรูปที่ 3.11 ซึ่งตารางแจกแจงที่ได้เป็นดังตาราง 3.2

ตาราง 3.2 แสดงการแจกแจงลักษณะการไหลของสารทำงานในแต่ละท่อ และการจำแนกกลุ่มรูปแบบการไหล

Tube No.1	Tube No.2	Tube No.3	Tube No.4	Group of flow pattern
0	0	0	0	Impossible to take place
0	0	0	1	Impossible to take place
0	0	1	0	Impossible to take place
0	0	1	1	Obstruct replacement process
0	1	0	0	Impossible to take place
0	1	0	1	Complete replacement process
0	1	1	0	Obstruct replacement process
0	1	1	1	Partial replacement process
1	0	0	0	Impossible to take place
1	0	0	1	Obstruct replacement process
1	0	1	0	Complete replacement process
1	0	1	1	Partial replacement process
1	1	0	0	Obstruct replacement process
1	1	0	1	Partial replacement process
1	1	1	0	Partial replacement process
1	1	1	1	Obstruct replacement process

จากตารางที่ 3.2 จำนวนเหตุการณ์ที่เกิดขึ้นทั้งหมดหาได้จาก

$$n(S) = 2^{(2n)} \quad (3.18)$$

เมื่อ n คือจำนวนโคนึงในท่อความร้อน ซึ่งในกรณีนี้จำนวนโคนึงเท่ากับ 2 และจำนวนเหตุการณ์ที่เกิดขึ้นมีค่าเท่ากับ $2^{(2 \times 2)} = 16$ เหตุการณ์

จำนวนเหตุการณ์ที่จะเกิดกลุ่มรูปแบบการไหลที่ทำให้กระบวนการแทนที่เกิดขึ้นได้สมบูรณ์ และกลุ่มรูปแบบการไหลที่ทำให้กระบวนการแทนที่เกิดขึ้นได้บางส่วน หาได้จากการจัดกลุ่มหมายเลขท่อที่มีการไหลออกจากส่วนทำระเหยมากกว่าครึ่งหนึ่งของจำนวนท่อทั้งหมด รวมกับเหตุการณ์ที่ของผสมไหลเวียนสลับทิศทางการไหลในท่อที่ติดกัน ซึ่งมีค่าคงที่เท่ากับ 2 เหตุการณ์เสมอ ดังนั้น

$$\text{Event of replacement} = \sum_{i=1}^{n-1} C_{n+i}^{2n} + 2 \quad (3.19)$$

ในกรณีนี้จำนวนโคงเลี้ยวเท่ากับ 2 จำนวนเหตุการณ์นี้มีค่าเท่ากับ $C_3^4 + 2 = \frac{4!}{(4-3)!} + 2 = 6$

เหตุการณ์

จำนวนเหตุการณ์ที่จะเกิดกลุ่มรูปแบบการไหลที่ไม่สามารถเกิดขึ้นได้จริง หาได้จากการจัดกลุ่มหมายเลขท่อที่มีการไหลออกจากส่วนทำระเหยน้อยกว่าครึ่งหนึ่งของจำนวนท่อทั้งหมด ดังนั้น

$$\text{Event of Impossible to take place} = \sum_{j=0}^{n-1} C_j^{2n} \quad (3.20)$$

ในกรณีนี้จำนวนโคงเลี้ยวเท่ากับ 2 จำนวนเหตุการณ์นี้มีค่าเท่ากับ $C_0^4 + C_1^4 = 1 + 4 = 5$ เหตุการณ์

เนื่องจากผลต่างของค่าในสมการ 3.18 และ 3.20 คือเหตุการณ์ทั้งหมดที่จะเกิดขึ้นได้จริง ดังนั้นความน่าจะเป็นในการเกิดเหตุการณ์ที่การไหลเกิดกระบวนการแทนที่สามารถหาได้จาก

$$P(\text{Event of replacement}) = \frac{\sum_{i=1}^{n-1} C_{n+i}^{2n} + 2}{2^{(2n)} - \sum_{j=0}^{n-1} C_j^{2n}} \quad (3.21)$$

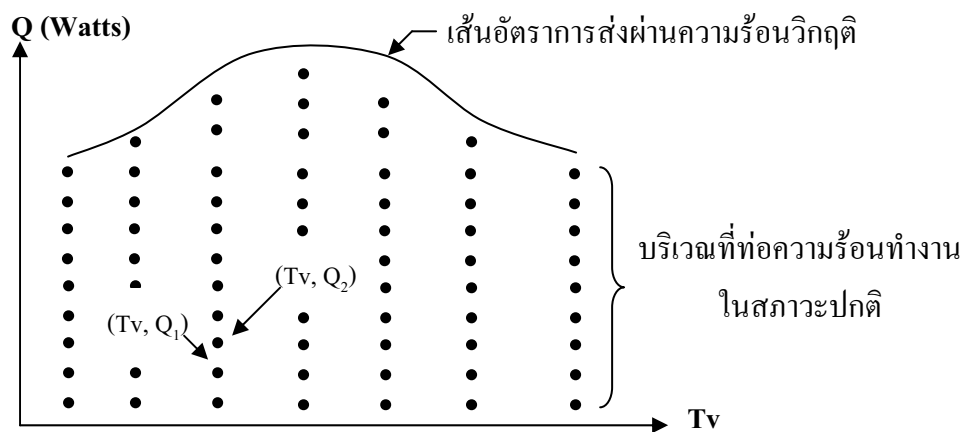
ในกรณีนี้จำนวนโคงเลี้ยวเท่ากับ 2 ความน่าจะเป็นในการเกิดเหตุการณ์ที่การไหลเกิดกระบวนการแทนที่มีค่าเท่ากับ $\frac{6}{16-5} = 0.545$

แผนผังการคำนวณ (Calculation flow chart) สำหรับแบบจำลองนี้จะกล่าวถึงโดยละเอียดในบทที่ 4 และผลการคำนวณรวมทั้งการวิเคราะห์จะได้กล่าวถึงในบทที่ 5 สำหรับในหัวข้อถัดไปจะกล่าวถึงการสร้างแบบจำลองการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ยซึ่งเป็นเหตุการณ์ที่เกิดขึ้นหลังจากท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบเริ่มต้นทำงานได้แล้ว

3.5 แบบจำลองการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ย (Characteristic model)

3.5.1 การส่งผ่านความร้อนของท่อความร้อนทั่วไปที่สภาวะปกติ

การส่งผ่านความร้อนของท่อความร้อนทั่วไปที่สภาวะปกติ สามารถแสดงได้ดังรูปที่ 3.12 โดยแกนตั้งแสดงค่าการส่งผ่านความร้อนของท่อความร้อน และแกนนอนแสดงค่าอุณหภูมิทำงานภายในท่อความร้อน ซึ่งในกรณีนี้ใช้อุณหภูมิไอแสดงระดับอุณหภูมิทำงานของท่อความร้อน



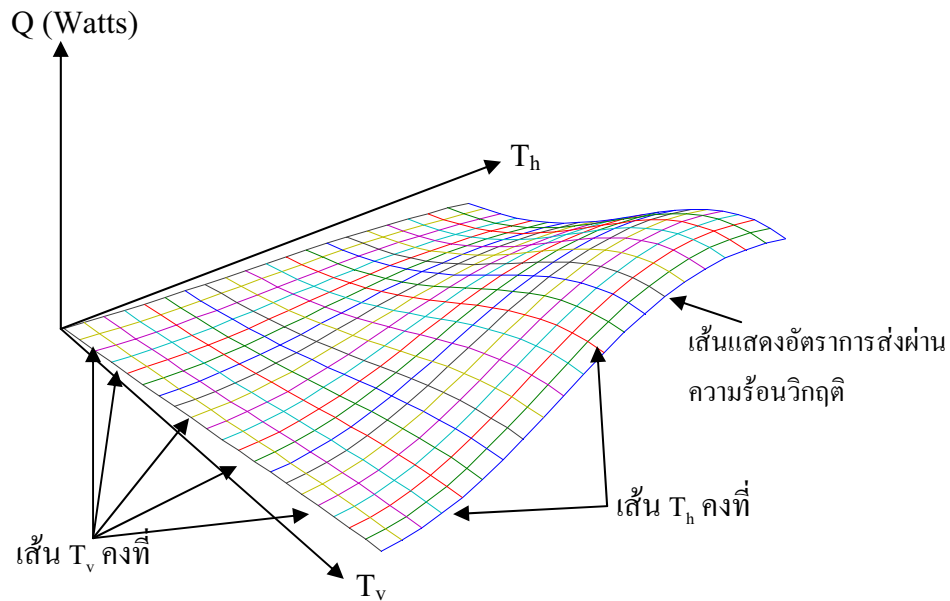
รูปที่ 3.12 แสดงการส่งผ่านความร้อนของท่อความร้อนทั่วไป [A.J. Paterson]

จากรูปที่ 3.12 บริเวณที่ประกอบไปด้วยจุดสีดำทั้งหมด คือบริเวณที่ท่อความร้อนสามารถส่งผ่านความร้อนได้ในสภาวะปกติ นั่นคือในบริเวณนี้ท่อสามารถรับเอาความร้อนจากภายนอกไปส่งต่อให้กับตัวรับความร้อนได้อย่างต่อเนื่อง โดยไม่มีปรากฏการณ์ใดๆ ที่ส่งผลในการขัดขวางกระบวนการส่งผ่านความร้อนในท่อความร้อน และเมื่อมีปรากฏการณ์ที่เกิดการขัดขวางการส่งผ่านความร้อนเกิดขึ้น กลไกการส่งผ่านความร้อนในท่อความร้อนจะหยุดทำงาน และส่งผลให้อุณหภูมิที่ผิวส่วนที่ระเหยสูงขึ้นอย่างรวดเร็วเนื่องจากเกิดการสะสมความร้อนในตัวท่อ ซึ่งระดับค่าความร้อนที่ทำให้เกิดปรากฏการณ์ที่ขัดขวางการส่งผ่านความร้อนนี้ เรียกว่า อัตราการส่งผ่านความร้อนวิกฤติ

นอกจากนี้เมื่อพิจารณาในรูป 3.12 อีกครั้ง จะพบว่าที่ค่าอุณหภูมิไอค่าหนึ่ง ท่อความร้อนอาจมีค่าการส่งผ่านความร้อนได้หลายค่า โดยมีค่าอุณหภูมิไอเดียวกัน หรือ

$$\dot{Q}_1 \neq \dot{Q}_2 \quad (3.22)$$

เมื่อพิจารณาในลักษณะนี้ในทางคณิตศาสตร์เราอาจกล่าวได้ว่า การส่งผ่านความร้อนในท่อความร้อนที่สภาวะปกติไม่ขึ้นกับค่าอุณหภูมิไ้ แต่ในความเป็นจริงแล้วเป็นที่ทราบกันดีว่าอุณหภูมิไ้เป็นตัวแปรสำคัญตัวหนึ่งที่ควบคุมอัตราการส่งผ่านความร้อนของท่อความร้อน ทำให้ข้อสรุปที่ว่า การส่งผ่านความร้อนในท่อความร้อนที่สภาวะปกติไม่ขึ้นกับค่าอุณหภูมิไ้จึงไม่เป็นความจริง ดังนั้นจึงสรุปได้ว่ากราฟที่ใช้อธิบายการส่งผ่านความร้อนของท่อความร้อนที่สภาวะปกติในรูปแบบที่ 3.12 จึงไม่ครบถ้วน และกราฟที่น่าจะเหมาะสมกว่าควรเป็นดังที่แสดงไว้ในรูปที่ 3.13



รูปที่ 3.13 พื้นผิวแสดงการทำงานของท่อความร้อนทั่วไป

จากรูปที่ 3.13 แกนตั้งแสดงค่าการส่งผ่านความร้อนของท่อ และแกนนอนแสดงอุณหภูมิทำงานของท่อความร้อนเช่นเดียวกับรูปที่ 3.12 แต่จะมีแกนเพิ่มเติมอีกหนึ่งแกนคือ แกนแสดงอุณหภูมิแหล่งให้ความร้อน (T_h) หรืออุณหภูมิแหล่งรับความร้อน (T_c) โดยแกนอุณหภูมิที่เพิ่มเติมมานี้มีจุดประสงค์เพื่อระบุสภาวะการทำงานของท่อความร้อนที่อุณหภูมิไ้ค่าหนึ่งๆ ว่าทำงานอยู่ในแหล่งความร้อนอุณหภูมิเท่าไร จากการเพิ่มแกนนี้ทำให้กลุ่มจุดที่แสดงในรูปที่ 3.12 กลายเป็นพื้นผิวดังแสดงในรูปที่ 3.13 โดยจุดที่แสดงสภาวะการทำงานของท่อความร้อนจะถูกกำหนดโดยจุดตัดของเส้นอุณหภูมิไ้คงที่ และเส้นอุณหภูมิแหล่งรับหรือให้ความร้อนคงที่ ดังนั้นเมื่อใช้รูปที่ 3.13 ในการอธิบายการทำงานของท่อความร้อน ก็จะสามารถอธิบายผลของอุณหภูมิไ้ และอุณหภูมิแหล่งที่ให้และรับความร้อนที่มีต่อการส่งผ่านความร้อนได้

สำหรับท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนการคำนวณการส่งผ่านความร้อนที่สภาวะปกติสามารถทำได้โดยใช้สมการ

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{Z_{\text{total}}} \quad (3.23)$$

เมื่อ	$\dot{Q}$	คือ	ค่าอัตราการส่งผ่านความร้อนของเทอร์โมไซฟอน
	ΔT	คือ	ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิแหล่งให้ความร้อนและแหล่งรับความร้อน
	Z_{total}	คือ	ค่าความต้านทานความร้อนรวมที่เกิดขึ้นในเทอร์โมไซฟอน

การทำนายค่าการส่งผ่านความร้อนโดยใช้สมการ 3.23 นั้น เป็นการทำนายโดยใช้หลักการที่อธิบายไว้สำหรับรูปที่ 3.13 โดย ค่าความต้านทานความร้อนรวมจะเป็นฟังก์ชันขึ้นอยู่กับอุณหภูมิไอน้ำ และอุณหภูมิไอน้ำก็จะแปรไปตามอุณหภูมิแหล่งให้ความร้อน อุณหภูมิแหล่งรับความร้อน และขนาดรูปทรงของเทอร์โมไซฟอน ดังนั้นการคำนวณตามสมการ 3.23 ก็คือการลงจุดบนรูปที่ 3.13 นั้นเอง ดังนั้นการสร้างแบบจำลองค่าเฉลี่ยในการส่งผ่านความร้อนของท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบก็สามารถทำได้โดยใช้แนวคิดเดียวกัน โดยกำหนดค่าความต้านทานความร้อนที่เกิดขึ้นในท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบ จากนั้นสร้างสมการความต้านทานความร้อนรวมในท่อความร้อนซึ่งเห็นได้อย่างชัดเจนว่าสมการความต้านทานความร้อนที่สร้างขึ้นนี้จะขึ้นอยู่กับระดับอุณหภูมิในการทำงาน และรูปทรงทางเรขาคณิตของท่อ รายละเอียดของการสร้างสมการความต้านทานความร้อนในท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบจะได้กล่าวถึงในหัวข้อต่อไป

3.5.2 ความต้านทานความร้อนรวมในท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบ

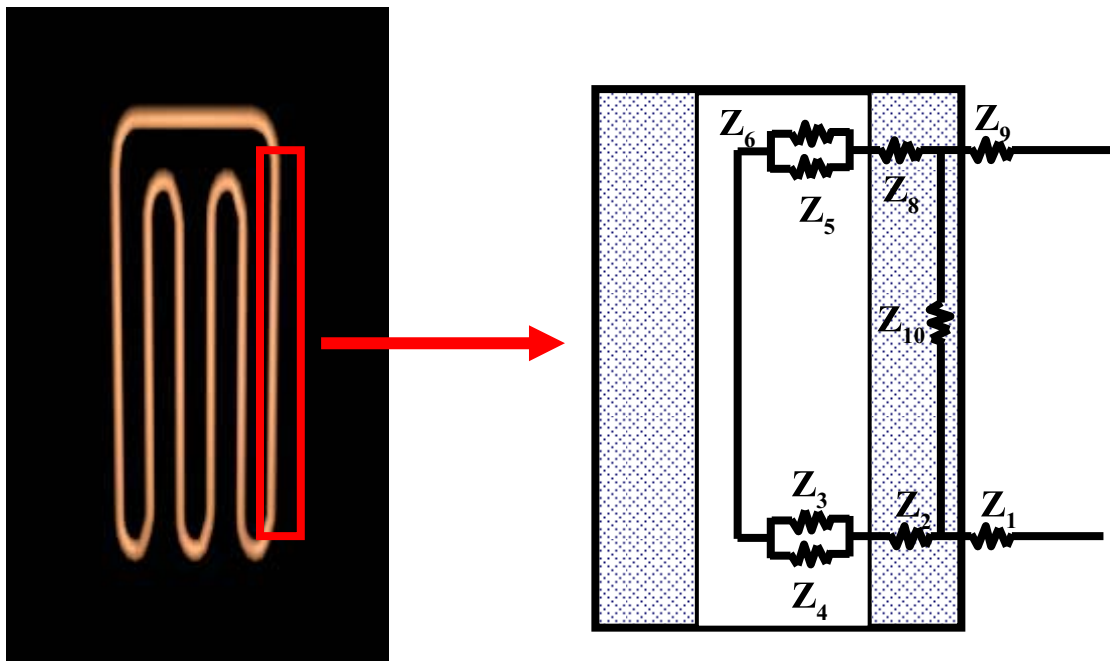
ความต้านทานความร้อนรวมในท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบจะประกอบไปด้วยความต้านทานความร้อนย่อยจำนวน 9 ตัวได้แก่

- ความต้านทานความร้อนเนื่องจากการพาความร้อนของสารให้ความร้อนภายนอกที่ส่วนทำระเหย (Z_1)
- ความต้านทานความร้อนเนื่องจากการนำความร้อนผ่านเปลือกท่อตามแนวรัศมีท่อที่ส่วนทำระเหย (Z_2)
- ความต้านทานความร้อนเนื่องจากการพาความร้อนของสารทำงานในท่อความร้อนในบริเวณส่วนทำระเหย (Z_3)
- ความต้านทานความร้อนจากการเดือดของสารทำงานในบริเวณส่วนทำระเหย (Z_4)
- ความต้านทานความร้อนเนื่องจากการพาความร้อนของสารทำงานในท่อความร้อนในบริเวณส่วนควบแน่น (Z_5)
- ความต้านทานความร้อนจากการควบแน่นของสารทำงานในบริเวณส่วนควบแน่น (Z_6)

- ความต้านทานความร้อนเนื่องจากการนำความร้อนผ่านเปลือกท่อตามแนวรัศมีท่อที่ส่วนควบแน่น (Z_8)
 - ความต้านทานความร้อนเนื่องจากการพาความร้อนของสารให้ความร้อนภายนอกที่ส่วนควบแน่น (Z_9)
 - ความต้านทานความร้อนเนื่องจากการนำความร้อนผ่านเปลือกท่อตามแนวยาวของท่อจากส่วนทำระเหยไปยังส่วนควบแน่น (Z_{10})
- และสมการค่าความต้านทานความร้อนรวมสามารถเขียนได้ดังนี้

$$Z_{\text{total}} = Z_1 + [(Z_2 + (Z_3^{-1} + Z_4^{-1})^{-1} + (Z_5^{-1} + Z_6^{-1})^{-1} + Z_8)^{-1} + (Z_{10})^{-1}]^{-1} + Z_9 \quad (3.24)$$

แผนภูมิแสดงค่าความต้านทานความร้อนของท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบสามารถเขียนได้ดังแสดงในรูปที่ 3.14



รูปที่ 3.14 แสดงค่าความต้านทานความร้อนของท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบ

หากความต้านทานความร้อนเนื่องจากการนำความร้อนผ่านเปลือกท่อตามแนวยาวท่อมีค่าสูงมาก เมื่อเทียบกับค่าความต้านทานความร้อนตัวอื่นๆ สมการ 3.24 สามารถลดรูปได้เป็น

$$Z_{\text{total}} = Z_1 + Z_2 + (Z_3^{-1} + Z_4^{-1})^{-1} + (Z_5^{-1} + Z_6^{-1})^{-1} + Z_8 + Z_9 \quad (3.25)$$

เนื่องจากความต้านทานความร้อนเนื่องจากการพาความร้อนในส่วนทำระเหย (Z_1) และส่วนควบแน่น (Z_9) มีขนาดของค่า (Order of magnitude) มากกว่าค่าความต้านทานความร้อนตัวอื่นๆ มาก และสามารถคำนวณได้จากสมการการพาความร้อนของของไหลไหลผ่านกลุ่มท่อ ซึ่งมีอยู่ในหนังสือการถ่ายเทความร้อน ดังนั้นเพื่อลดความคลาดเคลื่อน และความเข้าใจที่ผิดพลาดในการสร้างแบบจำลองเนื่องจากผลของขนาดของความต้านทานทั้งสอง จึงมีความจำเป็นต้องตัดความต้านทาน Z_1 และ Z_9 ออกจากการพิจารณา โดยในงานวิจัยนี้จะพิจารณาความต้านทานความร้อนส่วนที่เหลือ และสมการ 3.25 สามารถเขียนได้ใหม่เป็น

$$Z_{\text{total}} = Z_2 + (Z_3^{-1} + Z_4^{-1})^{-1} + (Z_5^{-1} + Z_6^{-1})^{-1} + Z_8 \quad (3.26)$$

โดยสมการการคำนวณค่าการส่งผ่านความร้อนในสมการ 3.23 จะถูกเขียนใหม่เป็นดังนี้

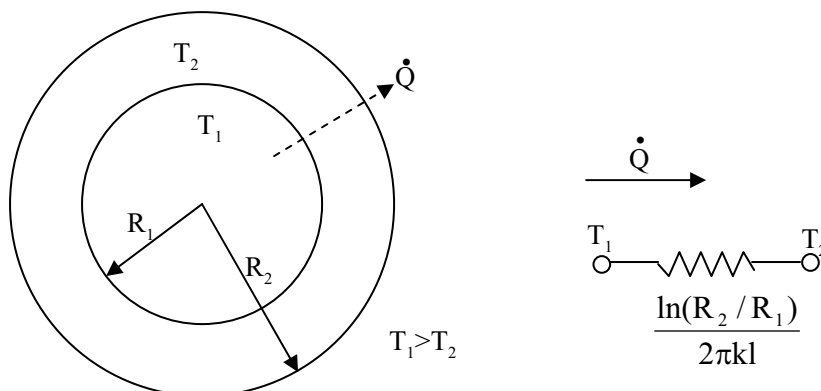
$$\dot{Q} = \frac{\Delta T_s}{Z_{\text{total}}} \quad (3.27)$$

เมื่อ $\dot{Q}$ คือ ค่าอัตราการส่งผ่านความร้อนของท่อความร้อนแบบสันชนิตรวงรอบ

ΔT_s คือ ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิที่ผิวเฉลี่ยของส่วนทำระเหย และส่วนควบแน่น

3.5.3 ค่าความต้านทานความร้อนเนื่องจากการนำความร้อนที่เปลือกท่อตามแนวรัศมีที่ส่วนทำระเหย และส่วนควบแน่น

หากเปลือกท่อความร้อนมีลักษณะเป็นท่อทรงกระบอกแล้ว ค่าความต้านทานความร้อนเนื่องจากการนำความร้อนที่เปลือกท่อตามแนวรัศมี จะสามารถหาได้จากสมการการนำความร้อนในหนึ่งมิติ ตามระบบพิกัดทรงกระบอกดังแสดงในรูป 3.15



รูปที่ 3.15 แสดงการนำความร้อนในหนึ่งมิติโดยใช้ระบบพิกัดทรงกระบอก

จากสมการกฎการนำความร้อนของฟูรีเย (Fourier law)

$$\dot{Q} = -kA_r \frac{dT}{dR} \quad (3.28)$$

โดยพื้นที่การนำความร้อนที่ตั้งฉากกับแนวรัศมี (A_r) หาจาก

$$A_r = 2\pi RL \quad (3.29)$$

เมื่อแทนค่าพื้นที่จากสมการ 3.29 ลงในสมการ 3.28 จะสามารถเขียนได้ว่า

$$\dot{Q} = -2\pi kLR \frac{dT}{dR} \quad (3.30)$$

จัดรูปใหม่เพื่อทำการแก้สมการ 3.30 โดย

$$\frac{dR}{R} = -\frac{2\pi kL}{\dot{Q}} dT \quad (3.31)$$

ทำการอินทิเกรตสมการ 3.31 จะได้ว่า

$$\ln(R) = -\frac{2\pi kL}{\dot{Q}} T + C_0 \quad (3.32)$$

เงื่อนไขที่ขอบของระบบนี้เป็นดังแสดงในรูปที่ 3.15 โดย

$$\begin{aligned} R = R_1 &\Rightarrow T = T_1 \\ R = R_2 &\Rightarrow T = T_2 \end{aligned} \quad (3.33)$$

ดังนั้นเมื่อแทนเงื่อนไขที่ขอบในสมการ 3.33 ลงในสมการที่ 3.32 จะได้ว่า

$$\begin{aligned}\ln(R_2) - \ln(R_1) &= -\frac{2\pi kL}{\dot{Q}}(T_2 - T_1) \\ \ln(R_2 / R_1) &= \frac{2\pi kL}{\dot{Q}}(T_1 - T_2) \\ \dot{Q} &= \frac{(T_1 - T_2)}{\left(\frac{\ln(R_2 / R_1)}{2\pi kL}\right)}\end{aligned}\quad (3.34)$$

โดยการเปรียบเทียบสมการ 3.34 กับสมการ 3.23 จะพบได้ทันทีว่า

$$Z = \frac{\ln(R_2 / R_1)}{2\pi kL} \quad (3.35)$$

ดังนั้นสำหรับท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบ เราสามารถเขียนสมการค่าความต้านทานความร้อนจากการนำความร้อนทั้งในส่วนทำระเหย และส่วนควบแน่นได้ โดยการเทียบเคียงกับสมการ 3.35 ซึ่งสามารถเขียนสมการความต้านทานความร้อน เนื่องจากการนำความร้อนในส่วนทำระเหยได้เป็น

$$Z_2 = \frac{\ln(R_o / R_i)}{2\pi k_c L_c} = \frac{\ln(D_o / D_i)}{2\pi k_c L_c} \quad (3.36)$$

เมื่อ	D_o	คือ	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อในส่วนทำระเหย
	D_i	คือ	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อในส่วนทำระเหย
	R_o	คือ	ขนาดรัศมีภายนอกของท่อในส่วนทำระเหย
	R_i	คือ	ขนาดรัศมีภายในของท่อในส่วนทำระเหย
	k_c	คือ	ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของวัสดุที่ใช้เป็นส่วนทำระเหย
	L_c	คือ	ความยาวส่วนทำระเหย

ในทำนองเดียวกัน จะสามารถเขียนสมการความต้านทานความร้อน เนื่องจากการนำความร้อนในส่วนควบแน่นได้เป็น

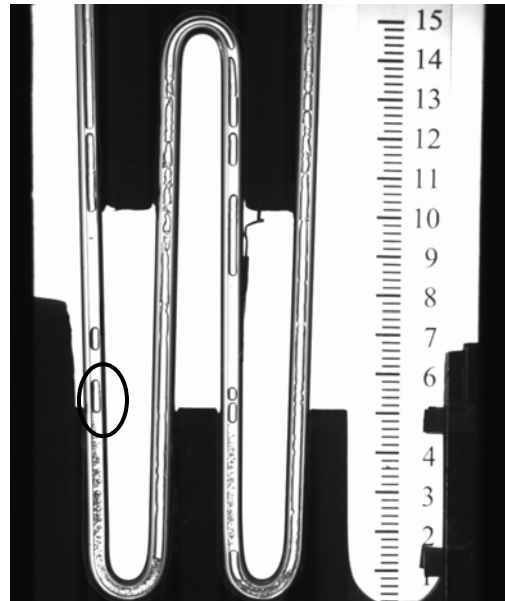
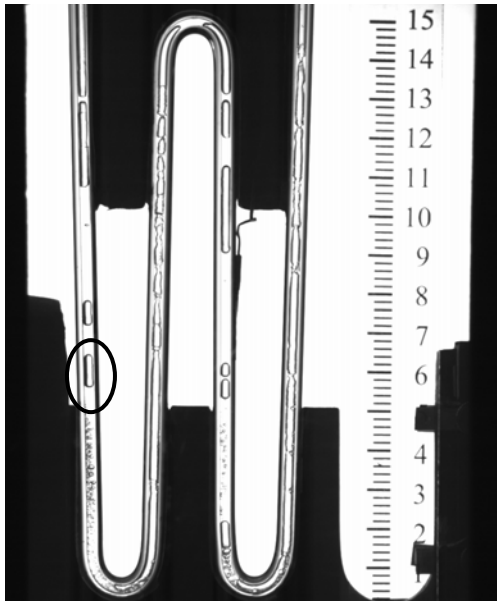
$$Z_8 = \frac{\ln(R_o / R_i)}{2\pi k_c L_c} = \frac{\ln(D_o / D_i)}{2\pi k_c L_c} \quad (3.37)$$

เมื่อ	k_c	คือ	ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของวัสดุที่ใช้เป็นส่วนควบแน่น
	L_c	คือ	ความยาวส่วนควบแน่น

ในหัวข้อต่อไปจะแสดงวิธีสร้างสมการความต้านทานความร้อนเนื่องจากการพาความร้อนของสารทำงานในส่วนทำระเหย และส่วนควบแน่น

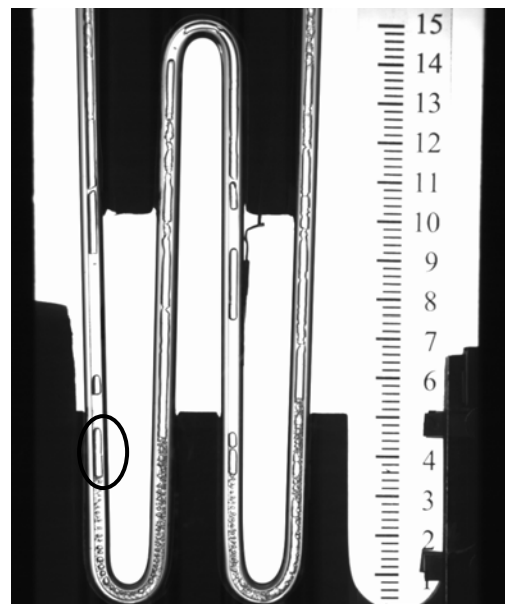
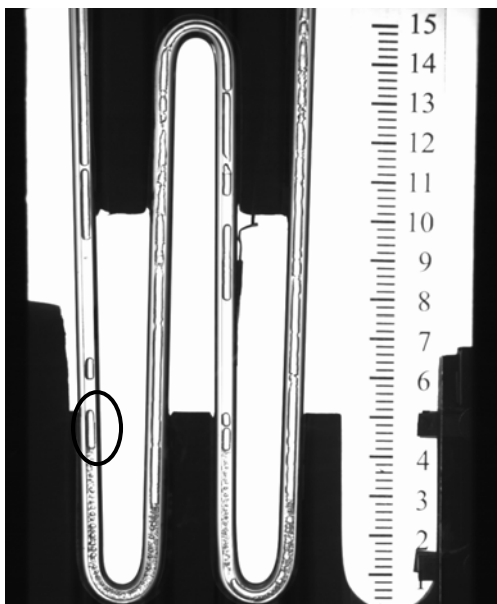
3.5.4 ค่าความต้านทานความร้อนเนื่องจากการพาความร้อนของสารทำงานในส่วนทำระเหย และ ส่วนควบแน่น

เพื่อให้เกิดความเข้าใจถึงแนวคิดในการสร้างความต้านทานความร้อนเนื่องจากการพาความร้อนของสารทำงานในส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นนั้น เราจะเริ่มต้นหัวข้อนี้ด้วยการพิจารณารูปแสดงลักษณะการไหลภายในท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบ ซึ่งแสดงไว้ในรูปที่ 3.16



ก. ขณะเริ่มต้นสังเกต

ข. หลังเริ่มสังเกต 1/30 วินาที



ค. หลังเริ่มสังเกต 2/30 วินาที

ง. หลังเริ่มสังเกต 3/30 วินาที

รูปที่ 3.16 แสดงรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบ

จากรูปที่ 3.16 หากพิจารณาในส่วนทำระเหยจะพบว่า มีการเคลื่อนที่ของก้อนไอเข้าสู่ส่วนทำระเหย โดยก้อนไอที่พิจารณาแสดงไว้ด้วยวงสีดำ และของเหลวในส่วนที่อยู่ข้างใต้ก้อนไอก็จะเคลื่อนที่ลงมาด้วย เราจะสังเกตเห็นว่าของเหลวเหล่านี้มีการเดือดรุนแรงขึ้นตามระยะทางส่วนทำระเหยที่มันเคลื่อนที่ลงมา ดังนั้นเราอาจตั้งสมมติฐานได้ว่ากลไกการส่งผ่านความร้อนจากผนังด้านในของส่วนทำระเหยไปยังสารทำงานที่อยู่ภายในนั้น มาจากกลไกการพาความร้อนสองสถานะ ซึ่งเกิดจากการพาความร้อนในสถานะเดียวรวมกับการพาความร้อนจากการเดือด โดยสำหรับการพาความร้อนสองสถานะที่เกิดในลักษณะการบังคับการไหล สมบัติการพาความร้อนสองสถานะสามารถเขียนได้ดังสมการต่อไปนี้

$$h_{2P,CLOHP} = h_{2P,c} + h_b \quad (3.38)$$

เมื่อ	$h_{2P,CLOHP}$	คือ	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนสองสถานะ
	$h_{2P,c}$	คือ	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนสถานะเดียว
	h_b	คือ	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเนื่องจากการเดือดแบบการพาอิสระ (Free convection boiling)

ในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงรายละเอียดของกลไกการพาความร้อนก่อน และในหัวข้อถัดไปจะกล่าวถึงกลไกการพาความร้อนจากการเดือด ซึ่งทำให้สามารถสร้างสมการความต้านทานความร้อนจากการเดือดได้

สำหรับกลไกการพาความร้อนนั้น จะใช้หลักการทั่วไปในการสร้างสมการเพื่อทำนายค่าสัมประสิทธิ์ในการพาความร้อน โดยใช้แนวคิดจากการพาความร้อนในของไหลสถานะเดียว แต่สำหรับในแบบจำลองนี้จะพิจารณาผลของการไหลสองสถานะรวมเข้าไปในสมการการพาความร้อนแบบบังคับที่สร้างขึ้น โดยใช้วิธีการถ่วงน้ำหนักค่าสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ (Thermo - physical property) ของสารทำงานซึ่งอยู่ในสถานะของเหลว และสถานะไอ ซึ่งแนวคิดนี้มีการใช้งานโดยทั่วไป ยกตัวอย่างเช่นการหาค่าความหนาแน่นของของไหลสองสถานะ ตามแบบจำลองเนื้อเดียว (Homogeneous model) สามารถหาได้จากสมการ

$$\rho = \varepsilon \rho_G + (1 - \varepsilon) \rho_L = \frac{1}{\left(\frac{x^*}{\rho_G} + \frac{1 - x^*}{\rho_L} \right)} \quad (3.39)$$

ซึ่งจะเห็นได้ว่าสมบัติของสารทำงานที่ใช้ในระบบการไหลสองสถานะนั้นถูกสร้างขึ้นมาจากสมบัติของสารในสถานะของเหลว และไอ แล้วใช้พารามิเตอร์ที่บอกปริมาณสัดส่วนของไอ และของเหลวที่มีอยู่ที่ภาคตัดที่พิจารณานั้นเป็นตัวถ่วงน้ำหนัก ซึ่งในกรณีของตัวอย่างนี้ใช้ค่าสัดส่วนช่องว่าง (ε) และค่าคุณภาพไอที่หน้าตัดที่พิจารณา (x^*) เป็นตัวถ่วงน้ำหนัก ทำให้เกิดค่าคุณสมบัติสองสถานะที่เหมาะสมในการใช้งาน และสำหรับการพาความร้อนสองสถานะในท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบจะใช้ค่าคุณภาพไทางเทอร์โมไดนามิกส์ (x) เป็นตัวถ่วงน้ำหนัก แม้ว่าจะพบว่าค่าคุณภาพไอที่ตำแหน่งภาคตัดต่างๆในท่อจะมีค่าไม่เท่ากันก็ตาม แต่หากพิจารณาในลักษณะที่ว่าของเหลวเข้ามารับความร้อนในส่วนทำระเหย แล้วบางส่วนเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอไหลออกจากส่วนทำระเหยออกไป ก็อาจบอกได้ว่าของเหลวทั้งก้อน (Bulk) ที่พิจารณาอยู่นั้นมีค่าคุณภาพโดยไอเฉลี่ยทั้งก้อนเท่าไร ดังนั้นสมมติฐานข้อแรกในการสร้างสมการความต้านทานความร้อนในส่วนนี้คือ สารทำงานมีการพาความร้อนออกจากผิวด้านในส่วนทำระเหยในลักษณะสองสถานะ และสารทำงานที่ไหลเข้าส่วนทำระเหยนี้มีค่าคุณภาพไอเฉลี่ยค่าหนึ่ง สำหรับค่าคุณภาพเฉลี่ยทางเทอร์โมไดนามิกส์หาได้จากสมการต่อไปนี้

$$x = \frac{m_g}{m_T} ; m_T = m_g + m_f \quad (3.40)$$

เมื่อ	m_g	คือ	มวลของสารทำงานในสถานะไอ
	m_f	คือ	มวลของสารทำงานในสถานะของเหลว
	m_T	คือ	มวลของสารทำงานรวม

และค่าคุณสมบัติสองสถานะที่ใช้ในแบบจำลองนี้ จะสร้างจากค่าคุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ในลักษณะความสัมพันธ์ดังนี้

$$\Omega_{\text{mix}} = \Omega_f + x\Omega_{fg} \quad (3.41)$$

เมื่อ	Ω_{mix}	คือ	สมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของสารทำงานสองสถานะ
	Ω_f	คือ	สมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของสารทำงานในสถานะของเหลว
	Ω_{fg}	คือ	ผลต่างของสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของสารทำงานในสถานะของเหลวและสถานะไอ

การสร้างสมการความต้านทานความร้อนในส่วนของการพาความร้อนภายในท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบในส่วนทำระเหย จะเริ่มจากสมการการพาความร้อนในกรณีการไหลแบบพาบังคับในท่อกลม ซึ่งมีสมการดังนี้

$$\text{Nu}_e = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(\text{Re}_e - 1000)\text{Pr}_e}{1 + 1.27\left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}}\left(\text{Pr}_e^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \Rightarrow \left[\begin{array}{l} 0.5 \leq \text{Pr} \leq 2000 \\ 3 \times 10^3 < \text{Re} < 5 \times 10^6 \end{array} \right] \quad (3.42)$$

เมื่อ Nu_e คือ ค่าตัวเลขของ Nusselt ในส่วนทำระเหย
 Pr_e คือ ค่าตัวเลขของ Prandtl ในส่วนทำระเหย
 f คือ ค่าปัจจัยความฝืด โดยปัจจัยความฝืดนี้คำนวณจาก

$$f = (0.79 \ln \text{Re}_e - 1.64)^{-2} \Rightarrow [10^4 < \text{Re} < 10^6] \quad (3.43)$$

เมื่อ Re_e คือ ค่าตัวเลขของ Reynold ในส่วนทำระเหย โดยคำนวณจาก

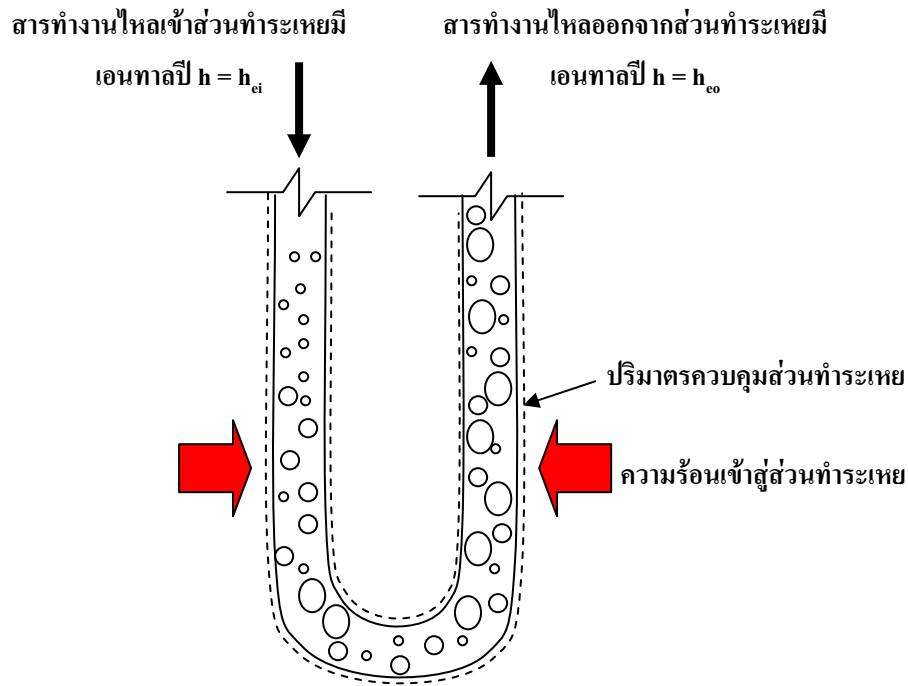
$$\text{Re}_e = \frac{\rho_{\text{mix}} v_e D_i}{\mu_{\text{mix}}} \quad (3.44)$$

ความหนาแน่น (ρ_{mix}) และความหนืดแบบของผสมเนื้อเดียว (μ_{mix}) ของของผสมสองสถานะหาได้จากสมการ 3.41 โดยความหนาแน่นจะทำการหาผ่านค่าปริมาตรจำเพาะ ส่วนอุณหภูมิที่ใช้ในการหาค่าสมบัติของสารทำงาน จะเป็นอุณหภูมิทำงานของท่อความร้อนซึ่งหาจาก

$$T_v = T_{\text{se}} - [Z_2 + (Z_3^{-1} + Z_4^{-1})^{-1}] \frac{\Delta T_s}{Z_{\text{total}}} \quad (3.45)$$

เมื่อ T_v คือ อุณหภูมิที่สอดคล้องกับความดันทำงานของท่อความร้อน
 T_{se} คือ อุณหภูมิที่ผิวท่อด้านนอกของส่วนทำระเหย

สำหรับความเร็วในการไหลของสารทำงานในส่วนทำระเหย หากจากสมดุลความร้อนในส่วนทำระเหย ดังแสดงในรูปที่ 3.17 ซึ่งเขียนได้เป็น



รูปที่ 3.17 แสดงปริมาณควบคุมในส่วนทำระเหย

$$\dot{Q}_e = \rho_{\text{mix}, T_v} \left(\frac{\pi D_i^2}{4} \right) v_c (h_{eo} - h_{ei}) \quad (3.46)$$

$$h_{eo} = h_{eo,f} + x h_{eo,fg} \quad ; \text{Property at } T_{se,i} \quad (3.47)$$

$$h_{ei} = c_c T_{sc} \quad ; \text{Property at } T_{sc,i} \quad (3.48)$$

เมื่อ	$T_{se,i}$	คือ	อุณหภูมิที่ผิวด้านในส่วนทำระเหย
	$T_{sc,i}$	คือ	อุณหภูมิที่ผิวด้านในส่วนควบแน่น
	h_{eo}	คือ	เอนทาลปีของสารทำงานที่ทางออกส่วนทำระเหย
	h_{ei}	คือ	เอนทาลปีของสารทำงานที่ทางเข้าส่วนทำระเหย

สำหรับการประเมินค่าสัดส่วนคุณภาพไอน้ำเพื่อความร้อนสามารถหาได้จากการพิจารณาสมดุลมวลในท่อความร้อนโดยมวลรวมของสารทำงานที่อยู่ในท่อความร้อน จะมีค่าเท่ากับมวลของสารทำงานที่เป็นไอน้ำ (m_v) รวมกับมวลสารทำงานส่วนที่เป็นของเหลว (m_p) มวลของสารทำงานทั้งหมดสามารถหาได้จาก

$$m_{\text{total}} = \rho_0 V^+; m_{\text{total}} = m_v + m_f \quad (3.49)$$

เมื่อ ρ_0 คือ ความหนาแน่นของสารทำงานที่อุณหภูมิที่เดิมสารทำงานในสถานะของเหลว
 V^+ คือ ค่าปริมาตรสารที่เดิมเข้าไปในท่อความร้อน

ดังนั้นปริมาตรท่อความร้อนทั้งท่อก็จะถูกรอบครองด้วยปริมาตรของไอ และของเหลว ซึ่งสามารถเขียนสมการได้เป็น

$$V_{\text{tube}} = V_v + V_f \quad (3.50)$$

เมื่อเขียนให้อยู่ในรูปของมวลไอ และมวลของเหลว สมการ 3.50 จะสามารถเขียนได้ใหม่เป็น

$$V_{\text{tube}} = m_v v_v + m_f v_f \quad (3.51)$$

หารสมการ 3.51 ตลอดด้วย m_{total} แล้วจัดรูปโดยใช้สมการ 3.49 ช่วยจะสามารถเขียนสมการ 3.51 ได้ใหม่เป็น

$$\frac{V_{\text{tube}}}{\rho_0 V^+} = \frac{m_g}{m_{\text{total}}} v_v + \left(\frac{m_{\text{total}}}{m_{\text{total}}} - \frac{m_g}{m_{\text{total}}} \right) v_f \quad (3.52)$$

จากนิยามของค่าอัตราส่วนการเติมสารทำงาน ซึ่งในกรณีคืออัตราส่วนของปริมาตรสารทำงานที่เดิมเข้าไปในท่อต่อปริมาตรท่อความร้อนทั้งท่อ ซึ่งสามารถเขียนเป็นสมการได้ดังนี้

$$\text{Filling ratio}(V^*) = \frac{V^+}{V_{\text{tube}}} \quad (3.53)$$

นำสมการ 3.53 ลงไปแทนในสมการ 3.52 และจัดรูปใหม่จะได้เป็น

$$\begin{aligned} \frac{1}{\rho_0 V^*} &= x v_v + (1-x) v_f \\ \frac{1}{\rho_0 V^*} &= \frac{x}{\rho_v} + \frac{(1-x)}{\rho_f} \end{aligned} \quad (3.54)$$

ดังนั้นค่าคุณภาพไอเฉลี่ยในท่อความร้อนสามารถหาได้จาก

$$x = \frac{\left(\frac{1}{\rho_0 V^*} - \frac{1}{\rho_f} \right)}{\left(\frac{1}{\rho_v} - \frac{1}{\rho_f} \right)} \quad (3.55)$$

โดยค่าสมบัติต่างๆที่ใช้ในการคำนวณตามสมการ 3.55 จะใช้คุณสมบัติที่อุณหภูมิทำงานของระบบ (T_v) ยกเว้นความหนาแน่นของสารทำงานขณะเต็มสาร (ρ_0)

สมการการต้านทานความร้อนเนื่องจากการพาความร้อนสองสถานะในส่วนทำระเหย สามารถหาได้จากสมการ 3.42 ร่วมกับความสัมพันธ์ของค่าตัวเลข Nusselt กับค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (3.56)$$

ดังนั้นการใช้สมการ 3.56 ร่วมกับสมการ 3.42 จะสามารถเขียนสมการการต้านทานความร้อนได้เป็น

$$Z_3 = \frac{D_i}{k_{\text{mix}, Tv} Nu_c [2\pi r_i (2nL_c)]} \quad (3.57)$$

สำหรับกรณีของการพาความร้อนสองสถานะในส่วนควบแน่น สามารถพิจารณาได้โดยใช้หลักการเดียวกับการพิจารณาที่ส่วนทำระเหยโดย สมการ Nusselt ในส่วนควบแน่นสามารถเขียนได้เป็นดังนี้

$$Nu_c = \frac{\left(\frac{f}{8} \right) (Re_c - 1000) Pr_c}{1 + 1.27 \left(\frac{f}{8} \right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr_c^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \quad (3.58)$$

เมื่อ Re_c คือ ค่าตัวเลขของ Reynold ในส่วนควบแน่น โดยคำนวณจาก

$$Re_c = \frac{\rho_{\text{mix}} v_c D_i}{\mu_{\text{mix}}} \quad (3.59)$$

โดยหากพิจารณาว่าความดันในส่วนควบแน่น และส่วนทำระเหยมีค่าน้อยมาก ความหนาแน่น (ρ_{mix}) และความหนืด (μ_{mix}) ของของผสมสองสถานะหาได้จากสมการ 3.41 โดยความหนาแน่นจะทำการหาผ่านค่าปริมาตรจำเพาะ ส่วนอุณหภูมิที่ใช้ในการหาค่าสมบัติของสารทำงานจะเป็นอุณหภูมิทำงานของท่อความร้อนซึ่งหาไว้แล้วในสมการ 3.45 สำหรับความเร็วเฉลี่ยในการไหลของสารทำงานที่ส่วนควบแน่นหาจากการสมดุลความร้อนที่ส่วนควบแน่นดังแสดงในรูปที่ 3.18 ซึ่งสามารถเขียนเป็นสมการได้ว่า

$$\dot{Q}_c = \rho_{\text{mix},T_v} \left(\frac{\pi D_i^2}{4} \right) v_c (h_{\text{co}} - h_{\text{ci}}) \quad (3.60)$$

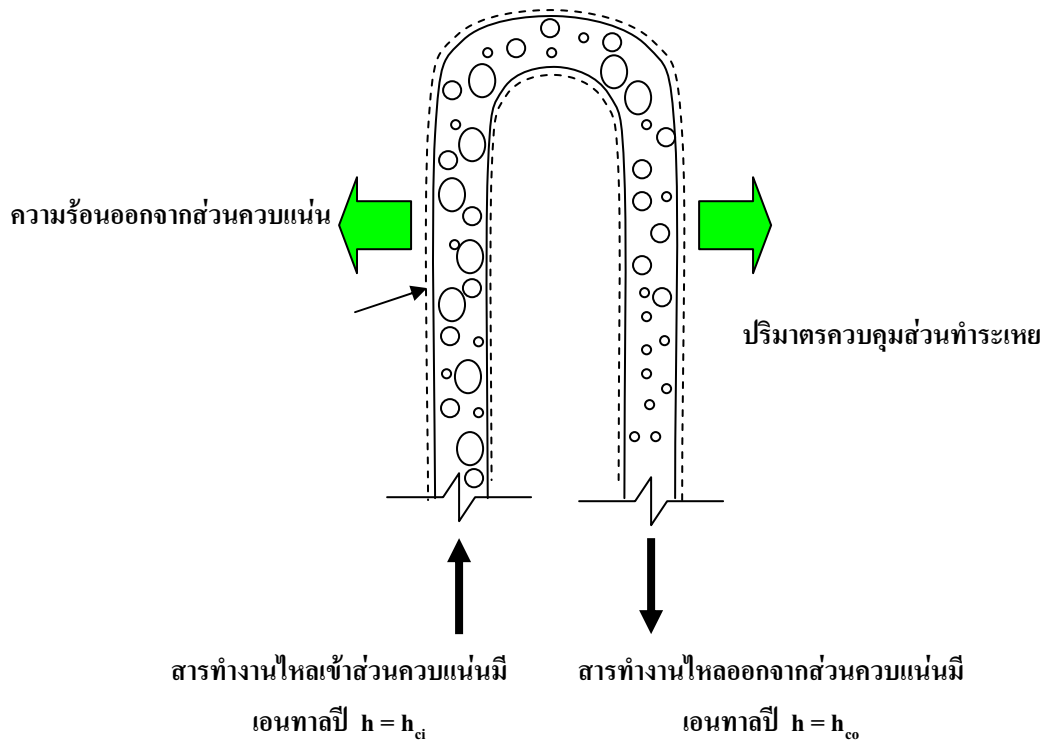
$$h_{\text{ci}} = h_{\text{ci},f} + x h_{\text{ci},fg} ; \text{Pr operty at } T_{\text{se},i} \quad (3.61)$$

$$h_{\text{co}} = c_c T_{\text{sc},i} ; \text{Pr operty at } T_{\text{sc},i} \quad (3.62)$$

เมื่อ	$T_{\text{se},i}$	คือ	อุณหภูมิที่ผิวด้านในส่วนทำระเหย
	$T_{\text{sc},i}$	คือ	อุณหภูมิที่ผิวด้านในส่วนควบแน่น
	h_{co}	คือ	เอนทาลปีของสารทำงานที่ทางออกส่วนทำระเหย
	h_{ci}	คือ	เอนทาลปีของสารทำงานที่ทางเข้าส่วนทำระเหย

และสมการความต้านทานความร้อนเนื่องจากการพาความร้อนในส่วนควบแน่น สามารถเขียนได้เป็นดังนี้

$$Z_5 = \frac{D_i}{k_{\text{mix},T_v} \text{Nu}_c [2\pi r_1 (2nL_c)]} \quad (3.63)$$



รูปที่ 3.18 แสดงปริมาณควบแน่นในส่วนทำระเหย

3.5.5 ค่าความต้านทานความร้อนเนื่องจากการเดือดของสารทำงานในส่วนทำระเหย และส่วนควบแน่น

จากที่ได้กล่าวไว้ในสมการ 3.38 ว่าการพาความร้อนสองสถานะแบบพาบังคับ เกิดจากปรากฏการณ์ร่วมกันของการพาความร้อน และการเดือด ซึ่งสมการ 3.38 ได้แสดงให้เห็นว่าการเดือดในกรณีการพาบังคับ สามารถหาได้จากผลคูณของตัวปัจจัยลดค่า (S) กับค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจากการเดือดในการพาแบบอิสระ ดังนั้นในตอนเริ่มต้นนี้จะพิจารณาการคำนวณหาค่าค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจากการเดือดในการพาแบบอิสระก่อน ซึ่งหาได้จากสมการของ Forster และ Zuber ซึ่งมีสมการดังนี้

$$h_b = 0.00122 \left[\frac{k_l^{0.79} c_{pl}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} (\rho_g h_{fg})^{0.24}} \right] \Delta T^{0.24} \Delta P^{0.75} \quad (3.64)$$

เมื่อ	ΔT	คือ	อุณหภูมิแตกต่างระหว่างผิวร้อนด้านในกับอุณหภูมิเฉลี่ยของสารทำงาน
	ΔP	คือ	ความดันแตกต่างที่สอดคล้องกันกับอุณหภูมิแตกต่างข้างต้น
	c_{pl}	คือ	ความจุความร้อนจำเพาะของเหลวในกระบวนการความดันคงที่

σ คือ ค่าแรงตึงผิวของสารทำงาน

เนื่องจากการพาความร้อนออกจากผิวร้อน เนื่องจากการเดือดของของเหลวสามารถเขียนได้ดังนี้

$$Q = h_b A \Delta T \quad (3.65)$$

ดังนั้นสมการ 3.64 สามารถเขียนได้ใหม่เป็น

$$h_b = 0.00122 \left[\frac{k_l^{0.79} c_{pl}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} (\rho_g h_{fg})^{0.24}} \right] \left(\frac{Q}{h_b A} \right)^{0.24} \Delta P^{0.75} \quad (3.66)$$

จะสังเกตเห็นว่ามีเทอมความดันแตกต่างกันอยู่ ซึ่งเทอมนี้ขึ้นกับระดับความอิ่มตัวยิ่งยวด (Super saturated) ของสารทำงาน ซึ่งหาได้จากความแตกต่างของอุณหภูมิที่ผิวให้ความร้อน และอุณหภูมิสารทำงานเฉลี่ยซึ่งสอดคล้องกับความดันทำงานของท่อความร้อน ดังนั้นเพื่อให้สามารถวิเคราะห์ถึงอิทธิพลของระดับอุณหภูมิที่มีต่อการส่งผ่านความร้อนของท่อความร้อน จะเปลี่ยนรูปเทอมความดันแตกต่างโดยใช้สมการ Claperyron

$$\left(\frac{dP}{dT} \right)_{\text{sat}} = \frac{h_{fg}}{T(v_g - v_l)} \quad (3.67)$$

สารทำงานที่พิจารณาเป็นของผสม ดังนั้นเทอม $v_g - v_l$ จะไม่เป็นฟังก์ชันกับความดัน และอุณหภูมิ และหากพิจารณาว่าค่าเอนทัลปีของการเปลี่ยนสถานะมีค่าเปลี่ยนไปเล็กน้อย จนถึงว่ามีค่าคงที่ได้ หากว่าอุณหภูมิแตกต่างกันมีค่าไม่มากนัก ตัวอย่างเช่นในกรณีของน้ำที่มีอุณหภูมิ 40 และ 80 องศาเซลเซียส ซึ่งมีอุณหภูมิแตกต่างกัน 40 องศาเซลเซียส จะมีค่าเอนทัลปีของการกลายเป็นไอ 2,406.7 และ 2,308.8 กิโลจูลต่อกิโลกรัม ตามลำดับ ซึ่งคิดเป็นค่าเอนทัลปีที่เปลี่ยนแปลงไปจากค่าที่อุณหภูมิ 40 องศาเซลเซียสได้เท่ากับ 4.07 เปอร์เซ็นต์ ซึ่งถือว่าเปลี่ยนแปลงน้อยมาก จะทำให้สมการ 3.67 สามารถเขียนในรูปสมการปริพันธ์ได้เป็น

$$\int_{P_{\text{sat,mean}}}^{P_{\text{sat,wall}}} dP = \frac{h_{fg}}{(v_g - v_l)_{T_{\text{sat,mean}}}} \int_{T_{\text{sat,mean}}}^{T_{\text{sat,wall}}} \frac{(dT)}{T} \quad (3.68)$$

เมื่อ $P_{\text{sat,wall}}$ คือ ความดันของสารทำงานที่บริเวณผนังด้านในของท่อความร้อน

$P_{\text{sat,mean}}$ คือ ความดันของสารทำงานที่บริเวณกึ่งกลางของท่อความร้อน

สมการปริพันธ์ 3.68 สามารถเขียนได้ในรูปสมการพีชคณิตดังนี้

$$P_{\text{sat,wall}} - P_{\text{sat,mean}} = \frac{h_{\text{fg}}}{(v_g - v_l)} [\ln(T_{\text{sat,wall}}) - \ln(T_{\text{sat,mean}})] \quad (3.69)$$

จัดรูปใหม่จะได้

$$P_{\text{sat,wall}} - P_{\text{sat,mean}} = \frac{h_{\text{fg}}}{(v_g - v_l)} \left[\ln\left(\frac{T_{\text{sat,wall}}}{T_{\text{sat,mean}}}\right) \right] \quad (3.70)$$

กระจายเทอมในวงเล็บทางขวามือของสมการ 3.70 โดยใช้ Taylor series จะเขียนได้เป็น

$$\ln \frac{T_{\text{sat,wall}}}{T_{\text{sat,mean}}} = \left(\frac{\frac{T_{\text{sat,wall}}}{T_{\text{sat,mean}}} - 1}{\frac{T_{\text{sat,wall}}}{T_{\text{sat,mean}}}} \right) + \frac{1}{2} \left(\frac{\frac{T_{\text{sat,wall}}}{T_{\text{sat,mean}}} - 1}{\frac{T_{\text{sat,wall}}}{T_{\text{sat,mean}}}} \right)^2 + \dots \quad (3.71)$$

ในกรณีที่ $\frac{T_{\text{sat,wall}} - T_{\text{sat,mean}}}{T_{\text{sat,wall}}} \ll 1$ สามารถประมาณได้ว่า

$$\ln \frac{T_{\text{sat,wall}}}{T_{\text{sat,mean}}} \approx \frac{T_{\text{sat,wall}} - T_{\text{sat,mean}}}{T_{\text{sat,wall}}} \quad (3.72)$$

ดังนั้นเทอมความดันแตกต่างในสมการ 3.69 สามารถเขียนได้เป็น

$$\Delta P = P_{\text{sat,wall}} - P_{\text{sat,mean}} = \frac{h_{\text{fg}}}{(v_g - v_l)} \left(\frac{T_{\text{sat,wall}} - T_{\text{sat,mean}}}{T_{\text{sat,wall}}} \right) \quad (3.73)$$

แทนสมการ 3.73 ลงในสมการ 3.66 จะได้ว่า

$$h_b = 0.00122 \left[\frac{k_l^{0.79} c_{pl}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} (\rho_g h_{\text{fg}})^{0.24}} \right] \left(\frac{Q}{h_b A} \right)^{0.24} \left[\frac{h_{\text{fg}}}{(v_g - v_l)} \left(\frac{T_{\text{sat,wall}} - T_{\text{sat,mean}}}{T_{\text{sat,wall}}} \right) \right]^{0.75} \quad (3.74)$$

จัดรูปสมการใหม่โดยใช้สมการ 3.65 จะได้ว่า

$$h_b = 0.00122 \left[\frac{k_l^{0.79} c_{pl}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} (\rho_g h_{fg})^{0.24}} \right] \left(\frac{Q}{h_b A} \right)^{0.24} \left[\frac{h_{fg}}{(v_g - v_l) \Gamma_{sat, wall}} \right]^{0.75} \left(\frac{Q}{h_b A} \right)^{0.75} \quad (3.75)$$

แก้สมการ 3.75 เพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเนื่องจากการเดือดแบบพาอิสระ โดยประมาณให้ผลรวมของเลขยกกำลัง $0.24 + 0.75 \approx 1$ เพื่อความสะดวกในการคำนวณซึ่งจะได้ว่า

$$h_b = \sqrt{0.00122 \left[\frac{k_l^{0.79} c_{pl}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} (\rho_g h_{fg})^{0.24}} \right] \left(\frac{Q}{2n\pi DL} \right) \left[\frac{h_{fg}}{(v_g - v_l) \Gamma_{sat, wall}} \right]^{0.75}} \quad (3.76)$$

จากความสัมพันธ์ของค่าความต้านทานความร้อน และค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนดังนี้

$$z_b = \frac{1}{h_b A} \quad (3.77)$$

แทนสมการ 3.76 ลงในสมการ 3.77 จะได้ว่า

$$z_b = \frac{1}{\sqrt{0.00122 \left[\frac{k_l^{0.79} c_{pl}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} (\rho_g h_{fg})^{0.24}} \right] (2Qn\pi DL) \left[\frac{h_{fg}}{(v_g - v_l) \Gamma_{sat, evap wall}} \right]^{0.75}}} \quad (3.78)$$

ดังนั้นสำหรับการพาความร้อนเนื่องจากการเดือดที่ส่วนทำระเหยนั้น สมการความต้านทานความร้อนสามารถเขียนได้เป็นดังนี้

$$z_4 = \frac{1}{\sqrt{0.00122 \left[\frac{k_l^{0.79} c_{pl}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} (\rho_g h_{fg})^{0.24}} \right] (2Qn\pi D_i L_e) \left[\frac{h_{fg}}{(v_g - v_l) \Gamma_{sat, evap wall}} \right]^{0.75}}} \quad (3.79)$$

สำหรับในส่วนควบแน่นนั้นจะเกิดการควบแน่นแทนที่จะเกิดการเดือด แต่อย่างไรก็ตามหากคิดว่าการควบแน่นที่เกิดขึ้นในท่อความร้อนเป็นกระบวนการย้อนกลับของการเดือด ซึ่งแนวคิดนี้ได้เคยมีการนำมาใช้ คำนวณความต้านทานความร้อนของเทอร์โมไซฟอนในส่วนความต้านทานความร้อนจากการเดือดของฟิล์มของเหลว และความต้านทานความร้อนจากการควบแน่นเป็นฟิล์มของเหลว ซึ่งในการคำนวณใช้สมการที่มีรูปแบบเดียวกัน ดังนั้นโดยแนวความคิดนี้จะสามารถเขียนสมการความต้านทานความร้อนเนื่องจากการควบแน่นของสารทำงานที่ส่วนควบแน่นได้ดังนี้

$$Z_6 = \frac{1}{\sqrt{0.00122 \left[\frac{k_l^{0.79} c_{pl}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} (\rho_g h_{fg})^{0.24}} \right] (2Qn\pi D_i L_c) \left[\frac{h_{fg}}{(v_g - v_l) T_{sat.con wall}} \right]^{0.75}}} \quad (3.80)$$

สำหรับสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของสารทำงานที่ใช้ในสมการ 3.79 และสมการ 3.80 จะใช้สมบัติที่อุณหภูมิทำงานของระบบ (T_v)

3.5.6 ค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะ

พิจารณาการไหลของสารทำงานภายในท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบ ดังแสดงในรูปที่ 3.15 จะพบว่า สารทำงานอยู่ในสถานะของผสมทั้งในบริเวณส่วนควบแน่นและส่วนทำระเหย สถานะเช่นนี้แสดงให้เห็นถึงการควบแน่นที่ไม่สมบูรณ์ ซึ่งส่งผลให้จำนวนสารทำงานที่ได้รับความร้อนโดยการเดือดในรอบการไหลถัดไปมีจำนวนน้อยลง นอกจากนี้ปริมาตรไอที่ค้างอยู่ในส่วนควบแน่นยังทำให้ความเร็วในการไหลของสารทำงานลดลง ทำให้พาความร้อนออกไปได้น้อยลงเช่นกัน ดังนั้นค่าความต้านทานความร้อนที่หาได้จากสมการ (3.57) (3.63) (3.79) และ (3.80) จึงมีค่าน้อยเกินไป และส่งผลให้ค่าการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ยที่คำนวณได้มีค่าสูงเกินจริงไปอย่างมาก การรวมผลของปัจจัยที่กล่าวมาข้างต้นเข้าไปในแบบจำลองความต้านทานความร้อนรวม สามารถทำได้โดยใช้ “ค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะ (S)” โดยใช้ค่านี้ในการเพิ่มค่าความต้านทานความร้อนที่เกิดขึ้นภายในท่อความร้อน ซึ่งทำให้สมการ (3.26) สามารถเขียนได้ใหม่เป็น

$$Z_{total} = Z_2 + S_c (Z_3^{-1} + Z_4^{-1})^{-1} + S_c (Z_5^{-1} + Z_6^{-1})^{-1} + Z_8 \quad (3.81)$$

การหาค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะในงานวิจัยนี้หาจากการสร้าง Correlation โดยใช้ข้อมูลจากการทดลอง โดยการออกแบบให้ท่อความร้อนมีความสมมาตรกันในส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น ก็จะสามารถกล่าวได้ว่าค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะมีค่าเท่ากันทั้งในส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น ซึ่งก็จะสามารถใช้ข้อมูลจากการทดลองในการหา Correlation ของค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะได้

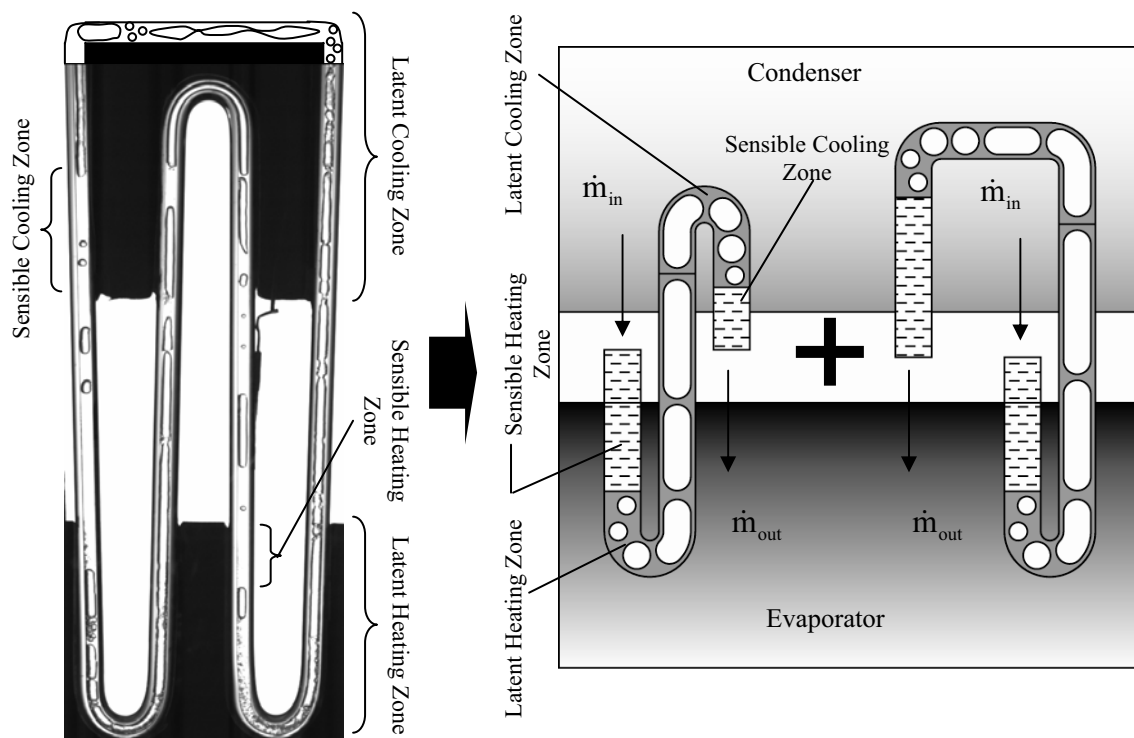
ในงานวิจัยนี้จะใช้ข้อมูลการทดลองท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบที่ใช้สารทำงานคือ R123 โดยท่อทองแดงที่ใช้มีเส้นผ่านศูนย์กลาง 1.06 และ 2.03 มม. ตามลำดับ และมีความยาวส่วนทำระเหย 50 100 และ 150 มม. ตามลำดับ การให้ความร้อนใช้วิธีการจ่ายกำลังไฟฟ้าเข้าสู่ขดลวดโดยตรง และระบายความร้อนด้วยน้ำหล่อเย็น (Kammuang-lue et al. 2004 พิจารณาเฉพาะข้อมูลการทำงานที่สถานะปกติ) สำหรับอุณหภูมิผิวท่อที่แทนในแบบจำลองครั้งนี้ ใช้ค่าเฉลี่ยที่ได้จากการ

วัตถุดิบที่มีผิวท่อในการทดลอง ทั้งในส่วนทำระเหย และส่วนควบแน่น ซึ่ง Correlation สำหรับค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะที่ได้จะกล่าวถึงต่อไปในบทที่ 4

ในขณะนี้เราได้ทราบถึงวิธีการทำนายอัตราการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ยภายในท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบแล้ว จากที่กล่าวมาข้างต้นก็จะพบว่าตัวแปรซึ่งเป็นค่าคุณลักษณะ (Characteristic parameter) ของแบบจำลองการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ยคือ ค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะ ซึ่งแม้ว่าค่านี้จะสามารถหาได้จากข้อมูลการทดลอง แต่อย่างไรก็ดียังมีความจำเป็นในการอธิบายลักษณะทางกายภาพและการมีอยู่จริงของค่านี้ ดังนั้นในหัวข้อถัดไปจะกล่าวถึงการสร้างแบบจำลองพฤติกรรมของการส่งผ่านความร้อนท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบ เพื่อใช้ในการทำนายค่า และอธิบายการมีอยู่จริงของค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะ

3.6 แบบจำลองพฤติกรรมของการส่งผ่านความร้อนท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบ

แบบจำลองพฤติกรรมที่ทำการสร้างขึ้นนี้จะสร้างจากข้อสมมติฐาน และข้อมูลการศึกษาเชิงทัศน์ซึ่งได้กล่าวไว้แล้วในหัวข้อที่ 3.2 เมื่อเราพิจารณาคำบรรยายหลักการทำงานของ “สารทำงานจากส่วนควบแน่นจะไหลเข้าสู่ส่วนทำระเหย และรับความร้อนที่บริเวณนี้ จากนั้นสารทำงานจะเปลี่ยนสถานะและผลึกของผสมที่อยู่เหนือตัวมันออกไปยังส่วนควบแน่น” เราก็จะพบว่าเมื่อตัดท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบออกเป็นส่วนๆ ให้เท่าๆกัน จะสามารถแบ่งส่วนประกอบย่อยในแต่ละส่วนที่ตัดแบ่งออกมานั้นได้เป็น 4 ส่วน ตามลักษณะการเปลี่ยนแปลงของสารทำงานภายใน ดังแสดงในรูปที่ 3.19



รูปที่ 3.19 แสดงพื้นที่ย่อยต่างๆภายในท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบ

เมื่อพิจารณารูปที่ 3.19 รูปทางด้านซ้ายเมื่อแสดงสารทำงานที่อยู่ภายในท่อความร้อน และรูปทางขวามือแสดงแผนภูมิที่สมดุลกัน จากรูปในส่วนทำระเหยจะสามารถแบ่งพื้นที่ออกได้เป็นสองส่วนคือ พื้นที่การทำความร้อนสัมผัส (Sensible Heating Zone) และพื้นที่การทำความร้อนแฝง (Latent Heating Zone) ในทำนองเดียวกันพื้นที่ในส่วนควบแน่นก็สามารถแบ่งออกได้เป็นสองส่วนเช่นกันคือ พื้นที่การทำความเย็นสัมผัส (Sensible Cooling Zone) และพื้นที่การทำความเย็นแฝง (Latent Cooling Zone) ระหว่างพื้นที่ในส่วนทำระเหยและพื้นที่ในส่วนควบแน่นจะถูกกันด้วยส่วนฉนวน เมื่อสารทำงานเกิดการไหลเวียนภายในท่อความร้อน สารทำงานจะมีการเปลี่ยนแปลงเมื่อไหลผ่านพื้นที่ต่างๆ ซึ่งมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

- พื้นที่การทำความร้อนสัมผัส (Sensible Heating Zone) เมื่อเริ่มต้นพิจารณาจะพบว่าสารทำงานจะไหลออกจากส่วนควบแน่นเข้าสู่ส่วนทำระเหย สารทำงานเหล่านี้จะมีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิทำงานของระบบ ดังนั้นเมื่อสารทำงานไหลผ่านพื้นที่การทำความร้อนสัมผัส ความร้อนในพื้นที่บริเวณนี้จะทำให้อุณหภูมิของสารทำงานค่อยๆ สูงขึ้นเรื่อยๆ โดยไม่มีการเปลี่ยนสถานะ จนกระทั่งอุณหภูมิของสารทำงานมีค่าเท่ากับอุณหภูมิทำงานของระบบ จากนั้นสารทำงานจะไหลเข้าสู่พื้นที่การทำความร้อนแฝงต่อไป เป็นที่น่าสังเกตว่าการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของสารทำงานในช่วงนี้ไม่มีการเปลี่ยนสถานะ ดังนั้นจึงเรียกพื้นที่ในส่วนนี้ว่าพื้นที่การทำความร้อนสัมผัส

- พื้นที่การทำความร้อนแฝง (Latent Heating Zone) เมื่อสารทำงานออกจากพื้นที่การทำความร้อนสัมผัส สารทำงานจะอยู่ในสถานะของเหลวอิ่มตัว และเมื่อสารทำงานเหล่านี้ไหลเข้าสู่พื้นที่การทำความร้อนแฝง สารทำงานบางส่วนจะเกิดการเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอ และเมื่อพิจารณาสารทำงานทั้งหมดจะพบว่า มันจะเปลี่ยนจากของเหลวอิ่มตัวกลายเป็นของผสมสองสถานะ และไหลเข้าสู่พื้นที่การทำความเย็นแฝงต่อไป จะเห็นว่าในพื้นที่นี้สารทำงานรับความร้อนเข้าไปเปลี่ยนสถานะของตัวมันเพียงอย่างเดียว จึงเรียกพื้นที่ในส่วนนี้ว่าพื้นที่การทำความร้อนแฝง

- พื้นที่การทำความเย็นแฝง (Latent Cooling Zone) เมื่อของผสมสองสถานะจากพื้นที่การทำความร้อนแฝงไหลเข้ามาสู่พื้นที่การทำความเย็นแฝง ของผสมสองสถานะจะถูกดึงความร้อนออกทำให้ไอในของผสมควบแน่นกลายเป็นของเหลวอีกครั้ง เมื่อสารทำงานออกจากพื้นที่นี้สารทำงานจะกลายเป็นของเหลวอิ่มตัวอีกครั้งและไหลเข้าสู่พื้นที่การทำความเย็นสัมผัสต่อไป

- พื้นที่การทำความเย็นสัมผัส (Sensible Cooling Zone) เมื่อเข้าสู่พื้นที่ส่วนนี้ ของเหลวอิ่มตัวไหลจะลดอุณหภูมิลง ดังนั้นของเหลวอิ่มตัวที่ออกจากพื้นที่นี้จะกลายเป็นของเหลวได้เย็น (Sub-cool liquid) และไหลเข้าสู่พื้นที่การทำความร้อนสัมผัสในโค้งเลี้ยวถัดไปอีกครั้ง

สิ่งหนึ่งที่จะต้องทำความเข้าใจก่อนจะกล่าวต่อไปก็คือ เมื่อเปรียบเทียบรูป 3.19 ทางขวามือซึ่งเป็นรูปจากการศึกษาเชิงทัศน์ กับรูป 3.19 ทางซ้ายมือ จะเห็นว่าพื้นที่ต่างๆ ที่กล่าวมาข้างต้นสอดคล้องกับรูปทางซ้ายมือ ในขณะที่รูปทางขวามือซึ่งเป็นสถานะที่เกิดขึ้นจริงในท่อความร้อนนั้น เราไม่สามารถแยกพื้นที่ทั้ง 4 ข้างต้นออกจากกันได้อย่างชัดเจน โดยจะพบไอและของเหลวปะปน

กันตลอดทั้งส่วนควบแน่นและส่วนทำระเหย ที่เป็นเช่นนี้เนื่องจากในสภาพเป็นจริงนั้นสารทำงานอยู่ในสถานะสมดุลกึ่งเสถียร (Meta-stable equilibrium) ซึ่งฟองไอลอยอยู่ในของเหลว ดังนั้นเมื่อมีการดึงความร้อนออกจากสารทำงานในส่วนควบแน่น สารทำงานในสถานะของเหลวที่อยู่รอบๆ ฟองไอก็จะเกิดการลดอุณหภูมิลงก่อนกลายเป็นของเหลวได้เย็น จากนั้นจึงรับความร้อนจากก้อนไอล้อมรอบอยู่ ดังนั้นเราจึงเห็นสถานะการทำเย็นสัมผัส และการทำเย็นแฝงอยู่ปนกัน แต่อย่างไรก็ดีเราจะพบได้ในรูป 3.19 ว่ามีแนวโน้มที่จะแบ่งพื้นที่ออกเป็นโซนต่างๆ ได้ดังที่กล่าวมาแล้วข้างต้น อย่างไรก็ตามก็ดีเพื่อความสะดวกในการคำนวณต่อไป เราจะกำหนดให้ระบบที่จำลองขึ้นเป็นระบบสมดุลเสถียร และพื้นที่การไหลที่สร้างขึ้นในแบบจำลองเป็นพื้นที่การไหลเสมือนจริง (Virtual flow area) ซึ่งได้แยกพื้นที่โซนต่างๆ ที่ปะปนกันมาออก และจัดรวมกลุ่มเข้าไว้ด้วยกัน หลักการพื้นที่การไหลเสมือนจริงนี้จะใช้กับพื้นที่ในส่วนทำระเหยด้วย

3.6.1 การสร้างแบบจำลองการทำงานในครึ่งรอบวัฏจักร (Half cycle modeling)

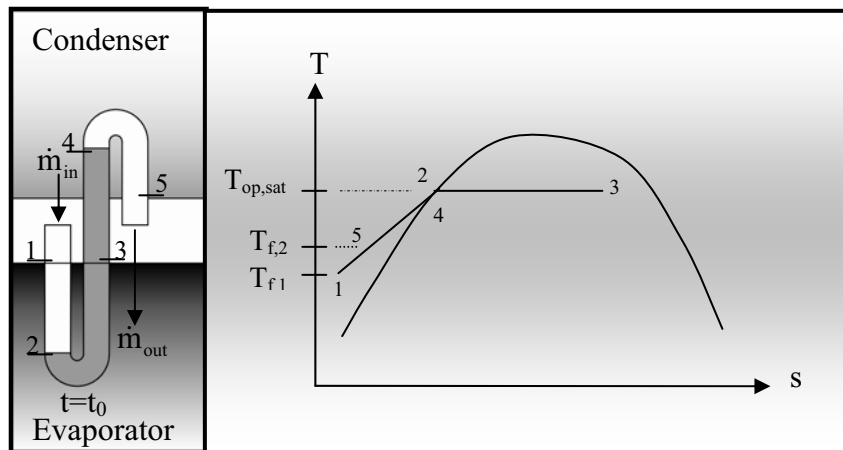
การไหลในหนึ่งรอบวัฏจักร คือการไหลที่สารทำงานที่เราพิจารณาเคลื่อนที่เข้าสู่พื้นที่การทำความร้อนสัมผัสไปจนไหลกลับเข้าสู่พื้นที่นี้ในโค้งเลี้ยวต่อไป แต่เนื่องจากการสร้างแบบจำลองโดยการพิจารณาการไหลเต็มวัฏจักรนั้น ต้องใช้ข้อมูลเริ่มต้นจำนวนมาก โดยเฉพาะอย่างยิ่งคือปริมาณมวลไอลที่เข้าสู่ส่วนควบแน่น และอัตราการควบแน่นของฟองไอลซึ่งเปลี่ยนแปลงไปตามปัจจัยต่างๆ จำนวนมาก จนอาจกล่าวได้ว่าไม่มีความเหมาะสมในการคำนวณในทางปฏิบัติ อย่างไรก็ตามหากพิจารณาให้การไหลทั้งหมดภายในท่อความร้อนสมมาตร กล่าวคืออัตราการไหลเชิงมวลของสารทำงานเท่ากันทุกโค้งเลี้ยวในช่วงเวลาเดียวกัน และอัตราการไหลเชิงมวลที่ไหลเข้าส่วนทำระเหยมีค่าเท่ากับอัตราการไหลเชิงมวลที่ไหลออกจากส่วนควบแน่นแล้ว ก็จะทำให้สามารถอธิบายพฤติกรรมการทำงานของท่อความร้อนด้วยการไหลเพียงครึ่งรอบได้ การคำนวณก็จะสามารถทำได้โดยสะดวกและลดจำนวนตัวแปรไม่ทราบค่าลงได้มาก แม้ว่าการคำนวณแบบครึ่งรอบวัฏจักรซึ่งพิจารณาสารทำงานตั้งแต่เริ่มเข้าสู่ส่วนทำระเหยจนสารทำงานอยู่เต็มส่วนทำระเหยจะทำให้ข้อมูลของอัตราการควบแน่นสุทธิซึ่งเป็นสาเหตุที่ทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงความเร็วในการไหลเวียนหายไป แต่อย่างไรก็ดีข้อมูลที่ได้จากการคำนวณเพียงครึ่งวัฏจักรก็มากเพียงพอที่จะทำให้เราเข้าใจพฤติกรรมของท่อความร้อนได้เป็นอย่างดี ดังนั้นในการสร้างแบบจำลองนี้จะทำโดยอธิบายการทำงานในครึ่งรอบวัฏจักร

การทำงานในครึ่งรอบวัฏจักรอธิบายได้ดังแสดงในรูปที่ 3.20 จากรูปกำหนดให้ความเร็วการไหลเวียนเกิดขึ้นด้วยความเร็วคงที่ตลอดครึ่งวัฏจักรเท่ากับค่าคงที่ค่าหนึ่ง (u_j) และของเหลวไอลเย็นจะไหลเข้าสู่ส่วนทำระเหยที่จุด 1 ด้วยอัตราการไหลเชิงมวลคงที่ค่าหนึ่ง (m_j) และออกจากพื้นที่การทำความร้อนสัมผัสที่จุด 2 ความยาวของพื้นที่ส่วนนี้ขึ้นอยู่กัองศาไอลเย็น (Sub-cool degree, T_{fj}) ของสารทำงานที่ไหลเข้ามา การทำงานครบครึ่งรอบเมื่อสารทำงานถึงจุดที่ 3 ซึ่งเป็นทางออก

ของส่วนทำระเหย เนื่องจากระบบสมมาตรในการไหลเชิงมวล ดังนั้นในขณะที่ของเหลวได้เย็นเข้าสู่ส่วนทำระเหยที่จุด 1 ของผสมสองสถานะซึ่งอยู่ในส่วนทำระเหยอยู่ก่อนแล้วก็จะไหลผ่านจุด 3 เข้าสู่ส่วนควบแน่นด้วยอัตราการไหลเชิงมวลเท่ากัน อัตราการเกิดไอในของผสมสองสถานะเมื่อผ่านจุดที่ 3 แล้วจะเป็นตัวกำหนดความยาวของพื้นที่การทำความเย็นแฝง ของผสมสองสถานะจะกลายเป็นของเหลวอิ่มตัวเมื่อผ่านจุด 4 และจะกลายเป็นของเหลวได้เย็นเมื่อออกจากจุด 5 ระดับอุณหภูมิได้เย็นจะขึ้นอยู่กับความยาวของพื้นที่การทำความเย็นสัมผัส

ในช่วงเวลาที่มีการไหลครบหนึ่งวัฏจักร ข้อมูลที่ทราบค่าคือฟลักซ์การส่งผ่านความร้อน (q_c) อุณหภูมิผิวส่วนทำระเหยซึ่งจะถือว่าเป็นอุณหภูมิทำงานของท่อ ($T_{op,sat}$) และอุณหภูมิส่วนควบแน่น (T_c) ซึ่งจะช่วยให้ทราบความเร็วในการไหลเวียนที่เงื่อนไขการทำงานค่านี้ แม้จะทราบดีแล้วว่าความเร็วในการไหลเวียนที่เปลี่ยนแปลงไปนั้นขึ้นกับอัตราการขยายตัว และอัตราการหดตัวสุทธิ แต่เนื่องจากพิจารณาเพียงหนึ่งวัฏจักรทำให้ข้อมูลอัตราการหดตัวหายไป ดังนั้นแบบจำลองนี้จึงไม่สามารถทำนายความเร็วในรอบการไหลถัดไปได้ แต่อย่างไรก็ดีหากกำหนดให้ความเร็วในการไหลเวียนเป็นตัวที่ทราบค่าแล้ว เราจะสามารถทำนายฟลักซ์การส่งผ่านความร้อนที่เกิดขึ้นที่ความเร็วนั้นได้ ดังนั้นเราจึงสามารถทำความเข้าใจพฤติกรรมของการส่งผ่านความร้อนของท่อความร้อนนี้ได้ นอกจากนี้ยังทำให้สามารถแปลความหมายทางกายภาพที่ชัดเจน และการยืนยันการมีอยู่จริงของค่าสัมประสิทธิ์การเปลี่ยนสถานะได้ ซึ่งค่าสัมประสิทธิ์การเปลี่ยนสถานะนี้เป็นตัวแปรคุณลักษณะ (Characteristic parameter) ที่ใช้ในการทำนายการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ย และได้กล่าวถึงไว้ในหัวข้อ 3.5

สำหรับรายการคำนวณในแบบจำลองหนึ่งวัฏจักรที่กล่าวมาข้างต้นมีรายละเอียดดังนี้



รูปที่ 3.20 แสดงการทำงานในเครื่องวัฏจักรและพฤติกรรมของสารทำงานบนแผนภูมิ
อุณหภูมิ-เอนโทรปี

3.6.1.1 อัตราการไหลเชิงมวลในการไหลเวียน

อัตราการไหลเชิงมวลของของเหลวได้เย็น ($\dot{m}_{f,j}$) ที่ไหลเข้าสู่ส่วนทำระเหยสามารถหาได้จากผลคูณของความหนาแน่นในสถานะของเหลวของสารทำงาน (ρ_f) ความเร็วในการไหลเวียน (u_j) และพื้นที่หน้าตัดของช่องการไหลภายในท่อความร้อน หรือ

$$\dot{m}_{f,j} = \rho_f \pi r_i^2 u_j \quad (3.82)$$

โดยตัวห้อย j แสดงรอบการคำนวณในแต่ละครั้ง ตัวห้อย f แสดงสถานะของเหลว และค่าคุณสมบัติที่ใช้ในการคำนวณในสมการ 3.82 ใช้ค่าคุณสมบัติที่อุณหภูมิของเหลวได้เย็น แต่อย่างไรก็ตาม เนื่องจากความหนาแน่นของของเหลวได้เย็นเปลี่ยนแปลงน้อยมากเมื่อเทียบกับความดันที่เปลี่ยนแปลงไป ดังนั้นจะอนุมานใช้ค่าความหนาแน่นที่อุณหภูมิอิ่มตัวที่มีค่าเท่ากับอุณหภูมิของเหลวได้เย็น

3.6.1.2 ความยาวพื้นที่ส่วนทำความร้อนสัมผัส และมวลของสารทำงานในพื้นที่นี้

จากที่ได้บรรยายไว้ในหัวข้อก่อนหน้านี้ เราทราบว่าความร้อนที่ป้อนเข้าไปในพื้นที่ส่วนนี้จะทำให้ของเหลวได้เย็น ($T_{f,in}$) ที่ไหลเข้ามามีอุณหภูมิสูงขึ้นโดยไม่เปลี่ยนเฟส ดังนั้น

$$2\pi r_i L_{sen,evap} q_e = \dot{m}_{f,j} c_p (T_{op,sat} - T_{f,in}) \quad (3.83)$$

ดังนั้นความยาวพื้นที่ทำความร้อนสัมผัสหาได้จาก

$$L_{sen,evap} = \frac{\dot{m}_{f,j} c_p (T_{op,sat} - T_{in})}{2\pi r_i q_e} \quad (3.84)$$

มวลของเหลวที่อยู่ในพื้นที่ทำความร้อนสัมผัส ($m_{liquid,sen,evap}$) สามารถหาได้จาก

$$m_{liquid,sen,evap} = \pi r_i^2 L_{sen,evap} \rho_f \quad (3.85)$$

3.6.1.3 ความยาวพื้นที่ส่วนทำความร้อนแฝงและอัตราการระเหยของสารทำงาน

เมื่อเราสามารถหาความยาวพื้นที่ทำความร้อนสัมผัสได้จากสมการ 3.85 แล้ว การหาความยาวพื้นที่ทำความร้อนแฝงก็สามารถหาได้จากผลต่างของความยาวในส่วนทำระเหยกับความยาวพื้นที่ทำความร้อนสัมผัส หรือ

$$L_{\text{lat, evap}} = 2L_e - L_{\text{sen, evap}} \quad (3.86)$$

เมื่อพิจารณาพื้นที่การทำความร้อนแฝง อัตราการระเหยกลายเป็นไอของสารทำงานที่ตำแหน่งทางออกจากพื้นที่นี้ ($\dot{m}_{\text{evap, exit}}$) สามารถหาได้จาก

$$\dot{m}_{\text{evap, exit}} = \frac{2\pi r_i q_e L_{\text{lat, evap}}}{h_{fg}} \quad (3.87)$$

อัตราการระเหยเฉลี่ยที่เกิดขึ้นในพื้นที่ส่วนทำความร้อนแฝง ($\dot{m}_{\text{evap, avg}}$) สามารถหาได้จาก

$$\dot{m}_{\text{evap, avg}} = \frac{\pi r_i q_e L_{\text{lat, evap}}}{h_{fg}} \quad (3.88)$$

3.6.1.4 เวลาที่สารทำงานอยู่ในส่วนทำความร้อนแฝง

การคำนวณเวลาที่สารทำงานอยู่ในส่วนทำความร้อนแฝง ($t_{\text{lat, evap}}$) สามารถทำได้จากความสัมพันธ์ระหว่างปริมาตรในพื้นที่ส่วนทำความร้อนแฝง ($V_{\text{lat, evap}}$) กับปริมาตรที่สารทำงานไหลไปแทนที่ในพื้นที่นี้ และปริมาตรที่เกิดจากการขยายตัวของสารทำงานที่มีการเปลี่ยนสถานะเมื่อได้รับความร้อน โดยปริมาตรในพื้นที่นี้ทั้งหมดจะมีค่าเท่ากับผลรวมของปริมาตรจากการไหลไปแทนที่และปริมาตรจากการขยายตัว หรือเขียนเป็นสมการได้ดังนี้

$$V_{\text{lat, evap}} = V_{\text{flow}} + V_{\text{expansion}} \quad (3.89)$$

เนื่องจากปริมาตรในพื้นที่ส่วนทำความร้อนแฝงมีค่าเท่ากับผลคูณของความยาวพื้นที่ส่วนทำความร้อนแฝงกับพื้นที่หน้าตัดในช่องการไหล หรือ

$$V_{\text{lat, evap}} = L_{\text{lat, evap}} (\pi r_i^2) \quad (3.90)$$

ปริมาตรที่เกิดจากการไหลแทนที่ของสารทำงานหาได้จากความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วในการไหลเวียน พื้นที่หน้าตัดช่องการไหล และเวลาที่สารทำงานอยู่ในพื้นที่ทำความร้อนแฝง หรือ

$$V_{\text{flow}} = u_j \pi r_i^2 t_{\text{lat, evap}} \quad (3.91)$$

และปริมาตรที่เกิดจากการขยายตัวของสารทำงานก็หาได้จากผลคูณของอัตรากระเหยเฉลี่ย ปริมาตรจำเพาะของสารทำงานในสถานะไอที่อุณหภูมิทำงาน (v_g) และเวลาที่สารทำงานอยู่ในพื้นที่ ทำความร้อนแฝง หรือ

$$V_{\text{expansion}} = \dot{m}_{\text{evap,avg}} v_g t_{\text{lat,evap}} \quad (3.92)$$

แทนสมการ 3.90 สมการ 3.91 และสมการ 3.92 ลงในสมการ 3.89 จะได้ว่า

$$L_{\text{lat,evap}} \pi r_i^2 = u_j \pi r_i^2 t_{\text{lat,evap}} + \dot{m}_{\text{evap,avg}} v_g t_{\text{lat,evap}} \quad (3.93)$$

แทนสมการ 3.88 ลงในสมการ 3.93 จะได้ว่า

$$L_{\text{lat,evap}} \pi r_i^2 = u_j \pi r_i^2 t_{\text{lat,evap}} + \left(\frac{\pi r_i q_c L_{\text{lat,evap}}}{h_{fg}} \right) v_g t_{\text{lat,evap}} \quad (3.94)$$

จัดรูปใหม่จะได้ว่า

$$L_{\text{lat,evap}} = \left[u_j + \left(\frac{q_c L_{\text{lat,evap}}}{h_{fg} r_i} \right) v_g \right] t_{\text{lat,evap}} \quad (3.95)$$

ดังนั้นเวลาที่สารทำงานอยู่ในส่วนทำความร้อนแฝงสามารถหาได้จาก

$$t_{\text{lat,evap}} = \frac{L_{\text{lat,evap}}}{\left[u_j + \left(\frac{q_c L_{\text{lat,evap}} v_g}{h_{fg} r_i} \right) \right]} \quad (3.96)$$

นอกจากนี้เรายังสามารถหาความเร็วเฉลี่ยในการไหลเวียนของของผสมในพื้นที่ทำความร้อนแฝงได้จาก

$$u_{\text{mixture,evap,mean}} = \frac{L_{\text{lat,evap}}}{t_{\text{lat,evap}}} \quad (3.97)$$

3.6.1.5 มวลของสารทำงานในพื้นที่ส่วนทำความร้อนแฝง

เมื่อคุณสมการ 3.96 กับสมการ 3.88 จะได้มวลของสารทำงานในสถานะไอที่อยู่ในส่วนทำความร้อนแฝงในขณะที่สารทำงานสารทำงานอยู่เต็มส่วนทำระเหย หรือ มวลไอของสารทำงานในพื้นที่ส่วนทำความร้อนแฝง ($m_{\text{vapor, lat, evap}}$) หาได้จาก

$$m_{\text{vapor, lat, evap}} = \frac{\pi r_i q_c L_{\text{lat, evap}}}{h_{fg}} * \frac{L_{\text{lat, evap}}}{\left[u_j + \left(\frac{q_c L_{\text{lat, evap}} v_g}{h_{fg} r_i} \right) \right]} \quad (3.98)$$

สำหรับมวลของสารทำงานในสถานะของเหลว ($m_{\text{liquid, lat, evap}}$) สามารถหาได้จากผลต่างของมวลในกรณีที่สองของเหลวไหลเข้าไปในพื้นที่ทำความร้อนแฝง ($m_{\text{liquid, flowin}}$) กับมวลไอของสารทำงานในพื้นที่ส่วนทำความร้อนแฝง

$$m_{\text{liquid, lat, evap}} = m_{\text{liquid, flowin}} - m_{\text{vapor, lat, evap}} \quad (3.99)$$

เมื่อมวลในกรณีที่ของเหลวไหลเข้าไปในพื้นที่ทำความร้อนแฝงหาได้จากผลคูณของอัตราการไหลเชิงมวลของของเหลวจากสมการ 3.82 และเวลาที่สารทำงานอยู่ในส่วนทำความร้อนแฝง

$$m_{\text{liquid, flowin}} = \rho_f \pi r_i^2 u_j t_{\text{lat, evap}} \quad (3.100)$$

แทนสมการ 3.99 ลงในสมการ 3.98 จะได้ว่า

$$m_{\text{liquid, lat, evap}} = \rho_f \pi r_i^2 u_j t_{\text{lat, evap}} - \frac{\pi r_i q_c L_{\text{lat, evap}}}{h_{fg}} * \frac{L_{\text{lat, evap}}}{\left[u_j + \left(\frac{q_c L_{\text{lat, evap}} v_g}{h_{fg} r_i} \right) \right]} \quad (3.101)$$

3.6.1.6 เงื่อนไขสมมูลมวลในท่อความร้อน

มวลของสารทำงานในท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบมีค่าคงที่เสมอ เพราะระบบนี้เป็นระบบปิด ดังนั้นเงื่อนไขสุดท้ายที่ทำให้การคำนวณแบบครึ่งวัฏจักรเป็นจริงก็คือ ผลรวมมวลทั้งหมดทั้งที่เป็นของเหลวและไอ ที่อยู่ในส่วนทำระเหยเมื่อเกิดการไหลครบครึ่งวัฏจักรแล้ว จะต้องมียุทธศาสตร์กับมวลที่สถานะก่อนการไหลเสมอ (m_{initial}) หรือเขียนเป็นสมการได้ดังนี้

$$m_{\text{initial}} = m_{\text{liquid, sen, evap}} + m_{\text{liquid, lat, evap}} + m_{\text{vapor, lat, evap}} \quad (3.102)$$

สำหรับมวลที่สภาวะก่อนการไหลสามารถหาได้โดยการกำหนดให้มวลของสารทำงานกระจายสม่ำเสมอในท่อความร้อน ดังนั้นมวลของสารทำงานในท่อความร้อนจำนวน 1 โค้งเลี้ยว ($m_{WF/tum}$) มีค่าเท่ากับมวลสารทำงานที่เติมเข้าไปในท่อ ($m_{WF,CLOHP}$)หารด้วยจำนวนโค้งเลี้ยว (n) หรือเขียนได้เป็น

$$m_{WF/tum} = \frac{m_{WF,CLOHP}}{n} \quad (3.103)$$

ในกรณีที่ท่อความร้อนประกอบไปด้วยส่วนทำระเหย ส่วนฉนวน และส่วนควบแน่น มวลที่สภาวะก่อนการไหลหาได้จากการเฉลี่ยมวลในสมการ 3.102 ออกเป็นสามส่วนเท่าๆกัน หรือ

$$m_{initial} = \frac{m_{WF,CLOHP}}{3 * n} \quad (3.104)$$

3.6.2 การมีอยู่จริงของค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะ และ พฤติกรรมการส่งผ่านความร้อนที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา

ในรายงานวิจัยก่อนหน้านี้ (Gi et al. 1999) ได้รายงานไว้ว่า “ความเร็วในการไหลเวียนของสารทำงานมีค่าสูงขึ้นเพื่อป้อนความร้อนให้แก่ท่อความร้อนสูงขึ้น” ข้อความนี้หมายความว่าท่อความร้อนจะมีความเร็วค่าหนึ่งซึ่งเราสามารถรับรู้ได้ที่ระดับความร้อนป้อนเข้าค่าหนึ่งๆ เพราะหากเราไม่สามารถรับรู้ความเร็วได้ เราย่อมไม่สามารถบอกได้ว่ามันมีความเร็วในการไหลเวียนสูงขึ้น ซึ่งหากเรานิยามความเร็วที่เรารับรู้ได้นั้นว่า ความเร็วคุณลักษณะ (Characteristic velocity) แล้ว เราก็อาจอนุมานต่อไปได้ว่า แม้ว่าท่อความร้อนชนิดนี้จะมีการเปลี่ยนแปลงความเร็วอยู่ตลอดเวลา แต่การเปลี่ยนแปลงนี้จะเกิดอยู่ในย่านความเร็วย่านหนึ่งซึ่งอยู่รอบๆ ค่าความเร็วคุณลักษณะ ดังนั้นความเร็วที่คำนวณได้จากแบบจำลองครึ่งวัฏจักร โดยกำหนดค่าความร้อนป้อนเข้า รูปร่างของท่อ และอุณหภูมิส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นไว้แล้ว ก็คือความเร็วคุณลักษณะของท่อความร้อนตามเงื่อนไขการทำงานที่กำหนดไว้นั่นเอง

จากความรู้พื้นฐานในเรื่องการพาความร้อน เราทราบว่าความเร็วของของไหลมีผลต่อความสามารถในการพาความร้อน โดยของไหลที่มีความเร็วสูงย่อมพาความร้อนออกไปจากที่นั้นได้มากกว่าของไหลที่มีความเร็วต่ำ ดังนั้นเมื่อกลับมาสู่เรื่องความเร็วคุณลักษณะ เราย่อมทราบดีแล้วว่าความเร็วนี้เป็นตัวกำหนดว่าค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่ส่วนทำระเหย และส่วนควบแน่นจะมีค่าเท่าไร และหากความเร็วในการไหลเวียนซึ่งใช้ในการคำนวณการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ยในหัวข้อ 3.5 มีค่าแตกต่างจากความเร็วคุณลักษณะนี้แล้ว นั่นก็หมายความว่าค่าสัมประสิทธิ์

การพาความร้อนจะมีค่าแตกต่างกันด้วย สิ่งนี้เป็นเหตุผลว่าทำไมค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่คำนวณได้จากสมการ 3.57 สมการ 3.63 และสมการ 3.76 มีค่ากว่าที่เกิดขึ้นจริงในท่อความร้อน และต้องทำการปรับค่าโดยตัวแปรสัมประสิทธิ์การเปลี่ยนสถานะก่อนจึงจะได้ค่าที่ถูกต้อง ทั้งหมดนี้เกิดขึ้นเพราะความเร็วในแบบจำลองการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ยมีค่าแตกต่างไปจากความเร็วคุณลักษณะนั่นเอง อย่างไรก็ตามตัวแปรสัมประสิทธิ์การเปลี่ยนสถานะไม่ได้มีความหมายเป็นเพียงค่าปรับแก้ในการคำนวณเท่านั้น แต่ความหมายทางกายภาพของตัวแปรสัมประสิทธิ์การเปลี่ยนสถานะก็คือ ค่าที่บ่งบอกถึงสัดส่วนระหว่างการรักษาความร้อนในรูปความร้อนสัมผัส และการพาความร้อนในรูปความร้อนแฝง ที่เป็นเช่นนี้เนื่องจากความเร็วในแบบจำลองการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ยที่ทำให้ได้จากสมการ 3.46 และสมการ 3.60 ใช้ค่าความหนาแน่นเฉลี่ยโดยคิดจากค่าอัตราส่วนการเคมสารทำงาน และคุณสมบัติที่อุณหภูมิทำงานซึ่งเป็นอุณหภูมิที่ใช้หาคุณสมบัติของสารทำงานตลอดทั้งท่อ ทำให้ความหนาแน่นที่คำนวณได้นี้จึงไม่ได้แสดงถึงสัดส่วนของมวลไอลและของเหลวที่ถูกต้องในบริเวณต่างๆของท่อความร้อน ดังนั้นค่าสัมประสิทธิ์การเปลี่ยนสถานะจึงทำหน้าที่เสมือนค่าที่ปรับแก้ให้ความหนาแน่นในสมการ 3.46 และสมการ 3.60 นั้นถูกต้องด้วย ซึ่งในอีกนัยหนึ่งก็คือ การปรับค่าเฉลี่ยของสัดส่วนสารทำงานสถานะไอและของเหลวให้ถูกต้องอีกด้วย และจากความรู้ที่ว่าความร้อนสัมผัสทำให้สารทำงานมีอุณหภูมิสูงขึ้น และความร้อนแฝงเปลี่ยนสถานะสารทำงาน ดังนั้นในส่วนทำระเหยของท่อความร้อน หากสารทำงานมีอุณหภูมิสูงขึ้นแต่ยังเป็นของเหลวอยู่ก็คือสารทำงานที่รับความร้อนสัมผัส และในทางตรงข้ามไอลของสารทำงานก็เกิดมาจากการรับความร้อนแฝง เมื่อปริมาณของเหลวและไอลเป็นตัวกำหนดสัดส่วนการรับความร้อนสัมผัส และความร้อนแฝง รวมทั้งความหนาแน่นเฉลี่ยของสารทำงาน ดังนั้นการปรับค่าความหนาแน่นเฉลี่ยของสารทำงานด้วยค่าตัวแปรสัมประสิทธิ์การเปลี่ยนสถานะ ก็คือการปรับแก้สัดส่วนการรับความร้อนแฝงและความร้อนสัมผัสให้ถูกต้องด้วย ดังนั้นตัวแปรสัมประสิทธิ์การเปลี่ยนสถานะก็คือ ค่าที่บ่งบอกถึงสัดส่วนที่ถูกต้องระหว่างการรับความร้อนในรูปความร้อนสัมผัส และการพาความร้อนในรูปความร้อนแฝง

สำหรับประเด็นเรื่องพฤติกรรมที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลานั้น จะพบได้จากที่กล่าวมาในหัวข้อ 3.6.1 ว่าความเร็วในการไหลเวียนของสารทำงานเป็นตัวแปรสำคัญที่มีผลต่อคุณสมบัติต่างๆภายในท่อความร้อน ซึ่งสมบัติเหล่านี้ได้แก่ ความสามารถในการรับความร้อนที่ส่วนทำระเหย ปริมาณไอลและของเหลวในส่วนทำระเหย ดังนั้นการเปลี่ยนแปลงความเร็วในการไหลเวียนก็จะมีผลทำให้คุณสมบัติต่างๆเหล่านี้เปลี่ยนไปด้วย แม้ว่าแบบจำลองครึ่งวัฏจักรจะไม่สามารถใช้ในการทำนายความเร็วที่เปลี่ยนแปลงในวัฏจักรถัดได้ แต่อย่างไรก็ดีเรายังสามารถใช้แบบจำลองทำนายพฤติกรรมของการส่งผ่านความร้อนของมันที่เปลี่ยนแปลงไปได้ โดยการกำหนดให้ที่เวลาใดๆเวลาหนึ่งนั้น ท่อความร้อนมีอุณหภูมิของเหลวอัดตัวที่ไหลเข้าสู่ส่วนทำระเหยมีค่าเปลี่ยนแปลงไปจากเดิมเป็นค่าๆหนึ่ง จากนั้นคำนวณหาความเร็วในการไหลเวียน ซึ่งก็จะทำให้ทราบว่าที่เวลาใดๆเวลาหนึ่ง

นั้น อุณหภูมิของเหลวอัดตัวที่ไหลเข้าสู่ส่วนทำระเหยที่เปลี่ยนแปลงไป ทำให้ความเร็วในการไหลเวียนเปลี่ยนไปอย่างไร

การหลีกเลี่ยงการทำนายความเปลี่ยนแปลงต่างๆ โดยใช้เวลาเป็นตัวแปรต้นนั้น มิได้เกิดจากสาเหตุที่ว่าไม่มีข้อมูลในครั้งวัฏจักรที่สารทำงานไหลเข้าสู่ส่วนควบแน่นเท่านั้น แต่ยังเนื่องด้วยความเร็วในการไหลเวียนที่เปลี่ยนแปลงของท่อความร้อนชนิดนี้ไม่ได้แปรผันไปตามเวลาโดยตรง แต่แปรผันไปตามปัจจัยต่างๆ ได้แก่ อัตราการควบแน่นที่ส่วนควบแน่น และอุณหภูมิของเหลวไต้เย็นขาออกจากส่วนควบแน่น ซึ่งการเปลี่ยนแปลงของปัจจัยเหล่านี้เกิดในลักษณะใดๆทำให้เราเห็นความเร็วในการไหลเวียนมีการเปลี่ยนแปลงหลายรูปแบบ (แต่เราก็รับรู้ความเร็วคุณลักษณะของมันได้) ดังนั้นการอธิบายพฤติกรรมที่เปลี่ยนแปลงไปของท่อความร้อนชนิดนี้ด้วยการใช้อุณหภูมิของเหลวขาเข้าเป็นตัวแปรต้นจึงให้ความเข้าใจที่ดีกว่า สำหรับเวลานั้นทำหน้าที่เป็นตัวแสดงให้เห็นว่ามีลักษณะไม่คงตัวเกิดขึ้นต่อความร้อนชนิดนี้ ดังจะเห็นได้จากรายงานวิจัยเกี่ยวกับท่อความร้อนชนิดนี้ทุกฉบับ

ในบทนี้ได้กล่าวถึงการสร้างแบบจำลองทั้งหมดในงานวิจัย ซึ่งจะพบว่ามีสมการจำนวนมาก ดังนั้นในบทต่อไปจะแสดงแผนผังการคำนวณซึ่งจะแสดงให้เห็นลำดับการคำนวณ และสมการที่ใช้ในการคำนวณทั้งหมด

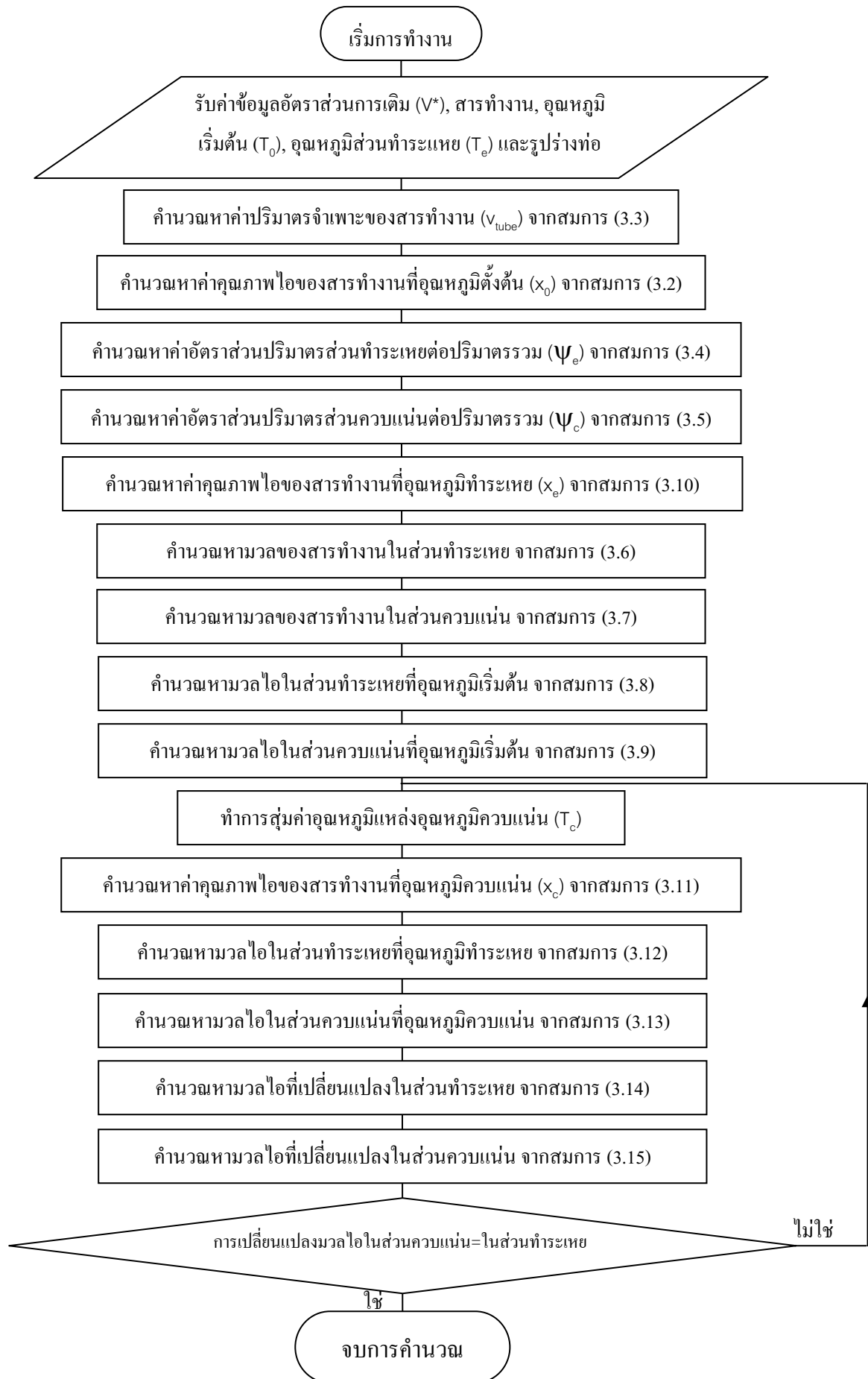
บทที่ 4

การสร้างโปรแกรมการคำนวณ

ในบทก่อนหน้านี้ได้กล่าวถึงแนวคิด และหลักการในการสร้างแบบจำลองในงานวิจัยนี้แล้ว ในบทนี้จะได้กล่าวถึงวิธีการ โดยสรุปในการสร้างโปรแกรมคอมพิวเตอร์เพื่อช่วยในการคำนวณเพื่อทดสอบ และหาค่าตัวคงที่ที่เกี่ยวข้องในแบบจำลอง โดยตอนต้นของบทนี้จะกล่าวถึงขั้นตอนการสร้างโปรแกรมสำหรับวิเคราะห์การทำงานได้ของท่อความร้อน รวมทั้งการคำนวณตามแบบจำลองที่อธิบายผลของจำนวนโคง์เลี้ยวต่อเงื่อนไขการเริ่มต้นทำงานได้ จากนั้นจะกล่าวถึงขั้นตอนการสร้างโปรแกรมตามแบบจำลองการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ย และในตอนท้ายของบทจะกล่าวถึงขั้นตอนการสร้างโปรแกรมตามแบบจำลองพฤติกรรมท่อความร้อน

4.1 ขั้นตอนการสร้างโปรแกรมสำหรับวิเคราะห์การทำงานได้ของท่อความร้อน

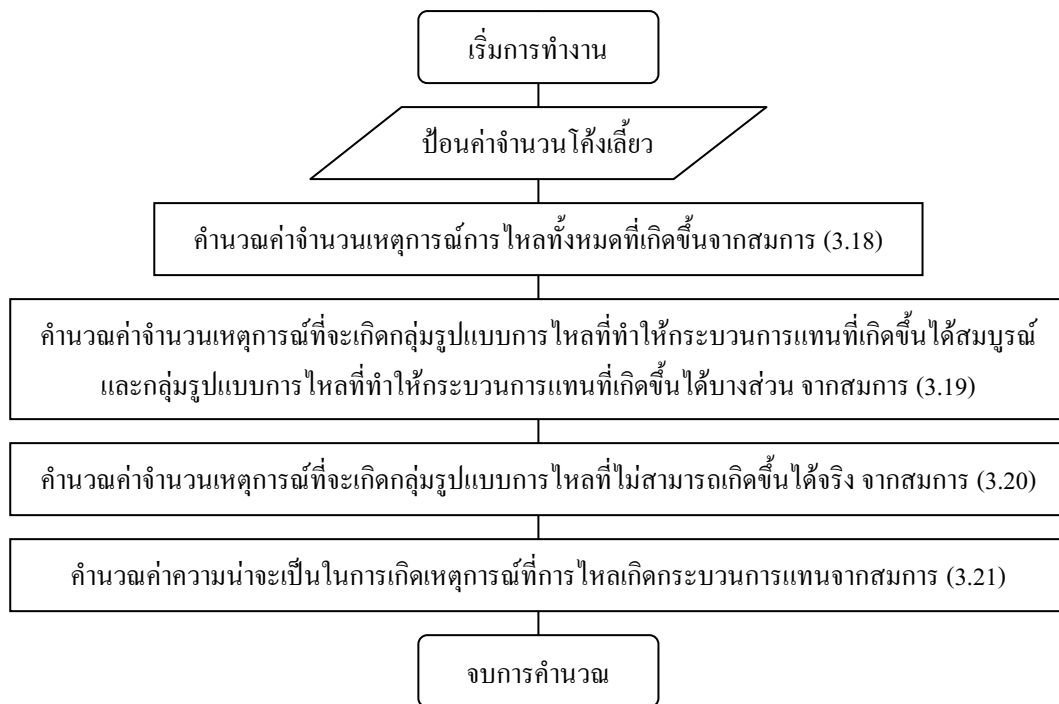
การคำนวณเพื่อวิเคราะห์การทำงานได้ของท่อความร้อนจะทำโดยการกำหนดให้อุณหภูมิส่วนทำระเหยเป็นตัวทราบค่า และคำนวณหาค่าอุณหภูมิส่วนควบแน่นซึ่งเป็นอุณหภูมิที่มากที่สุดที่จะทำให้ท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบสามารถเริ่มทำงานได้ ขั้นตอนการคำนวณแสดงไว้ในรูปที่ 4.1 จากรูปการคำนวณเริ่มจากการป้อนข้อมูลเบื้องต้นในการคำนวณ ได้แก่ ชนิดของสารทำงาน ค่าอัตราส่วนการเติมเทียบกับปริมาตรรวมภายในท่อความร้อน อุณหภูมิเริ่มต้น อุณหภูมิแหล่งทำระเหย และรูปร่างของท่อความร้อน หลังจากนั้นจะทำการคำนวณปริมาตรจำเพาะของสารทำงานภายในท่อซึ่งค่านี้เป็นค่าคงที่ตลอดการคำนวณ โดยหลักการที่กล่าวไว้ในหัวข้อ 3.4.2 จึงต้องคำนวณหาค่าการเปลี่ยนแปลงมวลไอน้ำในส่วนทำระเหย และส่วนควบแน่น ในการคำนวณส่วนนี้จะเริ่มจากการหาค่าคุณภาพไอน้ำที่อุณหภูมิเริ่มต้น และคุณภาพไอน้ำที่อุณหภูมิแหล่งทำระเหย จากนั้นจะทำการหามวลสารทำงานที่กระจายอยู่ในส่วนทำระเหย และส่วนควบแน่น จากนั้นจะทำการหาค่าอุณหภูมิแหล่งควบแน่นเพื่อทำการคำนวณหาค่าคุณภาพไอน้ำในส่วนควบแน่น และหามวลไอน้ำในส่วนทำระเหย และส่วนควบแน่น เมื่อได้ข้อมูลมวลไอน้ำในส่วนทำระเหย และส่วนควบแน่น ที่อุณหภูมิต่างๆ แล้ว จะทำการทดสอบว่าการเปลี่ยนแปลงมวลไอน้ำในส่วนควบแน่นเท่ากับการเปลี่ยนแปลงมวลไอน้ำในส่วนทำระเหยหรือไม่ ในกรณีที่ค่าทั้งสองนี้ไม่เท่ากันจะต้องทำการหาค่าอุณหภูมิแหล่งควบแน่นใหม่ และเริ่มการคำนวณหามวลไอน้ำในส่วนต่างๆ อีกครั้ง โดยระเบียบวิธีที่ใช้ในการหาค่าอุณหภูมิแหล่งควบแน่นใช้ระเบียบวิธีการวางพิดที่ ในกรณีที่การเปลี่ยนแปลงมวลไอน้ำในส่วนควบแน่นเท่ากับการเปลี่ยนแปลงมวลไอน้ำในส่วนทำระเหยจะถือว่าอุณหภูมิแหล่งควบแน่นที่หามาขึ้นมานั้นเป็นอุณหภูมิที่มากที่สุดที่จะทำให้ท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบสามารถทำงาน หากอุณหภูมิแหล่งควบแน่นมีค่ามากกว่านี้การควบแน่นสุทธิจะมีค่าน้อยกว่าการขยายตัวสุทธิ และการไหลเวียนจะไม่สามารถเกิดขึ้นได้ ซึ่งหมายความว่าท่อความร้อนจะไม่สามารถทำงานได้นั่นเอง



รูปที่ 4.1 แสดงผังการคำนวณเงื่อนไขอุณหภูมิกวบนั่นในการเริ่มต้นทำงานได้

4.2 ขั้นตอนการสร้างโปรแกรมการคำนวณจำลองที่อธิบายผลของจำนวนโค้งเลี้ยวต่อเงื่อนไขการเริ่มต้นทำงานได้

วัตถุประสงค์การคำนวณในหัวข้อนี้คือ การหาความน่าจะเป็นที่ต่อความร้อนจะเกิดการไหลแบบกระบวนการแทนที่เมื่อต่อความร้อนแบบสันชนิตรอบมีจำนวนโค้งเลี้ยวเปลี่ยนไป การคำนวณในที่นี้เป็นการคำนวณตามหลักการทดลองสุ่ม ดังนั้นอาจกล่าวได้ว่าแบบจำลองนี้เป็นการวิเคราะห์การไหลภายในต่อความร้อนแบบสันชนิตซึ่งไม่ตกอยู่ภายใต้อิทธิพลของแรงโน้มถ่วง การสร้างโปรแกรมสำหรับการคำนวณสามารถทำได้ดังรูปที่ 4.2



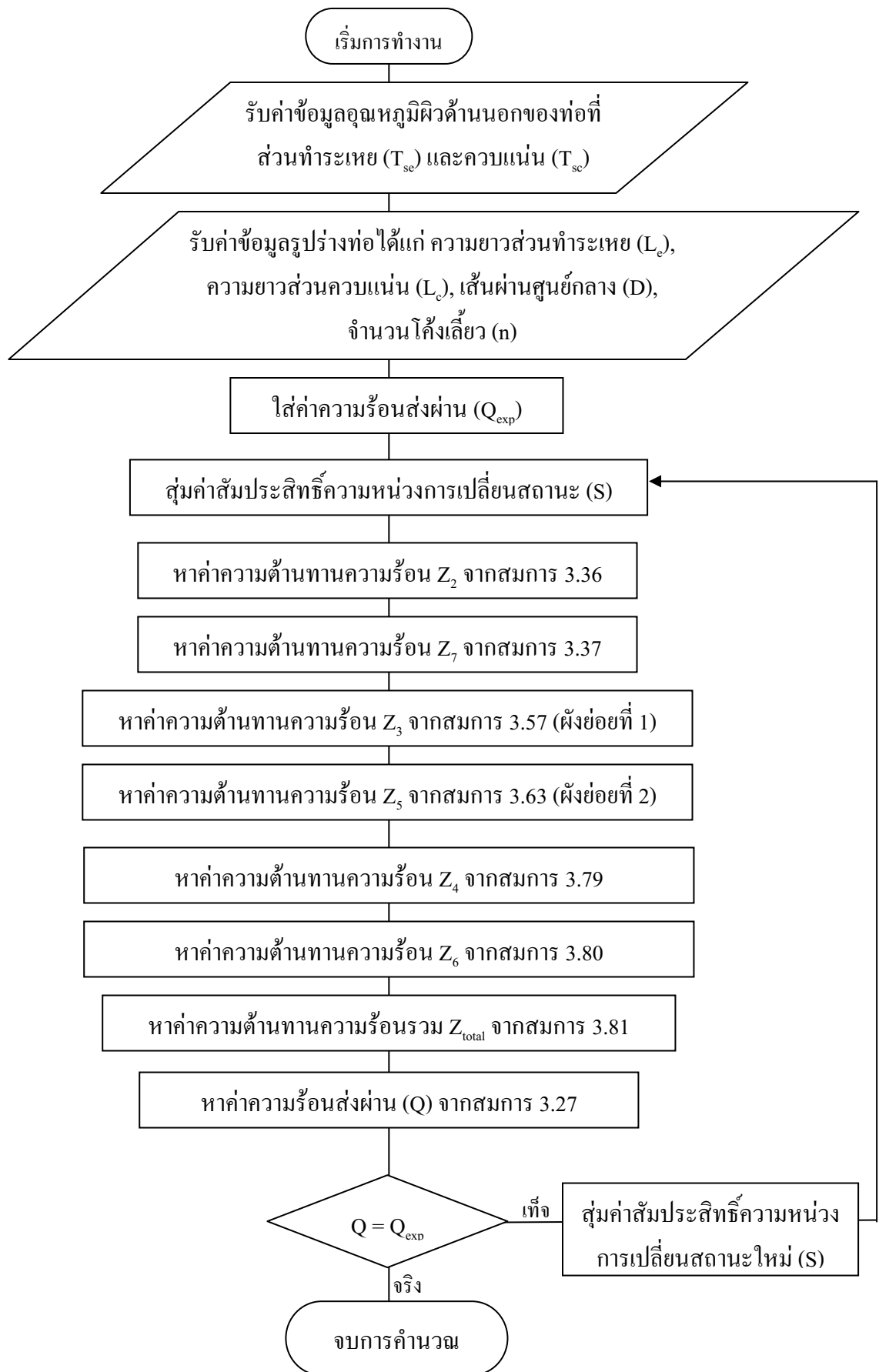
รูปที่ 4.2 ขั้นตอนการสร้างโปรแกรมการคำนวณจำลองที่อธิบายผลของจำนวนโค้งเลี้ยวต่อเงื่อนไขการเริ่มต้นทำงานได้

จากรูปที่ 4.2 การคำนวณเริ่มจากการป้อนค่าจำนวนโค้งเลี้ยวของต่อความร้อนเข้าสู่โปรแกรม จากนั้นทำการหาค่าเหตุการณ์รูปแบบการไหลที่จะเกิดขึ้นได้ทั้งหมดจากสมการ 3.18 จากนั้นทำการคำนวณค่าจำนวนเหตุการณ์ที่จะเกิดกลุ่มรูปแบบการไหลที่ทำให้กระบวนการแทนที่ที่เกิดขึ้นได้สมบูรณ์ และกลุ่มรูปแบบการไหลที่ทำให้กระบวนการแทนที่ที่เกิดขึ้นได้บางส่วน โดยใช้สมการ (3.19) หลังจากนั้นทำการคำนวณค่าจำนวนเหตุการณ์ที่จะเกิดกลุ่มรูปแบบการไหลที่ไม่สามารถเกิดขึ้นได้จริงด้วยสมการ (3.20) เมื่อได้ค่าต่างๆข้างต้นแล้วจะทำการคำนวณค่าความน่าจะเป็นในการเกิดเหตุการณ์ที่การไหลเกิดกระบวนการแทนที่จากสมการ (3.21) ซึ่งค่านี้ก็คือค่าความ

น่าจะเป็นที่ต่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบที่มีจำนวนโค้งเลี้ยวเท่าที่ป้อนให้กับโปรแกรม สามารถเริ่มต้นทำงานได้นั่นเอง

4.3 ขั้นตอนการสร้างโปรแกรมหาค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะ

การสร้างแบบจำลองการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ยมีรายละเอียดตามที่ได้กล่าวมาแล้วในหัวข้อที่ 3.5 แต่จะพบว่าค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะ (S) ในสมการ 3.81 ยังไม่ได้มีการระบุค่าที่แน่นอน ทั้งนี้ในแบบจำลองนี้ไม่ได้ให้รูปแบบ และรายละเอียดเกี่ยวกับปรากฏการณ์การเดือดที่เกิดขึ้นภายในท่อความร้อน ดังนั้นการหาค่าปัจจัยลดนี้จำเป็นต้องหาจากข้อมูลการทดลองเพื่อใช้หาค่าของมัน แต่อย่างไรก็ดีการอธิบายที่มาของค่าปัจจัยนี้จะกระทำในแบบจำลองพฤติกรรมท่อความร้อน สำหรับแบบจำลองการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ยในส่วนของการหาค่าปัจจัยลดสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเนื่องจากการเดือด (S) จะหาจากผังการทำงานที่แสดงในรูปที่ 4.3 จากรูปจะพบว่าโปรแกรมเริ่มต้นจากการรับข้อมูลเบื้องต้นที่จำเป็นในการคำนวณอันได้แก่ อุณหภูมิผิวด้านนอกของท่อทั้งในส่วนควบแน่น และส่วนทำระเหย ความยาวส่วนทำระเหย ความยาวส่วนควบแน่น เส้นผ่านศูนย์กลาง และจำนวนโค้งเลี้ยวของท่อความร้อน จากนั้นโปรแกรมจะทำการสร้างค่าการส่งผ่านความร้อนซึ่งใช้ข้อมูลที่ได้จากการทดลองขึ้น เพื่อใช้เป็นข้อมูลในการหาค่าความต้านทานความร้อนเนื่องจากการพาความร้อน และการเดือดในส่วนควบแน่น และส่วนทำระเหย เมื่อได้ข้อมูลเบื้องต้นทั้งหมดแล้วโปรแกรมจะเริ่มต้นทำการคำนวณโดยหาค่าความต้านทานความร้อนเนื่องจากการนำความร้อนในส่วนทำระเหย และส่วนควบแน่น จากสมการ 3.36 และสมการ 3.37 ตามลำดับ หลังจากนั้นโปรแกรมจะคำนวณค่าความต้านทานความร้อนจากการพาความร้อนตามสมการ 3.57 และสมการ 3.63 ตามลำดับ จากนั้นโปรแกรมจะคำนวณความต้านทานความร้อนเนื่องจากการเดือด และการควบแน่นจากสมการ 3.79 และ สมการ 3.80 เมื่อได้ค่าความต้านทานความร้อนครบถ้วนแล้ว โปรแกรมจะทำการหาค่าความต้านทานความร้อนรวมจากสมการ 3.81 และหาค่าความร้อนที่ส่งผ่านจากสมการ 3.27 จากนั้นโปรแกรมจะทำการเปรียบเทียบค่าความร้อนที่คำนวณได้ใหม่ กับค่าความร้อนจากข้อมูลการทดลองที่สร้างไว้ในตอนต้น หากค่าที่ได้ไม่เท่ากันโปรแกรมจะเริ่มต้นการคำนวณใหม่ โดยโปรแกรมจะปรับค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะใหม่ และใช้เป็นค่าตั้งต้น แต่หากค่าที่คำนวณได้ตรงกับค่าที่สร้างไว้ในตอนต้น โปรแกรมจะจบการคำนวณแล้วบันทึกค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะ (S) ไว้

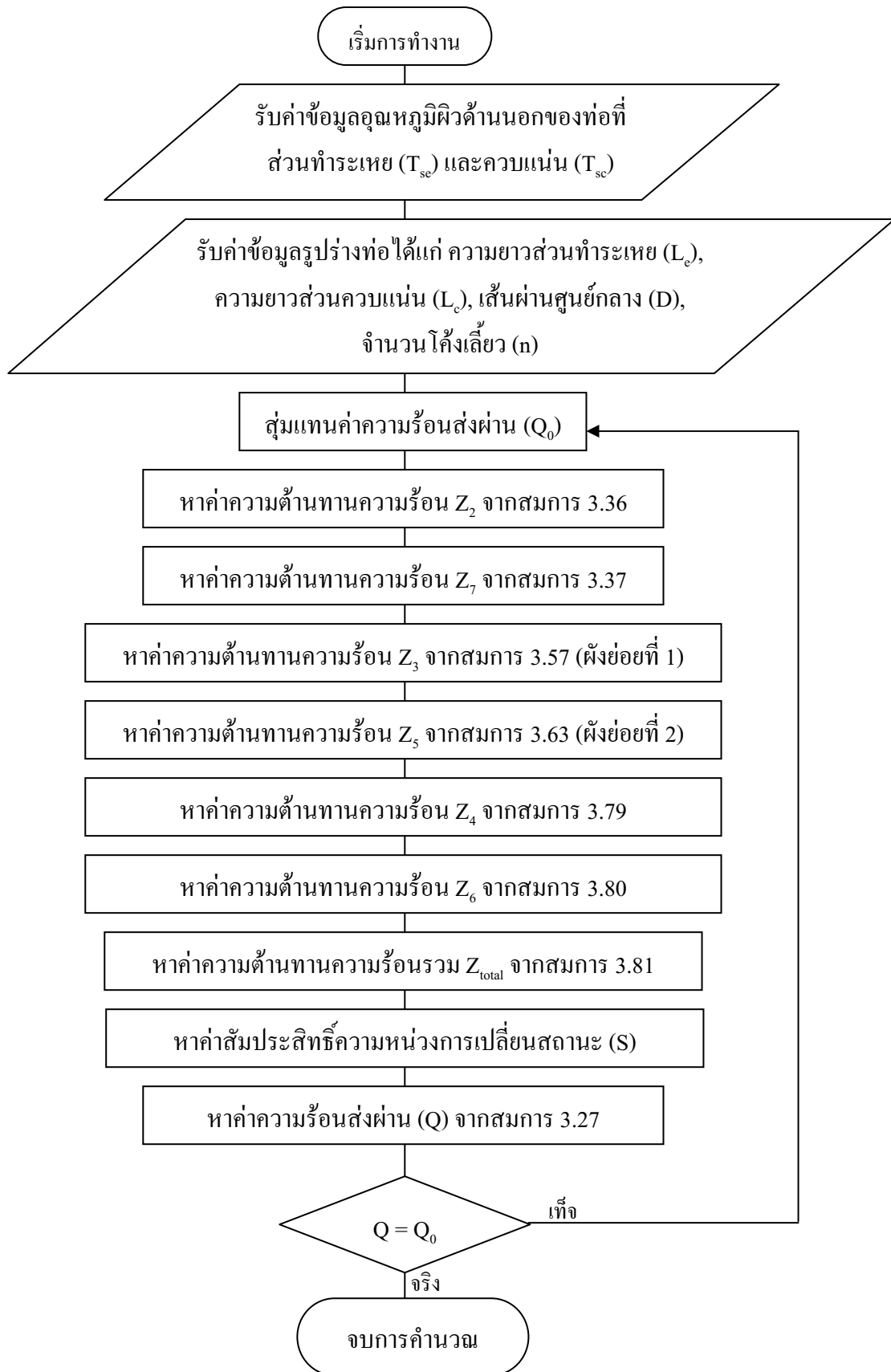


รูปที่ 4.3 แสดงแผนผังหลักในการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะ(S)

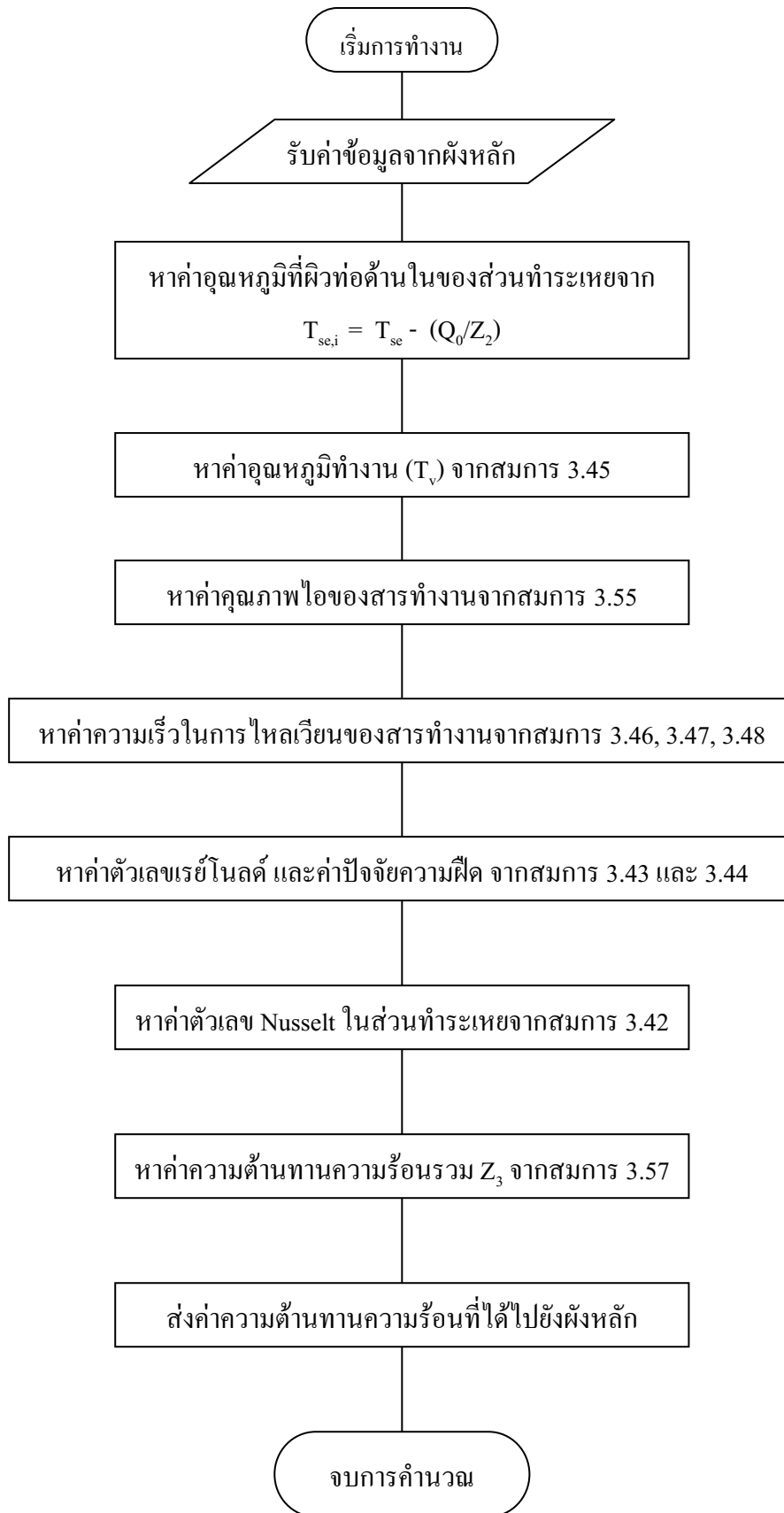
เมื่อพิจารณาหลักการในการคำนวณในการหาค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะ จะใช้หลักการตามรูปที่ 3.13 ซึ่งมีความหมายว่า เราสามารถประเมินความสามารถในการส่งผ่านความร้อนของท่อความร้อนได้หากทราบอุณหภูมิแหล่งให้ความร้อน และแหล่งรับความร้อน ดังนั้นค่าที่คำนวณได้ในการคำนวณของโปรแกรมรอบแรกจะเป็นการประเมินค่าการส่งผ่านความร้อน โดยใช้ค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะคงที่ค่าหนึ่ง หากค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะนี้ถูกต้อง ค่าการส่งผ่านความร้อนที่คำนวณได้จะตรงกับค่าจากการทดลองเสมอ

4.4 ขั้นตอนการสร้างโปรแกรมตามแบบจำลองการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ย

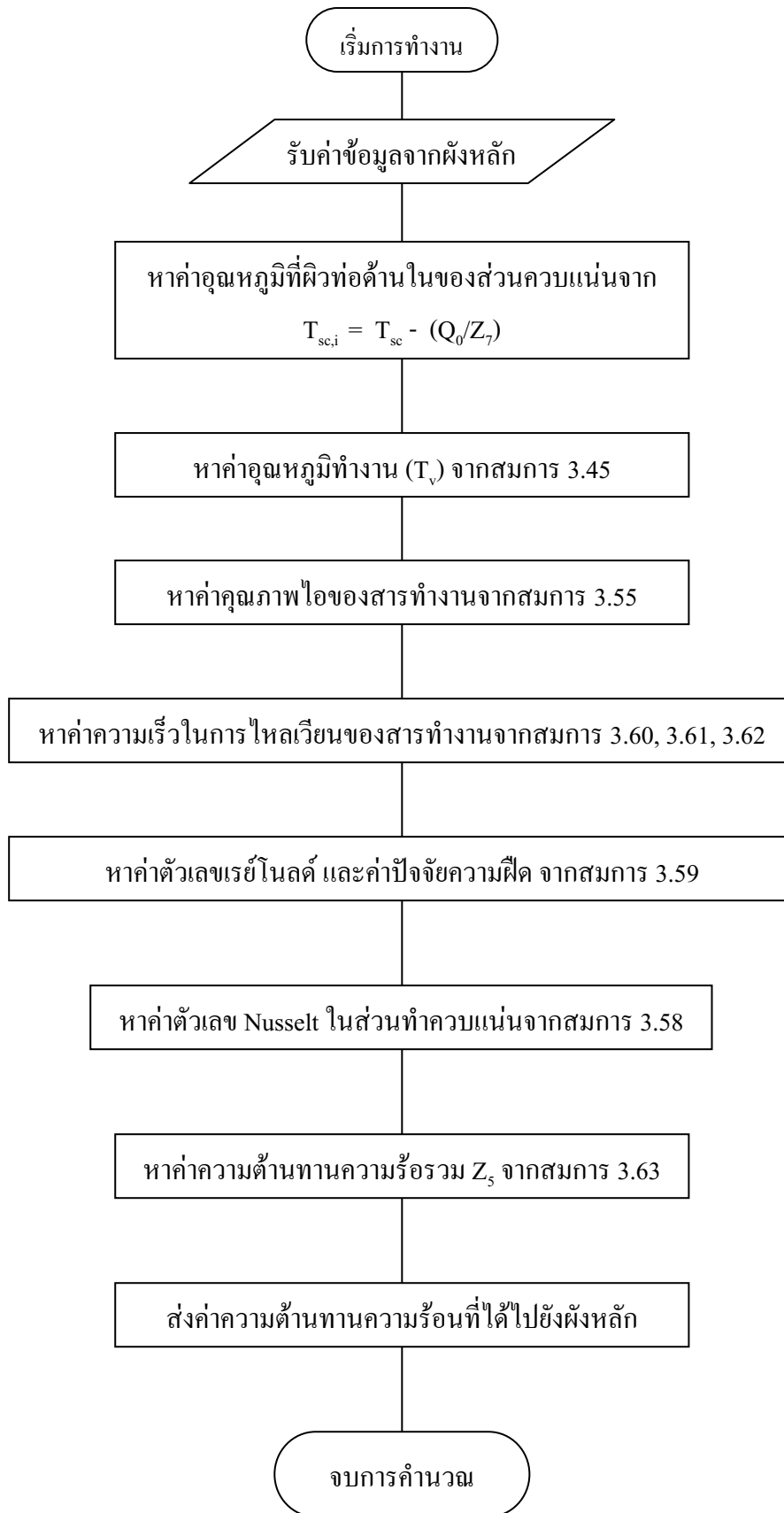
เมื่อได้ค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะ สำหรับสารทำงานแต่ละชนิดแล้ว จะนำค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะที่คำนวณได้จากหัวข้อ 4.3 มาใช้ในการหาค่าการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ยสำหรับท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบโดยทั่วไป ซึ่งผังการคำนวณเป็นดังที่แสดงไว้ในรูปที่ 4.4 จากรูปโปรแกรมจะเริ่มการรับค่าข้อมูลเบื้องต้นในการคำนวณเช่นเดียวกับโปรแกรมในหัวข้อ 4.3 จากนั้นโปรแกรมจะทำการสุ่มค่าอัตราการส่งผ่านความร้อน (Q_0) เพื่อใช้ในการคำนวณต่อไป จากนั้นโปรแกรมจะคำนวณค่าความต้านทานความร้อนเนื่องจากการนำความร้อนในส่วนทำระเหย และส่วนควบแน่นจากสมการ 3.36 และสมการ 3.37 จากนั้นโปรแกรมจะคำนวณความต้านทานความร้อนเนื่องจากการพาความร้อนในส่วนทำระเหย ซึ่งมีรายละเอียดการคำนวณตามผังย่อยที่ 1 ซึ่งแสดงไว้ในรูปที่ 4.5 โดยในผังย่อยที่ 1 นั้นโปรแกรมจะรับค่าจากผังหลักแล้วทำการคำนวณหาค่าอุณหภูมิที่ผิวท่อด้านในส่วนทำระเหย จากนั้นจะทำการหาค่าอุณหภูมิไอของท่อความร้อน อุณหภูมิไอนี้จะใช้ในการหาค่าสมบัติทางความร้อนเฉลี่ยของสารทำงานในท่อความร้อน ซึ่งก็จะทำให้สามารถหาค่าคุณภาพไอ ความเร็วในการไหลเวียน ตัวเลขเรย์โนลด์ และตัวเลข Nusselt ได้ และก็จะทำให้สามารถหาความต้านทานความร้อนเนื่องจากการพาความร้อนในส่วนทำระเหย (Z_3) ได้โดยใช้สมการ 3.57 ซึ่งก็จะจบการคำนวณในผังย่อยที่ 1 และจะส่งค่านี้กลับไปยังผังหลัก เมื่อโปรแกรมกลับมายังผังหลัก โปรแกรมจะทำการคำนวณหาค่าความต้านทานความร้อนเนื่องจากการพาความร้อนในส่วนควบแน่น (Z_2) ตามผังย่อยที่ 2 ดังแสดงในรูปที่ 4.6 ซึ่งมีรายละเอียดการคำนวณคล้ายกับผังย่อยที่ 1 ซึ่งก็จะได้ค่าความต้านทานความร้อนเนื่องจากการพาความร้อนในส่วนควบแน่นส่งกลับไปยังผังหลัก จากนั้นโปรแกรมจะคำนวณค่าความต้านทานความร้อนจากการเดือด และการควบแน่น ตามสมการ 3.79 และสมการ 3.80 จากนั้นจะคำนวณหาค่าความต้านทานความร้อนรวมจากสมการ 3.81 และสุดท้ายก็จะคำนวณหาค่าอัตราการความร้อนที่ส่งผ่านได้ ซึ่งค่าที่ได้นี้ก็就会被นำมาเปรียบเทียบกับค่าอัตราการความร้อนที่สุ่มไว้ตอนต้น หากมีค่าไม่เท่ากันโปรแกรมก็จะเริ่มการคำนวณใหม่โดยสุ่มค่าอัตราการส่งผ่านความร้อนใหม่ตามค่าอัตราการส่งผ่านความร้อนที่คำนวณได้ และถ้าหากค่าที่คำนวณได้เท่ากับค่าที่สุ่มไว้ในตอนต้นโปรแกรมก็จะจบการคำนวณ



รูปที่ 4.4 แสดงแผนผังหลักในการคำนวณค่าการส่งผ่านความร้อนจากแบบจำลองการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ย



รูปที่ 4.5 แสดงผังย่อยที่ 1 ใช้ในการหาค่าความต้านทานความร้อน Z_3



รูปที่ 4.6 แสดงผังย่อยที่ 2 ใช้ในการหาค่าความต้านทานความร้อน Z_5

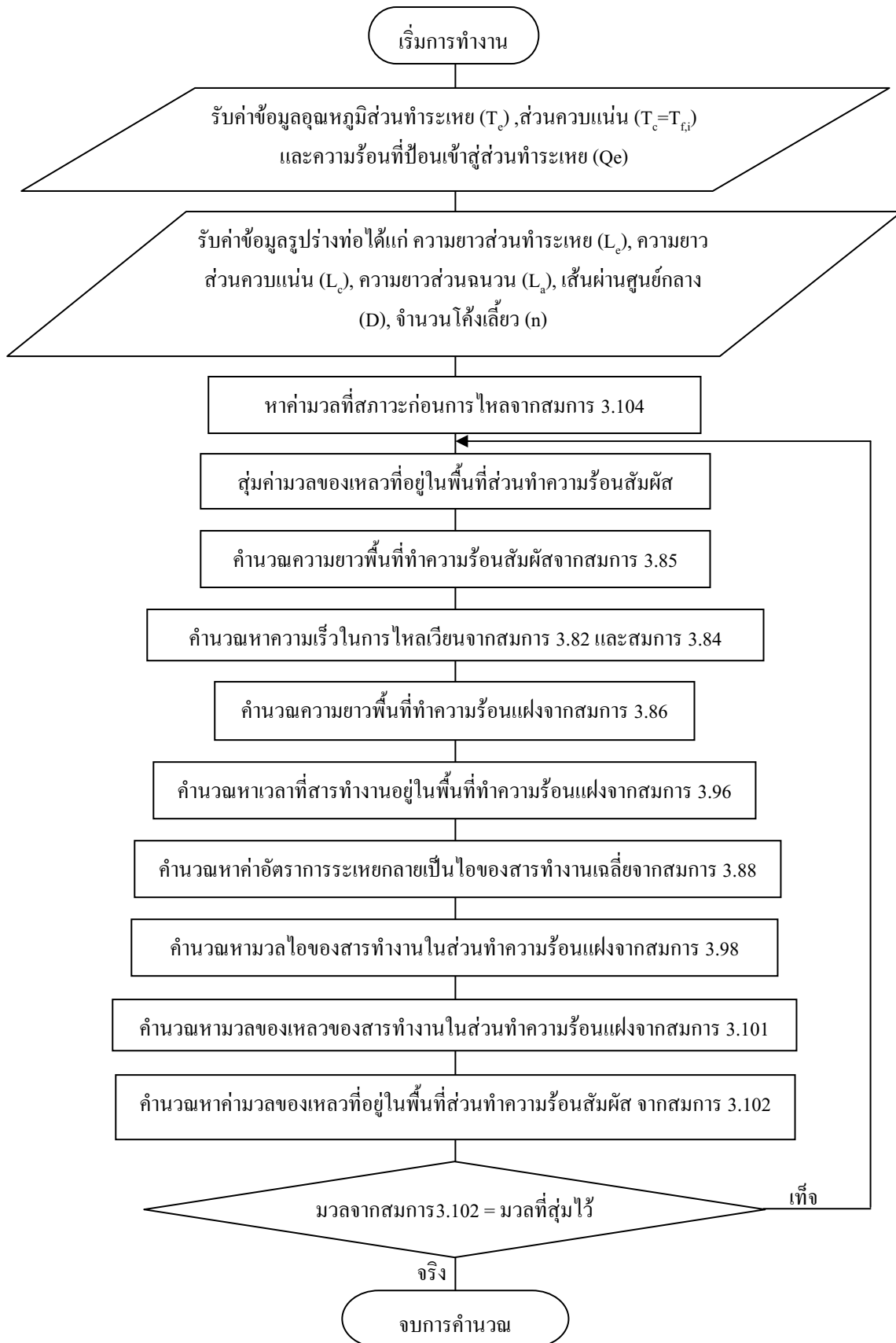
4.5 ขั้นตอนการสร้างโปรแกรมตามแบบจำลองพฤติกรรมต่อความร้อน

ขั้นตอนการสร้างโปรแกรมตามแบบจำลองพฤติกรรมต่อความร้อนเป็นดังที่แสดงไว้ในรูปที่ 4.7 ในรูปเป็นการคำนวณในสภาวะเริ่มต้นโดยหลังจากโปรแกรมรับค่ารูปร่างของท่อแล้ว โปรแกรมจะกำหนดค่าอุณหภูมิส่วนทำระเหยเป็นอุณหภูมิทำงานของระบบ ($T_{op,sat}$) และจะกำหนดให้อุณหภูมิส่วนควบแน่นเป็นอุณหภูมิของเหลวอิ่มตัวขาเข้าส่วนทำระเหย (T_{fi}) นอกจากนี้โปรแกรมจะรับค่าความร้อนป้อนเข้า (Q_e) จากนั้นโปรแกรมจะทำการคำนวณหาค่ามวลในส่วนทำระเหยที่สภาวะก่อนการไหล แล้วทำการหาค่ามวลของเหลวที่อยู่ในพื้นที่ส่วนทำความร้อนสัมผัส โดยวิธีการหาค่าเริ่มต้นจะกำหนดให้ค่าที่หาค่าเป็นจำนวน n เท่าของมวลในส่วนทำระเหยที่สภาวะก่อนการไหลโดย n มีค่าน้อยกว่า 1 จากนั้นจะทำการคำนวณความยาวพื้นที่ส่วนทำความร้อนสัมผัส และคำนวณความเร็วในการไหลเวียน หลังจากนั้นโปรแกรมจะทำการคำนวณความยาวพื้นที่ทำความร้อนแฝง จากนั้นโปรแกรมจะคำนวณหาเวลาที่สารทำงานอยู่ในพื้นที่ทำความร้อนแฝง ต่อมาโปรแกรมจะทำการตรวจสอบเงื่อนไขสมดุลมวลในส่วนทำระเหย โดยเริ่มจากคำนวณหาอัตราการระเหยเฉลี่ยของสารทำงาน จากนั้นคำนวณหาค่ามวลไอ และของเหลวในส่วนทำความร้อนแฝง ในตอนสุดท้ายโปรแกรมจะทำการคำนวณหาค่ามวลในส่วนทำความร้อนแฝงอีกครั้ง แล้วทำการตรวจสอบว่าค่าที่ได้ในการคำนวณตามสมการสมดุลมวล มีค่าตรงกับที่หาค่าไว้ในตอนเริ่มโปรแกรมหรือไม่ หากไม่จริงโปรแกรมจะเริ่มการคำนวณใหม่อีกครั้งที่ขั้นตอนการหาค่ามวลของเหลวในพื้นที่ทำความร้อนสัมผัสต่อไปเรื่อยๆจนกว่าค่าที่หาค่าจะมีค่าเท่ากับที่คำนวณได้จากสมการสมดุลมวล โปรแกรมจึงจะจบการคำนวณ

4.6 การเขียนโปรแกรมและการติดต่อกับผู้ใช้

ผังการคำนวณที่กล่าวมาทั้งหมดในบทนี้จะนำไปสร้างเป็นโปรแกรมการคำนวณด้วยภาษา Visual Basic เพื่อความสะดวกในการติดต่อระหว่างโปรแกรมและผู้ใช้ ส่วนโปรแกรมที่สร้างขึ้นนี้ รวมทั้งวิธีการใช้ และรายการชุดคำสั่ง (Source code) จะแสดงไว้ในภาคผนวก ก. และ ข.

สำหรับในบทถัดไปจะกล่าวถึงผลการคำนวณที่ได้จากแบบจำลองทั้งหมดเปรียบเทียบกับผลการทดลอง และงานวิจัยต่างๆ รวมทั้งการวิเคราะห์คุณลักษณะในการส่งผ่านความร้อนแบบสั้นชนิดวงรอบ โดยใช้ผลที่ได้จากการคำนวณจากแบบจำลองต่างๆที่สร้างขึ้น



รูปที่ 4.7 แสดงแผนผังหลักในการคำนวณจากแบบจำลองพฤติกรรมที่สภาวะเริ่มต้น

บทที่ 5

ผลการทดสอบแบบจำลอง และการวิเคราะห์แบบจำลอง

5.1 เงื่อนไขการทำงานได้ของท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบ

เนื่องจากการทดลองในรายงานวิจัยนี้ทำการเพิ่มความร้อนให้กับท่อความร้อนที่ละชั้น และทำการสังเกตว่าท่อความร้อนทำงานหรือไม่ สำหรับชุดการทดลองที่ท่อไม่สามารถเริ่มทำงานได้ในตอนเริ่มต้นนั้น จะไม่หยุดการทดลองทันที แต่จะให้ความร้อนเพิ่มขึ้นแก่ท่อ ดังนั้นในการคำนวณหากพบว่าท่อความร้อนไม่สามารถทำงานได้ในอุณหภูมิที่กำหนดไว้ตอนต้น จะทำการคำนวณเงื่อนไขการทำงานได้สำหรับการให้ความร้อนขั้นต่อไป โดยกำหนดให้อุณหภูมิตั้งต้นในการคำนวณครั้งต่อไปมีค่าเท่ากับอุณหภูมิส่วนท่าระเหยในการให้ความร้อนขั้นแรก เนื่องจากท่อต้องมีการกระจายความร้อนภายในตัวมันเอง ผลการคำนวณเงื่อนไขการเริ่มต้นทำงานได้เปรียบเทียบกับแบบจำลองโดยใช้สารทำงานเป็น R123 แสดงไว้ในรูปที่ 5.1 จากรูปแกนนอนแสดงความแตกต่างอุณหภูมิระหว่างแหล่งให้ความร้อนและแหล่งรับความร้อนที่น้อยที่สุดที่ท่อจะยังสามารถเริ่มเดินได้จากการคำนวณตามแบบจำลอง และแกนตั้งเป็นค่าอุณหภูมิแตกต่างที่วัดได้จากการทดลอง เนื่องจากการควบคุมระดับอุณหภูมิให้ท่อเริ่มทำงานพอดีนั้นทำได้ยากในทางปฏิบัติ ข้อมูลการทดลองที่ได้จึงมีทั้งข้อมูลระดับอุณหภูมิที่ท่อเริ่มทำงานได้ และท่อไม่ทำงาน ดังนั้นการแสดงผลการทำนายจะทำโดยแบ่งพื้นที่ของกราฟออกเป็นสองส่วนคือ

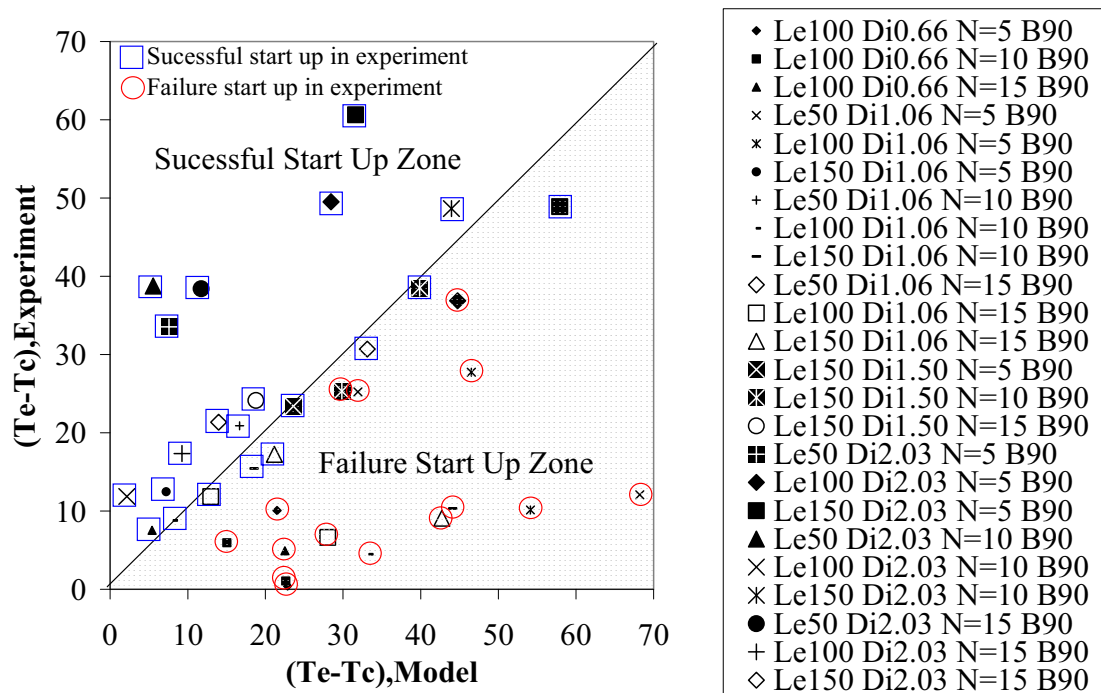
- ส่วนบนแสดงการทำนายส่วนที่ความแตกต่างของอุณหภูมิเหมาะสมและท่อสามารถทำงานได้ จะพบว่าหากข้อมูลตกอยู่ในส่วนนี้อุณหภูมิแตกต่างที่วัดได้จากการทดลองมีค่ามากกว่าค่าที่ได้จากแบบจำลองเสมอ
- ส่วนล่างแสดงการทำนายส่วนที่ความแตกต่างของอุณหภูมิไม่เหมาะสมและท่อไม่สามารถทำงานได้ จะพบว่าหากข้อมูลตกอยู่ในส่วนนี้อุณหภูมิแตกต่างที่วัดได้จากการทดลองมีค่าน้อยกว่าค่าที่ได้จากแบบจำลองเสมอ

นอกจากนี้สภาพที่แท้จริงของท่อความร้อนที่ตรวจจับได้จากการทดลองยังแสดงไว้ด้วย โดยเครื่องหมายสี่เหลี่ยมแสดงการเริ่มทำงานได้ของท่อในการทดลอง และเครื่องหมายวงกลมแสดงท่อที่ไม่สามารถเริ่มทำงานได้

จากรูปแสดงให้เห็นว่าแบบจำลองมีศักยภาพในการทำนายเงื่อนไขการทำงานได้เป็นอย่างดี โดยจะพบว่ามีข้อมูลเพียง 6 จุดที่การทำนายคลาดเคลื่อน โดยทำนายว่าในสภาวะการเดินเครื่องแบบนั้นท่อความร้อนจะไม่สามารถทำงานได้ แต่ในความเป็นจริงจากการทดลองแล้วท่อทำงานได้ แต่อย่างไรก็ดีจะพบว่าจุดที่ทำนายผิดพลาดนั้นมีค่าใกล้เคียงกับเส้นแบ่งเขตมาก

ดังนั้นจึงอาจสรุปได้ว่าแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่สร้างขึ้นมีความแม่นยำที่เดียว โดยเมื่อพิจารณาอุณหภูมิแตกต่างในจุดทั้ง 6 จุดพบว่าแบบจำลองมีความคลาดเคลื่อน 16 เปอร์เซ็นต์

เมื่อพิจารณาจากผลการทดลอง และตัวแบบจำลองที่สร้างขึ้นจะพบว่า เมื่อขนาดท่อเป็นไปตามเกณฑ์ของ Maezawa และความยาวส่วนทำระเหยเท่ากับความยาวส่วนควบแน่นแล้ว รูปร่างของท่อก็จะไม่มีผลต่อระดับอุณหภูมิแตกต่างที่เหมาะสมในการเริ่มทำงานได้ของท่อ ในขณะที่ระดับอุณหภูมิแตกต่างระหว่างส่วนให้ความร้อน และส่วนรับความร้อนมีบทบาทสำคัญในการกำหนดว่าท่อจะทำงานได้หรือไม่ โดยอุณหภูมิแตกต่างที่น้อยเกินไปจะทำให้การขยายตัวสุทธิต่ำกว่าการควบแน่นสุทธิ ทำให้การไหลเวียนแบบแทนที่ถูกยับยั้งและท่อจะไม่สามารถเริ่มทำงานได้ ดังนั้นในการเริ่มเดินท่อความร้อนจึงไม่ควรสนใจเพียงเฉพาะระดับอุณหภูมิแหล่งให้ หรือรับความร้อนเพียงอย่างเดียว แต่ควรควบคุมให้ระดับอุณหภูมิแตกต่างเป็นไปตามเงื่อนไขตามที่กล่าวมาข้างต้นด้วย

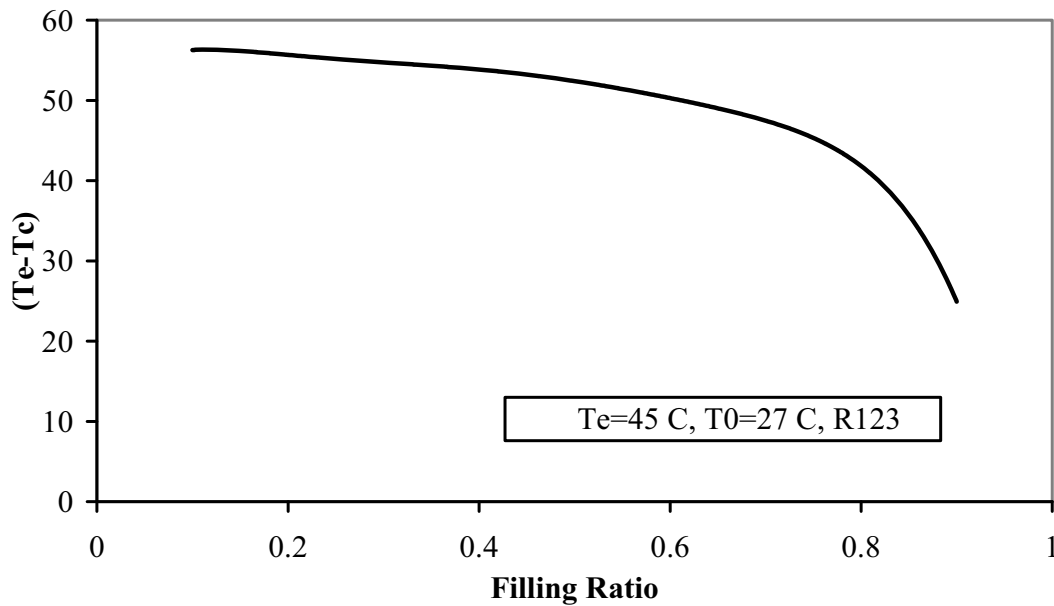


รูปที่ 5.1 แสดงผลการทำนายระดับอุณหภูมิแตกต่างที่ทำให้ท่อเริ่มทำงานหรือไม่เริ่มทำงาน

นอกจากระดับอุณหภูมิแตกต่างแล้ว แบบจำลองยังชี้ให้เห็นว่าอัตราส่วนการเติมมีบทบาทที่สำคัญในการในการกำหนดสถานะเริ่มทำงานได้ของท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบ รูปที่ 5.2 แสดงการจำลองสภาพผลของอัตราส่วนการเติมที่มีต่อความแตกต่างระดับอุณหภูมิที่ทำให้ท่อความร้อนทำงานได้ในกรณีที่กำหนดให้อุณหภูมิแหล่งทำระเหยมีค่าคงที่เท่ากับ 45 องศาเซลเซียส จากรูปจะพบว่าค่าของ $T_e - T_c$ มีค่ามากเมื่ออัตราส่วนการเติมมีค่าน้อยๆ ในขณะที่ค่าของ $T_e - T_c$ มีค่าลดลงอย่างรวดเร็วเมื่ออัตราส่วนการเติมมีค่ามากกว่า 0.5 แนวโน้มของกราฟชี้ให้เห็นว่าการเริ่มเดินท่อที่มีอัตราส่วนการเติมน้อยนั้นทำได้ยาก เนื่องจากต้องควบคุมให้มีระดับอุณหภูมิแตกต่างมาก ในขณะที่ที่อัตราส่วนการเติมมากขึ้น การเริ่มเดินท่อจะสามารถทำได้ง่ายขึ้น และต้องการความแตกต่างอุณหภูมิเพียงเล็กน้อย ลักษณะเช่นนี้สอดคล้องกับข้อมูลของ Lin et al.(2000)

ซึ่งรายงานว่าท่อความร้อนของพวกเขาจะไม่สามารถทำงานได้ที่อัตราส่วนการเติมน้อยกว่า 32 เปอร์เซ็นต์ แม้จะให้ความร้อนต่ำเพียง 200 วัตต์ก็ตาม

ดังนั้นอาจกล่าวได้ว่าอัตราส่วนการเติมมีผลอย่างมากต่อเงื่อนไขระดับอุณหภูมิที่ทำให้ท่อทำงานได้ โดยที่อัตราส่วนการเติมน้อยๆ จะมีความต้องการระดับอุณหภูมิแตกต่างกันมาก เพื่อให้ท่อทำงานได้ ในขณะที่ตรงข้ามกันในกรณีอัตราส่วนการเติมมากๆ



รูปที่ 5.2 แสดงผลของอัตราส่วนการเติมที่มีต่อระดับอุณหภูมิแตกต่างที่ทำให้ท่อความร้อนสามารถเริ่มทำงานได้

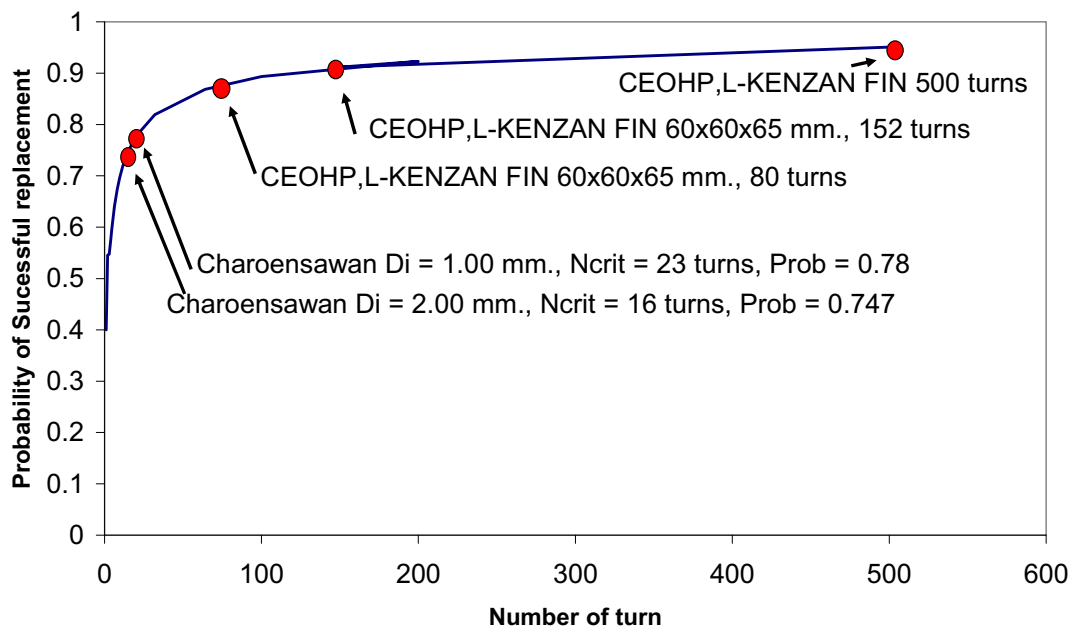
5.2 ผลของจำนวนโค้งเดียวต่อเงื่อนไขการเริ่มต้นทำงานได้

ก่อนที่จะอภิปรายในหัวข้อนี้ สิ่งที่เราควรระลึกถึงก็คือแบบจำลองนี้สร้างขึ้นจากหลักการของทฤษฎีความน่าจะเป็น ซึ่งเหตุการณ์ทั้งหมดที่เกิดขึ้นเกิดจากการทดลองสุ่มซึ่งไม่มีปัจจัยที่เหนี่ยวนำให้เกิดผลอย่างใดอย่างหนึ่งขึ้นโดยจำเพาะเจาะจง ดังนั้นเมื่อเปรียบเทียบกับท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบในทางปฏิบัติแล้ว อาจกล่าวได้ว่าแรงโน้มถ่วงคือปัจจัยที่ทำให้ระบบไม่เกิดการสุ่ม ดังนั้นแบบจำลองนี้จึงเป็นแบบจำลองในสถานะที่ท่อเป็นอิสระจากแรงโน้มถ่วง ซึ่งก็อาจกล่าวได้โดยอนุโลมว่าคือกรณีที่ท่อวางตัวอยู่ในแนวราบ รูปที่ 5.3 แสดงผลของจำนวนโค้งเดียวที่มีต่อการเริ่มต้นทำงานได้ของท่อความร้อน จากรูปแกนนอนแสดงจำนวนโค้งเดียวของท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบ และแกนตั้งแสดงความน่าจะเป็นที่ท่อความร้อนชนิดนี้จะเริ่มต้นทำงานได้ เราจะพบว่าท่อความร้อนมีความน่าจะเป็นที่จะเริ่มต้นทำงานได้เพิ่มขึ้นเมื่อจำนวนโค้งเดียวเพิ่มขึ้น และจะพบว่าความน่าจะเป็นมีค่าลู่เข้าหาค่า 1 เมื่อจำนวนโค้งเดียวเพิ่มขึ้น ที่เป็นเช่นนี้เนื่องจากจำนวนโค้งเดียวที่เพิ่มขึ้นจะทำให้จำนวนกลุ่มรูปแบบการไหลที่เกิดกระบวนการแทนที่มี

ค่ามากขึ้น นอกจากนี้ในรูปยังแสดงจำนวนโค้งเลี้ยววิกฤติที่ Charoensawan ได้นำเสนอไว้ และจำนวนโค้งเลี้ยวของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิดที่มีจำหน่ายในท้องตลาด

สิ่งนี้แสดงให้เห็นว่ายิ่งท่อมีจำนวนโค้งเลี้ยวมากขึ้นเท่าไร โอกาสที่ท่อความร้อนจะสามารถเริ่มต้นทำงานได้ในแนวราบก็ยิ่งมีค่ามากขึ้นเท่านั้น ผลจากแบบจำลองนี้จึงเป็นเหตุผลในการอธิบายว่าทำไมท่อความร้อนแบบสันที่มีขายในท้องตลาดจึงต้องมีจำนวนโค้งเลี้ยวมากๆ ซึ่งเหตุผลก็คือ การมีจำนวนโค้งเลี้ยวมากจะเป็นตัวช่วยให้ท่อสามารถเริ่มทำงานได้ง่ายขึ้นนั่นเอง แต่อย่างไรก็ดีแม้ว่าการเพิ่มจำนวนโค้งเลี้ยวจะเป็นการช่วยให้ท่อความร้อนสามารถเริ่มต้นทำงานได้ง่ายขึ้น แต่ก็จะต้องสังเกตดูให้มีความน่าจะเป็นที่ท่อจะทำงานไม่ได้ด้วย ดังนั้นอาจกล่าวได้ว่าท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบยังมีความเสี่ยงที่จะเริ่มทำงานไม่ได้ในแนวราบ แม้ว่าจะมีจำนวนโค้งเลี้ยวมากก็ตาม ผลที่ได้รับนี้สอดคล้องกับงานของ Charoensawan ซึ่งระบุว่าเมื่อมีจำนวนโค้งเลี้ยววิกฤติอยู่ ซึ่งหากจำนวนโค้งเลี้ยวของท่อมีค่ามากกว่าค่านี้จะทำให้ท่อสามารถส่งผ่านความร้อนในแนวราบได้ จากรูปจะเห็นว่าสำหรับกรณีงานวิจัยของ Charoensawan ความน่าจะเป็นที่ท่อจะเริ่มทำงานได้ของท่อที่มีโค้งเลี้ยว 16 และ 23 โค้งเลี้ยวมีค่าเท่ากับ 0.747 และ 0.78 ตามลำดับ ซึ่งเป็นค่าความน่าจะเป็นที่สูงมากพอที่ท่อจะเริ่มทำงานได้

ดังนั้นสรุปได้ว่าจำนวนโค้งเลี้ยวที่เพิ่มขึ้นจะทำให้ท่อความร้อนสามารถเริ่มต้นทำงานในแนวราบได้ง่ายขึ้น แต่อย่างไรก็ตามก็อาจกล่าวได้ว่าท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบยังมีความเสี่ยงที่จะเริ่มทำงานไม่ได้ในแนวราบ แม้ว่าจะมีจำนวนโค้งเลี้ยวมากก็ตาม



รูปที่ 5.3 แสดงผลของจำนวนโค้งเลี้ยวที่มีต่อการเริ่มต้นทำงานได้ของท่อความร้อน

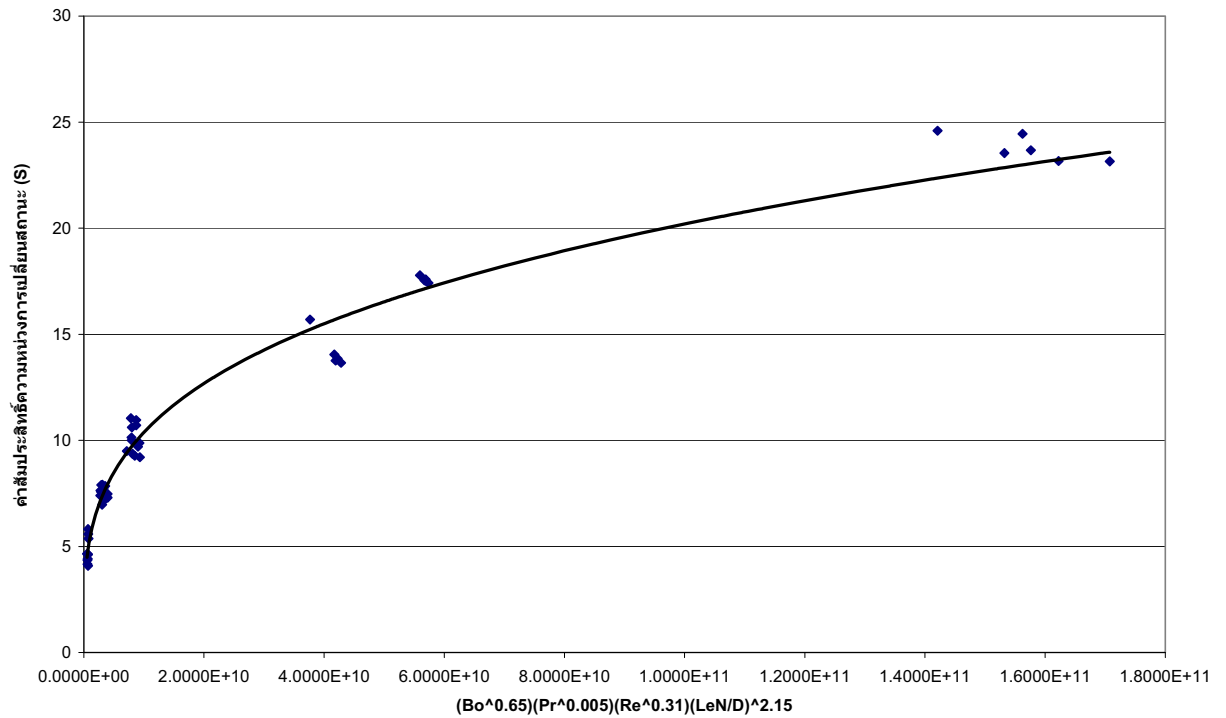
5.3 การวิเคราะห์หาค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะ

การวิเคราะห์หาค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะทำโดยใช้ข้อมูลการทดลองของ นิติ คำเมืองลือ และคณะ โดยในการทดลองใช้ท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบซึ่งมีความยาวส่วนทำระเหย เท่ากับส่วนควบแน่น ซึ่งทำให้เราพิจารณาได้ว่าค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะในส่วนทำระเหย ส่วนควบแน่นมีค่าเท่ากัน ซึ่งก็จะทำให้สามารถหาค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะได้โดยในผังการคำนวณตามรูปที่ 4.3

สำหรับข้อมูลการทดลองของนิติ และคณะที่ใช้ในงานวิจัยนี้นั้น ใช้ข้อมูลการทดลองที่ทำโดยใช้ท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1.06 และ 2.03 มิลลิเมตร ความยาวส่วนทำระเหยมีค่าเท่ากับความยาวส่วนควบแน่นโดยมีค่า 50, 100 และ 150 มิลลิเมตร จำนวนโค้งเกลียวที่ใช้คือ 5, 10 และ 15 ตามลำดับ การให้ความร้อนแก่ท่อความร้อนทำในลักษณะการให้ความร้อนด้านล่าง (Bottom Heat Mode) โดยใช้การผ่านกระแสไฟฟ้าเข้าสู่ส่วนทำระเหยโดยตรง ความต้านทานไฟฟ้าในส่วนทำระเหยทำให้เกิดความร้อนขึ้นภายในตัวท่อความร้อนในบริเวณนี้ การระบายความร้อนทำโดยใช้น้ำเย็นระบายความร้อนออกจากส่วนควบแน่น ค่าอุณหภูมิผิวด้านนอกของท่อที่ใช้ในการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะจะใช้ข้อมูลจากค่าอุณหภูมิผิวเฉลี่ยจากข้อมูลอุณหภูมิผิวเฉลี่ยที่วัดได้จากการทดลองทั้งในส่วนทำระเหย และส่วนควบแน่น จากข้อมูลการทดลองที่กล่าวมานี้ และการคำนวณตามผังในรูปที่ 4.3 จะพบว่ามีความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะและกลุ่มตัวแปรไร้มิติที่เกี่ยวข้องอันได้แก่ ค่าตัวเลขของบอนด์ ค่าตัวเลขของเพลนค์ ค่าตัวเลขของเรย์โนลด์ และค่าอัตราส่วนรูปทรง ซึ่งความสัมพันธ์นี้แสดงได้ดังในรูปที่ 5.4

และสมการสหสัมพันธ์ที่ใช้ในการทำนายค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะจะเป็นดังนี้

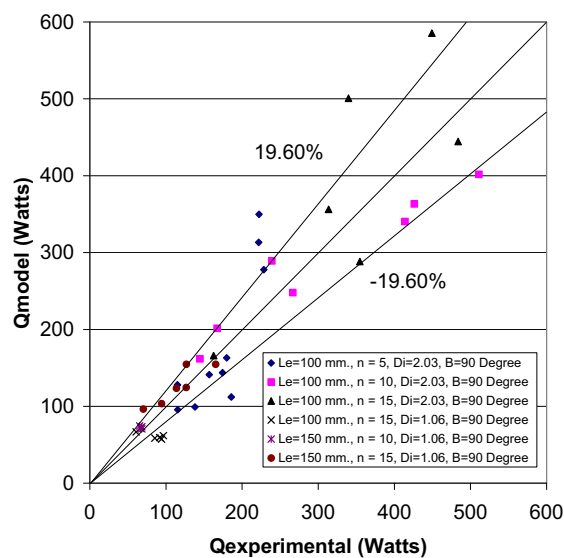
$$S = 0.0133 \left[Bo_{Le,mix}^{0.65} Pr_{mix}^{0.05} Re_{mix}^{0.31} \left(\frac{NLe}{Di} \right)^{2.15} \right]^{0.2893} \quad (5.1)$$



รูปที่ 5.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะ
และค่ากลุ่มตัวแปรไร้มิติที่เกี่ยวข้อง

5.4 การเปรียบเทียบค่าอัตราการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ยจากแบบจำลอง กับข้อมูลจากการทดลอง

เมื่อทำการทดลองหาค่าอัตราการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ยของท่อความร้อนแบบสันชนิก
วงรอบตามผังการคำนวณในรูปที่ 4.4 แล้วเปรียบเทียบผลการคำนวณที่ได้กับข้อมูลการทดลองของ
นิติ และคณะ จะได้ผลดังแสดงในรูปที่ 5.5



รูปที่ 5.5 แสดงความคลาดเคลื่อนในการใช้แบบจำลองทำนายค่าอัตราการส่งผ่านความร้อน

จากรูปจะพบว่าแบบจำลองการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ยที่สร้างขึ้นสามารถทำนายค่าได้โดยมีความคลาดเคลื่อน 19.60 เปอร์เซ็นต์เทียบกับข้อมูลการทดลอง

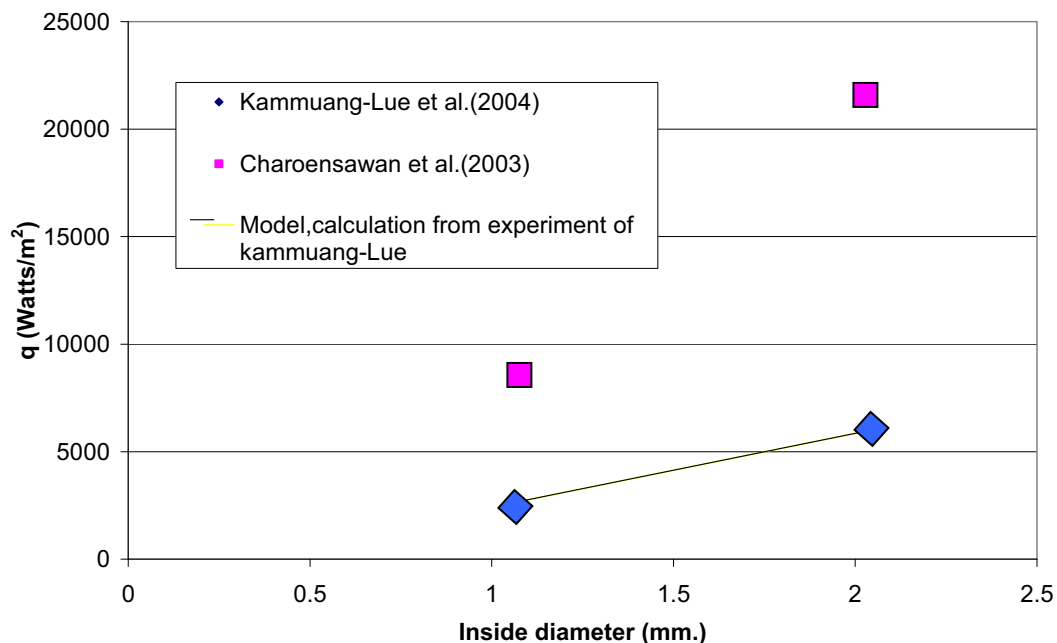
5.5 ผลของเส้นผ่านศูนย์กลางภายในที่มีต่ออัตราการส่งผ่านความร้อน

รูปที่ 5.6 แสดงผลของเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบที่มีต่ออัตราการส่งผ่านความร้อน ข้อมูลในรูปใช้ผลการทดลองของ Charoensawan et al. [1] and Kummuang-Lue et al. (2004, โดยพิจารณาเฉพาะข้อมูลการส่งผ่านความร้อนที่สภาวะปกติ) และผลที่ได้จากการใช้แบบจำลองที่สร้างขึ้น โดยเส้นทึบใช้แสดงค่าที่ได้จากการใช้แบบจำลอง แนวโน้มของเส้นแสดงให้เห็นว่าฟลักซ์การส่งผ่านความร้อนเพิ่มขึ้นเป็นเชิงเส้นกับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน ผลที่ได้จากแบบจำลองนี้สอดคล้องกับผลการทดลองทั้งสองข้างต้น อย่างไรก็ตามก็อาจจะเห็นได้ว่ามีความแตกต่างระหว่างข้อมูลการทดลองทั้งสองในด้านปริมาณ ทั้งนี้เป็นเพราะว่าที่การทำงานที่สภาวะปกตินั้น ท่อความร้อนท่อเดียวกันสามารถส่งผ่านความร้อนได้หลายค่าภายใต้อุณหภูมิการทำงานเดียวกัน ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับขนาดอุณหภูมิให้ความร้อน และรับความร้อนที่ผิวท่อความร้อน ดังนั้นจึงมีความเป็นไปได้ว่าท่อความร้อนของ Charoensawan จะส่งผ่านความร้อนได้แตกต่างจากท่อความร้อนของ Kummuang-Lue แม้ว่าจะใช้เส้นผ่านศูนย์กลางเดียวกันก็ตาม ในการทดลองทุกครั้งจะควบคุมการทดลองให้ท่อความร้อนทำงานที่อุณหภูมิที่วัดที่ส่วนฉนวนที่มีค่าเดียวกัน และในการทดลองข้างต้นกำหนดให้อุณหภูมิที่วัดได้ที่ส่วนฉนวนเป็นอุณหภูมิทำงานของท่อความร้อนด้วย ดังนั้นสำหรับค่าอุณหภูมิทำงานเดียวกันอาจจะมีค่าความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิส่วนทำระเหย และส่วนควบแน่นที่แตกต่างกันได้ และค่าอัตราการส่งผ่านความร้อนก็จะแตกต่างกันไปด้วย ดังนั้นเมื่อพิจารณาในข้อนี้อาจกล่าวได้ว่า เป็นการريبสรูปเกินไปที่จะกล่าวว่าอัตราการส่งผ่านความร้อนเพิ่มขึ้นเป็นเชิงเส้นกับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน เพราะค่าที่ได้อาจไม่ใช่ค่าในกลุ่มชุดควบคุมการทดลองเดียวกัน เพื่อที่จะหาข้อสรุปในเรื่องนี้ จะทำการพิจารณาความต้านทานความร้อนภายในท่อความร้อน โดยใช้แบบจำลองที่สร้างขึ้นคำนวณหาความต้านทานความร้อนภายในท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบ (Z_3 , Z_4 , Z_5 และ Z_6) ที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในต่างๆ โดยกำหนดให้ตัวแปรอื่นมีค่าคงที่เป็นดังแสดงไว้ในรูปที่ 5.7 จากรูปจะพบว่าการเปลี่ยนแปลงความต้านทานความร้อนภายในเล็กน้อย เมื่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในมีค่าเปลี่ยนไป นอกจากนี้ยังพบว่าความต้านทานความร้อนภายในมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพิ่มขึ้นจาก 0.66-1.06 มิลลิเมตร ในขณะที่ความต้านทานความร้อนภายในมีค่าลดลง เมื่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพิ่มขึ้นจาก 1.06-2.03 มิลลิเมตร ที่เป็นเช่นนี้เนื่องจากค่าความต้านทานความร้อนภายในหลักในส่วนทำระเหยจะเกิดจากการแข่งกันมีอิทธิพลระหว่าง Z_3 และ Z_4 และเช่นเดียวกันในส่วนควบแน่น ค่าความต้านทานความร้อนภายในหลักในส่วนควบแน่นจะเกิดจากการแข่งกันมีอิทธิพลระหว่าง Z_5 และ Z_6 ในกรณีที่เส้นผ่านศูนย์กลางมีค่าเพิ่มขึ้น ความเร็วในการไหลเวียนจะลดลงซึ่งเป็นผลให้ค่า

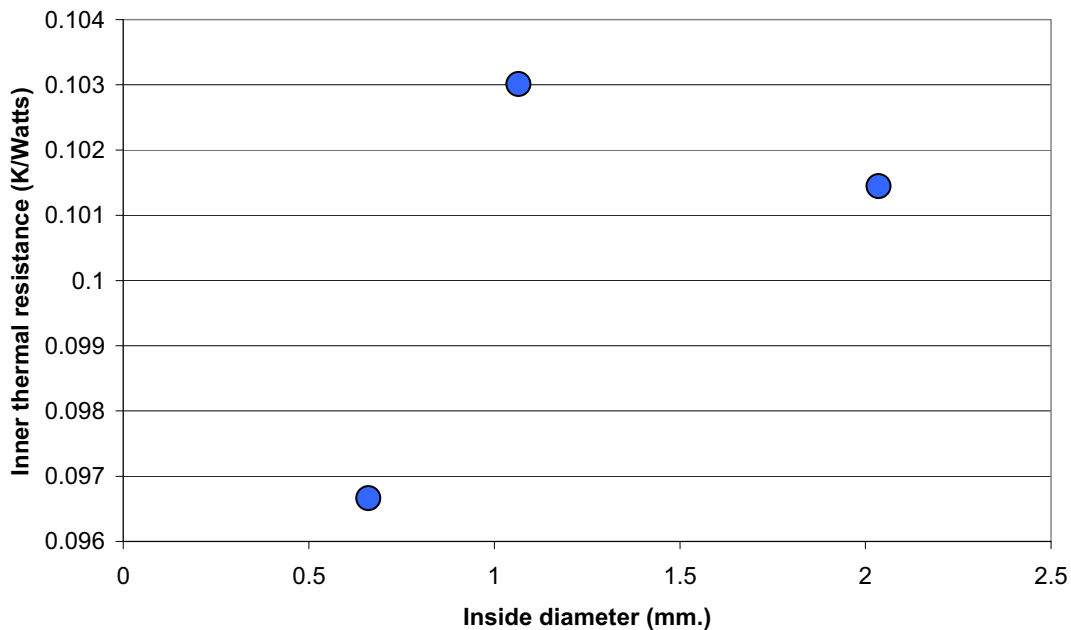
Z_3 และ Z_6 เพิ่มขึ้น ในขณะที่ระบบจะมีค่าใกล้เคียงการเดือดแบบแอ่งมากยิ่งขึ้นทำให้ค่า Z_4 และ Z_5 มีค่าลดลง

ในความเป็นจริงแล้วแนวโน้มที่แสดงในรูปที่ 5.6 ซึ่งเป็นค่าที่ได้จากการทดลอง และรูปที่ 5.7 ซึ่งเป็นค่าที่ได้จากการคำนวณด้วยแบบจำลองที่สร้างขึ้น ต่างก็มีความถูกต้องทั้งคู่ แต่อยู่ในสถานการณ์ที่ต่างกัน แนวโน้มที่แสดงในรูปที่ 5.6 จะพบได้ในการทดลองจริง เพราะว่าเป็นเรื่องยากมากที่จะควบคุมทั้งอุณหภูมิทำงาน และอุณหภูมิส่วนควบแน่นและส่วนทำระเหยให้มีค่าเท่ากันในทุกการทดลอง

ดังนั้นเราสามารถสรุปได้ว่าการเปลี่ยนแปลงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในมีผลทำให้ความต้านทานความร้อนภายในมีค่าเปลี่ยนไป โดยหากอยู่ในกรณีที่สามารถรักษาอุณหภูมิทำงาน และรักษาความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิผิวส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นให้คงที่ในขณะที่เปลี่ยนแปลงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางแล้ว จะพบว่าความต้านทานความร้อนภายในมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพิ่มขึ้นจาก 0.66-1.06 มิลลิเมตร ในขณะที่ความต้านทานความร้อนภายในมีค่าลดลงเมื่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพิ่มขึ้นจาก 1.06-2.03 มิลลิเมตร แต่เนื่องจากการรักษาความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิผิวส่วนทำระเหย และส่วนควบแน่นให้คงที่ทำได้ยาก ดังนั้นในทางปฏิบัติจึงพบว่าการทดลองทำได้เพียงรักษาอุณหภูมิทำงานให้คงที่โดยไม่สามารถรักษาความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิผิวส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นให้คงที่ไว้ได้ ซึ่งในกรณีนี้ฟลักซ์การส่งผ่านความร้อนจะเพิ่มขึ้นตามขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในที่เพิ่มขึ้น



รูปที่ 5.6 แสดงผลของเส้นผ่านศูนย์กลางภายในที่มีต่อฟลักซ์การส่งผ่านความร้อน

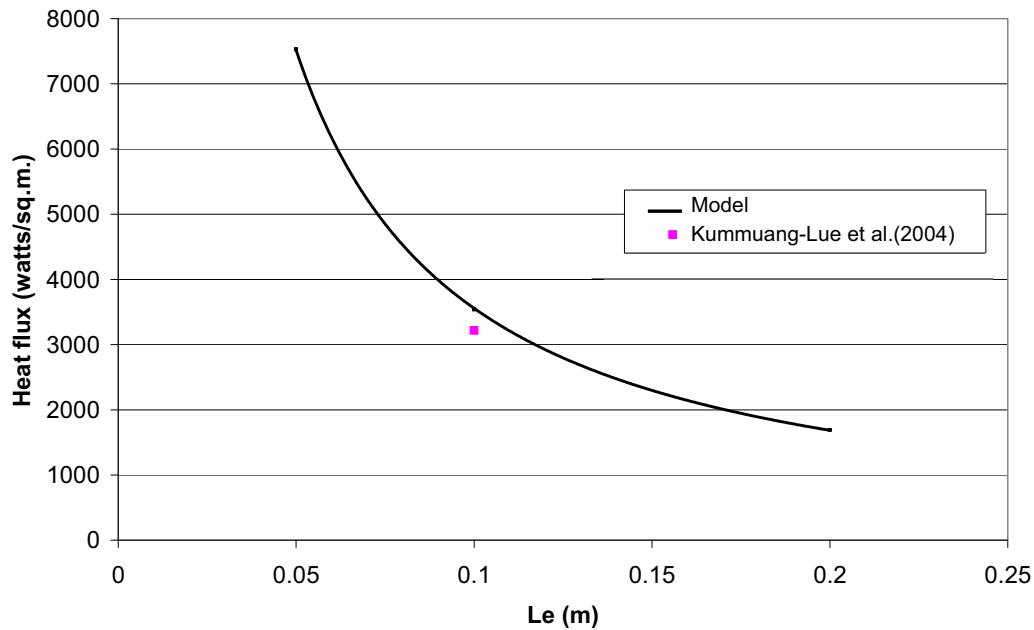


รูปที่ 5.7 แสดงความต้านทานความร้อนภายในที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในที่ค่าต่างๆ ซึ่งได้จากการคำนวณด้วยแบบจำลองการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ย

5.6 ผลของความยาวส่วนทำระเหยที่มีต่ออัตราการส่งผ่านความร้อน

รูปที่ 5.8 แสดงผลของความยาวส่วนทำระเหยที่มีต่ออัตราการส่งผ่านความร้อนโดยใช้แบบจำลองที่สร้างขึ้น จะเห็นได้ว่าฟลักซ์การส่งผ่านความร้อนเฉลี่ยจากแบบจำลองจะลดลงจาก 7,500 วัตต์ต่อตารางเมตร เป็น 1,750 วัตต์ต่อตารางเมตร เมื่อความยาวส่วนทำระเหยมีค่าเพิ่มขึ้นจาก 0.05 เมตรเป็น 0.2 เมตร ทั้งนี้เป็นเพราะว่าการเพิ่มความยาวส่วนทำระเหยทำให้ความต้านทานความร้อนภายในมีค่าเพิ่มขึ้น Charoensawan et al. (2003) ได้อภิปรายผลของความยาวส่วนทำระเหยที่มีต่อฟลักซ์การส่งผ่านความร้อนว่า เมื่อความยาวส่วนทำระเหยเพิ่มขึ้น ค่าแอมพลิจูดของการสั่นอุณหภูมิจะมีค่าสูงแต่ความถี่ต่ำ สำหรับแบบจำลองที่สร้างขึ้นนี้ คำกล่าวของ Charoensawan อาจมีความหมายว่า เมื่อความยาวส่วนทำระเหยมีค่าเพิ่มขึ้น ความเร็วในการหมุนเวียนมีค่าลดลง ซึ่งมีผลทำให้ค่า Z_3 และความต้านทานความร้อนภายในเพิ่มขึ้น ดังนั้นฟลักซ์การส่งผ่านความร้อนจะลดลงเมื่อเพิ่มความยาวส่วนทำระเหย

ดังนั้นสามารถสรุปได้ว่าดังนั้นฟลักซ์การส่งผ่านความร้อนเฉลี่ยจะลดลง เมื่อเพิ่มความยาวส่วนทำระเหย



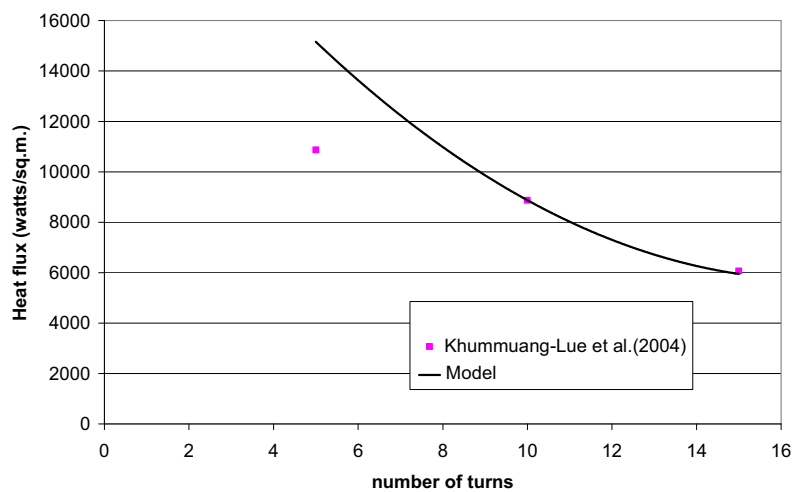
รูปที่ 5.8 แสดงผลของความยาวส่วนทำระเหยที่มีต่อฟลักซ์การส่งผ่านความร้อน

5.7 ผลของจำนวนโค้งเลี้ยวที่มีต่ออัตราการส่งผ่านความร้อน

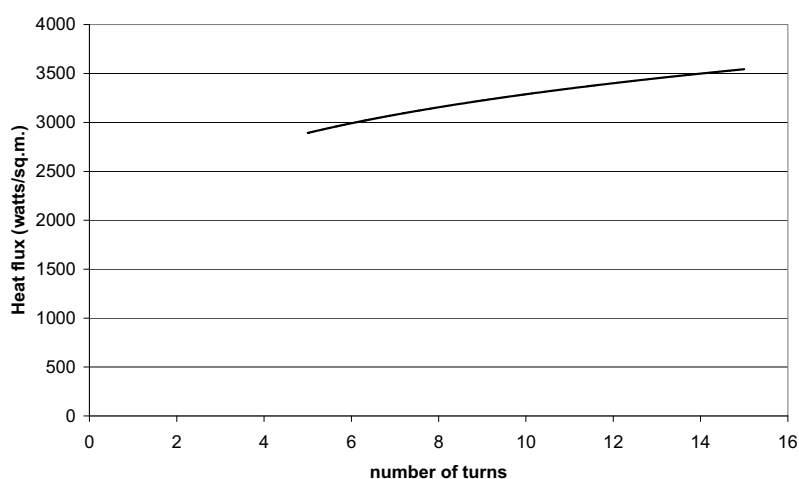
รูปที่ 5.9 แสดงผลของจำนวนโค้งเลี้ยวที่มีต่อฟลักซ์การส่งผ่านความร้อน เราจะเห็นได้ว่า ฟลักซ์การส่งผ่านความร้อนเฉลี่ยจากแบบจำลองจะมีค่าลดลงจาก 15,000 วัตต์ต่อตารางเมตรเป็น 6,000 วัตต์ต่อตารางเมตร เมื่อจำนวนโค้งเลี้ยวเพิ่มขึ้นจาก 5 โค้งเลี้ยว เป็น 15 โค้งเลี้ยว ผลที่ได้นี้ สอดคล้องกับผลของ Charoensawan et al.(2003) และ Kammuang-lue et al. (2004, พิจารณาเฉพาะ ข้อมูลการส่งผ่านความร้อนที่สภาวะปกติ) อย่างไรก็ตามข้อมูลการทดลองนี้ได้มาจากการควบคุม อุณหภูมิทำงานให้คงที่ แต่ไม่ได้ควบคุมระดับความแตกต่างของอุณหภูมิผิวส่วนทำระเหย และส่วน ควบแน่น ดังเช่นเดียวกับที่อธิบายไว้ก่อนหน้านี้ว่าอัตราการส่งผ่านความร้อนที่สภาวะปกติอาจมี ได้หลายค่าที่อุณหภูมิทำงานเดียวกัน ดังนั้นผลที่ได้ในรูปที่ 5.9 จึงเป็นผลที่ได้ในกรณีที่สามารถ รักษาอุณหภูมิทำงานให้คงที่ไว้ได้ แต่การรักษาความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิผิวส่วนทำระเหย และส่วนควบแน่นให้คงที่ทำได้ยาก ในรูปที่ 5.10 แสดงผลของจำนวนโค้งเลี้ยวที่มีต่อฟลักซ์การ ส่งผ่านความร้อนโดยใช้แบบจำลอง ซึ่งกำหนดให้เงื่อนไขทุกอย่างมีค่าคงที่โดยเฉพาะอย่างยิ่ง อุณหภูมิทำงาน และอุณหภูมิแตกต่างระหว่างอุณหภูมิผิวส่วนทำระเหย และส่วนควบแน่น ยกเว้น เฉพาะแต่จำนวนโค้งเลี้ยวที่จะทำการแปรค่าไป เราจะเห็นว่าฟลักซ์การส่งผ่านความร้อนมีค่า เพิ่มขึ้นจาก 2,850 วัตต์ต่อตารางเมตรไปเป็น 3,550 วัตต์ต่อตารางเมตร เมื่อจำนวนโค้งเลี้ยวเพิ่มขึ้น จาก 5 โค้งเลี้ยวเป็น 15 โค้งเลี้ยว ที่เป็นเช่นนี้เนื่องจากการเพิ่มจำนวนโค้งเลี้ยวเป็นการเพิ่มพื้นที่ผิวพา ความร้อน และจำนวนแอ่งการเดือด อิทธิพลของปัจจัยทั้งสองมีผลทำให้ฟลักซ์การส่งผ่านความ ร้อนมีค่าสูงขึ้น แนวโน้มที่ได้นี้ขัดแย้งกับผลการทดลองข้างต้น เพราะว่าการคำนวณตาม แบบจำลองนี้กำหนดให้อุณหภูมิแตกต่างระหว่างผิวส่วนทำระเหย และส่วนควบแน่นมีค่าคงที่

ในขณะที่มีความแตกต่างของค่าอุณหภูมินี้ในการทดลองจริง อย่างไรก็ตามในการทดลองจริงนั้น เป็นเรื่องยากมากในการควบคุมอุณหภูมิทำงาน และอุณหภูมิแตกต่างระหว่างอุณหภูมิผิวส่วนทำ ระบาย และส่วนควบแน่นให้มีค่าคงที่ ดังนั้นผลที่ได้ในรูปที่ 5.9 และ 5.10 จึงถูกต้องทั้งคู่

ดังนั้นสามารถสรุปได้ว่า ในกรณีที่ควบคุมให้อุณหภูมิทำงาน และความแตกต่างระหว่าง อุณหภูมิผิวส่วนทำระบาย และส่วนควบแน่นมีค่าคงที่แล้ว พลิกซ์การส่งผ่านความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อจำนวนโค้งเลี้ยวเพิ่มมากขึ้น และในกรณีที่ควบคุมให้อุณหภูมิทำงานมีค่าคงที่ แต่ไม่สามารถ ควบคุมความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิผิวส่วนทำระบาย และส่วนควบแน่นนั้น พลิกซ์การส่งผ่าน ความร้อนลดลง เมื่อจำนวนโค้งเลี้ยวเพิ่มขึ้น



รูปที่ 5.9 แสดงผลของจำนวนโค้งเลี้ยวที่มีต่อพลิกซ์การส่งผ่านความร้อน
กรณีที่ควบคุมให้อุณหภูมิทำงานมีค่าคงที่ แต่ไม่สามารถควบคุมความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิผิว
ส่วนทำระบาย และส่วนควบแน่น



รูปที่ 5.10 แสดงผลของจำนวนโค้งเลี้ยวที่มีต่อพลิกซ์การส่งผ่านความร้อน โดยการใช้แบบจำลอง
กรณีที่ควบคุมให้อุณหภูมิทำงาน และความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิผิวส่วนทำระบาย
และส่วนควบแน่นมีค่าคงที่

5.8 ความมีอยู่จริงของค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะ และการทำนายค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะโดยแบบจำลองพฤติกรรม

จากที่ได้กล่าวไว้ในหัวข้อที่ 3.6.2 แล้วว่าความเร็วที่คำนวณได้จากแบบจำลองครึ่งวัฏจักรเป็นความเร็วค่าหนึ่งที่เราสามารถรับรู้ได้ว่าเป็นตัวแทนความเร็วในการไหลเวียนของของเหลวที่มีการเปลี่ยนแปลงภายในท่อความร้อน หรือเราเรียกความเร็วนี้ว่าความเร็วคุณลักษณะ (Characteristic velocity) นอกจากนี้เรายังได้กล่าวถึงความหมายของค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะว่า มันคือตัวปรับแก้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในการคำนวณตามแบบจำลองการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ย และเป็นค่าที่ใช้ปรับสัดส่วนการส่งผ่านความร้อนแฝง และความร้อนสัมผัสให้ถูกต้อง ดังนั้นในหัวข้อนี้จะทำการแสดงให้เห็นถึงความหมายทางกายภาพของค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะโดยการวิเคราะห์ทางคณิตศาสตร์พร้อมทั้ง แสดงผลการทำนายค่าสัมประสิทธิ์นี้เทียบกับค่าที่ได้จากการทดลองที่ได้กล่าวไว้ในหัวข้อ 5.3

การวิเคราะห์เพื่อทำนายค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะ สามารถทำได้ดังนี้ การคำนวณหาการส่งผ่านความร้อนของสารทำงานตามแบบจำลองการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ยในส่วนทำระเหยตามหัวข้อ 3.5 โดยอ้างอิงสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์กับอุณหภูมิศูนย์สัมบูรณ์ จะหาได้จาก

$$\dot{Q}'_1 = \rho_{\text{mix,Tv}} \pi r_i^2 u_{\text{mix}} [h_{\text{eo}}(T_c) - h_{\text{ei}}(T_c)] \quad (5.1)$$

เมื่อ (u_{mix}) คือความเร็วของผสมที่ไหลเวียนในส่วนทำระเหย $h_{\text{eo}}(T_c)$ คือ เอนทาลปีทางออกของส่วนทำระเหยซึ่งเป็นฟังก์ชันของอุณหภูมิส่วนทำระเหย และ $h_{\text{ei}}(T_c)$ คือ เอนทาลปีทางเข้าของส่วนทำระเหยซึ่งเป็นฟังก์ชันของอุณหภูมิส่วนควบแน่น ในทำนองเดียวกันหากคำนวณตามสมการ 5.1 โดยใช้ข้อมูลจากแบบจำลองพฤติกรรมโดยกำหนดให้ $(\rho_{\text{mix,evap}})$ คือความหนาแน่นเฉลี่ยซึ่งคำนวณได้จากผลการคำนวณตามแบบจำลองพฤติกรรม จะได้ว่า

$$\dot{Q}'_2 = \rho_{\text{mix,evap}} \pi r_i^2 u_j \Delta h(T_c, T_c) \quad (5.2)$$

หารสมการ 5.1 ด้วยสมการ 5.2 จะได้ว่า

$$\frac{\dot{Q}'_1}{\dot{Q}'_2} = \frac{\rho_{\text{mix,Tv}} \pi r_i^2 u_{\text{mix}} [h_{\text{eo}}(T_c) - h_{\text{ei}}(T_c)]}{\rho_{\text{mix,evap}} \pi r_i^2 u_j \Delta h(T_c, T_c)} \quad (5.3)$$

จัดรูปสมการ 5.3 ใหม่จะเขียนได้ว่า

$$\frac{\dot{Q}'_1}{\dot{Q}'_2} = \left[\frac{\rho_{\text{mix},Tv}}{\rho_{\text{mix},\text{evap}}} \right] \left[\frac{u_{\text{mix}}}{u_j} \right] \left[\frac{\Delta h_1(T_e, T_c)}{\Delta h_2(T_e, T_c)} \right] \quad (5.4)$$

เมื่อแทนความสัมพันธ์ของค่าคุณภาพไอลงในสมการ 5.4 จะได้ว่า

$$\frac{\dot{Q}'_1}{\dot{Q}'_2} = \left[\frac{v_f + x_{\text{mix},\text{evap}} v_{fg}}{v_f + x_{\text{mix},Tv} v_{fg}} \right] \left[\frac{u_{\text{mix}}}{u_j} \right] \left[\frac{\Delta h_1(T_e, T_c)}{\Delta h_2(T_e, T_c)} \right] \quad (5.5)$$

เมื่อ v_f คือค่าปริมาตรจำเพาะของสารทำงานในสถานะของเหลว และ v_{fg} คือผลต่างระหว่างปริมาตรจำเพาะของสารทำงานในสถานะไอและของเหลว โดยค่านี้คิดที่อุณหภูมิการทำงานของท่อความร้อน (T_v) ซึ่งค่าอุณหภูมินี้หาจากแบบจำลองการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ย จดรูปสมการ 5.5 ใหม่อีกครั้งจะได้ว่า

$$\frac{\dot{Q}'_1}{\dot{Q}'_2} = \left[\frac{1 + x_{\text{mix},\text{evap}} \frac{v_{fg}}{v_f}}{1 + x_{\text{mix},Tv} \frac{v_{fg}}{v_f}} \right] \left[\frac{u_{\text{mix}}}{u_j} \right] \left[\frac{\Delta h_1(T_e, T_c)}{\Delta h_2(T_e, T_c)} \right] \quad (5.6)$$

ค่าคุณภาพไอลของผสมตามแบบจำลองการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ย ($x_{\text{mix},Tv}$) หาได้จากสมการ 3.55 และสำหรับค่าคุณภาพไอลของผสมตามแบบจำลองพฤติกรรม ($x_{\text{mix},\text{evap}}$) จะไม่ได้มีการใช้งานและกล่าวถึงโดยตรง แต่ก็สามารถหาได้จากสัดส่วนมวลของเหลวและไอในส่วนทำระเหยดังนี้

$$x_{\text{mix},\text{evap}} = \frac{m_{\text{vapor},\text{lat},\text{evap}}}{(m_{\text{liquid},\text{sen},\text{evap}} + m_{\text{liquid},\text{lat},\text{evap}} + m_{\text{vapor},\text{lat},\text{evap}})} \quad (5.7)$$

เนื่องจากผลต่างของเอนทาลปีในสมการ 5.6 เป็นฟังก์ชันจุด (Point function) ดังนั้นเมื่ออุณหภูมิส่วนทำระเหยและอุณหภูมิควบแน่นที่ใช้ในการคำนวณเป็นค่าเดียวกัน ผลหารของผลต่างที่ได้จากแบบจำลองทั้งสองจึงมีค่าคงที่ ดังนั้นสมการ 5.8 สามารถลดรูปได้เป็น

$$\frac{\dot{Q}'_1}{\dot{Q}'_2} = C \left[\frac{1 + x_{\text{mix},\text{evap}} \frac{v_{fg}}{v_f}}{1 + x_{\text{mix},Tv} \frac{v_{fg}}{v_f}} \right] \left[\frac{u_{\text{mix}}}{u_j} \right] \quad (5.8)$$

ค่าที่ได้จากสมการ 5.8 เป็นค่าที่คำนวณในช่วงความกว้างอุณหภูมิตั้งแต่อุณหภูมิส่วนทำระเหย (T_v , $T_{op,sat}$) ถึงอุณหภูมิส่วนควบแน่น (T_c) ดังนั้นเมื่อต้องการเทียบกับท่อความร้อนทุกชุดการทดลอง จึงต้องเทียบกับช่วงกว้างของอุณหภูมิตั้งแต่ อุณหภูมิศูนย์องศาเซลเซียส ถึง อุณหภูมิทำงานของท่อความร้อน (T_v) ซึ่งก็สามารถทำได้โดยการเทียบสัดส่วนในช่วงอุณหภูมิทั้งสอง โดยจะได้ว่า

$$\frac{\dot{Q}_1}{\dot{Q}_2} = C \left[\frac{1 + x_{mix, evap} \frac{v_{fg}}{v_f}}{1 + x_{mix, Tv} \frac{v_{fg}}{v_f}} \right] \left[\frac{u_{mix}}{u_j} \right] \left[\frac{T_v}{T_c - T_c} \right] \quad (5.9)$$

และเมื่อให้ $\dot{Q}_1$ คืออัตราการส่งผ่านความร้อนที่คำนวณได้โดยไม่นำค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงสถานะมาคำนวณด้วย ดังนั้นเมื่อกลับไปใช้แบบจำลองการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ย จะสามารถเขียนความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการส่งผ่านความร้อน ($\dot{Q}_1$) ความต้านทานความร้อนที่เกิดขึ้นภายในผิวท่อความร้อน (Z_{CLOHP}) และอุณหภูมิแตกต่างของอุณหภูมิผิวด้านใน ($T_{se,i} - T_v$) ได้เป็น

$$\dot{Q}_1 = \frac{(T_{se,i} - T_v)}{Z_{CLOHP}} \quad (5.10)$$

ในทำนองเดียวกัน หากคำนวณอัตราการส่งผ่านความร้อนโดยใช้ข้อมูลจากแบบจำลองพฤติกรรม ก็จะทำให้ได้ค่าอัตราการส่งผ่านความร้อนในกรณีที่รวมค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะเข้าไปในสมการแล้ว ซึ่งจะเขียนได้ว่า

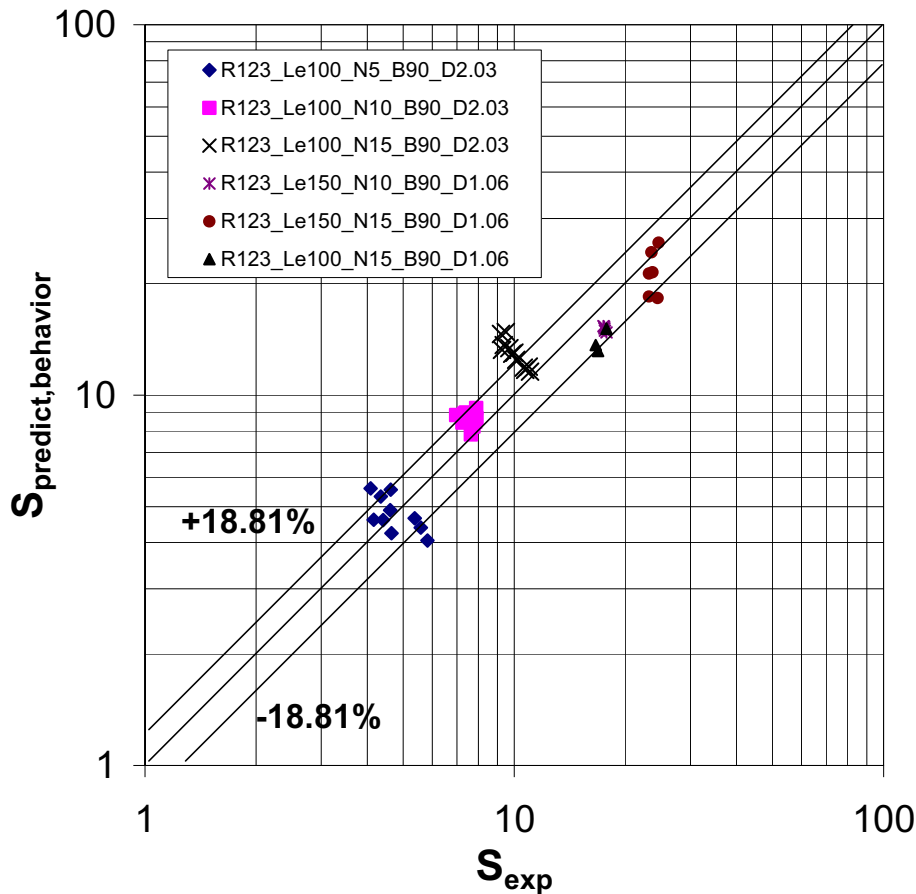
$$\dot{Q}_2 = \frac{(T_{se,i} - T_v)}{SZ_{CLOHP}} \quad (5.11)$$

แทนสมการ 5.10 และสมการ 5.11 ลงในสมการ 5.9 จะได้ว่า

$$S = C \left[\frac{1 + x_{mix, evap} \frac{v_{fg}}{v_f}}{1 + x_{mix, Tv} \frac{v_{fg}}{v_f}} \right] \left[\frac{u_{mix}}{u_j} \right] \left[\frac{T_v}{T_c - T_c} \right] \quad (5.12)$$

ผลการทำนายค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะโดยใช้สมการ 5.12 เปรียบเทียบกับข้อมูลการทดลองในหัวข้อที่ 5.3 โดยกำหนดให้ค่าคงที่ C มีค่าเท่ากับ 0.1 เป็นดังแสดงในรูปที่ 5.11

จากรูปแทนต้งแสดงการคำนวณค่าที่ได้จากการคำนวณตามสมการ 5.12 และแทนอนแสดงค่าที่ได้จากการทดลองในหัวข้อที่ 5.3 จะพบว่าค่าสัมประสิทธิ์ทำนายนี้ให้ความแม่นยำ ± 28.56 เปอร์เซ็นต์



รูปที่ 5.11 แสดงผลการทำนายค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะ
เปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากการทดลอง

จากผลที่ได้ทำให้สรุปได้ว่าท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบมีการส่งผ่านทั้งความร้อนแฝงและความร้อนสัมผัส ซึ่งสังเกตได้จากการมีพจน์ของค่าคุณภาพไอในสมการทำนายค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงการเปลี่ยนสถานะ และสัดส่วนการส่งผ่านความร้อนแฝง และความร้อนสัมผัสของท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบมีการเปลี่ยนแปลงไปตามระดับอุณหภูมิส่วนให้ความร้อน และส่วนควบแน่นอีกด้วย ผลที่ได้นี้ไม่สอดคล้องกับรายงานวิจัยของ Shafii et al. (2001) ซึ่งรายงานว่าการส่งผ่านความร้อนภายในท่อความร้อนแบบสันทั้งชนิดวงรอบและปลายปิดนั้นอยู่ในรูปของการส่งผ่านความร้อนสัมผัสเท่านั้น ที่เป็นเช่นนี้เนื่องจากในแบบจำลองของ Shafii กำหนดให้สัมประสิทธิ์การพาความร้อนจากการระเหยจะมีค่าเฉพาะในช่วงที่ฟองไออยู่ในส่วนทำระเหยเท่านั้น การตั้งสมมติฐานดังกล่าวในการคำนวณทำให้ได้ค่าความร้อนแฝงต่ำกว่าความเป็น

จริงมาก ดังนั้นแบบจำลองของ Shafii จึงแสดงให้เห็นว่าท่อความร้อนส่งผ่านความร้อนด้วยความร้อนสัมผัสเป็นหลักถึง 95% แต่ในแบบจำลองพฤติกรรมที่สร้างขึ้นใหม่นี้สร้างโดยให้ความสำคัญกับพื้นที่ส่วนทำความร้อนแฝง ดังนั้นค่าความร้อนแฝงที่ส่งผ่านในท่อความร้อนจึงแสดงให้เห็นได้ และการยืนยันการมีอยู่ของค่าสัมประสิทธิ์ความหนาแน่นการเปลี่ยนสถานะยังเป็นตัวแสดงให้เห็นว่าท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบส่งผ่านความร้อนด้วยความร้อนสัมผัส และความร้อนแฝง

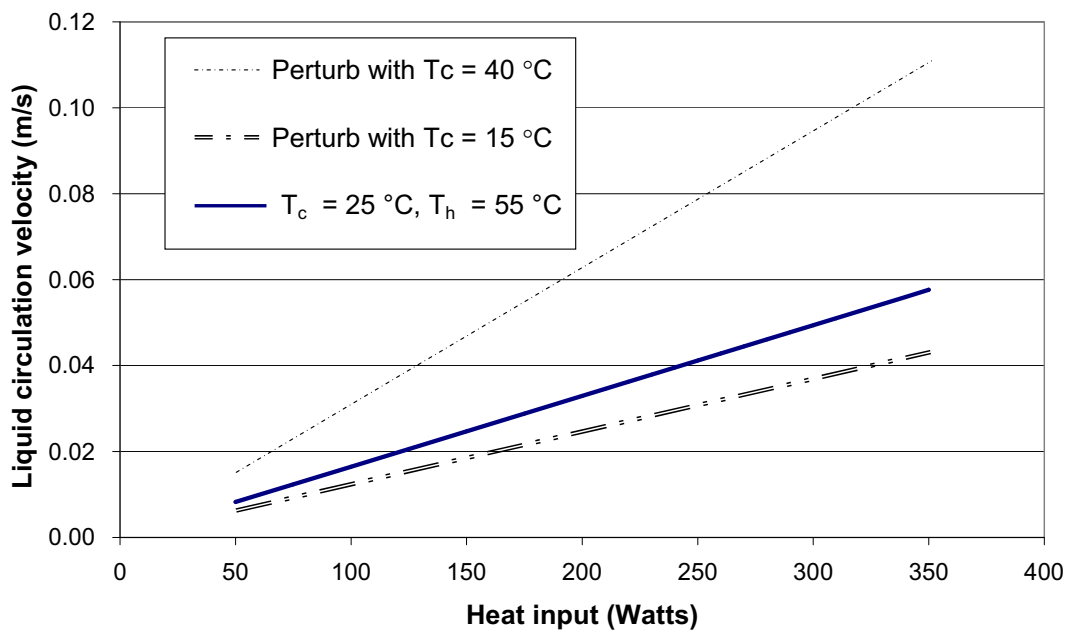
ดังนั้นสามารถสรุปได้ว่าค่าสัมประสิทธิ์ความหนาแน่นการเปลี่ยนสถานะเป็นค่าที่มีอยู่จริง และมันคือตัวปรับแก้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในการคำนวณตามแบบจำลองการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ย และเป็นค่าที่ใช้ปรับสัดส่วนการส่งผ่านความร้อนแฝง และความร้อนสัมผัสให้ถูกต้อง การทำนายค่านี้โดยใช้ข้อมูลจากแบบจำลองพฤติกรรม เปรียบเทียบกับข้อมูลการทดลอง พบว่าการทำนายให้ความแม่นยำ ± 18.81 เปอร์เซ็นต์

5.9 พฤติกรรมเปลี่ยนแปลงความเร็วในการไหลเวียนของท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบ

การอธิบายพฤติกรรมเปลี่ยนแปลงความเร็วในการไหลเวียนของท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบสามารถทำได้โดยพิจารณาจากรูปที่ 5.12 ในรูปแกนตั้งแสดงความเร็วในการไหลเวียนของของเหลวได้เย็นที่ไหลเข้าสู่ส่วนทำระเหยในหน่วยเมตรต่อวินาที และแกนนอนแสดงความร้อนที่ป้อนเข้าสู่ท่อความร้อนในหน่วยวัตต์ กราฟเส้นทึบแสดงข้อมูลการคำนวณจากแบบจำลองเมื่อกำหนดเงื่อนไขการทำงานคือ ท่อความร้อนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2.03 มิลลิเมตร ความยาวส่วนทำระเหย 150 มิลลิเมตร จำนวนโค้งเลี้ยว 15 โค้งเลี้ยว และใช้สารทำงาน R123 อัตราส่วนการเติม 50 เปอร์เซ็นต์ อุณหภูมิส่วนทำระเหย และส่วนควบแน่นคือ 55 และ 25 องศาเซลเซียสตามลำดับ จากกราฟจะพบว่าแบบจำลองทำนายค่าความเร็วในการไหลเวียนของของเหลวได้เย็นที่เข้าสู่ส่วนทำระเหยเพิ่มขึ้นเป็นเชิงเส้น เมื่อความร้อนที่ป้อนเข้าท่อความร้อนมีค่ามากขึ้น โดยความเร็วมีค่าเพิ่มขึ้นจาก 8.23 มิลลิเมตรต่อวินาที เป็น 57.64 มิลลิเมตรต่อวินาที เมื่อความร้อนป้อนเข้ามีค่าเพิ่มขึ้นจาก 50 เป็น 350 วัตต์ ที่เป็นเช่นนี้เนื่องจากแบบจำลองพฤติกรรมที่สร้างขึ้นมานั้นกำหนดเงื่อนไขสมมูลมวลภายในส่วนทำระเหยไว้ ดังนั้นในการคำนวณจะต้องรักษามวลในส่วนทำระเหยให้คงที่ตลอดเวลา เมื่อเราเพิ่มความร้อนเข้าสู่ส่วนทำระเหย จะทำให้อัตราการระเหยเพิ่มขึ้น และโดยธรรมชาติที่ว่าปริมาตรจำเพาะของไอน้ำมากกว่าปริมาตรจำเพาะของของเหลว ดังนั้นเมื่ออัตราการระเหยเพิ่มขึ้นตามความร้อนที่ให้กับจะทำให้เกิดสถานะที่มวลในส่วนทำระเหยน้อยกว่าตอนเริ่มต้น เนื่องจากมวลภายในท่อความร้อนมีค่าคงที่ ทำให้สถานะเช่นนี้จึงเกิดขึ้นไม่ได้ เพราะขัดกับกฎอนุรักษ์มวล ดังนั้นเพื่อให้กฎอนุรักษ์มวลถูกต้อง ท่อความร้อนจึงต้องเพิ่มอัตราการไหลของของเหลวได้เย็นเข้าสู่ส่วนทำระเหยโดยการเพิ่มความเร็วในการไหล

ผลการคำนวณที่ได้สอดคล้องกับรายงานวิจัยของ Gi et al. (1999) ซึ่งรายงานการศึกษาเชิงทัศน์ของเขาไว้ว่าเมื่อเพิ่มความร้อนให้กับท่อความร้อนแล้ว สังเกตเห็นว่าสารทำงานภายในไหลเวียนด้วยความเร็วมากขึ้น

สำหรับการอธิบายรายงานวิจัยของ Xu et al. (2005) และ Groll et al. (2003) ซึ่งรายงานว่าอัตราการส่งผ่านความร้อนต่ำๆ นั้นพบว่าสารทำงานมีการหยุดการไหลเวียนชั่วขณะในลักษณะที่เป็นคาบ และเมื่ออัตราการส่งผ่านความร้อนสูงขึ้นพบว่ามีการหยุดชั่วขณะของสารทำงานมีแนวโน้มลดลงนั้นสามารถอธิบายได้ด้วยหลักการการรบกวนระบบ โดยหากเราตั้งสมมติฐานว่าการเปลี่ยนแปลงความเร็วในการไหลเวียนของของเหลวได้เย็นเกิดจากการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิได้เย็นที่มีค่าสูง หรือต่ำกว่าค่าปกติแล้ว เราก็จะสามารถทำนายการเปลี่ยนแปลงความเร็วเมื่อมีการรบกวนระบบโดยการเปลี่ยนอุณหภูมิได้เย็นได้ เส้นประด้านบนแสดงผลของความเร็วที่เปลี่ยนไปเมื่อรบกวนระบบด้วยการเปลี่ยนค่าอุณหภูมิของเหลวได้เย็นจากเดิม 25 องศาเซลเซียสเป็น 40 องศาเซลเซียส และเส้นประด้านล่างแสดงผลของความเร็วที่เปลี่ยนไปเมื่อรบกวนระบบด้วยการเปลี่ยนค่าอุณหภูมิของเหลวได้เย็นจากเดิม 25 องศาเซลเซียสเป็น 15 องศาเซลเซียส



รูปที่ 5.12 แสดงความเร็วในการไหลเวียนของของเหลวได้เย็นที่ไหลเข้าสู่ส่วนทำระเหยเปรียบเทียบกับความร้อนที่ป้อนเข้าสู่ท่อความร้อน

จากรูปจะเห็นว่าเมื่อกำหนดให้อุณหภูมิส่วนทำระเหยมีค่าคงที่ 55 องศาเซลเซียส ที่ระดับความร้อน 50 วัตต์ ของเหลวได้เย็นมีความเร็วในการไหลเวียน 8.23 มิลลิเมตรต่อวินาที แต่ในช่วงหนึ่งเมื่ออุณหภูมิได้เย็นลดลงเป็น 15 องศาเซลเซียส ของเหลวได้เย็นมีความเร็วลดลงเป็น 6.17 มิลลิเมตรต่อวินาที และเมื่ออุณหภูมิได้เย็นสูงขึ้นเป็น 40 องศาเซลเซียส ของเหลวได้เย็นมีความเร็วสูงขึ้นเป็น

15.82 มิลลิเมตรต่อวินาที ในทำนองเดียวกันจะเห็นว่าที่ระดับความร้อน 350 วัตต์ ของเหลวได้เย็น มีความเร็วในการไหลเวียน 57.64 มิลลิเมตรต่อวินาที แต่ในชั่วขณะหนึ่งเมื่ออุณหภูมิได้เย็นลดลง เป็น 15 องศาเซลเซียส ของเหลวได้เย็นมีความเร็วลดลงขึ้นเป็น 43.18 มิลลิเมตรต่อวินาที และเมื่อ อุณหภูมิได้เย็นสูงขึ้นเป็น 40 องศาเซลเซียส ของเหลวได้เย็นมีความเร็วสูงขึ้นเป็น 110.76 มิลลิเมตร ต่อวินาที จะเห็นได้ชัดเจนว่าสำหรับทุกค่าความร้อนที่ป้อนเข้านั้น อุณหภูมิของเหลวได้เย็นที่ลดลง มีผลกระทบต่อการเปลี่ยนแปลงความเร็วในการไหลเวียนของของเหลวได้เย็น น้อยกว่าการเพิ่มขึ้น ของอุณหภูมิของเหลวได้เย็น ดังนั้นอาจกล่าวได้ว่าเราเห็นการเปลี่ยนแปลงความเร็วในการ ไหลเวียนของสารทำงานในแง่ที่จะเห็นมันมีความเร็วสูงขึ้น ได้ชัดเจนกว่าที่จะเห็นมันช้าลงทั้งๆที่มี การเปลี่ยนแปลงระดับอุณหภูมิได้เย็นเท่าๆกัน และเมื่อพิจารณาในแง่ของขนาดแล้ว จะพบว่าเมื่อ ระดับอุณหภูมิของเหลวได้เย็นลดลง ในกรณีที่ให้ความร้อนต่ำๆ ความเร็วในการไหลเวียนของ ของเหลวได้เย็นที่น้อยอยู่แล้ว ก็ยังลดน้อยลงใกล้จุดหยุดนิ่งมากขึ้น ในขณะที่กรณีที่ให้ความ ร้อนสูงๆ แม้ว่าจะมีความเร็วในการไหลเวียนจะลดลงมาก แต่ความเร็วในตำแหน่งนั้นก็ยังคงมาก พอที่จะสังเกตเห็นการไหลเวียนได้ ดังนั้นเหตุผลที่อธิบายว่าเหตุใดเราจึงเห็นการหยุดไหลเวียน ชั่วขณะบ่อยครั้งกว่าในกรณีที่ให้ความร้อนต่ำ ก็คือขนาดของความเร็วในการไหลเวียนมีค่าน้อย และเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิได้เย็น จนความเร็วลดลงก็ทำให้สารทำงานช้าลงจนหยุดนิ่งได้ ชั่วขณะหนึ่ง ในขณะที่กรณีที่ให้ความร้อนสูง ขนาดของความเร็วจะมีค่ามาก ดังนั้นเมื่อมีความ เปลี่ยนแปลงความเร็ว ก็จะทำให้ความเร็วลดลงแต่ไม่ถึงขนาดที่ทำให้สารทำงานหยุดไหลเวียน ดังนั้นจึงเห็นสารทำงานหยุดไหลเวียนชั่วขณะบ่อยครั้งกว่ากรณีแรก

ดังนั้นสามารถสรุปได้ว่าการเพิ่มความร้อนให้ต่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบจะทำให้ ความเร็วในการไหลเวียนของของเหลวได้เย็นเพิ่มสูง และการพบการหยุดชั่วขณะของสารทำงาน ในกรณีที่ให้ความร้อนต่ำๆนั้น เกิดจากการรบกวนความเร็วในการไหลเวียนซึ่งมีค่าน้อยอยู่แล้วให้ น้อยลงอีกจนหยุดนิ่งชั่วขณะหนึ่ง

บทที่ 6

สรุปผลงานวิจัยและข้อเสนอแนะ

6.1 สรุปผลงานวิจัย

ในงานวิจัยฉบับนี้ได้มีการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่ออธิบายเงื่อนไขการเริ่มต้นทำงานได้ การส่งผ่านความร้อนเฉลี่ย และพฤติกรรมของการส่งผ่านความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบ การสร้างแบบจำลองทำโดยใช้ข้อมูลการศึกษาเชิงทฤษฎี และการทดลองเชิงปริมาณ การสร้างแบบจำลองทั้งหมดให้ผลโดยสรุปดังนี้

6.1.1 เงื่อนไขที่ทำให้ท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบสามารถเริ่มทำงานได้คือ การขยายตัวสุทธิต้องมีค่าน้อยกว่าการหดตัวสุทธิ

6.1.2 แบบจำลองการทำนายเงื่อนไขการเริ่มต้นทำงานได้ของท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบ มีศักยภาพในการทำนายเงื่อนไขการทำงานได้เป็นอย่างดี โดยเมื่อพิจารณาอุณหภูมิแตกต่างในจุดทั้ง 6 จุดพบว่าแบบจำลองมีความคลาดเคลื่อน 16 เปอร์เซ็นต์

6.1.3 เมื่อขนาดท่อเป็นไปตามเกณฑ์ของ Maezawa และความยาวส่วนทำระเหยเท่ากับความยาวส่วนควบแน่นแล้ว รูปร่างของท่อก็จะไม่มีผลต่อระดับอุณหภูมิแตกต่างที่เหมาะสมในการเริ่มทำงานได้ของท่อ ในขณะที่ระดับอุณหภูมิแตกต่างระหว่างส่วนให้ความร้อน และส่วนรับความร้อนมีบทบาทสำคัญในการกำหนดว่าท่อจะทำงานได้หรือไม่

6.1.4 อัตราส่วนการเติมมีผลอย่างมากต่อเงื่อนไขระดับอุณหภูมิที่ทำให้ท่อทำงานได้ โดยที่อัตราส่วนการเติมน้อยๆ จะมีความต้องการระดับอุณหภูมิแตกต่างมาก เพื่อให้ท่อทำงานได้ ในขณะที่ตรงข้ามกันในการเติมอัตราส่วนการเติมมากๆ

6.1.5 จำนวนโค้งเกลียวที่เพิ่มขึ้นจะทำให้ท่อความร้อนสามารถเริ่มทำงานในแนวรอบได้ง่ายขึ้น แต่อย่างไรก็ตามก็กล่าวได้ว่าท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบยังมีความเสี่ยงที่จะเริ่มทำงานไม่ได้ในแนวราบ แม้ว่าจะมีจำนวนโค้งเกลียวมากก็ตาม

6.1.6 ค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงสถานะสามารถคำนวณได้โดยใช้สมการสหสัมพันธ์

$$S = 0.0133 \left[Bo_{Le,mix}^{0.65} Pr_{mix}^{0.05} Re_{mix}^{0.31} \left(\frac{NLe}{Di} \right)^{2.15} \right]^{0.2893}$$

6.1.7 แบบจำลองการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ยที่สร้างขึ้นสามารถทำนายอัตราการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ยได้ด้วย ความแม่นยำ $\pm 19.6\%$

6.1.8 แบบจำลองที่สร้างขึ้นแสดงให้เห็นว่าการเปลี่ยนแปลงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในมีผลทำให้ความต้านทานความร้อนภายในมีค่าเปลี่ยนไป โดยหากอยู่ในกรณีที่สามารถรักษาอุณหภูมิทำงาน และรักษาความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิผิวส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นให้คงที่ในขณะที่เปลี่ยนแปลงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางแล้ว จะพบว่าความต้านทานความร้อนภายในมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อ

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพิ่มขึ้นจาก 0.66-1.06 มิลลิเมตร ในขณะที่ความต้านทานความร้อนภายในมีค่าลดลงเมื่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพิ่มขึ้นจาก 1.06-2.03 มิลลิเมตร แต่เนื่องจากการรักษาความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิผิวส่วนทำระเหย และส่วนควบแน่นให้คงที่ทำได้ยาก ดังนั้นในทางปฏิบัติจึงพบว่าการทดลองทำได้เพียงรักษาอุณหภูมิทำงานให้คงที่โดยไม่สามารถรักษาความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิผิวส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นให้คงที่ได้ ซึ่งในกรณีนี้ฟลักซ์การส่งผ่านความร้อนจะเพิ่มขึ้นตามขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในที่เพิ่มขึ้น

6.1.9 ฟลักซ์การส่งผ่านความร้อนเฉลี่ยจะลดลง เมื่อเพิ่มความยาวส่วนทำระเหย

6.1.10 ในกรณีที่ควบคุมให้อุณหภูมิทำงาน และความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิผิวส่วนทำระเหย และส่วนควบแน่นมีค่าคงที่แล้ว ฟลักซ์การส่งผ่านความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อจำนวน icoiling เพิ่มขึ้น และในกรณีที่ควบคุมให้อุณหภูมิทำงานมีค่าคงที่ แต่ไม่ควบคุมความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิผิวส่วนทำระเหย และส่วนควบแน่นนั้น ฟลักซ์การส่งผ่านความร้อนลดลง เมื่อจำนวน icoiling เพิ่มขึ้น

6.1.11 ค่าสัมประสิทธิ์ความหนาแน่นการเปลี่ยนสถานะเป็นค่าที่มีอยู่จริง และมันคือตัวปรับแก้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในการคำนวณตามแบบจำลองการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ย และเป็นค่าที่ใช้ปรับสัดส่วนการส่งผ่านความร้อนแฝง และความร้อนสัมผัสให้ถูกต้อง การทำนายค่านี้โดยใช้ข้อมูลจากแบบจำลองพฤติกรรม เปรียบเทียบกับข้อมูลการทดลองพบว่าการทำนายให้ความแม่นยำ ± 18.81 เปอร์เซ็นต์

6.1.12 การเพิ่มความร้อนให้ต่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบจะทำให้ความเร็วในการไหลเวียนของของเหลวได้เย็นเพิ่มสูง และการพบการหยุดชั่วขณะของสารทำงานในกรณีให้ความร้อนต่ำๆนั้น เกิดจากการรบกวนความเร็วในการไหลเวียนซึ่งมีค่าน้อยอยู่แล้วให้น้อยลงอีกจนหยุดนิ่งชั่วขณะหนึ่ง

6.2 ข้อเสนอแนะ

ในการสร้างแบบจำลองมีรายละเอียดบางประการที่น่าสนใจในการค้นคว้าศึกษาต่อไปอันได้แก่

6.2.1 การประยุกต์ใช้ทฤษฎีความน่าจะเป็นเข้ากับการทำนายการส่งผ่านความร้อนที่มุมใกล้เคียงแนวราบ เนื่องจากในแบบจำลองนี้ได้ใช้ทฤษฎีความน่าจะเป็นในการอธิบายเงื่อนไขการเริ่มต้นทำงานได้ โดยการอธิบายผ่านกลุ่มรูปแบบการไหลที่ทำให้เกิดกระบวนการแทนที่ แนวคิดนี้ยังสามารถใช้ในกรณีที่การไหลเวียนเกิดขึ้นแล้วได้อีกด้วย โดยจะใช้ได้ในกรณีที่ท่อเป็นอิสระจากแรงโน้มถ่วงซึ่งก็คือการวางตัวในแนวราบนั่นเอง

6.2.2 ในการทำแบบจำลองเชิงพฤติกรรมนั้น การทำงานเริ่มจากการกำหนดพื้นที่ทำความร้อนและทำความเย็นสมดุล ซึ่งค่อนข้างจะต่างจากสภาพที่อยู่มาก การใช้ความรู้ในเรื่องสมดุลทางเทอร์โม

ไดนามิกส์แบบกึ่งเสถียรเข้ามาช่วยจำลองสภาพในส่วนนี้ โดยใช้ในการกำหนดเงื่อนไขขนาดและการยุบตัวของก้อนไอ ก็จะทำให้แบบจำลองพฤติกรรมมีความสมบูรณ์มากยิ่งขึ้น

6.2.3 แม้ว่าแบบจำลองครึ่งวัฏจักรจะใช้งานได้ดีในการทำนายความเร็วในการไหลเวียนของของเหลวใต้เยื่อที่เข้าสู่ส่วนทำระเหย แต่อย่างไรก็ดีแบบจำลองนี้ทำได้เพียงทำนายความเร็วที่เปลี่ยนไปเมื่ออุณหภูมิของเหลวใต้เยื่อเปลี่ยนไปเท่านั้น สาเหตุที่เป็นเช่นนี้เนื่องจาก ไม่มีการคำนวณทางด้านส่วนควบแน่นนั่นเอง แบบจำลองพฤติกรรมนี้จะสมบูรณ์ได้ด้วยครึ่งวัฏจักรที่เหลือ ซึ่งต้องใช้ความรู้ในด้านเทอร์โมไดนามิกส์ของระบบที่อยู่ในสถานะสมดุลไม่เสถียรมาประยุกต์ใช้

งานวิจัยส่วนหลัง :

การศึกษาผลของมุมเอียงที่มีต่อการเกิดขีดจำกัดสมรรถนะของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด

บทที่ 1

1.1 ที่มาและความสำคัญ ของปัญหา

ท่อความร้อน (Heat pipe) คืออุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีค่าการนำความร้อนสูงมาก ที่อาศัยกระบวนการการระเหยและการควบแน่นของสารทำงาน (Terdtoon, 1993) ลักษณะโดยทั่วไปจะเป็นท่อปลายปิดซึ่งภายในทำการดูดอากาศออกและเติมสารทำงานไว้ภายใน ท่อความร้อนจะประกอบด้วยส่วนทำระเหย ส่วนฉนวนกันความร้อนและส่วนควบแน่น มีการนำท่อความร้อนมาใช้ประโยชน์หลายอย่างเช่น; ใช้ในระบบดึงความร้อนกลับ, ใช้ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, ใช้เป็นเครื่องถ่ายเทความร้อนเฉพาะที่และใช้ในการลดอุณหภูมิอุปกรณ์ไฟฟ้าอิเล็กทรอนิกส์ เพื่อที่จะใช้ท่อความร้อนให้มีประสิทธิภาพจำเป็นต้องเข้าใจเกี่ยวกับชนิด, หลักการทำงาน, และขีดจำกัดทางสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนเสียก่อน ท่อความร้อนสามารถแบ่งตามกระบวนการส่งถ่ายความร้อนออกเป็น 2 ประเภทคือ ท่อความร้อนแบบธรรมดา (Conventional heat pipe) และท่อความร้อนชนิดพิเศษ เช่น ท่อความร้อนแบบสั่น (Pulsating or oscillating heat pipe) ฯลฯ ท่อความร้อนชนิดหลังนี้เป็นวิวัฒนาการล่าสุดของเทคโนโลยีเกี่ยวกับท่อความร้อนที่มีความสามารถในการส่งถ่ายความร้อนได้สูงมาก, มีขนาดเล็ก, และน้ำหนักเบา โดยท่อความร้อนแบบสั่นทำจากท่อคาปิลลารียาวตัดโค้งหลายโค้งเลี้ยว และเติมสารทำงานภายในบางส่วน ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อความร้อนแบบสั่นควรมีขนาดเล็กพอที่ทำให้มีรูปร่างเป็นฟองไอล และแท่งของเหลว [Maezawa et. al., 1996] การทำงานของท่อความร้อนแบบสั่นสามารถทำงานได้ทุกตำแหน่งการทำงาน กลไกการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นเกิดจากการสั่นของแท่งของเหลว และฟองไอล และการเปลี่ยนสถานะของสารทำงานภายในท่อ ซึ่งในปัจจุบันได้มีการศึกษาถึงคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นที่สภาวะปกติจำนวนมาก อย่างไรก็ตามในสภาวะการทำงานของท่อความร้อนแบบสั่นก็ยังมีขีดจำกัดการส่งถ่ายความร้อนอยู่ ซึ่งมีผู้ทำการศึกษาไม่มากนัก Maezawa et. al.(1996) พบว่าท่อความร้อนแบบสั่นจะไม่สามารถทำงานได้เนื่องจากมีการ Dryout เกิดขึ้นในส่วนทำระเหยเพียงเท่านั้น Lin et. al. (2000) พบว่าการเติมสารทำงานไม่เพียงพอนำไปสู่การ Dry out เนื่องจากไม่มีของเหลวป้อนเข้าสู่ส่วนทำระเหยได้อย่างเพียงพอ จากการศึกษาจากงานวิจัยที่ผ่านมา จะเห็นได้ว่าการแห้งเกิดขึ้นที่ส่วนทำระเหย ดังนั้น katpradit et. al. (2003) ได้ทำการตั้งสมมุติฐานอธิบายการเกิดการแห้งที่ส่วนทำระเหยนี้ คือ เมื่อให้ความร้อนแก่ท่อความร้อนแบบสั่นจนถึงอุณหภูมิหนึ่ง ก้อนของเหลวที่อยู่ส่วนด้านบนของท่อไม่สามารถไหลกลับมายังส่วนทำระเหยได้เนื่องจากแรงส่งกลับของก้อนของเหลวในส่วนทำระเหยไม่สามารถ

เอาชนะแรงของฟองไอน้ำที่ส่วนควบแน่นได้เมื่อ ไม่มีของเหลวไหลกลับมายังส่วนทำระเหยจึงทำให้ฟองไอน้ำที่ส่วนทำระเหยใหญ่ขึ้นและเกิดการ Dryout อุณหภูมิของท่อในส่วนทำระเหยจะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วเนื่องจากไม่มีการส่งถ่ายความร้อนไปยังส่วนควบแน่น ส่งผลให้อุณหภูมิที่ส่วนควบแน่นลดลงจนไม่มีการส่งถ่ายความร้อนเกิดขึ้น เพื่อยืนยันสมมุติฐานของ katpradit et. al. (2003) ดังนั้น ปัญญาใหญ่, (2004) ได้ทำการศึกษาเชิงทฤษฎีถึงรูปแบบการไหลภายในของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิดที่สภาวะวิกฤต พบว่าสาเหตุของการแห้งที่ส่วนทำระเหยเกิดจากการท่วมที่ปากทางเข้าส่วนทำระเหย ซึ่งผลที่ได้สนับสนุนสมมุติฐานของ katpradit et.al. (2003) โดยจะเห็นว่างานวิจัยที่ผ่านมาได้ทำการศึกษาเฉพาะมุมเอียงการทำงานในแนวตั้งเท่านั้น แต่ในการประยุกต์ใช้งานจริงนั้นบางทีอาจจะต้องการติดตั้งท่อความร้อนในลักษณะการเอียงมุม ซึ่งยังขาดข้อมูลที่บ่งบอกถึงค่าการส่งถ่ายความร้อนสูงสุดที่ท่อความร้อนแบบสั่นชนิดปลายปิดสามารถส่งถ่ายได้ ที่มุมเอียงนั้นๆ ดังนั้นจึงเป็นที่มาของงานวิจัยนี้เพื่อที่จะต้องทราบถึงขีดจำกัดในการทำงานของท่อความร้อนชนิดนี้ที่มุมเอียงต่างๆ ซึ่งจะได้ทำการศึกษาในครั้งนี้

1.2. ท่อความร้อนแบบสั่น (Oscillating or pulsating heat pipe)

ปัญหาของท่อความร้อนแบบธรรมดาที่มีขีดจำกัดทางด้านแรงคาปิลลารีและขีดจำกัดการหมุนเวียนเมื่อขนาดของท่อมีขนาดเล็กมากเพื่อนำไปประยุกต์ใช้สำหรับการระบายความร้อนให้แก่อุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ จากปัญหาดังกล่าวได้มีการพัฒนาสร้างท่อความร้อนชนิดใหม่ เรียกว่าท่อความร้อนแบบสั่น (Akachi et. al., 1996) ได้ทำการต่อท่อคาปิลลารีซึ่งวางตัวขนานกันแบบอนุกรม และไม่มีวัสดุพรมอยู่ในท่อ ลักษณะของสารทำงานในท่อจะก่อตัวในรูปของแท่งของเหลว (Slugs) และฟองไอน้ำ (Vapor bubbles) ซึ่งการถ่ายเทความร้อนจะเกิดการเคลื่อนที่แบบสั่นของของไหลทำงานที่เกิดขึ้นด้วยการกระตุ้นการสั่นด้วยตัวมันเอง (Self – Excited oscillation) จากการขับเคลื่อนของแรงดันคลื่นที่รุนแรง และรวดเร็วมีสาเหตุมาจากการเดือดแบบฟอง และการกลั่นตัวของสารทำงาน จึงช่วยนำความร้อนจากปลายที่มีอุณหภูมิสูงไปยังปลายที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า ข้อดีของท่อความร้อนแบบสั่นคือ สร้างขึ้นได้โดยง่าย สมรรถนะทางความร้อนสูง รวดเร็วต่อการตอบสนองทางความร้อน สามารถทำงานได้ที่ผลต่างอุณหภูมิต่ำ และทำงานได้ในหลายๆ ตำแหน่ง

1.2.1 ชนิดของท่อความร้อนแบบสั่น

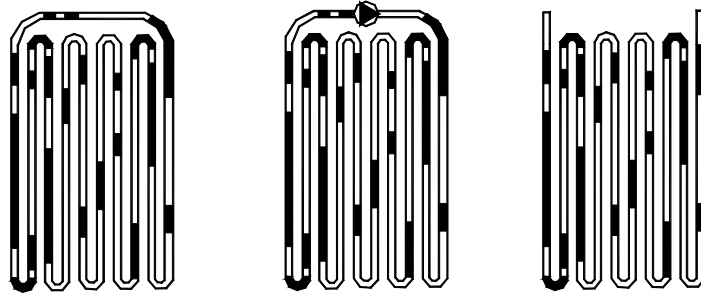
ท่อความร้อนแบบสั่นจะมีด้วยกัน 3 แบบ ดังรูปที่ 3 คือ (Maezawa et. al., 1995)

- ท่อความร้อนแบบวงรอบที่มีวาล์วกันกลับ (Closed - loop oscillating heat pipe with check valves) ทำจากท่อคาปิลลารีที่มีความยาวมากๆ และมีการต่อปลายท่อทั้งสองเข้าด้วยกัน

เป็นวงรอบโดยมีการตีควาล์วกันกลับไว้ใน วงจรตั้งแต่ 1 ตัวขึ้นไป เพื่อให้ของไหลทำงาน นำความร้อนไหลเวียนไปในทิศทางที่กำหนดได้อย่างรวดเร็ว

- ท่อความร้อนสั่นแบบวงรอบ (Closed - loop oscillating heat pipe) ทำจากท่อคาปิลลารีที่ยาวมาก และมีการต่อปลายท่อทั้งสองด้านเข้าด้วยกันเป็นวงรอบ แต่ไม่มีวาล์วกันกลับในวงจร ดังนั้นในกรณีนี้การถ่ายเทความร้อนจะเกิดขึ้นจากการสั่นของของไหลทำงานในแนวแกนของท่อ จึงเป็นสาเหตุให้เกิดการไหลเวียนที่ช้าลงในทิศทางใดทิศทางหนึ่ง

- ท่อความร้อนแบบสั่นชนิดปลายปิด (Closed-end oscillating heat pipe) ทำจากท่อคาปิลลารีที่ยาวโดยไม่มีการต่อปลายท่อทั้งสองข้างเข้าด้วยกันและไม่มีวาล์วกันกลับในวงจรด้วย กรณีนี้การถ่ายเทความร้อนจะเกิดขึ้นจากการสั่นที่ถูกขับโดยคลื่นความดันที่แกว่งอย่างเร็วซึ่งเกิดจากการเดือดแบบฟอง (Nuclear boiling) ในของไหลทำงาน



รูป 1.1 แสดงลักษณะท่อความร้อนแบบสั่นทั้ง 3 ชนิด (Maezawa et. al., 1995)

เนื่องจากท่อความร้อนแบบสั่นสามารถสร้างขึ้นได้ง่าย มีสมรรถนะทางความร้อนสูงมาก และสามารถประยุกต์ใช้งานได้อย่างกว้างขวาง เนื่องจากท่อความร้อนแบบสั่นเป็นเทคโนโลยีของท่อความร้อนที่ใหม่ จึงจำเป็นอย่างมากที่จะต้องดังนั้นในหัวข้อต่อไปจะกล่าวถึง หลักการทำงาน คุณสมบัติทางความร้อน รูปแบบการไหลภายใน และแบบจำลองของท่อความร้อนแบบสั่น

1.2.2 หลักการทำงานของท่อความร้อนแบบสั่น

ท่อความร้อนแบบสั่นเป็นเทคโนโลยีของท่อความร้อนที่ใหม่ และมีหลักการทำงานที่ซับซ้อน ดังนั้นจึงจำเป็นที่จะต้องเข้าใจถึงหลักการทำงานของท่อความร้อนแบบสั่นอย่างแท้จริง ดังนั้น Akachi et al. (1996) จึงได้ทำการศึกษาเกี่ยวกับหลักการ ลักษณะสำคัญ และการนำไปใช้งาน

ของท่อความร้อนแบบสัน พบว่ากลไกพื้นฐาน ในการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสันคือ ทำการทำให้เป็นสภาวะแล้วเติมสารทำงานจำนวนที่เพียงพอ ภายในท่อจะเกิดมีฟองไอ (Vapor bubbles) และแท่งของของเหลว (Liquid plugs) รวมตัวกันอยู่ภายในท่อตามแนวยาว เมื่อด้านใดด้านหนึ่งของท่อได้รับความร้อน (ส่วนทำระเหย) ฟองไอจะเกิดการขยายตัวทำให้เกิดแรงดันขึ้น เมื่อเพิ่มความร้อนมากขึ้นแรงดันก็จะสูงขึ้นและจะเกิดแรงขับ (Driving force) ผลักเอาแท่งของเหลวให้เคลื่อนที่ต่อไปยังส่วนที่มีอุณหภูมิต่ำ (ส่วนควบแน่น) และเนื่องจากท่อมีความยาวที่ต่อเนื่องกันจะทำให้เกิดการเคลื่อนที่ของฟองไอและแท่งของเหลวในท่อนั้นๆ ความร้อนจะถูกส่งถ่ายออก และก็จะเกิดการกลั่นตัวที่ส่วนนี้ ฟองไอก็จะยุบตัวลงแล้วแรงดันก็จะลดลง ซึ่งจะทำให้เกิดแรงดันที่แตกต่างกันระหว่างด้านทั้งสอง ในขณะเดียวกันเมื่อแรงดันในส่วนที่อุณหภูมิต่ำลง จะเกิดแรงย้อนกลับ (Restoring force) ทำให้ไอเกิดการเคลื่อนที่ไปผลักเอาแท่งของเหลวให้ไหลกลับไปยังส่วนที่อุณหภูมิสูง เมื่อแรงดันในส่วนอุณหภูมิต่ำลดลงอีกครั้ง ก็จะเกิดแรงขับไปผลักแท่งของเหลวให้เคลื่อนที่ต่อไปยังส่วนที่มีอุณหภูมิต่ำอีกครั้ง การทำงานของท่อความร้อนแบบสันจะต่อเนื่องกันเป็นวัฏจักรซึ่งการเคลื่อนไหวที่ติดต่อกันระหว่างแรงขับและแรงย้อนกลับจะทำให้ฟองไอและแท่งของเหลวเกิดการสั่นขึ้นในทิศทางตามแนวแกน

1.3. สรุปสาระสำคัญจากเอกสารที่เกี่ยวข้อง

ในปัจจุบันได้มีการศึกษางานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด มีจำนวนไม่มากนัก จากจำนวนที่มีอยู่ทั้งหมดเป็นการศึกษาวิจัยที่กล่าวถึงเฉพาะหลักการพื้นฐานเบื้องต้นเท่านั้น ซึ่งมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

1.3.1 การศึกษาถึงคุณลักษณะการส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อนแบบสัน

จากศึกษาของ Akachi et al. (1996) ซึ่งศึกษาเกี่ยวกับหลักการ ลักษณะสำคัญ และการนำไปใช้งานของท่อความร้อนแบบสันเท่านั้น และยังไม่มีการศึกษาถึงผลของตัวแปรต่างๆที่มีต่อคุณลักษณะการส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อนแบบสัน ยกตัวอย่างเช่น ผลของรูปร่าง, สารทำงาน และมุมเอียงการทำงานของท่อความร้อนแบบสัน ซึ่งสามารถแบ่งได้ตามชนิดของท่อความร้อนแบบสันดังนี้

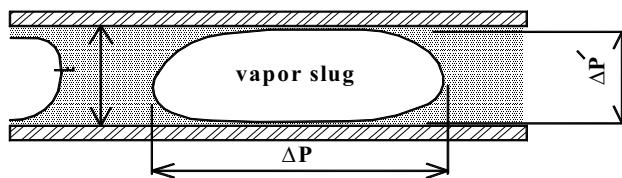
1.3.1.1 คุณลักษณะการส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด

ผลของตัวแปรต่างๆที่มีต่อคุณลักษณะการส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด มีดังนี้

1.3.1.1.1 ผลของรูปร่าง ประกอบด้วย ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายใน, ความยาวส่วนทำระเหย และความยาวรวมทั้งหมดของท่อ (หรือจำนวน โค้งงอ)

- ผลของขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายในของท่อความร้อนแบบสันชนิตปลายปิด

Maczawa et. al. (1995) ได้แนะนำขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อที่ทำให้รูปแบบการไหลภายในท่อนั้นจะมีการไหลแบบ ก้อนของเหลวและฟองไอ แสดงดังรูป 4



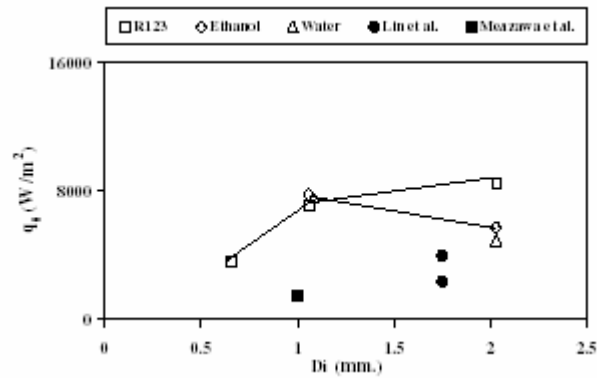
รูป1.2 การไหลแบบฟองไอ (Maczawa et. al., 1995)

โดยรูปที่ 4 แสดงค่าความดันตามแนวรัศมี ($\Delta P'$) และค่าความดันตามแนวแกนของท่อ (ΔP) เมื่อสารทำงานในท่ออยู่ในสถานะที่ $\Delta P > \Delta P'$ ฟองไอสามารถอยู่ในท่อได้ โดยขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อจะเป็นไปตามสมการดังนี้

$$d_{\max} < 2 \sqrt{\frac{\sigma}{\rho_L g}} \quad (1)$$

หลังจากนั้น Rittidech et.al. (2003) ได้ทำการศึกษาผลของเส้นผ่าศูนย์กลางภายใน ที่มีผลต่อความหนาแน่นความร้อนของท่อความร้อนแบบสันชนิตปลายปิด ในตำแหน่งแนวระดับ ที่สถานะการทำงานปกติ โดยแปรขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายใน คือ 0.66, 1.06 และ 2.03 มิลลิเมตร สารทำงานที่ใช้ คือ R123 เอทานอล และน้ำ พบว่าเส้นผ่าศูนย์กลางภายในขนาดใหญ่ จะให้ค่าความหนาแน่นความร้อนที่สูงกว่าสำหรับ R123 คือ เส้นผ่าศูนย์กลางภายใน 2.03 มิลลิเมตร ให้ค่าความหนาแน่นความร้อนมากที่สุด 7,646 วัตต์ต่อตารางเมตร ในทางตรงกันข้ามสำหรับเอทานอล เส้นผ่าศูนย์กลางภายในขนาดใหญ่ จะให้ค่าความหนาแน่นความร้อนที่ต่ำกว่า คือ เส้นผ่าศูนย์กลางภายใน 2.03 มิลลิเมตร ให้ค่าความหนาแน่นความร้อนต่ำที่สุด 5,793 วัตต์ต่อตารางเมตร ซึ่งความสัมพันธ์ระหว่างเส้นผ่าศูนย์กลางภายใน และความหนาแน่นความร้อน ที่ความ

ยาวส่วนทำระเหย ส่วนฉนวน และส่วน ควบน้ำ 50 มิลลิเมตร และความยาวรวม 15 เมตร แสดงดังรูปที่ 5

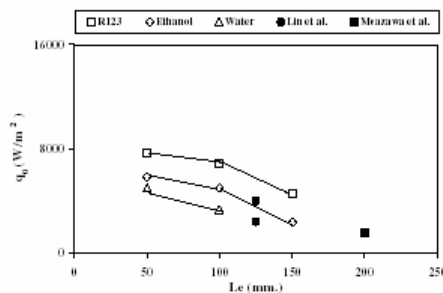


รูป1.3 ความสัมพันธ์ระหว่างเส้นผ่าศูนย์กลางภายในกับความหนาแน่นความร้อนที่มุม 0 องศา (Rittidech et. al., 2003)

- ผลของความยาวส่วนทำระเหยของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด

ความยาวส่วนทำระเหยมีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด โดยความยาวส่วนทำระเหยเพิ่มขึ้น ค่าความหนาแน่นความร้อนจะมีค่าลดลง เช่น ค่าความหนาแน่นความร้อนสูงสุด ที่ความยาวส่วนทำระเหยต่ำสุด ที่ 50 มิลลิเมตร สำหรับ R123 เอทานอล และน้ำ คือ 7,646, 5,793 และ 4,977 วัตต์ต่อตารางเมตร ตามลำดับ (Rittidech et. al., 2003) โดยความสัมพันธ์ระหว่างความยาวส่วนทำระเหยกับความหนาแน่นความร้อนแสดงดังรูปที่ 6 และ ยังพบว่าความยาวส่วนทำระเหยมีความสัมพันธ์กับอัตราการส่งถ่ายความร้อนสูงสุดต่ออัตราการส่งถ่ายความร้อนที่แนวระดับ ($Q_{\max}/Q_0$) ตามสมการความสัมพันธ์ดังนี้ (Rittidech et. al., 2000)

$$Q_{\max}/Q_0 = 1.80 + 0.06Le \quad (2)$$

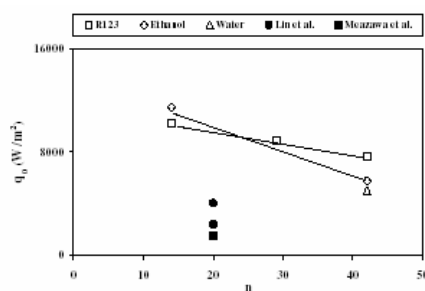


รูป 1.4 ความสัมพันธ์ระหว่างความยาวส่วยที่ระเหย กับความหนาแน่นความร้อนที่มุม 0 องศา

(Rittidech et. al., 2002)

- ผลของความยาวรวม (หรือจำนวนโค้งเลี้ยว) ของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด

ความยาวรวม (หรือจำนวนโค้งเลี้ยว) มีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด กล่าวคือ จำนวนโค้งเลี้ยวลดลง ค่าความหนาแน่นความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้น และเมื่อจำนวนโค้งเลี้ยวเท่ากับ 14 โค้งเลี้ยว ค่าความหนาแน่นความร้อนจะยังเพิ่มขึ้นพร้อมกับการลดลงของจำนวนโค้งเลี้ยว ซึ่งความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนโค้งเลี้ยว กับความหนาแน่นความร้อนแสดงดังรูปที่ 7 คือ จำนวนโค้งเลี้ยวเพิ่มขึ้นจาก 14 เป็น 24 โค้งเลี้ยว ความหนาแน่นความร้อนลดลงจาก 10,172 ถึง 7,646 วัตต์ต่อตารางเมตร สำหรับ R123 และลดลงจาก 11,437 ถึง 5,793 วัตต์ต่อตารางเมตร สำหรับเอทานอล (Rittidech et. al., 2002)



รูป 1.5 ความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนโค้งเลี้ยว กับความหนาแน่นความร้อนที่มุม 0 องศา

(Rittidech et. al., 2002)

1.3.1.1.2 ผลของสารทำงาน ประกอบด้วย อัตราส่วนการเติม และ คุณสมบัติ

ของสารทำงาน

- ผลของอัตราส่วนการเติมสารทำงานของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด

อัตราส่วนการ เดิมสารทำงานมีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นชนิดปลายปิด โดย Maezawa et. al. (1995) พบว่าที่อัตราการเดิมสาร 50% จะทำให้ค่าความต้านทานความร้อนมีค่าต่ำกว่าที่อัตราการเดิม 30% และ 70% และ Lin et. al. (2000) ยังพบว่าท่อความร้อนแบบสั่นชนิดปลายปิดที่ใช้สารทำงาน FC-72 ที่อัตราส่วนการเดิมสาร 50% มีอัตราการส่งถ่ายความร้อนสูงสุดถึง 2,040 วัตต์

- ผลของคุณสมบัติของสารทำงานของท่อความร้อนแบบสั่นชนิดปลายปิด

คุณสมบัติของสารทำงานมีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นชนิดปลายปิด โดยค่าความร้อนแฝง (Latent heat) ของการกลายเป็นไอของสารทำงานมีผลต่อ $Q_{\max}/Q_0$ สารทำงานที่มีความร้อนแฝงต่ำจะทำให้ $Q_{\max}/Q_0$ สูง โดยมีสมการความสัมพันธ์ดังนี้ (Rittidech et. al., 2000)

$$Q_{\max}/Q_0 = 2.53 - 0.0001h_{fg} \quad (3)$$

1.3.1.1.3 ผลของมุมเอียงการทำงาน

มุมเอียงการทำงานมีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นชนิดปลายปิด โดยที่มุมเอียงมีค่าเพิ่มขึ้น จาก 0 –80 องศา ค่ามุมเอียง Q/Q_0 มีเพิ่มขึ้น และค่า Q/Q_0 สูงสุดเมื่อมุมเอียงมีค่า 80-85 องศา โดยค่าสูงสุดของ Q/Q_0 สำหรับ R123 เอทานอล และน้ำ คือ 2.19, 2.15, และ 1.98 ตามลำดับ (Rittidech et. al., 2000)

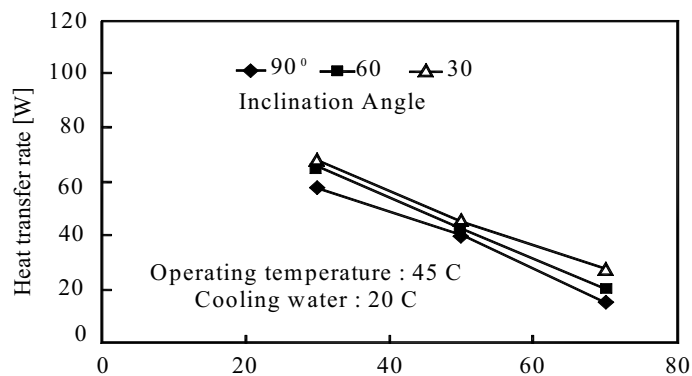
จากหัวข้อที่กล่าวมาแล้วนั้น จะเห็นว่าทุกๆตัวแปรที่มีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นชนิดปลายปิด แต่ยังไม่มีการศึกษาที่ใช้ในการทำนายคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นชนิดปลายปิด ดังนั้น Rittidech et.al. (2002) จึงได้หาสมการสหสัมพันธ์จากการทดลองเพื่อทำนายความหนาแน่นความร้อน ในตำแหน่งแนวระดับ โดยมีความสัมพันธ์ดังนี้

$$Ku_0 = 0.0052 \left[\left(\frac{Di^{4.3} Lt^{0.1}}{Le^{4.4}} \right) n^{0.5} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{-0.2} Pr_v^{-25} \right]^{0.116} \quad (4)$$

1.3.2 รูปแบบการไหล

1.3.2.1 รูปแบบการไหลของท่อความร้อนแบบสั่นชนิดปลายปิด

การส่งถ่ายความร้อน ของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด เกิดจากแรงขับ (Driving force) เนื่องจากการสั้นของฟองไอรระหว่างส่วนทำระเหยกับส่วนควบแน่น และยังพบว่าอัตราส่วนการเดินสารทำงานเพิ่มขึ้นทำให้อัตราการส่งถ่ายความร้อนลดลง เพราะว่าที่อัตราส่วนการเดินมาก ฟองไอรจะมีขนาดยาว และมีการสั้นของฟองไอรสั้นช้า จึงทำให้ฟองไอรส่งถ่ายความร้อนไปที่ส่วนควบแน่นได้ช้า มีผลทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าลดลง (Gi et. al., 1999) ซึ่งผลของอัตราส่วนการเดินสารกับการส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อนแบบปลายปิด แสดงในรูปที่ 12



รูป 1.6 แสดงถึงอัตราส่วนการเดินสารกับการส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด (Gi et. al., 1999)

นอกจากนี้ยังพบว่ารูปแบบการไหลมีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด เช่น ความยาวส่วนทำระเหย จำนวนโค้งเลี้ยว และสารทำงาน โดยพบว่า เมื่อความยาวส่วนทำระเหยลดลงจาก 150 มิลลิเมตร เป็น 50 มิลลิเมตร รูปแบบการไหลภายในหลักเปลี่ยนจากการไหลแบบก้อน (Slug flow) และการไหลแบบวงแหวน (Annular Flow) เป็นการไหลแบบก้อน และการไหลแบบฟอง (Bubble flow) เนื่องรูปแบบการไหลแบบก้อน และการไหลแบบฟองมีขนาดและความยาวของฟองไอรเล็กและสั้น ดังนั้นฟองไอรจึงเคลื่อนที่ไปยังส่วนควบแน่นได้ด้วยความเร็วสูง ความถี่ของการสั้นจึงมีความถี่สูง แต่แอมพลิจูดต่ำ จึงทำให้ฟองไอรสามารถปลดปล่อยความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอรที่ส่วนควบแน่นได้เร็ว ทำให้รูปแบบการไหลแบบนี้มีความหนาแน่นความร้อนสูงกว่ารูปแบบการไหลแบบก้อนและการไหลแบบวงแหวน และยังพบว่าจำนวนโค้งเลี้ยวลดลงจาก 28 เป็น 10 โค้งเลี้ยว รูปแบบการไหลภายในหลักยังคงเป็นการไหลแบบก้อน และการไหลแบบฟอง จึงทำให้ความหนาแน่นความร้อนมีค่าคงที่ และเมื่อความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอร หรือความตึงผิวลดลงจาก 213 เป็น 160 กิโลจูลต่อกิโลกรัม หรือ 0.015 เป็น 0.012 นิวตันต่อเมตร (ใช้ R141b แทน R123) รูปแบบการไหลภายในหลักเปลี่ยน

จากการไหลแบบก้อน และการไหลแบบวงแหวน เป็นการไหลแบบก้อนและการไหลแบบฟอง เนื่องรูปแบบการไหลแบบก้อนและฟอง มีขนาดและความยาวของฟองไอเล็กและสั้น ดังนั้น ฟองไอจึงเคลื่อนที่ไปยังส่วนควบแน่นด้วยความเร็วสูง ความถี่ของการสั่นจึงมีความถี่สูง แต่แอมพลิจูดต่ำ จึงทำให้ฟองไอสามารถปลดปล่อยความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอที่ส่วนควบแน่นได้เร็ว ทำให้รูปแบบการไหลแบบนี้มีความหนาแน่นความร้อนสูงกว่ารูปแบบการไหลแบบก้อนและแบบวงแหวน (Rittidech et al., 2003) ซึ่งผลแสดงในรูปที่ 13, 14 และ 15

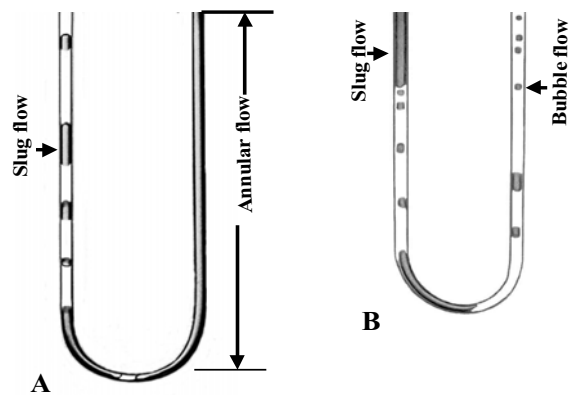
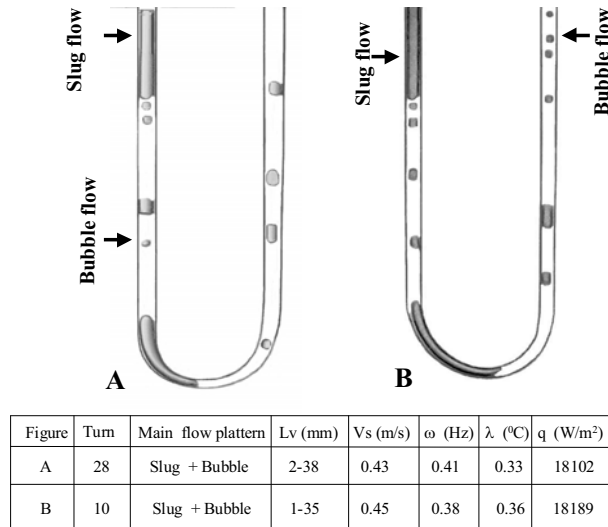
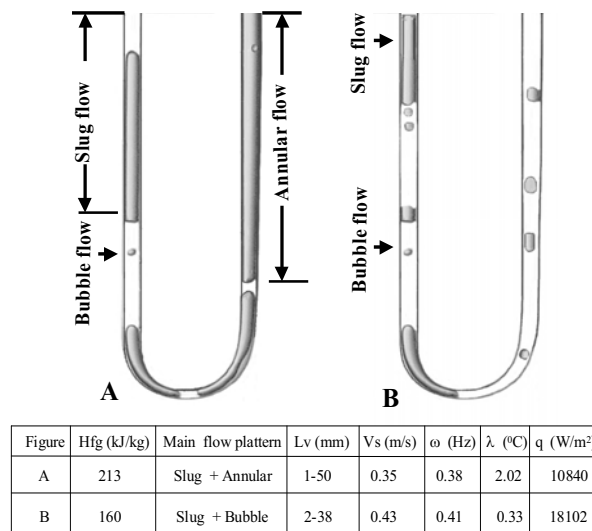


Figure	Le (mm)	Main flow pattern	Lv (mm)	Vs (m/s)	ω (Hz)	λ (°C)	q (W/m ²)
A	150	Slug + Annular	50-57	0.40	0.31	3.22	4578
B	50	Slug + Bubble	1-35	0.45	0.38	0.36	18189

รูป 1.7 แสดงผลของความยาวส่วนทำระเหยต่อรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบสั่น
ชนิดปลายปิด (Rittidech et al., 2003)



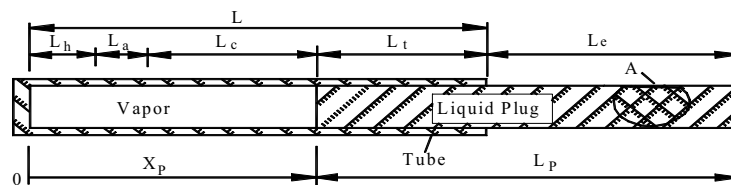
รูป 1.8 แสดงผลของจำนวนโค้งเลี้ยวต่อรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด
(Rittidech et al., 2003)



รูป 1.9 แสดงผลของสารทำงานต่อรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด
(Rittidech et al., 2003)

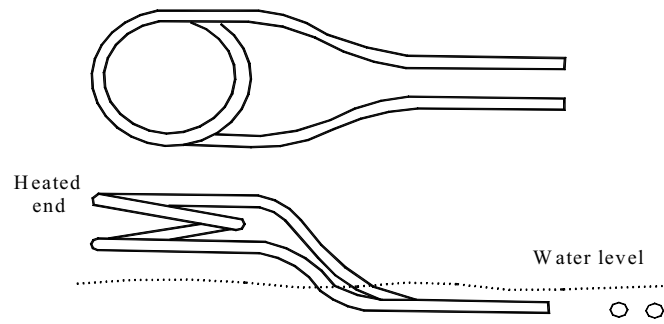
1.3.3 แบบจำลองการทำงาน

เนื่องจากท่อความร้อนแบบสั่นเป็นเทคโนโลยีท่อความร้อนที่ใหม่ และมีหลักการการทำงานที่ซับซ้อน ดังนั้นจึงมีนักวิจัยมากมายที่พยายามตั้งแบบจำลอง เพื่อให้เข้าใจถึงหลักการการทำงาน การเคลื่อนที่ของฟองไอและแท่งของเหลว และคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่น ดังนั้น Dobson et al. (1999) ได้ทำการศึกษาวิเคราะห์หัวแปรของท่อความร้อนสั่นแบบปลายเปิดและปลายปิด โดยอาศัยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของท่อความร้อนที่มีรูปทรงเรขาคณิตอย่างง่าย 2 แบบ ที่ได้มีการจำลองพฤติกรรมกลไกการสั่นแบบนี้ขึ้น สำหรับในท่อความร้อนแบบสั่นชนิดปลายเปิดนั้น ท่อจะเปิดที่ปลายด้านหนึ่งดังรูป 1.10



รูป 1.10 แสดงแบบจำลองในหนึ่งมิติของท่อความร้อนแบบสั่นชนิดปลายเปิด, (Dobson et al., 1999)

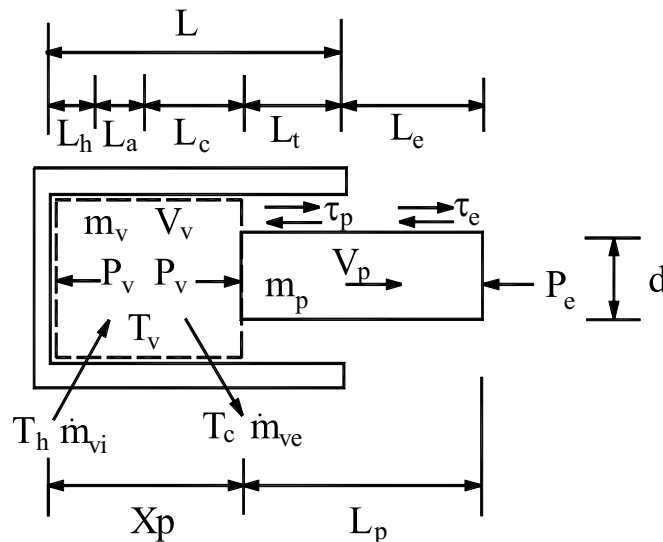
โดยที่ L_v คือความยาวท่อส่วนที่รับความร้อน L_c คือความยาวท่อส่วนที่คายความร้อนออกสู่สภาวะภายนอก และ L_a คือความยาวส่วนที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อน เมื่อปลายที่ปิดได้รับความร้อนของเหลวจะระเหยกลายเป็นไอทำให้ความดันสูงขึ้น แล้วดันให้แท่งของเหลวเคลื่อนที่ไปยังปลายที่เปิด ขณะที่แท่งของเหลวเคลื่อนที่ไปยังปลายที่เปิดนั้น ปริมาณไอน้ำที่มากขึ้นก็จะขยายตัวมายังช่วงความยาวของการหล่อเย็นทำให้มีการควบแน่นไอน้ำมากขึ้น จนมาถึงตำแหน่งที่อัตราการควบแน่นของไอน้ำมากกว่าอัตราการระเหยของของเหลว ที่ตำแหน่งนี้ความดันไอน้ำจะเริ่มลดลงและความดันจะลดลงอย่างต่อเนื่องจนต่ำกว่าความดันบรรยากาศ ทำให้แท่งของเหลวเกิดการหยุดนิ่ง แล้วตอนนี้ความดันบรรยากาศที่สูงกว่าจะสามารถดันแท่งของเหลวกลับมายังปลายที่ปิด แล้วแท่งของเหลวจะเกิดการหยุดนิ่งอีกครั้งเมื่อความดันไอน้ำสูงกว่าความดันบรรยากาศ ด้วยเหตุนี้จึงมีการเคลื่อนที่แบบสั่นของแท่งของเหลวไปเรื่อยๆ ขณะที่แท่งของเหลวเคลื่อนที่ออกนอกช่วงความยาว L_p ไปยังปลายที่เปิดนั้น บริเวณส่วนปลายของแท่งของเหลวจะทิ้งฟิล์มของเหลวบางๆ ไว้บนผนังท่อ ซึ่งจะแตกออกเป็นหยดเล็กๆ เกาะผนังท่อไว้ และจะมีผลทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนลดลง จากแบบจำลองท่อความร้อนแบบสั่นปลายเปิดนี้ จะเห็นว่าแท่งของเหลวไม่สามารถเคลื่อนที่กลับมายังจุดเริ่มต้นตรงปลายที่ปิดได้ ดังนั้นเพื่อให้แน่ใจว่ามีปริมาณของเหลวเพียงพอไหลกลับไปยังด้านปลายที่รับความร้อนจึงมีการสร้างท่อความร้อนดังรูป 1.11 นี้ขึ้น



รูป 1.11 แสดงรูปร่างของท่อความร้อนแบบสัณฐานปลายเปิด, (Dobson et al., 1999)

ส่วนสมการการเปลี่ยนแปลงนั้น ได้มีการจำลองการทำงานของท่อความร้อนแบบสัณฐานปลายเปิด โดยการสมมุติปริมาตรควบคุมของไอ 1 อัน อยู่ระหว่างปลายที่ปิดและแท่งของเหลวโดยความยาวของแท่งของเหลวเดียวคือ L_p ส่วนแรงหน่วงก็คือ

$$R = (P_v - P_e)A \quad (5)$$



รูป 1.12 แสดงถึงแท่งของเหลวและฟองไอในแบบจำลองหนึ่งมิติของท่อความร้อนแบบสัณฐานปลายเปิด, (Dobson et al., 1999)

มีการสมมุติว่าไอเป็นไออิ่มตัวที่อุณหภูมิเดียวกันกับฟิล์มของเหลวที่ได้รับความร้อน และไม่มีการถ่ายเทความร้อนระหว่างฟิล์มของเหลวภายในท่อกับไอ ดังนั้นอัตราการไหลโดยมวลของไอที่เข้าปริมาตรควบคุมในช่วงความยาวที่มีการรับความร้อน คือ

$$\begin{aligned} \dot{m}_{vi} &= \dot{Q}_i / h_{fg} \\ \text{โดยที่} \quad \dot{Q}_i &= U_i A_i (T_h - T_v) \\ \text{และ} \quad A_i &= \pi d L_h \end{aligned} \quad (6)$$

ในทำนองเดียวกัน ส่วนของปริมาตรควบคุมของไอที่เข้าสู่ความยาวช่วงการหล่อเย็น จะได้ว่า อัตราการไหลโดยมวลของไอที่ออกจากปริมาตรควบคุมคือ

$$\begin{aligned} \dot{m}_{ve} &= \dot{Q}_e / h_{fg} \\ \text{โดยที่} \quad \dot{Q}_e &= U_e A_e (T_c - T_v) \\ \text{และ} \quad A_e &= \pi d L_e \end{aligned} \quad (7)$$

มีการสมมุติว่าแท่งของเหลวกดอัดไม่ได้เมื่อเทียบกับไอ และไม่มีการถ่ายเทความร้อนระหว่างแท่งของเหลวกับสถานะแวดล้อม จากสมมุติฐานเหล่านี้ทำให้มีการพิจารณาเฉพาะสมการการเคลื่อนที่ของแท่งของเหลวเท่านั้นดังนี้

$$m_p \frac{dv_p}{dt} = (P_v - P_e) A - \pi d (L - x) \tau_p - \pi d L_e \tau_e \quad (8)$$

เนื่องจากมวลของไอน้อยมาก ดังนั้นสามารถไม่สนใจการเปลี่ยนแปลงในโมเมนตัมได้ สำหรับสมการการต่อเนื่องของไอ คือ

$$\frac{dm_v}{dt} = \dot{m}_{vi} - \dot{m}_{ve} \quad (9)$$

สมการพลังงานของปริมาตรควบคุมของไอคือ

$$\frac{dU}{dt} = \dot{m}_e h_e - \dot{m}_i h_i - \frac{PdV}{dt} \quad (10)$$

และสมมติว่าไอเป็นก๊าซในอุดมคติ ดังนั้นสมการของสถานะก็จะคือ

$$PV = mR(T + 273.15) \quad (11)$$

ให้ $u = c_v T$ และ $h = c_p T$ ดังนั้นสมการ (9) ก็จะกลายเป็น

$$mc_v \frac{dT}{dt} = (\dot{m}_e - \dot{m}_i) c_p T - PA \frac{dx}{dt} \quad (12)$$

มีการใช้ไฟไนต์ดิฟเฟอเรนซ์ (Finite Difference) ด้วยวิธี แบบชัดแจ้ง (Explicit method) ในการแก้ปัญหาสมการการเปลี่ยนแปลง หลักการในการแก้ปัญหามีดังนี้เนื่องจากตำแหน่งของแท่งของเหลวจะสัมพันธ์กับปลายปิดด้วย x_p ความยาวท่อส่วนที่รับความร้อน L_h ความยาวท่อส่วนที่คายความร้อนออกสู่สภาวะภายนอก L_c ความยาวส่วนที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อน L_a และความยาวของแท่งของเหลวคือ L_p ซึ่งแบ่งเป็นความยาวส่วนที่สัมผัสกับผนังท่อ $L_i = L - x_p$ และความยาวส่วนที่สัมผัสกับสภาวะแวดล้อม L_e ดังนั้นปริมาตรของไอคือ

$$V_v = \pi d^2 x_p / 4 \quad (13)$$

และมวลของแท่งของเหลวคือ

$$m_p = \rho_l \pi (L_i + L_e) d^2 / 4 \quad (14)$$

สมมติว่า U_h คือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมระหว่างผนังท่อส่วนที่รับความร้อนและไอ และ U_c คือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมระหว่างผนังท่อส่วนที่คายความร้อนและไอ ดังนั้นอัตราการไหลโดยมวลของไอที่เข้าและออกจากปริมาตรควบคุมคือ

$$\begin{aligned} \dot{m}_{vi} &= U_h (\pi d L_{hi}) (T_h - T_v) / h_{fg} \\ \dot{m}_{ve} &= U_c (\pi d L_{ce}) (T_v - T_c) / h_{fg} \end{aligned} \quad (15)$$

ส่วนสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างแท่งของเหลวและผนังท่อมักขึ้นอยู่กับตัวเลขเรย์โนลด์ (Reynolds number, Re) นั่นคือ $C_{fp} = 0.078 \text{ Re}^{-0.2}$ ถ้า $\text{Re} = \rho_l v_p d / \mu_l = 1180$ มีฉะนั้น $C_{fp} = 16/\text{Re}$ และสมมติว่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างแท่งของเหลวกับสภาวะแวดล้อมคือ

$C_{fe}=C_{fp}$ ดังนั้นความเค้นเฉือนที่กระทำระหว่างแท่งของเหลวกับผนังท่อ และระหว่างแท่งของเหลวกับสถานะแวดล้อมก็คือ

$$\tau_p = C_{fp} \rho_l v_p^2 / 2 \quad \text{และ} \quad \tau_e = C_{fe} \rho_l v_p^2 / 2 \quad (16)$$

เพราะฉะนั้นแรงลัพธ์ที่กระทำกับแท่งของเหลวคือ

$$\sum F_p = (P_v - P_e)A - \pi d L_t \tau_p - \pi d L_e \tau_e \quad (17)$$

หลักการหาคำตอบคือ ค่าใหม่ที่เวลา $t+\Delta t$ จะหาได้จากค่าเก่าซึ่งรู้ค่าที่เวลา t โดยทำซ้ำแบบเดิมสำหรับเวลาต่อไป ดังนั้น

$$m_v^{new} = m_v + (\dot{m}_{vi} - \dot{m}_{ve}) \Delta t \quad (18)$$

$$T_v^{new} = T_v + \frac{(\dot{m}_{vi} - \dot{m}_{ve}) c_p T_v - P_v A \Delta x}{m_v c_v} \Delta t \quad (19)$$

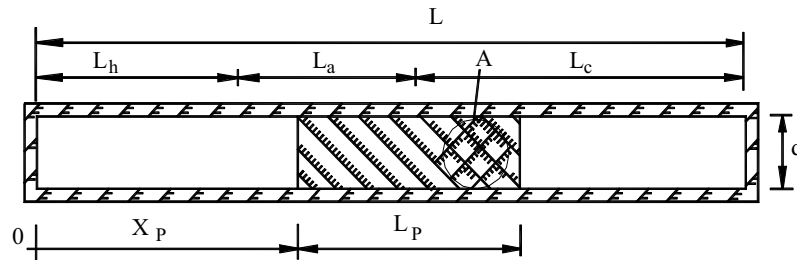
$$P_v^{new} = \frac{m_v R_v (T_v + 273.15)}{V_v} \quad (20)$$

$$v_p^{new} = v_p + \frac{\sum F_p}{m_p} \Delta t \quad (21)$$

$$x_p^{new} = x_p + v_p \Delta t \quad (22)$$

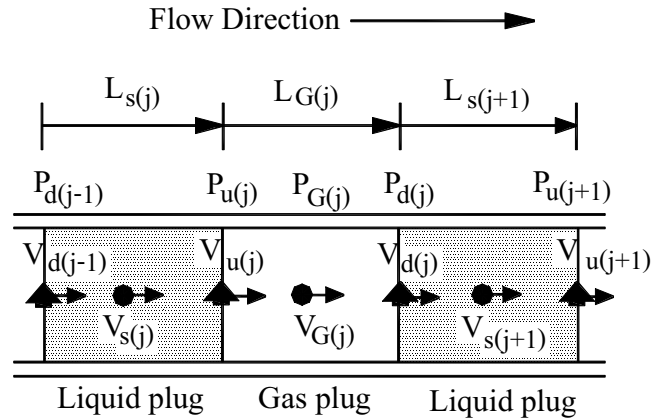
$$\Delta x_p^{new} = x_p^{new} - x_p \quad (23)$$

สำหรับท่อความร้อนแบบสันชนปิดปลายซึ่งมีลักษณะดังรูป 1.13 นั้นมีการวิเคราะห์ในแบบเดียวกับกรณีของท่อความร้อนแบบสันปลายเปิด แต่จะมีปริมาตรควบคุมของไอทั้งหมด 2 อัน จากแบบจำลองคณิตศาสตร์อย่างง่ายทั้ง 2 แบบนี้ แม้จะไม่ให้พฤติกรรมที่แท้จริงในการทำงานของท่อความร้อนแบบสัน แต่ก็ให้แนวโน้มทั่วไปเกี่ยวกับกลศาสตร์ทางความร้อนและของไหลของท่อความร้อนแบบสัน และหากต้องการให้แบบจำลองมีความแม่นยำมากขึ้น ก็ทำได้โดยขยายแบบจำลองออกให้มีแท่งของเหลวหลายๆ อัน

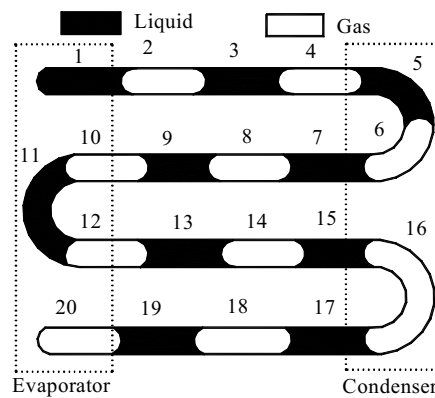


รูป 1.13 แสดงแบบจำลองในหนึ่งมิติของท่อความร้อนแบบสั่นชนิดปลายปิด, (Dobson et al., 1999)

ในการทำงานของท่อความร้อนแบบสั่น ซึ่งมีปรากฏการณ์ที่ซับซ้อน เช่น การแพร่กระจายของคลื่นความดัน และการถ่ายเทความร้อนสองสถานะ ดังนั้นเพื่ออธิบายพฤติกรรมดังกล่าว Wong et al. (1999) ได้ทำการศึกษาแบบจำลองทางทฤษฎีของท่อความร้อนแบบสั่นโดยอ้างอิงจากวิธี Lagrangian โดยมีการจำลองท่อความร้อนขึ้นภายใต้สภาวะที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อนและใช้การสั่นของความดันแบบทันทีทันใดในการจำลองค่าความร้อนที่ถ่ายเทให้กับฟองไอน้ำในส่วนทำระเหย เนื่องจากท่อความร้อนแบบสั่นมีการใช้ท่อคาปิลลารี และมีการเติมสารทำงานลงในท่อบางส่วน ทำให้ของไหลทำงานภายในท่อเกิดการจัดเรียงตัวของมันเองในแบบของแท่งของเหลวและฟองไอน้ำต่อเนื่องกันไป (Slug-train) ลักษณะการเคลื่อนที่ของ Slug-train สามารถอธิบายได้โดยกลุ่มของสมการอนุพันธ์อันดับหนึ่งไม่เชิงเส้น ซึ่งอ้างอิงจากรูปแบบ Lagrangian โดยการพิจารณาสมดุลของมวลและโมเมนตัมผ่านปริมาตรควบคุมของแท่งของเหลวและฟองไอน้ำ แล้วใช้ระเบียบวิธีรุงเง-คุตตาอันดับ 4 (The 4th order runge kutta technique) ในการแก้ระบบสมการอนุพันธ์สามัญอันดับหนึ่ง และการกำหนดสูตรทางคณิตศาสตร์จะอาศัยนิยามของระบบ Slug-train ดังรูป 1.14 ส่วนรูป 1.15 แสดงลักษณะของท่อความร้อนแบบสั่นชนิดปลายปิด



รูป 1.14 แสดงถึงสัญลักษณ์ต่างๆ ของ Slug-train , (Wong et al., 1999)



รูป 1.15 แสดงท่อความร้อนแบบสั่นชนิดปลายปิด, (Wong et al., 1999)

สำหรับสมมติฐานของแบบจำลองจะมีดังนี้

- ไม่มีการคั่งของเหลวกลับและไม่มีการแห้งของฟิล์มของเหลว
- ไม่มีการพิจารณาชั้นของฟิล์มของเหลว
- แท่งของเหลวจะไม่มีการฟองไอและฟองไอจะไม่มีการของเหลว
- สมมุติว่าของเหลวอัดตัวไม่ได้และฟองไอเป็นก๊าซในอุดมคติ
- ไม่มีการพิจารณาการสูญเสียที่โค้งงอต่างๆ
- ท่อความร้อนแบบสั่นสามารถอยู่ในแนวระดับได้โดยไม่มีผลกระทบจากแรงโน้มถ่วงของโลก

โลก

- กรณีของแท่งของเหลว สมการสำหรับปริมาตรควบคุมของของเหลวโดยอาศัยสมการโมเมนตัมจะได้อัตราการเปลี่ยนแปลงความเร็วของของเหลวดังนี้

$$\left[\frac{dV_s}{dt} \right]_j = \frac{1}{\rho_s L_{sj}} \left[(P_{d(j-1)} - P_{u(j)}) - \frac{\tau_L \pi D L_{sj}}{A} \right] \quad (24)$$

ความเค้นเฉือนที่ผนังกระทำได้ของเหลวคือ

$$\tau_L = \frac{f}{8} \rho_s \bar{V}_{sj} |\bar{V}_{sj}| \quad (25)$$

โดยที่ $f = 64/\text{Re}$ ถ้า $\text{Re} < 2000$

$f = 0.0056 + 0.5 \text{Re}^{-0.32}$ ถ้า $\text{Re} > 2000$

จากการสมมุติว่าแท่งของเหลวอัดตัวไม่ได้ ดังนั้นความเร็วที่หัวและท้ายของแท่งของเหลวจะมีค่าเท่ากัน ดังใน สมการนี้

$$\left[\frac{dV_d}{dt} \right]_{j-1} = \left[\frac{dV_u}{dt} \right]_j = \left[\frac{dV_s}{dt} \right]_j \quad (26)$$

กรณีของฟองไอล สมการสำหรับปริมาตรควบคุมของฟองไอล จะได้อัตราการเปลี่ยนแปลงความยาวของแท่งไอลคือ

$$\left(\frac{dL_G}{dt} \right)_j = V_{dj} - V_{uj} \quad (27)$$

และอัตราการเปลี่ยนแปลงความเร็วของแท่งไอลคือ

$$\left[\frac{dV_G}{dt} \right] = \frac{1}{\rho_G L_{Gj}} \left[(P_{uj} - P_{dj}) - \frac{\tau_G \pi D L_{Gj}}{A} \right] \quad (28)$$

สมการของสถานะสำหรับก๊าซในอุดมคติ คือ

$$P_G V_{OG} = M_G R T_G \quad (29)$$

ทำการหาอนุพันธ์สมการ (27) จะได้ว่า

$$V_{OG} \left[\frac{dP_G}{dt} \right]_j + P_{Gj} \left[\frac{dV_{OG}}{dt} \right]_j = RT_{Gj} \left[\frac{dM_G}{dt} \right] + RM_G \left[\frac{dT_G}{dt} \right]_j \quad (30)$$

เนื่องจากจำลองการไหลภายใต้สภาวะที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อน และสมมติว่าไม่มีการเปลี่ยนสถานะมาเกี่ยวข้อง เพราะฉะนั้น สมการ (30) จะลดรูปลงมาเป็น

$$\left[\frac{dT_G}{dt} \right]_j = \frac{T_{Gj}}{P_{Gj}} \left[\frac{dP_G}{dt} \right]_j + \frac{T_{Gj}}{V_{OG}} \left[\frac{dV_{OG}}{dt} \right]_j \quad (31)$$

ความดันฟองไอจะถูกกำหนดเป็น

$$P_{Gj} = \frac{P_{uj} + P_{dj}}{2} \quad (32)$$

$$\left[\frac{dP_G}{dt} \right]_j = \frac{1}{2} \left(\left[\frac{dP_u}{dt} \right]_j + \left[\frac{dP_d}{dt} \right]_j \right) \quad (33)$$

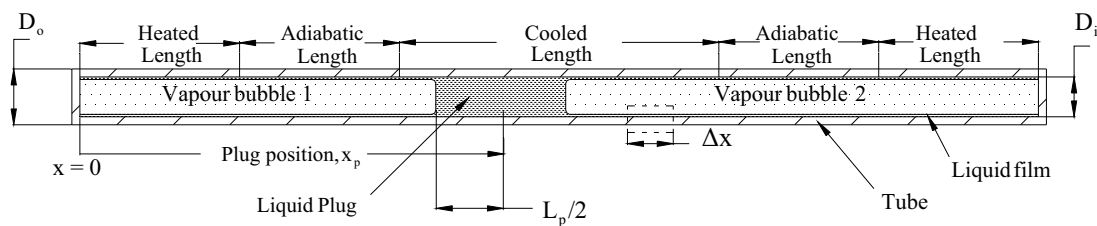
ความเร็วฟองไอจะถูกกำหนดเป็น

$$V_{Gj} = \frac{V_{uj} + V_{dj}}{2} \quad (34)$$

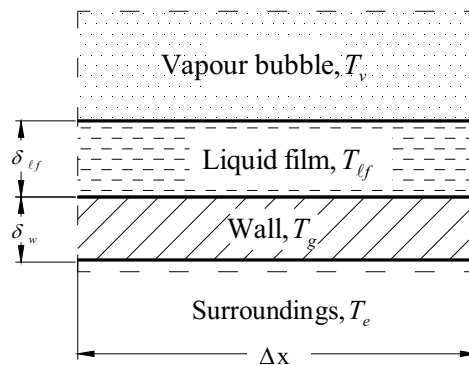
$$\left[\frac{dV_G}{dt} \right]_j = \frac{1}{2} \left(\left[\frac{dV_u}{dt} \right]_j + \left[\frac{dV_d}{dt} \right]_j \right) \quad (35)$$

เมื่อนำแบบจำลองที่ได้นี้ไปใช้กับท่อความร้อนแบบสั้นที่ยาว 0.3 เมตร จากส่วนทำระเหยไปยังส่วนควบแน่น และลักษณะของท่อเป็นตามรูป 1.15 พบว่าถ้าความยาวของแท่งของเหลวและฟองไอมิขนาดเท่ากันเท่ากับ 0.06 เมตร เมื่อมีความดันกระทำที่แท่งไอหรือของเหลวที่ปลายด้านหนึ่ง จะเกิดคลื่นความดันที่สูงขึ้นในแท่งไอหรือของเหลว แปรผันตามระยะห่างจากปลายที่ถูกกระทำนั้น และเนื่องจากผลของความเสียดทานการสั่นของแท่งของเหลวและไอจะหยุดนิ่งในที่สุด แต่ถ้าเปลี่ยนความยาวของแท่งของเหลวและฟองไอเป็น 0.12 เมตร จะพบว่าเมื่อความยาวของแท่งไอและของเหลวเพิ่มขึ้น จะทำให้ความถี่ในการสั่นของความดันลดลงและเมื่อให้ความร้อนแก่ท่อความร้อนแบบสั้น และระบายความร้อนที่ปลายอีกข้างหนึ่งรูปแบบการเคลื่อนที่ของฟองไอจะมีความ

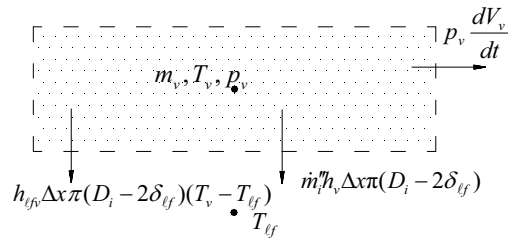
ซับซ้อน ขณะที่ฟองไอเคลื่อนที่จะถ่ายเทความร้อนไปยังส่วนควบแน่น เพื่อให้เข้าใจการเคลื่อนที่ของฟองไอเป็นอย่างดี ดังนั้น Swanepoel et al. (2000) ได้ทำการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อให้เข้าใจถึงการเคลื่อนที่ของแท่งของเหลวในท่อความร้อนแบบสันชนปิด และเปรียบเทียบผลของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์กับการทดลอง โดยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์จำลองจากท่อแก้ว ซึ่งมีแท่งของเหลว 1 อัน และมีฟองไอลอยทั้งสองข้างของท่อ แสดงดังรูปที่ 26 แสดงท่อซึ่งบรรจุแท่งของเหลว และฟองไอที่ปลายทั้งสองข้างของท่อ และส่วนรับความร้อน ส่วนฉนวน และส่วนระบายความร้อน สมการควบคุมของแบบจำลองคณิตศาสตร์ได้มาจากการพิจารณาสมการอนุรักษ์มวล โมเมนตัม และพลังงาน โดยนำมาใช้กับฟองไอ ฟิล์มของเหลว ท่อแก้ว และแท่งของเหลว พิจารณาความยาว Δx ด้านขวาของท่อในรูป 1.16 ซึ่งภาพขยายแสดงในรูป 1.17 ความร้อนและมวลจะถ่ายเทจากฟองไอที่อุณหภูมิ T_v ไปยังฟิล์มของเหลวที่อุณหภูมิ T_{lf} หลังจากนั้นความร้อนจะถ่ายเทจากฟิล์มของเหลวไปยังท่อแก้วที่อุณหภูมิ T_g และท้ายสุดจะถ่ายเทจากท่อแก้วไปยังสิ่งแวดล้อมที่อุณหภูมิ T_e



รูป 1.16 แสดงแบบจำลองท่อความร้อนแบบสัน, (Swanepoel et al., 2000)



รูป 1.17 แสดงขยายของความยาว Δx ของท่อ, (Swanepoel et al., 2000)



รูป 1.18 แสดงสมดุลพลังงานของฟองไอ, (Swanepoel et al., 2000)

สมดุลพลังงานของฟองไอทั้งหมดแสดงในรูป 1.18 คือ

$$\frac{dU_v}{dt} = -h_{fv}(T_v - T_{ef})\Delta x \pi(D_i - 2\delta_{ef}) - \dot{m}_i h_v \Delta x \pi(D_i - 2\delta_{ef}) - p_v \frac{dV_v}{dt} \quad (36)$$

เมื่อ

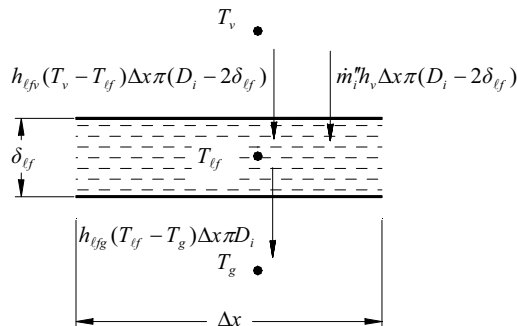
$$\frac{dU_v}{dt} = m_v c_{vv} \frac{dT_v}{dt}$$

ในทำนองเดียวกัน สมดุลพลังงานของความยาว Δx ของฟิล์มของเหลวแสดงในรูป 1.19 คือ

$$\frac{dU_{lf}}{dt} = -h_{fg}(T_{lf} - T_g)\Delta x \pi D_i + h_{fv}(T_v - T_{lf})\Delta x \pi(D_i - 2\delta_{ef}) + \dot{m}_i h_v \Delta x \pi(D_i - 2\delta_{ef}) \quad (37)$$

เมื่อ

$$\frac{dU_{lf}}{dt} = m_{lf} c_{vlf} \frac{dT_{lf}}{dt}$$



รูป 1.19 แสดงสมดุลพลังงานของความยาว Δx ของฟิล์มของเหลว, (Swanepoel et al., 2000)

สำหรับสมดุลพลังงานของความยาว Δx ของท่อแก้ว คือ

$$\frac{dU_g}{dt} = -h_{lg}(T_{lf} - T_g)\Delta x \pi D_i - h_{gc}(T_g - T_c)\Delta x \pi D_o \quad (38)$$

เมื่อ

$$\frac{dU_g}{dt} = m_g c_{vg} \frac{dT_g}{dt}$$

สำหรับสมดุลมวลของฟองไอน้ำ คือ

$$\frac{dm_v}{dt} = -\pi(D_i - 2\delta_{lf})\Delta x \dot{m}_i'' \quad (39)$$

และสำหรับฟิล์มของเหลว คือ

$$\frac{dm_{lf}}{dt} = \pi(D_i - 2\delta_{lf})\Delta x \dot{m}_i'' \quad (40)$$

การถ่ายเทความร้อนและมวลจากแท่งของเหลวถือว่าน้อยมาก และเหลือเพียงสมการอนุรักษ์โมเมนตัมเท่านั้น คือ

$$m_p \frac{d^2 x_p}{dt^2} = \frac{\pi}{4}(D_i - 2\delta_{lf})^2(p_{v1} - p_{v2}) - \pi D_i L_p \tau_w + m_p g \quad (41)$$

ในสมการ (41) เนื่องจากความแตกต่างความดันระหว่างฟองไอน้ำทั้งสอง แรงดันสุทธิที่กระทำต่อแท่งของเหลว นอกเหนือจากแรงดันนี้แล้ว แท่งของเหลวจะมีความเค้นเฉือนระหว่างผนัง, τ_w ในทิศ

ทางตรงข้ามกับการเคลื่อนที่ของแรงโน้มถ่วง $m_p g$ ความเค้นเฉือนประมาณค่าจาก

$\tau_w = C_{fp} \rho_l \dot{x}_p$ เมื่อสัมประสิทธิ์ความเสียดทานให้โดย $C_{fp} = 0.078 Re^{-0.2}$ ถ้า

$Re = \frac{\rho_l \dot{x}_p D_i}{\mu_l} < 1180$, ถ้า $Re > 1180$ $C_{fp} = \frac{16}{Re}$

ความหนาแน่นเชิงมวลผ่านรอยต่อของฟองไอน้ำและของเหลว คือ

$$\dot{m}_i'' = \frac{2\hat{\sigma}}{2 - \hat{\sigma}} \frac{1}{\sqrt{2\pi\pi}} \left(\frac{p_v}{\sqrt{T_v}} - \frac{p_{lf}}{\sqrt{T_{lf}}} \right) \quad (42)$$

เมื่อ $\dot{m}_i''$ มีค่าเป็นบวกสำหรับการควบแน่น และมีค่าเป็นลบสำหรับการระเหย สำหรับสัมประสิทธิ์ความเหมาะสม (Accommodation Coefficient), $\hat{\sigma}$ สำหรับของไหลชนิดเดียวกันอ้างอิงจาก (Mills, 1992) เราสามารถสมมุติว่าความดันของฟิล์มของเหลว, p_{lf} คือความดันอิมิตัวของของไหลซึ่งตอบสนองต่ออุณหภูมิของฟิล์มของเหลว, T_{lf} (Carey, 1992) ฟองไอสมมุติเป็นก๊าซในอุดมคติ ดังนั้นความดันของฟองไอ คือ

$$p_v = \frac{m_v RT_v}{V_v} \quad (43)$$

และการเปลี่ยนแปลงเอนทัลปีของไอ คือ

$$\Delta h_v = c_{pv} \Delta T_v \quad (44)$$

ใช้วิธีการไฟไนต์ดิฟเฟอเรนซ์ด้วยวิธีแบบชัดเจน ในการแก้ปัญหาคสมการที่ (36) ถึง (44) โดยที่จะถูกแบ่งเป็น n อิลิเมนต์ (Element) ดังนั้น $\Delta x = L_{tube}/n$ จำนวนของอิลิเมนต์แสดงในรูปของฟองไอที่ 1 คือ n_{v1} และทำนองเดียวกันสำหรับฟองไอที่ 2 คือ n_{v2} จำนวนของอิลิเมนต์ของแท่งของเหลว คือ n_p ดังนั้น $n = n_{v1} + n_p + n_{v2}$ ความหนาแน่นเชิงมวลของรอยต่ออิลิเมนต์ สำหรับอิลิเมนต์ที่ j^{th} ในรูปของฟองไอที่ 1 คือ

$$\left(\dot{m}^{i+1}\right)_j = \frac{2\hat{\sigma}}{2 - \hat{\sigma}} \frac{1}{\sqrt{2\pi R}} \left(\left(\frac{p_v^i}{\sqrt{T_v^i}} \right)_1 - \left(\frac{p_{1lf}}{\sqrt{T_{1lf}^i}} \right)_j \right) \quad (45)$$

ผลรวมของความหนาแน่นเชิงมวลของรอยต่ออิลิเมนต์พื้นที่รอยต่อและเอนทัลปีของไอ, h_v ของทุกอิลิเมนต์ของฟิล์มของเหลวจะให้อัตราส่วนของการถ่ายเทพลังงานจากฟองไอไปยังฟิล์มของเหลว เนื่องจากการถ่ายเทมวล คือ

$$\dot{Q}_{\dot{m}_{iv1}} = \sum_{j=1}^{n_{v1}} \left(\dot{m}_i^{i+1} h_v^i \Delta x \pi (D_i - 2\delta_{lf}^i) \right) \quad (46)$$

สำหรับกรณีความหนาแน่นที่รอยต่ออิลิเมนต์มีค่าเป็นลบ เอนทัลปีของไอ $h_v = h_{v1}$ และสำหรับกรณีความหนาแน่นที่รอยต่ออิลิเมนต์มีค่าเป็นบวก เอนทัลปีของไอ $h_v = h_{lf}$ เพื่อให้ได้อัตราการถ่ายเทความร้อนรวมจากฟองไอที่ 1 กับฟิล์มของเหลว ดังนั้นอัตราการถ่ายเทความร้อนจากฟองไอไปยังทุกๆอิลิเมนต์หาได้จาก

$$\dot{Q}_{lfv1} = \sum_{j=1}^{n_{v1}} (h_{lfv} (T_v^i - T_{lf}^i) \Delta x (D_i - 2\delta_{lf}^i)) \quad (47)$$

อุณหภูมิของฟองไอที่ 1 คือ

$$T_{v1}^{i+1} = \frac{\Delta t}{m_v c_{vv1}} \left(-\dot{Q}_{lfv1} - \dot{Q}_{m,v1} - p_{v1}^i \frac{V_{v1}^i - V_{v1}^{i-1}}{\Delta t} + T_{v1}^i \right) \quad (48)$$

ในทำนองเดียวกัน สามารถหาอุณหภูมิฟองไอที่ 2 , T_{v2} ได้จากสมการ (4 8)
มวลของฟองไอที่ 1 ที่ขึ้นเวลาใหม่ คือ

$$\dot{m}_{v1}^{i+1} = -\sum_j (\pi (D_i - 2\delta_{lf}^i) \Delta x \ddot{m}_i^{i+1} \Delta t) + \dot{m}_{v1}^i \quad (49)$$

ในทำนองเดียวกัน สามารถหามวลฟองไอที่ 2 , m_{v2} ได้จากสมการ (4 9)
อุณหภูมิของอิลิเมนต์ฟิล์มของเหลว หาได้โดย

$$T_{lf}^{i+1} = \frac{\Delta t}{m_{lf} c_{vlf}} \left(-h_{lfg} (T_{lf}^i - T_g^i) \Delta x \pi D_i + h_{lfv} (T_v^i - T_{lf}^i) \Delta x \pi (D_i - 2\delta_{lf}^i) \right. \quad (50)$$

$$\left. + \ddot{m}_i^{i+1} h_v^i \Delta x \pi (D_i - 2\delta_{lf}^i) \right) + T_{lf}^i$$

มวลของอิลิเมนต์ของฟิล์มของเหลวหาได้จาก

$$m_{lf}^{i+1} = \pi (D_i - 2\delta_{lf}^i) \Delta x \dot{m}_v^{i+1} \Delta t + m_{lf}^i \quad (51)$$

ความหนาของอิลิเมนต์ของฟิล์มของเหลวหาได้จาก

$$\delta_{lf}^{i+1} = \frac{D_i}{2} - \frac{\sqrt{D_i^2 - 4m_{lf}^{i+1}}}{\pi \rho_{lf} \Delta x} \quad (52)$$

อุณหภูมิของอิลิเมนต์ของผิวท่อ คือ

$$T_g^{i+1} = \frac{\Delta t}{m_g c_{vg}} \left(h_{lfg} (T_{lf}^i - T_g^i) \Delta x \pi D_i - h_{ge} (T_g^i - T_e) \Delta x \pi D_o \right) + T_g^i \quad (53)$$

ความเร่งของแท่งของเหลว

คือ

$$\ddot{x}_p^{i+1} = \frac{1}{m_p} \left(\frac{\pi}{4} (D_i - 2\delta_{lf}^i)^2 (p_{v1}^i - p_{v2}^i) - \pi D_i L_p \tau_w^i + m_p g \right) \quad (54)$$

สามารถหาความเร็วของแท่งของเหลวจากความเร่งได้คือ

$$\dot{x}_p^{i+1} = \ddot{x}_p^{i+1} \Delta t + \dot{x}_p^{i+1} \quad (55)$$

ตำแหน่งของแท่งของเหลวคำนวณได้จากความเร็ว

คือ

$$x_p^{i+1} = \dot{x}_p^{i+1} \Delta t + x_p^i \quad (56)$$

ปริมาตรของฟองไอที่ 1 หาได้จากการคำนวณปริมาตรรวมของฟองไอ และหักล้างกับความหนาของฟิล์มของทุกๆอิเลเมนต์ของฟิล์มของเหลวในรูปของฟองไอ

คือ

$$V_{v1}^{i+1} = \frac{\pi}{4} D_i^2 (x_p^{i+1} - \frac{1}{2} L_p) - \sum (\pi \delta_{lf}^{i+1} (D_i - \delta_{lf}^{i+1}) \Delta x)_j \quad (57)$$

ในทำนองเดียวกัน สามารถหาปริมาตรของฟองไอที่ 2 , V_{v2} ได้จากสมการ (5 7)
ความดันของฟองไอที่ 1

คือ

$$p_{v1}^{i+1} = \frac{m_{v1}^{i+1} R T_{v1}^{i+1}}{V_{v1}^{i+1}} \quad (58)$$

ในทำนองเดียวกัน สามารถหาความดันของฟองไอที่ 2 , p_{v2} ได้จากสมการ (5 8)
เอนทาลปีของไอสัมพันธ์กับสภาวะของฟองไอที่ 1

คือ

$$h_{v1}^{i+1} = c_{pv1}^i (T_{v1}^{i+1} - T_{v1}^i) + h_{v1}^i \quad (59)$$

ในทำนองเดียวกัน สามารถหาเอนทาลปีของฟองไอที่ 2 , h_{v2} ได้จากสมการ (5 9)
สุดท้ายนี้ เอนทาลปีของฟองไอสัมพันธ์กับสภาวะของทุกๆอิเลเมนต์ของฟิล์มของเหลว

คือ

$$h_{lf}^{i+1} = c_{plf}^i (T_{lf}^{i+1} - T_{lf}^i) + h_{lf}^i \quad (60)$$

เมื่อนำแบบจำลองที่ได้นี้ไปใช้กับท่อความร้อนแบบสั้น ทำจากท่อแก้วมีโครงสร้างเป็นรูปตัวยู มีเส้นผ่าศูนย์กลางภายใน 2.0 มม. และเส้นผ่าศูนย์กลางภายนอก 4.0 มม. พบว่าผลจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์มีค่าไม่แม่นยำนัก แต่สามารถทำนายแนวโน้มการเคลื่อนที่ของแท่งของเหลวได้ และพบว่าความยาวเริ่มต้น ความหนาและความยาวของฟิล์มของเหลว และความหนาแน่นเชิงมวลมีผลต่อการเคลื่อนที่ของแท่งของเหลว

จากแบบจำลองที่ผ่านมาจะเห็นได้ว่ามีความแม่นยำของแบบจำลองมีน้อย และไม่มี การพิจารณาถึงการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากการเปลี่ยนสถานะ ดังนั้นเพื่อพัฒนาแบบจำลองให้มีความแม่นยำมากขึ้น Shafii et al. (2001) ได้พัฒนาแบบจำลองของท่อความร้อนแบบสั้นชนิดปลายปิด และวงจร โดยจำลองพฤติกรรมของแท่งของเหลว และฟองไอน้ำในท่อความร้อนแบบสั้น ที่แหล่งให้ความร้อนอยู่สูงกว่าแหล่งระบายความร้อน โดยพิจารณาถึงอัตราการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงสถานะของสารทำงาน และแก้ปัญหาโดยใช้สมการอนุรักษ์มวล, โมเมนตัม และพลังงาน สำหรับแต่ละฟองไอน้ำและแท่งของเหลว ซึ่งมีสมมุติฐานดังนี้

- สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจากการระเหย และการควบแน่นมีค่าคงที่
- สมมุติว่าของเหลวอัดตัวไม่ได้และฟองไอน้ำเป็นก๊าซในอุดมคติ
- ไม่พิจารณาความดันสูญเสียที่โค้งงอ (สมมุติฐานนี้ใช้ได้กับท่อความร้อนแบบสั้นที่มีโค้งงอไม่มากนัก)

สมการต่อเนื่องสำหรับแท่งของเหลวที่ i สามารถหาได้ดังสมการ

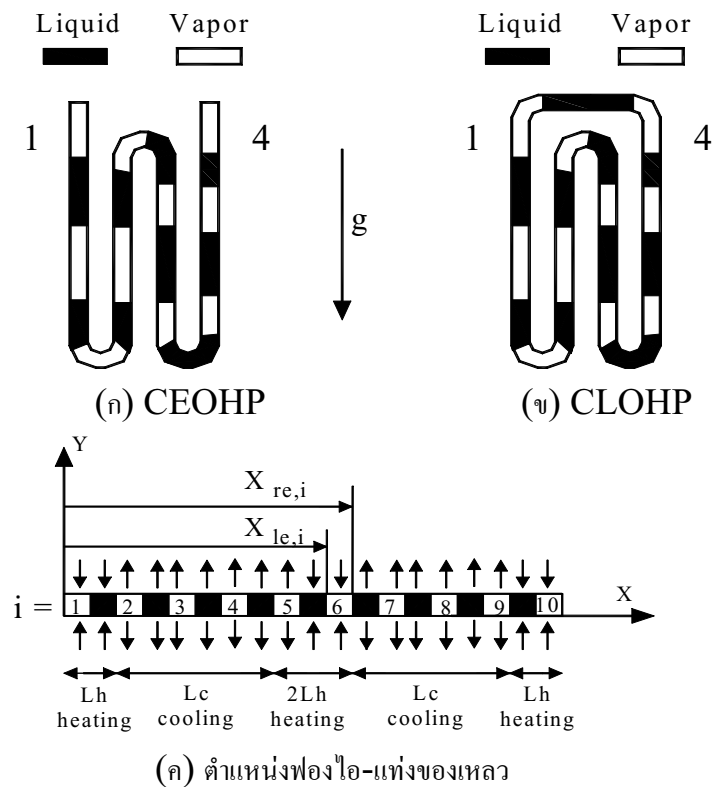
$$\frac{dm_{li}}{dt} = \dot{m}_{in, li} - \dot{m}_{out, li} = \frac{1}{2} \left(\frac{dm_{vi}}{dt} + \frac{dm_{v(i+1)}}{dt} \right) \quad (61)$$

สมการนี้หมายความว่า การเปลี่ยนแปลงของมวลของแท่งของเหลวเท่ากับการเปลี่ยนแปลงเฉลี่ยของมวลฟองไอน้ำกับฟองไอน้ำถัดไป สมการโมเมนตัมสำหรับสำหรับแท่งของเหลวที่ i สมมุติว่าท่อความร้อนแบบสั้นทำงานในตำแหน่งแนวดิ่ง

$$\frac{dm_{li}}{dt} v_{li} = \left(P_{vi} - P_{v(i+1)} \right) A - \pi d_{li} \tau - (-1)^n m_{li} g \quad (62)$$

เมื่อ n แสดงจำนวนท่อ โดยสมมุติว่าท่อความร้อนแบบสั้นเป็นท่อตรง แรงโน้มถ่วงมีเครื่องหมายที่ต่างกันเมื่อตำแหน่งต่างกัน ในแบบจำลองนี้ มีท่อที่ขนานกัน 4 ท่อ แสดงดังรูป 1.20 ส่วนให้ความร้อนจะติดตั้งอยู่ที่ส่วนบนของท่อความร้อนแบบสั้น เวกเตอร์ของแรงโน้มถ่วงในทิศทางเป็นบวก เมื่อแท่งของเหลวอยู่ในท่อที่ 1 และ 3 ดังนั้นเทอมของแรงโน้มถ่วงในสมการ (62) มีค่าเป็นบวก ในท่อที่ 2 และ 4 เวกเตอร์ของแรงโน้มถ่วงในทิศทางบวกและเทอมของแรงโน้มถ่วงในสมการ (62) มีค่าเป็นลบ τ คือ แรงเฉือนที่กระทำระหว่างแท่งของเหลวที่ i และท่อ สามารถคำนวณได้จาก

$$\tau = \frac{1}{2} C_{li} \rho_{li} v_{li}^2 \quad (63)$$



รูป 1.20 แสดงตำแหน่งฟองไอและแท่งของเหลว (Shafii et al., 2001)

เมื่อสัมประสิทธิ์ความเสียดทานสามารถคำนวณได้โดย

$$C_{li} = \begin{cases} \frac{16}{Re}, Re \leq 1180 \\ 0.078 Re^{-0.2}, Re > 1180 \end{cases} \quad (64)$$

สมการต่อเนื่องสำหรับฟองไอที่ i คือ

$$\frac{dm_{vi}}{dt} = \dot{m}_{in, vi} - \dot{m}_{out, vi} \quad (65)$$

เมื่อ $\dot{m}_{in, vi}$ คือ อัตราของการถ่ายเทมวลไปยังฟองไอเนื่องจากการระเหย และ $\dot{m}_{out, vi}$ คืออัตราของการถ่ายเทมวลจากฟองไอเนื่องจากการควบแน่น สำหรับฟองไอที่ i และสามารถคำนวณโดยสมการดังนี้

$$\dot{m}_{in, vi} = (h_h + h_{vsen}) \pi d L_{hi} (T_{vi} - T_h) h_{fg} \quad (66a)$$

$$\dot{m}_{out, vi} = (h_c + h_{vsen}) \pi d L_{ci} (T_c - T_{vi}) h_{fg} \quad (66b)$$

เราสามารถสมมุติได้ว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจากการระเหย, h_h มีค่าคงที่ เมื่อปลายข้างหนึ่งของฟองไออยู่ในส่วนทำระเหย เมื่อปลายทั้งสองข้างออกจากส่วนให้ความร้อน ฟิล์มของเหลวในส่วนทำระเหยจะ Dry out และการถ่ายเทความร้อนจากการระเหยมีค่าเป็นศูนย์ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนแฝงสัมผัส h_{vsen} มีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจากการระเหย สมการพลังงานของฟองไอ คือ

$$\frac{dm_{vi}}{dt} u_{vi} = \dot{m}_{in, vi} h_{in, vi} - \dot{m}_{out, vi} h_{out, vi} - P_{vi} \frac{dV_{vi}}{dt} \quad (67)$$

เมื่อ $u = c_v T$ และ $h = c_p T$ ดังนั้นสมการ (67) สามารถเขียนใหม่ได้เป็น

$$m_{vi} c_v \frac{dT_{vi}}{dt} = \left(\dot{m}_{in, vi} - \dot{m}_{out, vi} \right) R T_{vi} - P_{vi} A \frac{dX_{vi}}{dt} \quad (68)$$

ความดันสำหรับฟองไอที่ i คำนวณได้โดยใช้กฎของก๊าซในอุดมคติ

$$P_{vi} V_{vi} = m_{vi} R T_{vi} \quad (69)$$

ความดันที่คำนวณได้จากสมการ (69) ไม่ควรเกินความดันอิ่มตัวจากอุณหภูมิที่คำนวณได้จากสมการ (68) เมื่อความดันไอที่คำนวณได้จากสมการ (69) มีค่าต่ำกว่าความดันอิ่มตัวของฟองไอจะกลายเป็นไอร้อนยวดยิ่ง และกฎของก๊าซในอุดมคติจึงนำมาใช้ได้ ในทางตรงกันข้าม ถ้าความดันไอที่คำนวณได้จากสมการ (69) มีค่าสูงกว่าความดันอิ่มตัว กฎของก๊าซในอุดมคติไม่สามารถนำมาใช้ได้ และความดันกำหนดให้เท่ากับความดันอิ่มตัว คำนวณได้โดย

$$P_{vi} = P_{Sat}(T_{vi}) \quad (70)$$

การถ่ายเทความร้อนในท่อความร้อนแบบสันกำหนดโดยการถ่ายเทความร้อนรวมจากส่วนให้ความร้อนไปยังส่วนรับความร้อน ส่วนของการส่งเทความร้อนเนื่องจากการระเหย และการควบแน่นของสารทำงาน ส่วนอื่นเนื่องจากการส่งถ่ายความร้อนระหว่างผนังท่อและแท่งของเหลวในรูปของการส่งถ่ายความร้อนสถานะเดียว การส่งถ่ายความร้อนจากการระเหยและการควบแน่นสำหรับแต่ละฟองไอสามารถคำนวณได้โดย

$$Q_{in, vi} = \dot{m}_{in, vi} h_{fg} \quad (71a)$$

$$Q_{out, vi} = \dot{m}_{out, vi} h_{fg} \quad (71b)$$

การส่งถ่ายความร้อนสถานะเดียวระหว่างผนังท่อและแท่งของเหลวหาได้โดยการแก้สมการพลังงานสำหรับแท่งของเหลว

$$\frac{1}{\alpha} \frac{dT_{li}}{dx} = \frac{d^2 T_{li}}{dx^2} - \frac{h_{lscn}}{k_l A} \left(T_{li} - T_w \right) \quad (72)$$

ซึ่งสถานะชั้นของเป็นดังนี้

$$\begin{aligned} T_{li} &= T_{vi} & x &= x_{re,i} \\ T_{li} &= T_{v(i+1)} & x &= x_{le,(i+1)} \end{aligned} \quad (73)$$

เนื่องจากตัวเลขเรย์โนลด์ของแท่งของเหลวจะแปรเปลี่ยนในช่วงของการไหลแบบราบเรียบ, การไหลแบบแปรเปลี่ยน และการไหลแบบปั่นป่วน สมบัติการถ่ายเทความร้อน h_{lscn} ของแท่งของเหลวแปรเปลี่ยนไปตามช่วงการไหลหนึ่งไปยังอีกการไหลหนึ่ง สำหรับช่วงการไหลแบบราบเรียบ ($Re < 2200$) ปัญหาจะถูกพิจารณาเป็นการไหลแบบ Hagen-Poiseuille และ Nusselt number คือ

$$Nu = \frac{1}{4L_l^*} \ln \left(\frac{1}{\theta_m^*} \right) \quad (74)$$

เมื่อ

$$\theta_m^* = 8 \sum_{n=0}^{\infty} \frac{G_n}{\lambda_n^2} \exp(-2\lambda_n^2 L_l^*) \quad (75)$$

ตัวแปรไร้มิติ L_l^* กำหนดโดย

$$L_l^* = \frac{L_{li}/D}{Re_D Pr} \quad (76)$$

สมการถึงการทดลองที่ใช้ในช่วงการไหลแปรเปลี่ยน และการไหลปั่นป่วน คือ

$$Nu = 0.012 \left(|Re|^{0.87} - 280 \right) Pr^{0.4} \left(\frac{Pr_m}{Pr_w} \right)^{0.11} \left[1 + \left(\frac{D}{L_{li}} \right)^{2/3} \right] \quad (77)$$

$$2200 < |Re| < 10000$$

$$Nu = 0.0236 |Re|^{0.8} Pr^{0.43} \left(\frac{Pr_m}{Pr_w} \right)^{0.25} \quad |Re| > 10000 \quad (78)$$

การถ่ายเทความร้อนไปยังแท่งของเหลว และออกจากแท่งของเหลว คือ

$$Q_{in,li} = \int_{X_{m,i}}^{X_{m,i+1}} \pi D h_x (T_{li,x} - T_w) dx \quad T_{li} \geq T_w$$

(79a)

$$Q_{out,li} = \int_{X_{m,i}}^{X_{m,i+1}} \pi D h_x (T_w - T_{li,x}) dx \quad T_{li} \leq T_w$$

(79b)

เมื่อ $T_{li,x}$ แสดงถึงอุณหภูมิของแท่งของเหลวที่ i ตำแหน่ง x การถ่ายเทความร้อนรวมไปยังท่อความร้อนแบบสั้น และออกจากท่อความร้อนแบบสั้น สามารถคำนวณโดย

$$Q_{total,in} = \sum_{i=1}^N Q_{in,iv} + \sum_{i=1}^{N-1} Q_{in,li}$$

(80a)

$$Q_{total,out} = \sum_{i=1}^N Q_{out,iv} + \sum_{i=1}^{N-1} Q_{out,in}$$

(80b)

จากแบบจำลองของ Shafii et al. (2001) พบว่าผลของแรงโน้มถ่วงไม่มีนัยสำคัญกับสมรรถนะของท่อความร้อนแบบสั้นชนิดปลายปิด จำนวนทั้งหมดของแท่งไอจะมีค่าเท่ากับจำนวนของส่วนที่ให้ความร้อนหรือส่วนทำระเหย อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนสั้นแบบปลายปิด และแบบวงรอบ เกิดเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงของความร้อนสัมผัสเป็นสำคัญ และพบว่าเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ อุณหภูมิผิวของส่วนทำระเหย และอัตราส่วนการเติมสารทำงานมีผลต่อสมรรถนะของท่อความร้อนทั้ง 2 ชนิด โดยเมื่อเส้นผ่านศูนย์กลางเพิ่มขึ้น อัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยทั้งหมดมีค่าเพิ่มขึ้น, เมื่ออุณหภูมิผิวของส่วนทำระเหยลดลง อัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยทั้งหมดมีค่าลดลง และพบว่าท่อความร้อนจะไม่ทำงาน ที่อัตราส่วนการเติม 89.4 % โดยปริมาตร

จะเห็นได้ว่าแบบจำลองของ Shafii et al. (2001) นั้นใช้ได้กับท่อความร้อนแบบสั้นที่มีจำนวนโค้งเล็กน้อยๆ ดังนั้น Sakulchangsattitai et al. (2003) ได้ทำการปรับปรุงแบบจำลองของ Shafii et al. (2001) ที่ใช้ทำนายพฤติกรรมของเหลวและไอภายในท่อความร้อนชนิดสั้นแบบปลาย

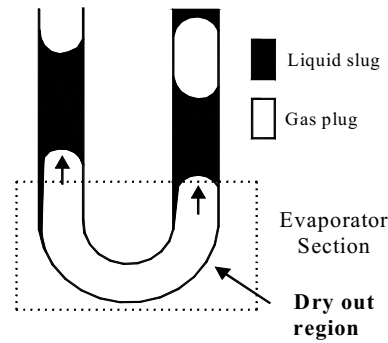
ปิดและแบบวงรอบที่แหล่งให้ความร้อนอยู่สูงกว่าแหล่งระบายความร้อนโดยการพิจารณาเพิ่มที่ส่วนฉนวนและมีจำนวนโค้งเลี้ยวที่มาก และหาปัจจัยที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนชนิดสันแบบวงรอบด้วย แบบจำลองพฤติกรรมของเหลวและไอภายในท่อเพื่อคำนวณการถ่ายเทความร้อนในท่อความร้อนแบบสันนี้ โดยใช้สมมุติฐาน คือ

- สัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่ส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นมีค่าคงที่
- ฟองไอถูกสมมุติว่าเป็นก๊าซในอุดมคติ และแท่งของเหลวมีคุณสมบัติไม่อัดตัว
- จำนวนแท่งของเหลวเท่ากับจำนวนโค้งเลี้ยว และความยาวแท่งของเหลวตามแนวแกนท่อมีค่าเท่ากันโดยสอดคล้องกับอัตราส่วนการเติมสารทำงานที่กำหนดไว้
- ความดันสูญเสียในช่วงโค้งเลี้ยวมีค่าน้อยมาก

เมื่อใช้แบบจำลองที่สร้างขึ้น เปรียบเทียบกับงานวิจัยของ Charoensawan et al. (2000) พบว่าเมื่อเปรียบเทียบค่าความหนาแน่นความร้อนที่ได้จากแบบจำลองกับค่าความหนาแน่นความร้อนที่ได้จากการทดลอง มีค่าความเบี่ยงเบนมาตรฐานเท่ากับ 28.27 % และพบว่า ความยาวส่วนทำระเหยเพิ่มขึ้น แนวโน้มค่าความหนาแน่นความร้อนจะลดต่ำลง, เมื่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเพิ่มขึ้น แนวโน้มค่าความหนาแน่นความร้อนจะเพิ่มขึ้น และเมื่อความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอเพิ่มขึ้น แนวโน้มค่าความหนาแน่นความร้อนจะลดต่ำลง ซึ่งสอดคล้องกับงานวิจัยของ Charoensawan et al. (2000)

1.3.4 การศึกษาขีดจำกัดการทำงานของท่อความร้อนแบบสัน

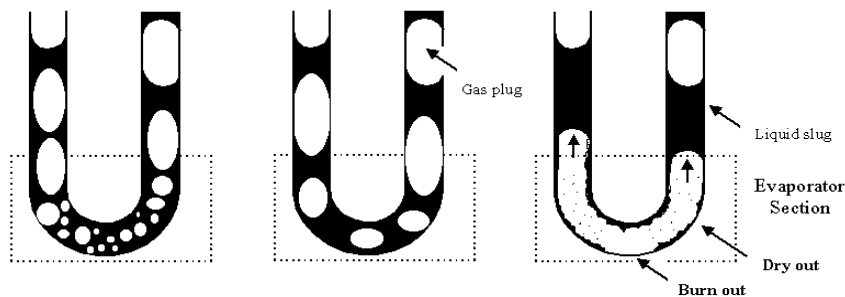
ขีดจำกัดการทำงานของท่อความร้อนแบบสัน หมายถึง เมื่อท่อความร้อนได้รับความร้อนสูงขึ้นถึงระดับหนึ่งจะทำให้ท่อความร้อนไม่สามารถส่งถ่ายความร้อนจากส่วนทำระเหยไปยังส่วนควบแน่นได้เนื่องจากความต้านทานความร้อนภายในท่อความร้อนจะเพิ่มสูงขึ้นอย่างรวดเร็ว จนทำให้อุณหภูมิที่ผิวส่วนทำระเหยของท่อความร้อนสูงขึ้นมาก เมื่ออุณหภูมิที่ส่วนทำระเหยสูงขึ้น จะทำให้ความดันไอภายในส่วนทำระเหยเพิ่มขึ้นต้านทานการไหลกลับของของเหลวที่จะไหลกลับมาแทนจนกระทั่งก้อนของเหลวภายในท่อไม่สามารถเคลื่อนที่มายังส่วนทำระเหย จึงทำให้เกิดการแห้ง (Dryout) ขึ้นที่ส่วนทำระเหย (Katpradit et al., 2003) แสดงดังรูป 1.21



รูป1.21 แสดงการเกิดการแห้ง ที่ส่วนทำระเหย

1.3.4.1 สาเหตุของการที่ท่อความร้อนแบบสันไม่สามารถส่งถ่ายความร้อนได้ที่สภาวะวิกฤต

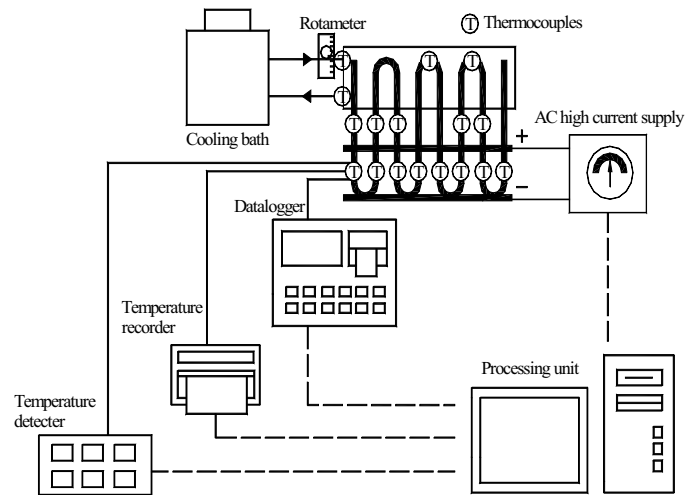
สาเหตุที่แท้จริงของการเกิดสภาวะวิกฤตนั้นยังไม่ชัดเจนแต่ได้มีคำอธิบายคร่าวๆดังนี้ ขณะที่ท่อความร้อนแบบสันทำงานในสภาวะปรกติสารทำงานที่อยู่ในท่อจะมีลักษณะเป็นก้อนของเหลวและฟองไอ เมื่อให้ความร้อนแก่ส่วนทำระเหยจะทำให้เกิดการเดือดแบบฟองขึ้นในส่วนทำระเหยทำให้ฟองไอบางส่วนขยายตัวใหญ่ขึ้น และความหนาแน่นลดลง และเมื่อความหนาแน่นลดลงจะทำให้แรงดันของฟองไอเพิ่มสูงขึ้นทำให้เกิดแรงขับผลักดันเอาแท่งของเหลวให้เคลื่อนที่ต่อไปยังส่วนที่มีอุณหภูมิต่ำซึ่งจะทำให้เกิดการควบแน่นและไอบางส่วนหายไป ฟองอากาศจะลดขนาดลงและความหนาแน่นเพิ่มขึ้นด้วยการคายความร้อนแฝงออก ทำให้เกิดการส่งถ่ายความร้อนโดยก้อนของเหลวและฟองไอที่อยู่ภายในท่อ เมื่อฟองไอยู่ในส่วนควบแน่นจะเกิดการกลั่นตัวเป็นของเหลวและเกิดแรงย้อนกลับมายังส่วนทำระเหย ด้วยเหตุนี้จึงทำให้เกิดการสั่นขึ้นภายในท่อ เมื่อเพิ่มอุณหภูมิแก่ส่วนทำระเหยสูงขึ้นจะทำให้อัตราการเดือดแบบฟองที่ส่วนทำระเหยมีความไวมากขึ้นและจะเกิดการสั่นของก้อนของเหลวและฟองไอย่างรวดเร็ว เมื่ออุณหภูมิสูงขึ้นจนกระทั่งถึงจุดหนึ่งฟองอากาศจะขยายตัวใหญ่เกินขนาดท่อซึ่งมีขนาดเล็กมากจะทำให้ฟองฟองไม่สามารถเคลื่อนที่ต่อไปยังส่วนควบแน่นได้และจะทำให้ก้อนของเหลวที่อยู่ภายในท่อด้านบนจะไม่สามารถเข้าไปแทนที่ฟองไโอในส่วนทำระเหยได้ ดังนั้นความร้อนจึงถูกสะสมอยู่ที่ฟองไโอในส่วนทำระเหยจึงทำให้ไม่เกิดการเคลื่อนตัวของสัดักของเหลวและฟองไอ เหตุนี้จึงทำให้ในสภาวะนี้ท่อความร้อนจึงไม่สามารถที่จะทำงานได้ อุณหภูมิที่ผิวของส่วนทำระเหยจะเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่องจนเกิดการแห้งที่ผิวด้านในและไหม้ในที่สุด รูป1.22(ก) แสดงถึงสภาวะการเริ่มให้ความร้อนของท่อความร้อนสภาวะการทำงานปรกติ รูป1.22 (ข) แสดงถึงสภาวะเริ่มเข้าสู่สภาวะวิกฤต และรูป1.22 (ค) เข้าสู่สภาวะวิกฤตโดยจะเกิดการแห้งขึ้นที่ส่วนทำระเหย



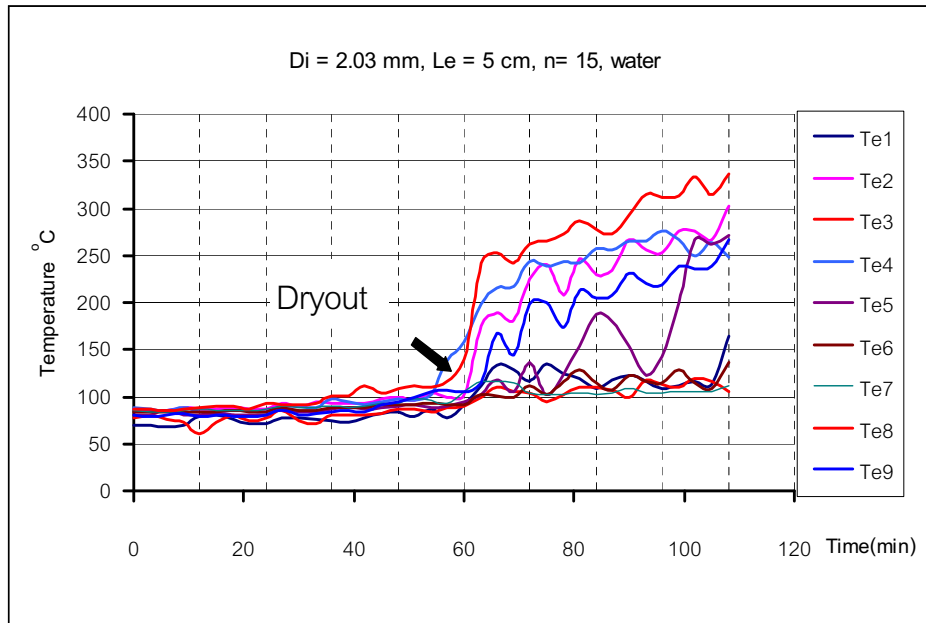
รูป 1.23 แสดงสถานะการทำงานของท่อความร้อนแบบสั่นในส่วนทำระเหย

1.3.4.2 การตรวจวัดสถานะวิกฤต

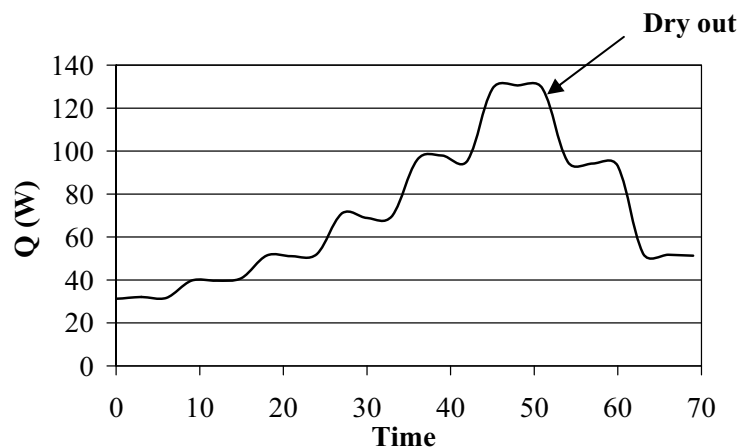
หากส่วนให้ความร้อนของท่อความร้อนเป็นแบบให้ความร้อนด้วยขดลวดไฟฟ้าแล้ว การตรวจวัดสถานะวิกฤตสามารถทำได้โดยแสดงดังรูป 1.23 ส่วนทำระเหยของท่อความร้อนแบบสั่นจะอยู่ทางด้านล่างซึ่งทำการให้ความร้อนแก่ท่อโดยใช้แผ่นความร้อนกระจายความร้อน (Heater) ให้แก่ท่อความร้อนซึ่งแผ่นกระจายความร้อนสามารถปรับอุณหภูมิได้โดยปรับกระแสไฟฟ้าที่ป้อนให้กับขดลวดความต้านทานที่อยู่ติดกับแผ่นกระจายความร้อน มีส่วนควบแน่นอยู่ด้านบนซึ่งถูกระบายความร้อนโดยใช้น้ำไหลผ่าน ทำการวัดอุณหภูมิโดยติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลที่แผ่นกระจายความร้อน, ผนังท่อส่วนทำระเหย, ส่วนฉนวนความร้อนและส่วนควบแน่น นอกจากนั้นยังติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลไว้ที่ตำแหน่งทางเข้าและออกของน้ำที่ระบายความร้อนเพื่อวัดอัตราการส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อน ทำการหาสถานะวิกฤต โดยป้อนอุณหภูมิให้แก่ท่อความร้อน และรักษาอุณหภูมิให้อยู่ในสถานะคงตัว (อุณหภูมิการทำงานสามารถแสดงดังรูปที่ 34) ทำให้อุณหภูมิของผนังท่อความร้อนในส่วนทำระเหยจะมีค่าเพิ่มขึ้นและคงอยู่ในสถานะคงตัว เมื่อค่าความร้อนในส่วนทำระเหยถูกเพิ่มขึ้นจะทำให้อุณหภูมิที่ผนังท่อจะสูงขึ้นด้วยจนกระทั่งถึงค่าความร้อนสูงสุด หรือเรียกว่า ค่าการส่งถ่ายความร้อนวิกฤตซึ่งจะทำให้เกิดการแห้ง ขึ้นภายในท่อ ณ.จุดนี้อุณหภูมิของท่อความร้อนในส่วนทำระเหยจะสูงขึ้นอย่างรวดเร็วเนื่องจากท่อความร้อนไม่สามารถส่งถ่ายอุณหภูมิไปยังส่วนควบแน่นได้ จากวิธีการตรวจวัดหาจุดวิกฤตดังกล่าวจะพบว่า ลักษณะของการส่งถ่ายความร้อนในขณะกำลังทำงานจนถึงการเกิดสถานะวิกฤตสามารถพิจารณาได้ดังในรูป 1.25



รูป 1.23 แสดงการตรวจวัดสภาวะวิกฤต (Katpradit et al., 2003)



รูป 1.24 กราฟแสดงอุณหภูมิของท่อความร้อนแบบสั่นขณะทำการหาสภาวะวิกฤต
(Katpradit et al., 2003)



รูป 1.25 แสดงลักษณะของการส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่น
ในสภาวะปรกติจนถึงจุดวิกฤต (Anuchitchanchai et al., 2003)

1.3.4.3 สมมุติฐานของสภาวะวิกฤต

สมมุติฐานในการเกิดสภาวะวิกฤตของท่อความร้อนแบบสั่นที่สามารถ
เป็นไปได้มีดังนี้

ก.เมื่อให้ความร้อนแก่ท่อความร้อนแบบสั่นจนถึงอุณหภูมิหนึ่ง ก้อน
ของเหลวที่อยู่ส่วนด้านบนของท่อไม่สามารถไหลกลับมายังส่วนทำระเหยได้เนื่องจากแรง
ส่งกลับของก้อนของเหลวในส่วนทำระเหยไม่สามารถเอาชนะแรงของฟองไอที่ส่วนควบแน่นได้

เมื่อไม่มีของเหลวไหลกลับมายังส่วนทำระเหยจึงทำให้ฟองไอน้ำที่ส่วนทำระเหยใหญ่ขึ้นและเกิดการแห้ง อุณหภูมิของท่อในส่วนทำระเหยจะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วเนื่องจากไม่มีการส่งถ่ายความร้อนไปยังส่วนควบแน่น ส่งผลให้อุณหภูมิที่ส่วนควบแน่นลดลงจนไม่มีการส่งถ่ายความร้อนเกิดขึ้น

ข.เมื่อให้ความร้อนแก่ท่อความร้อน ของเหลวที่อยู่ในส่วนทำระเหยจะเกิดการเดือดแบบฟองขึ้น เมื่อให้ความร้อนเพิ่มขึ้นฟองไอน้ำก็จะมารวมตัวกันเป็นแผ่นฟิล์มที่ผนังส่วนทำระเหย ทำให้อุณหภูมิที่ส่วนทำระเหยเพิ่มสูงขึ้นอย่างทันทีทันใด เนื่องจากผนังของส่วนทำระเหยถูกปกคลุมด้วยแผ่นไอน้ำ ซึ่งมีค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนต่ำ จึงทำให้ผนังส่วนทำระเหยมีอุณหภูมิสูงขึ้น จึงเกิดการแห้งที่ส่วนนี้

1.3.4.4 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับ สภาวะวิกฤตของท่อความร้อนแบบสั้น

ท่อความร้อนแบบสั้นเป็นวิวัฒนาการใหม่ล่าสุดของท่อความร้อนจึงมีการศึกษาถึงขีดจำกัดสมรรถนะน้อยมาก ซึ่งพบว่าขีดจำกัดทางสมรรถนะเพียงว่าท่อความร้อนแบบสั้นจะไม่สามารถทำงานได้เนื่องจากมีการ แห้ง เกิดขึ้นในส่วนทำระเหยเพียงเท่านั้น (Maezawa et. al., 1996) และการเติมสารทำงานที่ไม่เพียงพอก็จะทำให้มีการส่งถ่ายความร้อนได้น้อยมาก สำหรับสาเหตุของการแห้ง เนื่องจากไม่มีของเหลวป้อนเข้าสู่ส่วนทำระเหยได้อย่างเพียงพอ (Lin et. al., 2000) ด้วยสาเหตุนี้ Miyazaki et. al. (2000) ได้แนะนำให้เพิ่ม วาล์วกักเก็บกลับเข้าในท่อความร้อนแบบวงรอบเพื่อช่วยให้ท่อความร้อนแบบสั้นทำงานได้ดีขึ้นในขณะที่อยู่ในตำแหน่งการทำงานในแนวระดับ

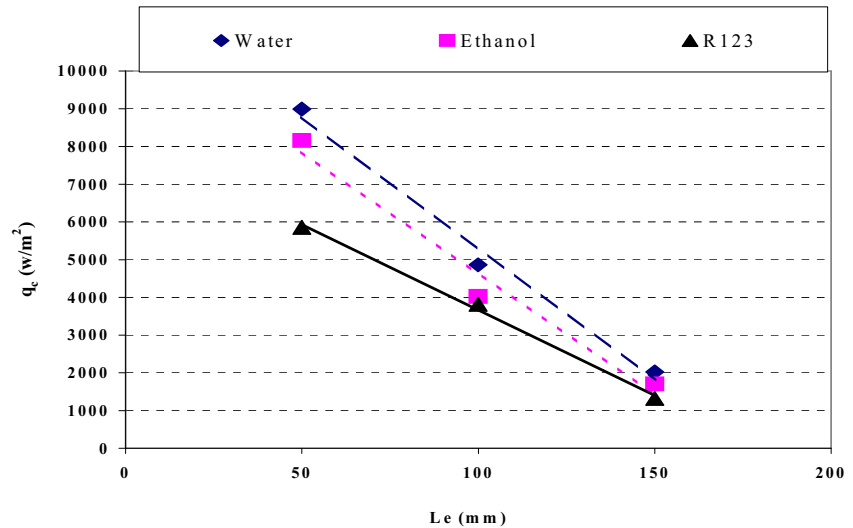
1.3.4.4.1 การศึกษาถึงขีดจำกัดการส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อนแบบสั้นชนิดปลายปิด

จากการศึกษาที่ผ่านมา ได้มีการศึกษาถึงผลของตัวแปรต่างๆที่มีต่อขีดจำกัดการส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อนแบบสั้นชนิดปลายปิด ยกตัวอย่างเช่น ผลของรูปร่าง และสารทำงานของท่อความร้อนแบบสั้นที่มีผลต่อขีดจำกัดสมรรถนะ ซึ่งสามารถแบ่งได้ดังนี้

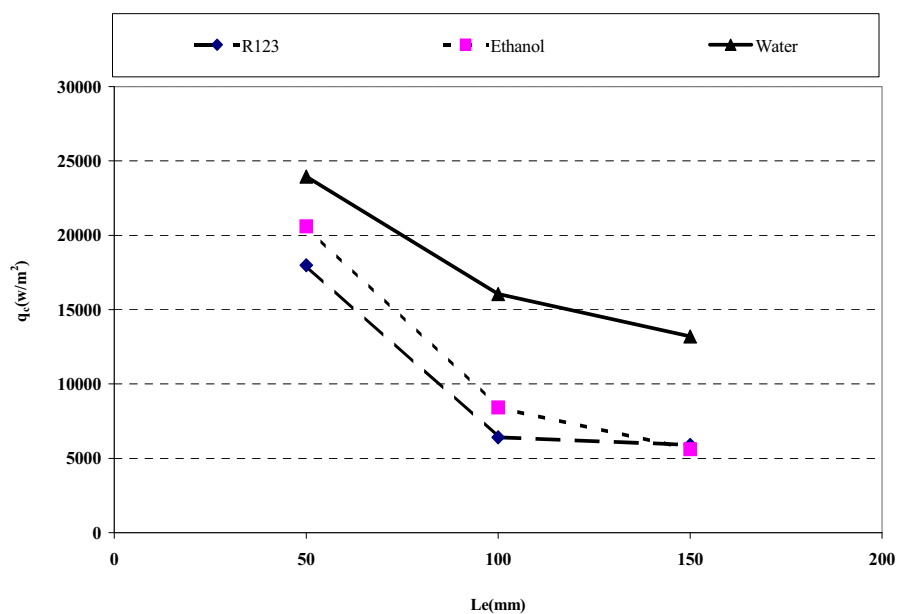
- ก. ผลของรูปร่าง เช่น ความยาวส่วนทำระเหย และอัตราส่วนสนทัด
 - (ความยาวส่วนทำระเหยต่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน)
 - ผลของความยาวส่วนทำระเหยของท่อความร้อนแบบสั้นชนิดปลายปิด

Katpradit et al. (2005) พบว่าที่มุมการทำงาน 0 องศา ความยาวส่วนทำระเหยเพิ่มขึ้น ความหนาแน่นความร้อนวิกฤตมีค่าลดลง โดยมีค่ามากที่สุดที่ความยาวส่วนทำระเหย 50 มิลลิเมตร คือ 5,856 8,157 และ 8,994 วัตต์ต่อตารางเมตร สำหรับสารทำงาน R123 เอทานอล และน้ำ ตามลำดับ และที่มุมการทำงาน 90 องศา ความยาวส่วนทำระเหยเพิ่มขึ้น ความ

หนาแน่นความร้อนวิกฤตมีค่าลดลง โดยมีค่ามากที่สุดที่ความยาวส่วนทำระเหย 50 มิลลิเมตร คือ 17,989 20,603 และ 23,950 วัตต์ต่อตารางเมตร สำหรับสารทำงาน R123 เอทานอล และน้ำ ตามลำดับ แสดงดังรูป1 . 2 6 และ 1 . 2 7



รูป1.26 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความยาวส่วนทำระเหยกับความหนาแน่นความร้อนวิกฤต
ที่มุมการทำงาน 0 องศา (Katpradit et al., 2005)



รูป1.27 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความยาวส่วนทำระเหยกับความหนาแน่นความร้อนวิกฤต

ที่มุมการทำงาน 90 องศา (Katpradit et al., 2005)

- ผลของอัตราส่วนสันทัดของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด

Anuchitchanchai et al. (2003) พบว่าอัตราส่วนสันทัดมีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนที่สภาวะวิกฤตของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด โดยที่อัตราส่วนสันทัดเพิ่มขึ้นจาก 24 ถึง 94 ความหนาแน่นความร้อนวิกฤตมีค่าลดลงจาก 10 กิโลวัตต์ต่อตารางเมตร ถึง 3 กิโลวัตต์ต่อตารางเมตร

ข. ผลของสารทำงาน ประกอบด้วย คุณสมบัติของสารทำงาน

- ผลของคุณสมบัติของสารทำงานของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด

Katpradit et al. (2003) พบว่าคุณสมบัติของสารทำงาน มีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนที่สภาวะวิกฤตของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด โดยที่ความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอเพิ่มขึ้น ความหนาแน่นความร้อนวิกฤตมีค่าเพิ่มขึ้น เพราะสารทำงานที่มีความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอต่ำจะระเหยได้ง่าย ทำให้มีความดันไอที่ส่วนทำระเหยสูง จึงหน่วงของเหลวจากส่วนควบแน่น ทำให้สารทำงานจากส่วนควบแน่นไม่สามารถไหลกลับสู่ส่วนทำระเหยเพียงพอ จากนั้นจึงเกิดการแห้ง ดังนั้นสารทำงานที่มีความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอต่ำจึงมีความหนาแน่นความร้อนวิกฤตต่ำ คือ ค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอเพิ่มขึ้นจาก 156 ถึง 2,356 กิโลจูลต่อกิโลกรัม ความหนาแน่นความร้อนวิกฤตเพิ่มขึ้นจาก 10.87 ถึง 14.98 กิโลวัตต์ต่อตารางเมตร, 17.62 ถึง 21.33 กิโลวัตต์ต่อตารางเมตร และ 17.98 ถึง 23.95 กิโลวัตต์ต่อตารางเมตร สำหรับจำนวนโค้งเลี้ยว 5 , 10 และ 15 โค้งเลี้ยวตามลำดับ

นอกจากนี้ Katpradit et al. (2005) ได้หาสมการสหสัมพันธ์จากการทดลองเพื่อทำนายความหนาแน่นความร้อนวิกฤต ในตำแหน่งแนวระดับ (มุมการทำงาน 0 องศา) และแนวตั้ง (มุมการทำงาน 90 องศา) โดยมีความสัมพันธ์ดังนี้

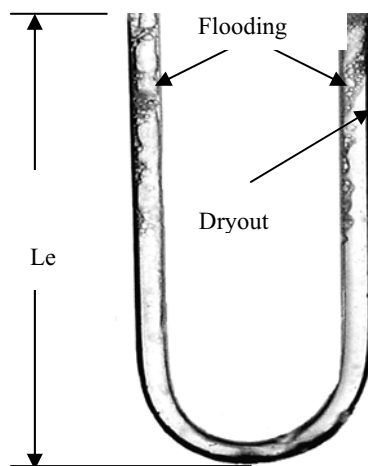
$$Ku_0 = 53680 \times \left[\frac{Di}{Le} \right]^{1.127} \times \left[\frac{Cp\Delta T}{h_{fg}} \right]^{1.417} \times \left[Di \left[\frac{g(\rho_v - \rho_l)}{\sigma} \right]^{0.5} \right]^{-1.32} \quad (81)$$

$$Ku_{90} = 0.0002 \times \left[\frac{Di}{Le} \right]^{0.92} \times \left[\frac{Cp\Delta T}{h_{fg}} \right]^{-0.212} \times \left[Di \left[\frac{g(\rho_v - \rho_l)}{\sigma} \right]^{0.5} \right]^{-0.59} \times \left[1 + \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.25} \right]^{13.06} \quad (82)$$

และ Katpradit et al. (2005) พบว่าที่ตำแหน่งแนวตั้งมีเทอมของ Wallis number $(1 + (\rho_v / \rho_l)^{0.25}, Wa)$ ซึ่งเป็นเทอมที่อธิบายถึงปรากฏการณ์การท่วมปรากฏอยู่ในสมการสหสัมพันธ์ที่ได้ ซึ่งสรุปได้ว่า สาเหตุของการแห้ง เกิดจากปรากฏการณ์การท่วม

1.3.4.4.2 รูปแบบการไหลภายในของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิดที่สถานะวิกฤต

จากการศึกษาของ Katpradit et al. (2005) พบว่าสมการสหสัมพันธ์ที่ได้ มีเทอมของ Wallis number ซึ่งเป็นเทอมที่อธิบายถึงปรากฏการณ์การท่วม ซึ่งเป็นสาเหตุของการแห้ง ดังนั้นเพื่อเป็นการยืนยันผลของ Katpradit et al. (2005) ดังนั้น Panyoyai et al. (2004) จึงได้ศึกษาถึงผลของโค้งเลี้ยวและอัตราส่วนสนัดที่มีต่อรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิดที่สถานะวิกฤต ที่ตำแหน่งแนวตั้ง พบว่าสาเหตุของการเกิดสถานะวิกฤตของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิดเกิดจากปรากฏการณ์การท่วม โดยเกิดขึ้นที่ปากทางเข้าส่วนทำระเหยของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด ซึ่งสอดคล้องกับ Katpradit et al. (2005) ดังแสดงในรูป 38 และพบว่าจำนวนโค้งเลี้ยวไม่ทำให้รูปแบบการไหลที่สถานะวิกฤตเปลี่ยนแปลงแต่ขึ้นอยู่กับอัตราส่วนสนัด คือ เมื่ออัตราส่วนสนัดเพิ่มขึ้น พบว่ารูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิดที่สถานะวิกฤตเปลี่ยนแปลงจากการไหลแบบโพรงไปเป็นการไหลแบบวงแหวน



รูป 1.28 แสดงสาเหตุการแห้งที่ส่วนทำระเหย เนื่องจากการท่วมจากการศึกษาเชิงทัศน์ (Panyoyai et al., 2004)

Tewata et al. (2004) ได้ทำการศึกษาถึงผลของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน และสารทำงาน ที่มีต่อรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิดที่สถานะวิกฤต ที่ตำแหน่งแนวตั้งพบว่าสาเหตุของการเกิดสถานะวิกฤตของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด เกิดจากปรากฏการณ์การท่วมที่ปากทางเข้าส่วนทำระเหย ซึ่งสอดคล้องกับ Katpradit et al. (2005) และพบว่ารูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิดที่สถานะวิกฤต

ไม่ขึ้นอยู่กับชนิดของสารทำงาน แต่ขึ้นอยู่กับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน คือ เมื่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเพิ่มขึ้น รูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิดที่สภาวะวิกฤตเปลี่ยนแปลงจากการไหลแบบวงแหวนไปเป็นการไหลแบบโพรง

1.4. วัตถุประสงค์ของการศึกษา

1.4.1 เพื่อหาสาเหตุการเกิดขีดจำกัดสมรรถนะของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด ที่มุมเอียงต่างๆ โดยการศึกษาเชิงทฤษฎีถึงรูปแบบการไหลภายใน

1.4.2 เพื่อสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ เพื่อใช้ทำนายขีดจำกัดสมรรถนะของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด ที่มุมเอียงต่างๆ

1.4.3 ทำการทดลองเพื่อหาตัวแปรที่เกี่ยวข้องกับผลของมุมเอียงที่มีต่อขีดจำกัดสมรรถนะของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด

1.5. ประโยชน์ที่จะได้จากการศึกษา

1.5.1 ได้รู้ถึงรูปแบบการไหลภายใน และสาเหตุการเกิดขีดจำกัดสมรรถนะของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิดที่มุมเอียงต่างๆ

1.5.2 ได้รู้ถึงกลไกการเกิดขีดจำกัดสมรรถนะของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด ที่มุมเอียงต่างๆ

1.5.3 ได้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ เพื่อใช้ทำนายขีดจำกัดสมรรถนะของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด ที่มุมเอียงต่างๆ

1.5.4 เพื่อเป็นข้อมูลพื้นฐานในการค้นคว้าเกี่ยวกับขีดจำกัดสมรรถนะของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด

1.6. ขอบเขตและวิธีการวิจัย

1.6.1 ขอบเขตของการศึกษา

1.6.1.1 ทำการศึกษาเชิงทฤษฎีถึงรูปแบบการไหลภายในของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด ที่สภาวะวิกฤตโดยมีตัวแปรดังนี้

- มุมเอียงจาก 0-90 องศา จากแนวระดับ
- ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน คือ 1 และ 2 มิลลิเมตร
- สารทำงานที่ใช้ คือ R-123
- ความยาวส่วนทำระเหย คือ 50 และ 150 มิลลิเมตร

1.6.1.2 ทำการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อทำนายขีดจำกัดสมรรถนะของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิดที่มุมเอียงต่างๆ

1.6.1.3 ทำการทดลองเชิงปริมาณเพื่อหาตัวแปรที่เกี่ยวข้องกับผลของมุมเอียงที่มีต่อ
 จิตจำกัดสมรรถนะของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด และทำการเทียบกับแบบจำลองทาง
 คณิตศาสตร์ที่ได้ โดยมีตัวแปรดังนี้

- มุมเอียงจาก 0-90 องศา จากแนวระดับ
- ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน คือ 2.03 1.06 และ 0.66 มิลลิเมตร
- สารทำงานที่ใช้ คือ น้ำ เอทานอล และ R-123
- ความยาวส่วนทำระเหย ส่วนฉนวน และส่วนควบแน่นเท่ากัน คือ 150 100

และ 50 มิลลิเมตร

บทที่ 2

หลักการและทฤษฎี

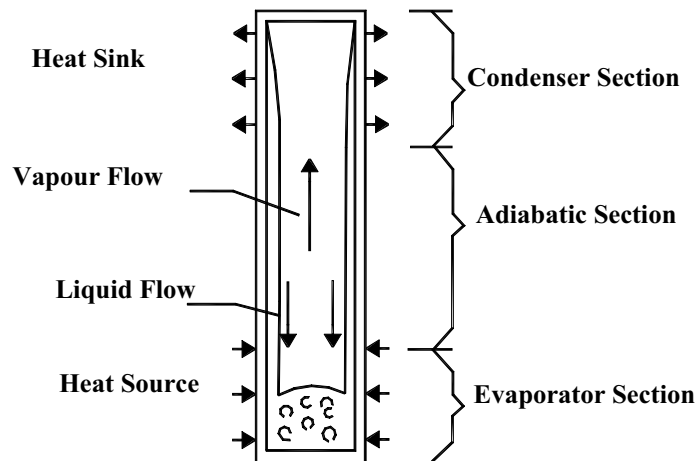
2.1 หลักการและทฤษฎีของท่อความร้อนแบบธรรมชาติ (Thermosyphon)

2.1.1 ท่อความร้อนแบบธรรมชาติ

ท่อความร้อนแบบธรรมชาติหรือท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนนั้น จัดเป็นอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนชนิดหนึ่ง ที่สามารถถ่ายเทความร้อนได้ดี โดยไม่ต้องอาศัยพลังงานจากภายนอกสามารถทำงานได้โดยใช้หลักของการถ่ายเทความร้อนจากความร้อนแฝงของสารทำงานภายในท่อความร้อน ซึ่งสารทำงานจะระเหยตัวโดยการรับความร้อนจากแหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิสูงและถ่ายเทความร้อนโดยการควบแน่นโดยการถ่ายเทความร้อนให้กับแหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า โดยรูป 2.1 ได้แสดงถึงส่วนประกอบของท่อความร้อนแบบธรรมชาติ ซึ่งมีลักษณะเป็นท่อสุญญากาศที่มีสารทำงานอยู่ภายใน มีลักษณะเป็นท่อระบบปิด ประกอบด้วย 3 ส่วน คือ ส่วนทำระเหย ส่วนกันความร้อน และส่วนควบแน่น

หลักการทำงานของท่อความร้อนแบบธรรมชาติ คือ เมื่อท่อความร้อนได้รับความร้อนจากส่วนทำระเหย จะทำให้สารทำงานภายในท่อความร้อนซึ่งมีสถานะเป็นของเหลวอิ่มตัว เปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอและลอยขึ้นสู่ด้านบนไปยังส่วนควบแน่น ซึ่งมีอุณหภูมิต่ำกว่า เมื่อสารทำงานถ่ายเทความร้อนออก จะทำให้เกิดการควบแน่นของสารทำงาน และไหลกลับลงสู่ส่วนทำระเหยด้วยแรงโน้มถ่วง เพื่อกลับมารับความร้อนในส่วนทำระเหยอีกครั้งหนึ่ง และจะทำงานเป็นวัฏจักรแบบนี้เรื่อยไป เนื่องจากความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอของสารทำงานภายในท่อความร้อนมีค่าสูงมาก ดังนั้นสารทำงานจึงสามารถถ่ายเทความร้อนจากปลายด้านหนึ่งไปสู่ปลายอีกด้านหนึ่งได้ โดยที่อุณหภูมิระหว่างส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นของท่อความร้อนนั้น มีความแตกต่างกันเพียงเล็กน้อย

โดยทั่วไปแล้วความสามารถในการส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนนั้น ขึ้นอยู่กับหลายปัจจัยด้วยกัน สามารถแยกออกได้ดังนี้ เช่น ขนาดความโตความยาวของท่อความร้อน ชนิดหรือวัสดุที่ใช้ทำท่อความร้อน ลักษณะการติดตั้งท่อความร้อน ชนิดของสารทำงาน อุณหภูมิของแหล่งความร้อนและแหล่งความเย็น รวมถึงขีดจำกัดการทำงานต่างๆของท่อความร้อน เป็นต้น



รูป 2.1 ลักษณะส่วนประกอบของเทอร์โมไซฟอน

ที่มา : Engineering Science Data Unit

2.1.2 การถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบธรรมชาติ

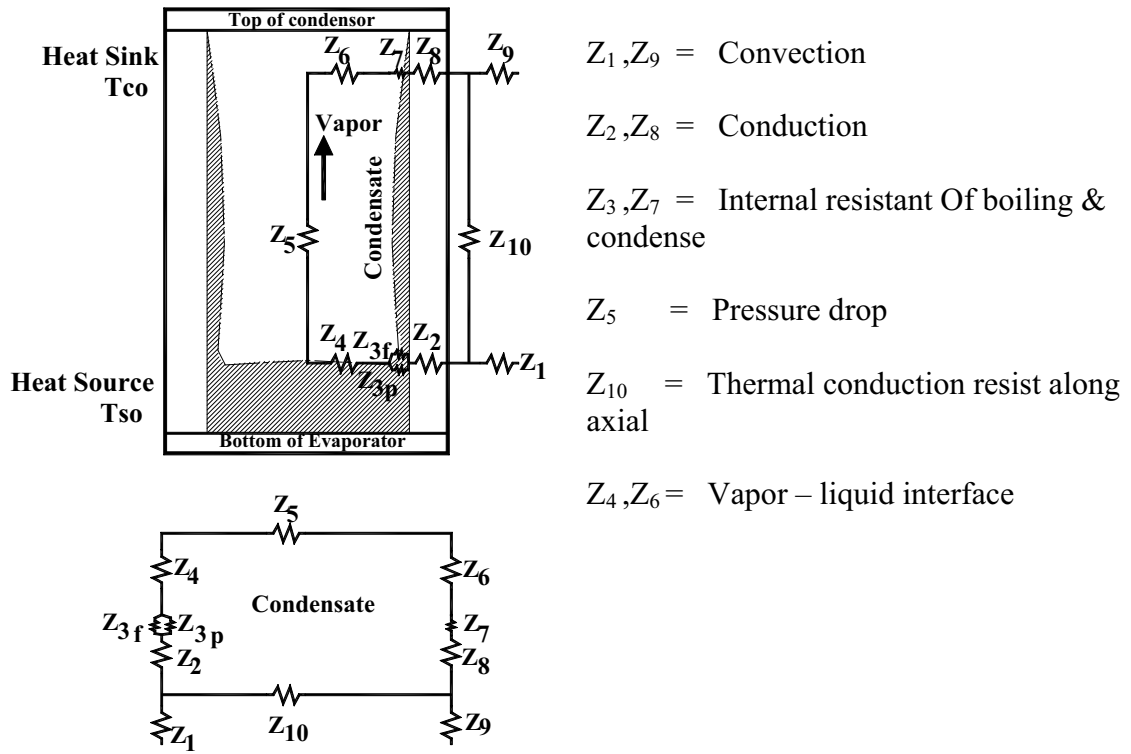
ค่าความร้อนที่ท่อความร้อนสามารถส่งผ่านได้สามารถหาได้จากการหาค่าความต้านทานทั้งหมด (Z) ที่เกิดในระบบ โดยพิจารณาจากรูปที่ 2.2

เมื่อ Z_1 , Z_9 คือ ความต้านทานที่เกิดจากการพาความร้อนโดยรอบผนังภายนอกท่อ ซึ่งหาได้จากสมการ

$$Z_1 = \frac{1}{h_{co} A_{co}} \quad (2.1)$$

$$Z_9 = \frac{1}{h_{co} A_{co}} \quad (2.2)$$

Z_2 , Z_8 คือ ค่าความต้านทานความร้อนที่เกิดจากการนำความร้อนผ่านผนังท่อความร้อน ซึ่งหาได้จากสมการ



รูป 2.2 ความต้านทานในส่วนต่างๆ ที่เกิดในท่อความร้อน

ที่มา : Engineering Science Data Unit

$$Z_2 = \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi L_e k_x} \quad (2.3)$$

$$Z_8 = \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi L_c k_x} \quad (2.4)$$

Z_3, Z_7 คือ ความต้านทานภายในเนื่องจากของเหลวที่เป็นสารทำงานภายในท่อความร้อน โดยแยกเป็น

Z_{3p} คือ ความต้านทานของของเหลวที่เกิดจากแอ่งของเหลวหาได้จากสมการ

$$Z_{3p} = \frac{1}{\Phi_3 g^{0.2} Q^{0.4} (\pi D_i L_e)^{0.6}} \quad (2.5)$$

เมื่อ

$$\Phi_3 = 0.325 \times \frac{\rho_l^{0.5} k_l^{0.3} C_{p_l}^{0.7}}{\rho_v^{0.25} L^{0.4} \mu^{0.1}} \left[\frac{p_v}{p_a} \right]^{0.23} \quad (2.6)$$

Z_{3f} คือ ความต้านทานของของเหลวที่เกิดจากฟิล์มของเหลวที่ส่วนแอ่งของเหลวในส่วนรับความร้อน หาได้จากสมการ

$$Z_{3f} = \frac{CQ^{1/3}}{D_i^{4/3} g^{1/3} L_e \Phi_2^{4/3}} \quad (2.7)$$

เมื่อ

$$\Phi_2 = \left(\frac{L k_l^3 \rho_l^2}{\mu_l} \right)^{1/4} \quad (2.8)$$

และเงื่อนไขในการใช้ค่า Z_{3p} และ Z_{3f} เพื่อใช้เป็นค่า Z_3 คือ ถ้า $Z_{3p} > Z_{3f}$ แล้ว

$$Z_3 = Z_{3p} \quad (2.9)$$

ถ้า $Z_{3p} < Z_{3f}$ แล้ว

$$Z_3 = Z_{3p} F + Z_{3f} (1 - F) \quad (2.10)$$

เมื่อ F คือ อัตราการเติมสารทำงาน โดย

$$F = \frac{V_1}{AL_e} \quad (2.11)$$

Z_7 คือ ความต้านทานของของเหลวที่เกิดจากฟิล์มของเหลวที่ไหลกลับในส่วนคายความร้อน หาได้จากสมการ

$$Z_7 = \frac{CQ^{1/3}}{D_i^{4/3} g^{1/3} L_c \Phi_2^{4/3}} \quad (2.12)$$

Z_4, Z_6 คือ ความต้านทานที่เกิดจากการเปลี่ยนสถานะของสารทำงาน ในส่วนรับความร้อนและในส่วนคายความร้อน

Z_5 คือ ค่าความต้านทานซึ่งเกิดจากความดันที่ลดลงในส่วนคายความร้อน ซึ่ง Z_4, Z_5 และ Z_6 โดยปกติจะมีค่าน้อยมาก และไม่นำมาคิดในการคำนวณ

Z_{10} คือ ค่าการนำความร้อนของท่อความร้อนตามแนวความยาวท่อ ซึ่งหาค่าประมาณจากสมการ

$$Z_{10} = \frac{0.5L_e + L_a + 0.5L_c}{A_x \lambda_x} \quad (2.13)$$

โดยที่ A_x คือ พื้นที่หน้าตัดของท่อความร้อน

λ_x คือ ค่าการนำความร้อนของวัสดุที่ใช้ทำท่อ

เงื่อนไขการกำหนดค่าความร้อน คือ

$$\frac{Z_{10}}{Z_2 + Z_3 + Z_5 + Z_7 + Z_8} > 20 \quad (2.14)$$

ถ้าเป็นไปตามสมการ 2.14 ค่าความต้านทานความร้อนรวมจะมีค่าเท่ากับ

$$Z = Z_1 + Z_2 + Z_3 + Z_7 + Z_8 + Z_9 \quad (2.15)$$

ถ้าไม่เป็นไปตามสมการ (2.14) ค่าความต้านทานความร้อนรวมจะมีค่าเท่ากับ

$$Z = Z_1 + \left(\frac{1}{Z_2 + Z_3 + Z_5 + Z_7 + Z_8} \right)^{-1} + Z_9 \quad (2.16)$$

หลังจากได้ค่าความต้านทานความร้อนรวมแล้ว สามารถหาค่าความร้อนที่ต่อความร้อน
สามารถส่งถ่ายได้โดย

$$Q = \frac{\Delta T}{Z} \quad (2.17)$$

เมื่อ ΔT คือ ความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างแหล่งความร้อนกับแหล่งความเย็น หาได้จาก
สมการ

$$\Delta T = T_{so} - T_{si} - \Delta T_h \quad (2.18)$$

เมื่อ T_{so} อุณหภูมิของแหล่งให้ความร้อน

T_{si} อุณหภูมิของแหล่งรับความร้อน

ΔT_h อุณหภูมิเฉลี่ยเนื่องจากหัวน้ำ (Hydrostatic head)

2.2 หลักการทำงานของท่อความร้อนแบบสันปลายปิด (CEOHP)

ท่อความร้อนแบบสันปลายปิดเป็นอุปกรณ์ที่สามารถแลกเปลี่ยนความร้อนได้โดยไม่ต้องอาศัย
พลังงานจากภายนอกเหมือนกับเทอร์โมไซฟอน มีลักษณะเป็นระบบปิด ประกอบด้วย 3 ส่วน
เหมือนกับเทอร์โมไซฟอน คือ ส่วนทำระเหย (Le) ส่วนกักความร้อน (La) และส่วนควบแน่น (Lc)
สามารถทำงานได้โดยเมื่อสารทำงานถูกบรรจุลงในท่อที่ทำมาจากท่อคาปิลลารีที่ขดไปมา ภายใน
เป็นสภาวะสุญญากาศ เมื่อให้ความร้อนในส่วนทำระเหย จะทำให้สารทำงานซึ่งอยู่ในสภาวะ
ของเหลวอิ่มตัวเกิดการเดือดแบบฟองและรวมตัวเป็นก้อนไอ (Vapor slug) โดยความร้อนแฝงของ
การกลายเป็นไอ และลอยผ่านส่วนกักความร้อนไปสู่ส่วนควบแน่นซึ่งมีอุณหภูมิที่ต่ำกว่า ก้อนไอ
จะเกิดการควบแน่นและยุบตัวลงไปในที่สุด ดังนั้นสารทำงานที่เป็นก้อนไอก็จะสามารถถ่ายเทความ
ร้อนจากปลายด้านหนึ่งไปสู่ปลายอีกด้านหนึ่งได้ ถ้าอุณหภูมิระหว่างส่วนทำระเหยและส่วน
ควบแน่นมีค่าแตกต่างกัน และเมื่ออุณหภูมิส่วนทำระเหยเพิ่มขึ้นก้อนไอจะมีความยาวลดลงแต่จะมี
ความถี่ของการสันที่สูงขึ้น ความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสันนั้น
ขึ้นอยู่กับขนาดของท่อ จำนวนโค้งเลี้ยว ความยาวส่วนทำระเหย โดยที่คุณลักษณะการถ่ายเทความ
ร้อนของท่อความร้อนแบบสันจะเพิ่มขึ้นเมื่อ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อความร้อนมีค่า
สูงขึ้น แต่ต้องไม่เกินค่าเส้นผ่านศูนย์กลางวิกฤต ความยาวส่วนทำระเหยรวมทั้งจำนวนโค้งเลี้ยวที่

มากจะทำให้ท่อความร้อนแบบสันสามารถทำงานในมุมการทำงาน 0 องศา หรือในมุมการทำงาน ติดลบ (ส่วนทำระเหยอยู่ด้านบน) ได้ โดยมุมเอียงที่ทำให้ได้ค่าคุณลักษณะการส่งถ่ายความร้อนที่ดี ที่สุดอยู่ระหว่าง 80-85 องศาจากแนวระดับในกรณีของ CEOHP และ อยู่ระหว่าง 80-90 องศาจาก แนวระดับในกรณี CLOHP ทั้งนี้ สารทำงานที่มีค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอสูง จะให้ค่า คุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่า

2.3 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องในงานวิจัย

2.3.1 คุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของ OHP

คุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของ OHP หมายถึง เมื่อท่อความร้อนทำงาน สารทำงาน จะรับความร้อนจากส่วนทำระเหย และระเหยพาความร้อนไปคายให้กับส่วนควบแน่นโดยการกลั่น ตัว จึงเกิดการถ่ายเทความร้อนขึ้น ซึ่งเป็นไปตามความสัมพันธ์ของ ผลต่างระหว่างอุณหภูมิของ แหล่งให้ความร้อนกับแหล่งรับความร้อน (ΔT) ต่อค่าความต้านทานความร้อนรวม (R) ดัง สมการ ที่ 2.19

$$Q = \frac{\Delta T}{R} \quad (2.19)$$

ในการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนนั้น คุณสมบัติอีกประการหนึ่งที่เป็นตัว ควบคุมการส่งถ่ายความร้อนซึ่งถือได้ว่าเป็นคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนด้วย คือค่าความต้านทานความร้อน แสดงไว้ในสมการที่ 2.20 ดังนี้

$$R = \frac{(T_{\text{evap}} - T_{\text{cond}})}{Q} \quad (2.20)$$

และในการที่จะหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่สารหล่อเย็นได้รับที่ส่วนควบแน่น โดยวัดค่าอุณหภูมิของสารหล่อเย็นทั้งขาเข้าและขาออก จากนั้นนำมาคำนวณโดยใช้สมการที่ 2.21

$$Q = \dot{m} C_p (T_{\text{out}} - T_{\text{in}}) \quad (2.21)$$

2.3.2 ตัวแปรไร้มิติ

คือ กลุ่มของตัวแปรที่ไม่มีหน่วย ซึ่งตัวแปรที่เกี่ยวข้อง ที่สำคัญมีดังนี้

2.3.2.1 ตัวเลขบอนด์ (Bond number, Bo) เป็นอัตราส่วนของแรงลอยตัวต่อแรงตึงผิวของของไหลใดๆสามารถนิยามได้ดังนี้

$$Bo = d \left[g \left(\frac{\rho_l - \rho_v}{\sigma} \right) \right]^{1/2} \quad (2.22)$$

2.3.2.2 ตัวเลขคุทาเทลาดเซ (Kutateladze number, Ku) เป็นอัตราส่วนของฟลักซ์ความร้อนที่ให้ต่อ ฟลักซ์ความร้อนวิกฤตของของไหลนั้น สามารถนิยามได้ดังนี้

$$Ku = \frac{q_e}{\rho_v h_{fg} \left[\sigma g \left(\frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_v^2} \right) \right]^{1/4}} \quad (2.23)$$

2.3.2.3 ค่าอัตราส่วนสนทัด

เป็นสัดส่วนของความยาวส่วนทำระเหยต่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ ซึ่งแสดงถึงทรงของท่อความร้อน ซึ่งเขียนเป็นสมการดังนี้

$$\text{อัตราส่วนสนทัด} = \frac{Le}{D_i} \quad (2.24)$$

2.3.2.4 ตัวเลขของWallis (Wa)

เป็นตัวแปรไร้มิติที่สามารถใช้ในการอธิบายถึงการเกิดการหอบของเหลวเนื่องจากความเร็วไอ ซึ่งมีสมการดังนี้

$$Wa = \left(1 + \frac{\rho_v}{\rho_l} \right) \quad (2.25)$$

นอกจากนี้อาจมีตัวแปรไร้มิติอื่นที่เกี่ยวข้องด้วย เช่น ตัวแปรไร้มิติที่เกี่ยวข้องกับความเร็วของสารทำงาน คือ ตัวเลขเรย์โนลด์ (Reynolds number, Re)

2.3.3 รูปแบบการไหลภายในท่อ

2.3.3.1 รูปแบบการไหลภายในท่อน้ำตัดกลมในแนวดิ่ง จะมีรูปแบบการไหล ทั้งก๊าซ และของเหลวไหลขึ้นด้านบนดังแสดงในรูป 2.3 ซึ่งแบ่งได้ 5 รูปแบบ ดังนี้

- การไหลแบบเป็นฟอง (Bubble flow) รูปแบบการไหลที่มีฟองก๊าซเล็กๆกระจาย เป็นจุดๆ ไหลปะปนกับของเหลว และสถานะของเหลวจะต่อเนื่อง

- การไหลแบบเป็นก้อน (Slug flow or Plug flow) รูปแบบการไหลที่มีฟองก๊าซที่มี รูปร่างคล้ายกระสุนไหลขึ้นสู่ด้านบน โดยมีของเหลวชั้นกลางพร้อมกับมีก๊าซปะปนบ้าง โดย ขณะเดียวกันมีฟิล์มของเหลวล้อมรอบฟองก๊าซรูปกระสุน

- การไหลแบบเป็นโพรง (Churn flow) รูปแบบการไหลที่มีรูปร่างของฟองก๊าซบิดเบี้ยว ไป เนื่องจากฟองก๊าซมีความเร็วในการไหลเพิ่มขึ้น โดยที่รูปแบบการไหลแบบนี้อาจจะไม่มีการสัมผัส ของของเหลวให้เห็นเมื่อท่อมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางน้อยๆ

- การไหลแบบวงแหวน (Annular flow) รูปแบบการไหลที่มีการไหลของก๊าซอยู่ใน แกนกลางท่อมีหยดของเหลวเล็กๆ ปะปนไปด้วย และขณะเดียวกันก็มีการไหลเป็นฟิล์มที่ผิวท่อ

- การไหลแบบวงแหวนแทรก (Wispy annular flow) รูปแบบการไหลที่มีการไหลขึ้น ของก๊าซอยู่แกนกลางท่อ โดยที่หยดของเหลวได้ปะปนไปกับก๊าซนั้นได้รวมตัวกันเป็นริ้วปนกันไป ด้วย และขณะเดียวกันก็มีการไหลของของเหลวเป็นฟิล์มที่ผิวท่อ ซึ่งการเกิดการรวมตัวของหยด ของเหลวเล็กๆ เนื่องจากอัตราการไหลของฟิล์มของเหลวเพิ่มขึ้นทำให้ความหนาแน่นของหยด ของเหลวมากขึ้นด้วย



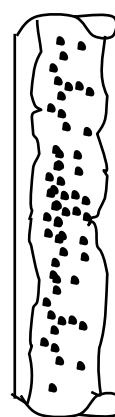
Bubble flow



Slug or Plug flow



Churn flow



Annular flow



Wispy annular flow

รูป 2.3 รูปแบบการไหลในท่อน้ำตัดกลมในแนวดิ่ง

ที่มา : Hewitt (1994)

2.3.3.2 รูปแบบการไหลภายในท่อหน้าตัดกลมในแนวระดับ จะแบ่งออกได้ 5 แบบ ดังแสดงในรูปที่ 2.4

- การไหลแบบแยกชั้น (Stratified flow) รูปแบบการไหลจะมีการแยกตัวออกจากกันเนื่องจากแรงดึงดูด โดยที่ก๊าซจะไหลไปตามด้านบนท่อ และของเหลวจะไหลไปที่แนวด้านล่างของท่อ

- การไหลแบบแยกชั้นผิวคลื่น (Stratified wavy flow) รูปแบบการไหลที่มีความเร็วของก๊าซเพิ่มขึ้นจากรูปแบบการไหลแบบแยกชั้น ทำให้เกิดคลื่นขึ้นที่ผิวรอยต่อระหว่างก๊าซกับของเหลว

- การไหลแบบฟองฟุ้ง (Dispersed bubble flow) รูปแบบการไหลที่มีฟองก๊าซกระจายปะปนในของเหลวมีแนวโน้มของฟองก๊าซจะรวมกันที่ด้านบนของท่อ เมื่อระบบมีความเร็วในการไหลมากขึ้นฟองก๊าซจะกระจายตัวได้สม่ำเสมอมากขึ้น

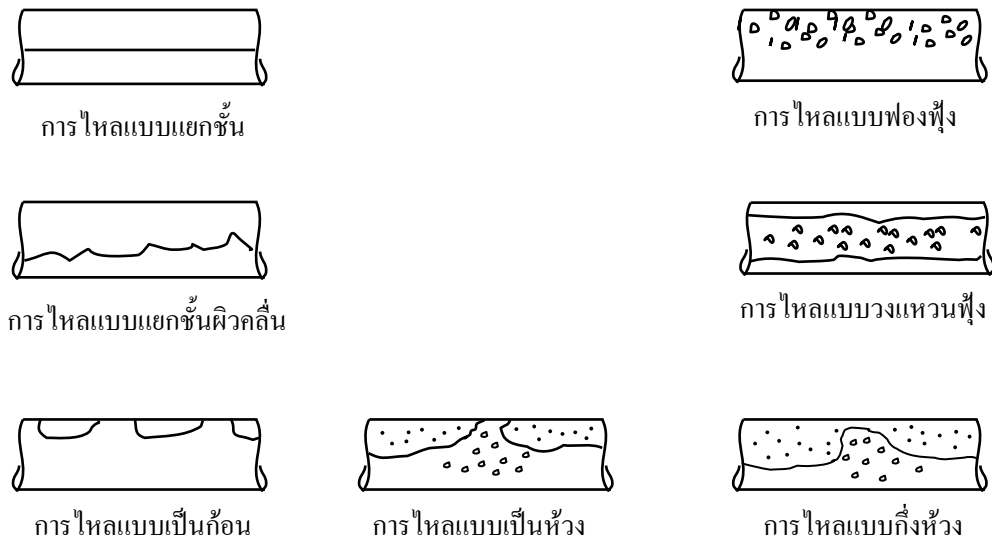
- การไหลแบบวงแหวนฟุ้ง (Annular - dispersed flow) รูปแบบการไหลที่คล้ายกับท่อที่อยู่ในแนวตั้ง แต่ความหนาของแผ่นฟิล์มจะสม่ำเสมอ โดยที่ด้านล่างของท่อความหนาของแผ่นฟิล์มก็จะมากกว่า

- การไหลแบบเป็นช่วง (Intermittent flow) รูปแบบการไหลนี้แบ่งออกได้ 3 รูปแบบด้วยกัน

- ก. การไหลแบบเป็นก้อน (Plug flow) รูปแบบการไหลที่คล้ายกับท่อในแนวตั้งแต่จะแนบชิดกับผิวท่อด้านบน

- ข. การไหลแบบเป็นห้วง (Slug flow) รูปแบบการไหลที่ของเหลวที่มีสภาพเป็นชั้นไปอุดหน้าท่อนั้นจะมีฟองก๊าซปะปนไปด้วย

- ค. การไหลแบบกึ่งห้วง (Semi-slug flow) เป็นรูปแบบการไหลที่มีฟองก๊าซเกิดขึ้นที่คลื่นโดยคลื่นไม่สามารถที่จะก่อตัวเป็นก้อนของเหลวไปปิดกั้นท่อหรือสัมผัสกับผนังท่อด้านบนได้



รูป 2.4 รูปแบบการไหลในท่อหน้าตัดกลมในแนวระดับ

ที่มา : Hewitt (1994)

2.3.4 ความหนาแน่นความร้อนวิกฤต

มีการค้นพบปรากฏการณ์ความหนาแน่นความร้อนวิกฤตในปี 1934 เมื่อ Nukiyama ทำการทดลองหาค่าอัตราความร้อนสูงสุดในการเดือดแบบแอ่งอ้อมตัวเพื่อแก้ปัญหาในการเพิ่มอัตราการระเหยของหม้อไอน้ำสำหรับเรือดำน้ำ ตั้งแต่นั้นเป็นต้นมา มีการศึกษาความหนาแน่นความร้อนวิกฤตมากมายซึ่งเกี่ยวข้องกับการเดือด โดยปรกติความหนาแน่นความร้อนวิกฤตที่เกิดขึ้นในท่อที่มีของไหลสองสถานะสามารถแบ่งได้เป็น 2 สาเหตุดังนี้

2.3.4.1 เกิดจากการเดือดแบบฟิล์ม (Film boiling)

สภาวะที่เกิดความหนาแน่นความร้อนวิกฤตซึ่งมีสาเหตุมาจากการเดือดแบบฟิล์มสามารถอธิบายปรากฏการณ์ได้คือเมื่อป้อนความร้อนให้แก่ท่อซึ่งมีของเหลวอยู่ภายใน ของเหลวจะเกิดการเดือดแบบฟองที่ผิวรอยต่อระหว่างท่อบรรจุกับของเหลวและจากตัวออกท่อบรรจุ จากนั้นเมื่อให้ความร้อนแก่ท่อเพิ่มขึ้นจำนวนของฟองไอน้ำจำนวนเพิ่มมากขึ้นและเกิดการรวมตัวของฟองไอน้ำในแต่ละฟอง การรวมตัวของฟองไอน้ำในแต่ละฟองนี้ทำให้เกิดเป็นฟิล์มบางๆเคลือบอยู่ที่ผิวรอยต่อระหว่างท่อบรรจุกับของเหลว เหตุนี้ทำให้ของเหลวที่อยู่ด้านบนไม่สามารถไหลเข้ามาหล่อเลี้ยงท่อบรรจุได้จึงเป็นสาเหตุให้เกิดการแห้งและไหม้ขึ้นที่ตำแหน่งนี้การเกิดสภาวะวิกฤตในลักษณะนี้ส่วนใหญ่จะพบในการเดือดที่มีลักษณะเป็นแอ่ง (Pool boiling)

2.3.4.2 เกิดจากการหอบของเหลว (Flooding)

พฤติกรรมการหอบของเหลวภายในท่อสามารถอธิบายได้ดังนี้ เมื่อให้ความร้อนแก่ท่อซึ่งมีของเหลวไหลลงด้านล่างตามผนังท่อและมีไอน้ำวิ่งสวนทางขึ้นทางขึ้นด้านบน เมื่อให้ความร้อนเพิ่มขึ้นจนถึงระดับหนึ่งซึ่งไอน้ำมีความเร็วมากเพียงพอที่จะสามารถต้านการไหลของของเหลวและหอบของเหลวให้ไหลย้อนกลับขึ้นไปสู่ทางด้านบน การที่ปริมาณของเหลวที่ไหลลงมาเกิดการหยุดที่ผนังท่อที่มีการไหลสองสถานะสวนทางกันเช่นนี้เรียกว่า” การท่วม” เนื่องจากของเหลวไม่สามารถไหลลงมาด้านใต้จึงทำให้ผิวท่อเกิดการแห้งและไหม้ในที่สุด จากการพิจารณาการไหลสองสถานะไหลสวนทางกันที่ประกอบด้วยของเหลวไหลลงด้านล่างตามธรรมชาติและก๊าซถูกบังคับให้ไหลย้อนขึ้นทางด้านบนในท่อแนวดิ่ง Wallis (1996) ได้เสนอสมการสหสัมพันธ์ดังนี้

$$(J_v^*)^{1/2} + (J_l^*)^{1/2} = C_w \quad (2.45)$$

โดยที่

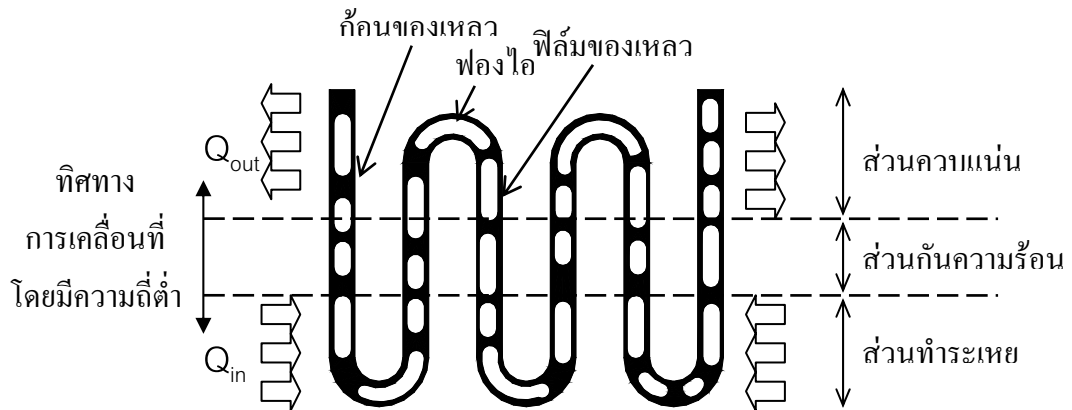
$$J_v^* = J_v \sqrt{\frac{\rho_v}{gD(\rho_l - \rho_v)}} \quad (2.46a)$$

$$J_l^* = J_l \sqrt{\frac{\rho_l}{gD(\rho_l - \rho_v)}} \quad (2.46b)$$

โดยที่ J_v และ J_l เป็นความเร็วที่ผิวหน้านิยามตามพื้นที่หน้าตัดรวมของท่อของก๊าซและของเหลวตามลำดับ และ $C_w = 1.0$

2.3.5 สมมุติฐานการเกิดสภาวะวิกฤตของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด

เนื่องจากสาเหตุเกี่ยวกับการเกิดสภาวะวิกฤตของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด ยังไม่เป็นที่ชัดเจนดังนั้นจำเป็นต้องตั้งสมมุติฐานของสาเหตุการเกิดสภาวะวิกฤตโดยมีการศึกษาของ Anuchitchanchai et al (2002) ได้ตั้งสมมุติฐานการเกิดสภาวะวิกฤตเนื่องจากการเกิดการหอบของเหลวตรงปากทางส่วนทำระเหยซึ่งมีรายละเอียดดังนี้ เมื่อบรรจุสารทำงานเข้าไปในท่อความร้อนชนิดสันแบบปลายปิดซึ่งทำการดูดอากาศออกแล้ว สารทำงานในท่อความร้อนจะทำการจัดเรียงตัวอยู่ในลักษณะก้นของเหลวและฟองไอน้ำสลับกันดังรูป 2.5 โดยมีฟิล์มของเหลวเคลือบบาง ๆ ที่ผนังท่อ



รูปที่ 2.5 แบบจำลองการจัดเรียงตัวของสารทำงานภายใน CEOHP

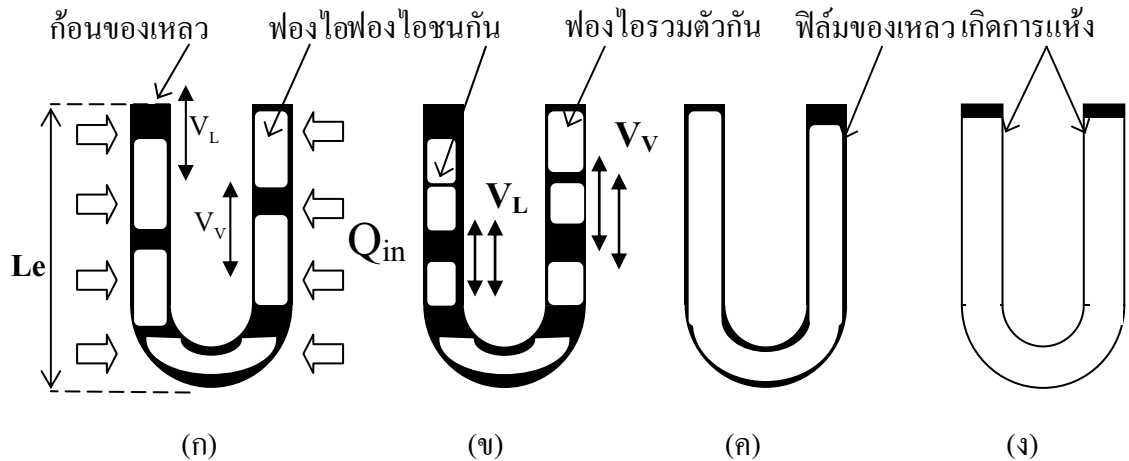
รูป 2.6 แสดงแบบจำลองการเกิดสภาวะวิกฤติโดยแสดงเฉพาะส่วนทำระเหยที่โค้งเดียว โดยสมมุติฐานของการเกิดขีดจำกัดสมรรถนะของท่อความร้อนแบบสันชนปิดคือ

1. เมื่อเริ่มให้ความร้อนแก่ท่อความร้อนแบบสันชนปิด สารทำงานในท่อความร้อนซึ่งอยู่ในรูปแบบฟองไอและก้อนของเหลวจะเกิดการสั่นในแนวแกนดังรูป 2.6(ก)

2. เมื่อให้ความร้อนแก่ท่อความร้อนแบบสันชนปิดเพิ่มมากขึ้นเรื่อย ๆ ฟองไอจะมีความเร็วในแนวแกนสูงมากโดยที่ฟองไอแต่ละฟองอาจมีความเร็วในแนวแกนแตกต่างกัน และเกิดการชนกัน ในบางครั้งฟองไอที่ส่วนทำระเหยอาจมีการรวมตัวกันเป็นฟองไอที่มีขนาดยาวขึ้น แต่ยังไม่เกิดการแยกออกจากกัน เนื่องจากแรงเนื่องจากความดันของฟองไอยังไม่สามารถเอาชนะแรงดึงดูดของฟองไอได้ ดังรูป 2.6(ข)

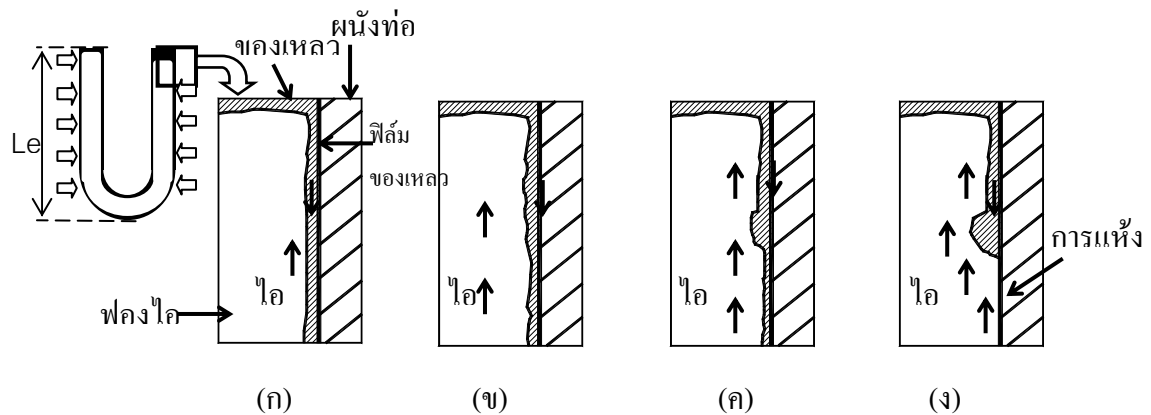
3. เมื่อให้ความร้อนแก่ท่อความร้อนแบบสันชนปิดเพิ่มมากขึ้นเรื่อย ๆ แรงเนื่องจากความดันแตกต่างของฟองไอจะสูงขึ้นจนสามารถเอาชนะแรงดึงดูดของฟองไอได้ ฟองไอก็จะรวมตัวกันเป็นฟองไอที่มีลักษณะยาวจนเต็มส่วนทำระเหย ดังรูป 2.6(ค) ในกระบวนการนี้ฟองไอก็จะไม่สามารถเคลื่อนที่ในแนวแกนได้อีกต่อไป แต่ยังคงมีฟิล์มของเหลวไหลลงมาเคลือบอยู่ที่ผิวของท่อความร้อน

4. เมื่อให้ความร้อนแก่ท่อความร้อนแบบสันชนปิดเพิ่มขึ้นไปอีก ฟิล์มของเหลวจะเกิดการระเหยอย่างรวดเร็วและมีแรงดันไอสูง จนไอที่ระเหยนั้นมีความเร็วไอที่ผิวหน้าสูงพอที่จะไปดันการไหลลงของของเหลว ซึ่งปรากฏการณ์นี้เรียกว่า ปรากฏการณ์การท่วม (Flooding) ในที่สุดฟิล์มของเหลวที่ยังค้างอยู่ในส่วนทำระเหยจะเกิดการระเหยไปจนหมด และท่อความร้อนเกิดการแห้ง (Dry out) ดังรูป 2.6(ง)



รูปที่ 2.6 แบบจำลองการเกิดสภาวะวิกฤติของท่อความร้อนแบบสันชนปิดปลายปิด
แสดงเฉพาะส่วนทำระเหย

รูป 2.7 แสดงขั้นตอนการเกิดปรากฏการณ์การท่วม โดยขยายเฉพาะบริเวณที่เกิดการท่วม ที่ส่วนทำระเหย โดยก่อนที่จะเกิดปรากฏการณ์การท่วมนั้น ไอที่เกิดจากการระเหยของฟิล์มของเหลวและฟิล์มของเหลวมีการไหลสวนทางกันดังรูป 2.7(ก) เมื่อให้ความร้อนแก่ส่วนทำระเหยมากขึ้น จะเกิดการระเหยสูงขึ้นและไอมีความเร็วเพิ่มขึ้น จนความเร็วสัมพัทธ์ที่ผิวหน้ามีค่าเกินค่ากำหนดค่าหนึ่ง หน้าสัมผัสของฟิล์มของเหลวและไอเกิดเป็นรูปคลื่น ดังรูป 2.7(ข) เมื่อฟิล์มของเหลวระเหยมากขึ้น และมีความดันไอมากขึ้นจนไอมีความเร็วสูงมากพอที่จะดันฟิล์มของเหลวไม่ให้อาณาไหลลงมาที่ปลายส่วนทำระเหยได้ ทำให้ฟิล์มของเหลวเกิดการสะสมเป็นก้อนดังรูป 2.7(ค) ในขณะที่ฟิล์มของเหลวก็ยังคงเกิดการระเหยอยู่ ในที่สุดฟิล์มของเหลวจะเกิดการแห้ง และ รูป 2.7(ง) โดยตำแหน่งที่เกิดการแห้งนั้น จะเป็นตำแหน่งที่อยู่ได้ตำแหน่งที่เกิดการท่วม



รูปที่ 2.7 แสดงขั้นตอนการเกิดปรากฏการณ์การท่วม

บทที่ 3

วิธีดำเนินการทดลอง

เพื่อให้การทดลองดำเนินไปอย่างถูกต้องและประสบผลสำเร็จจำเป็นต้องทำอย่างอื่นที่จะต้องทราบถึงแผนการดำเนินการ ตัวแปรที่ใช้ในการทดลอง วิธีการทดลอง และการวิเคราะห์ผลการทดลอง เนื่องจากการวิจัยนี้สามารถแบ่งวิธีการทดสอบออกเป็น 2 ส่วน คือ การวิจัยเชิงปริมาณ และการวิจัยเชิงคุณภาพ ซึ่งสามารถอธิบายในรายละเอียดดังนี้

3.1 การวิจัยเชิงปริมาณของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด ที่สภาวะวิกฤต

ในส่วนนี้จะศึกษาถึงขีดจำกัดสมรรถนะการทำงานของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด ที่มุมเอียงการทำงานต่างๆ โดยตรวจสอบได้จากการวัดอุณหภูมิผิวท่อที่ส่วนทำระเหย และคำนวณหาค่าการส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด ภายใต้เงื่อนไขผลของตัวแปรต่างๆ เช่น มิตินของท่อความร้อน สารทำงานภายในท่อความร้อน และมุมเอียงการทำงาน หลังจากทราบถึงผลของตัวแปรดังกล่าว ที่มีต่อขีดจำกัดสมรรถนะของท่อความร้อนแล้ว จะทำการหาสาเหตุการเกิดขีดจำกัดสมรรถนะของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด ที่มุมเอียงต่างๆ โดยการศึกษาเชิงทฤษฎีถึงรูปแบบการไหลภายใน ซึ่งจะกล่าวในหัวข้อต่อไป

3.1.1 วัตถุประสงค์ของการทดสอบ

3.1.1.1 เพื่อศึกษาผลของตัวแปรที่เกี่ยวข้องกับผลของมุมเอียงที่มีต่อขีดจำกัดสมรรถนะของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด

- ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง
- ความยาวส่วนทำระเหย
- ชนิดของสารทำงาน
- มุมเอียงการทำงานจาก 0-90 องศา จากแนวระดับ

3.1.1.2 เพื่อศึกษาผลของตัวแปรรั่วมิติของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด ที่มุมเอียงการทำงานต่างๆ

3.1.2 ตัวแปรการทดลอง

3.1.2.1 ตัวแปรควบคุม

- อุณหภูมิการทำงาน คือ $60 \pm 5^{\circ}\text{C}$
- อัตราส่วนการเติม 50% โดยปริมาตรรวมภายในท่อ
- ความยาวส่วนทำระเหย ความยาวส่วนฉนวน และความยาวส่วนควบแน่น มีความยาวเท่ากัน

- สารหล่อเย็นที่ใช้สำหรับระบายความร้อนให้แก่ส่วนควบแน่น คือ น้ำกลั่นผสมเอทิลีนไกลคอล อัตราส่วน 50% โดยปริมาตร

3.1.2.2 ตัวแปรอิสระ

- ท่อความร้อนแบบส้นชนิดปลายปิด ทำจากท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2.03, 1.06 และ 0.66 มิลลิเมตร

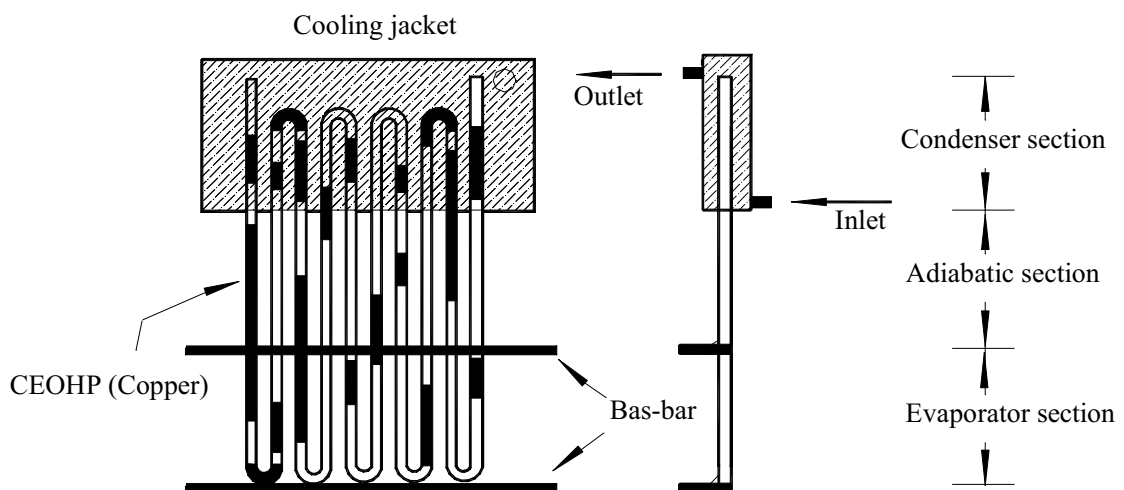
- ความยาวส่วนทำระเหย คือ 150, 100 และ 50 มิลลิเมตร

- สารทำงานที่ใช้ คือ น้ำ เอทานอล และ R123

- มุมเอียงการทำงาน จาก 0-90 องศา จากแนวระดับ

3.1.3 ชุดทดสอบ

3.1.3.1 ท่อความร้อนแบบส้นชนิดปลายปิด ทำมาจากท่อทองแดง แบบท่อคาปิลลารีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 0.66 1.06 และ 2.03 มิลลิเมตรตามลำดับ โดยแบ่งออกเป็น 3 ส่วน คือ ส่วนทำระเหย ส่วนฉนวน และส่วนควบแน่น ซึ่งทั้งสามส่วนมีความยาวเท่ากัน ปลายทั้งสองข้างของท่อปิดแยกออกจากกัน โดยปลายด้านหนึ่งจะติดวาล์วเติมสารทำงานเพื่อใช้ในการเติมสารทำงาน และทำการเชื่อมแผ่นทองแดงที่ปลายด้านล่าง และด้านบนส่วนทำระเหย เพื่อใช้ในการให้ความร้อนโดยการเหนี่ยวนำด้วยไฟฟ้า ดังแสดงในรูป 3.1



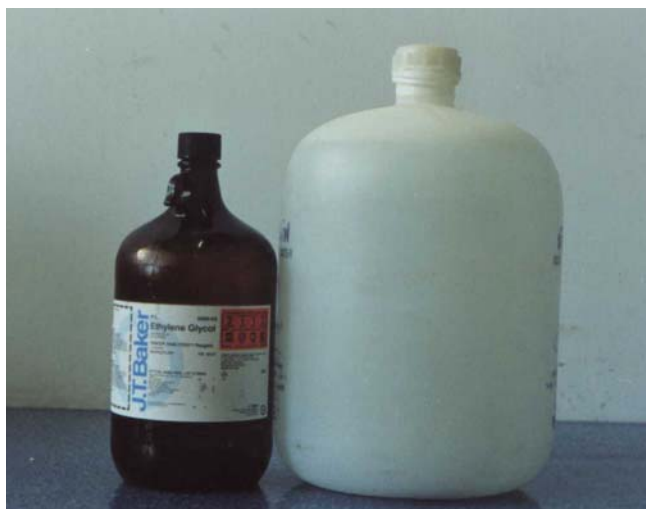
รูป 3.1 ท่อความร้อนแบบส้นชนิดปลายปิด

3.1.3.2 ก่อความเย็น ทำจากแผ่นสังกะสี ใช้บรรจุของไหลระบายความร้อนจากส่วนควบแน่น โดยขนาดของกล่องขึ้นอยู่กับความยาวของส่วนควบแน่น ดังแสดงในรูป 3.2



รูป 3.2 ท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิดที่ติดกล่องความเย็น

3.1.3.3 น้ำกลั่นผสม เอทิลีนไกลคอล ในอัตราส่วน 50% โดยปริมาตร ซึ่งใช้เป็นของไหลระบายความร้อนจากส่วนควบแน่นไปยังอ่างทำเย็น เป็นสารผสมที่มีจุดเยือกแข็งต่ำถึง -35°C ดังแสดงในรูป 3.3



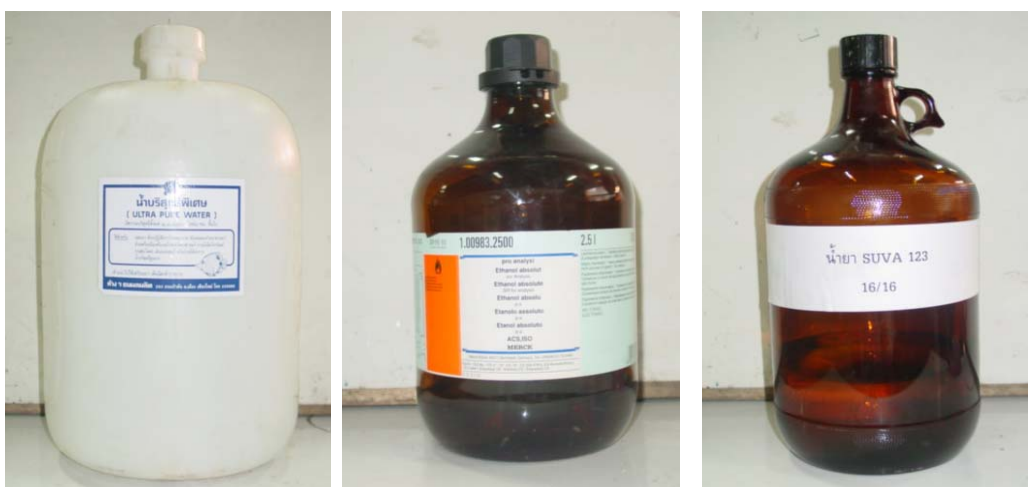
รูป 3.3 น้ำกลั่นผสม เอทิลีนไกลคอล

3.1.3.4 แท่นติดตั้งและทดสอบท่อความร้อน เป็นแท่นทดสอบที่ใช้ในการวิจัยครั้งนี้ โดยสามารถปรับมุมเอียงในการทดสอบได้จาก 0 ถึง 90 องศาจากแนวดิ่ง ดังแสดงในรูป 3.4



รูป 3.4 แท่นติดตั้งและทดสอบท่อความร้อน

3.1.3.5 สารทำงาน ได้แก่ น้ำ (H_2O) เอทานอล (C_2H_5OH) และ R123 ($CHCl_2CF_3$) ดังแสดงในรูป 3.5



รูป 3.5 สารทำงาน น้ำ เอทานอล และ R123

3.1.4 อุปกรณ์ประกอบและเครื่องมือวัด

3.1.4.1 อ่างทำความเย็นยี่ห้อ Bitzer ใช้ควบคุมอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นสำหรับส่วนควบแน่นของท่อความร้อนสามารถปรับอุณหภูมิได้ตั้งแต่ -10 องศาเซลเซียส ถึง 30 องศาเซลเซียส ดังแสดงในรูปที่ 3.6



รูป 3.6 อ่างทำความเย็น

3.1.4.2 เครื่องให้ความร้อน เป็นเครื่องมือให้ความร้อนที่ออกแบบและสร้างขึ้นเป็นพิเศษที่ใช้สำหรับการทดลองนี้ โดยอาศัยหลักการของความต้านทานไฟฟ้า เครื่องมือที่ออกแบบนี้จะมี ความดันไฟฟ้า 0.4 โวลต์ และมีกระแสไฟฟ้า $6,000 - 8,000$ แอมป์ (ขึ้นอยู่กับภาระโหลด) เมื่อผ่าน กระแสไฟฟ้าสู่ท่อความร้อนที่ส่วนทำระเหย ค่าความต้านทานความร้อนของท่อซึ่งมีค่าต่ำกว่าจะทำให้เกิดความร้อนที่ผิวท่อ ช่วงอุณหภูมิที่เครื่องสามารถผลิตความร้อนให้แก่ท่อความร้อน คือ $30 - 470$ องศาเซลเซียส ดังแสดงในรูปที่ 3.7



รูป 3.7 เครื่องให้ความร้อน

3.1.4.3 เครื่องบันทึกข้อมูล (Data logger) ยี่ห้อ Yokogawa รุ่น DX112-1-2 ขนาด 12 ช่องสัญญาณ มีช่วงการวัดอุณหภูมิ -100 องศาเซลเซียส ถึง 1300 องศาเซลเซียส มีความแม่นยำ ± 0.2 องศาเซลเซียส ดังแสดงในรูปที่ 3.8

รูป 3.8 เครื่องบันทึกข้อมูล

3.1.4.4 เทอร์โมคัปเปิล (Thermocouple) ยี่ห้อ OMEGA Type K ใช้ร่วมกับเครื่องบันทึกข้อมูลในข้อ 3.1.4.3 ใช้วัดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าและออกจากส่วนควบแน่น และแผ่นให้ความร้อนส่วนทำระเหย ดังแสดงในรูปที่ 3.9



รูป 3.9 เทอร์โมคัปเปิล

3.1.4.5 ชุดเติมสารทำงาน เป็นชุดอุปกรณ์ที่ใช้ในการเติมสารทำงาน เข้าสู่ท่อความร้อน ซึ่งประกอบด้วย ปัมป์สุญญากาศ, วาล์ว, เกจวัดความดัน และสายเติมสารทำงาน ดังแสดงในรูป 3.10



รูป 3.10 ชุดเติมสารทำงาน

3.1.4.6 อุปกรณ์วัดอัตราการไหล ยี่ห้อ Platon รุ่น PGB411 ความแม่นยำในการวัด ± 0.1 l/min ในช่วงการทำงาน 0.4 - 4.4 l/min ดังแสดงในรูป 3.11 ใช้สำหรับวัดอัตราการไหลของสารหล่อเย็นที่ป้อนให้กับกล่องเย็นที่ส่วนควบแน่น

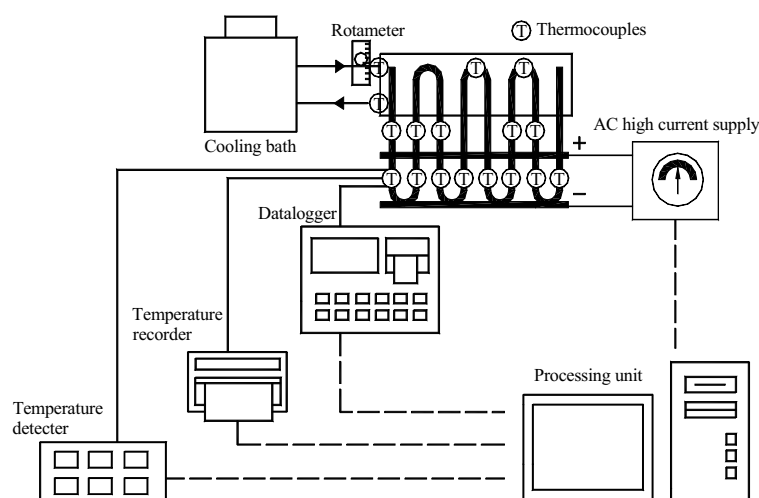


รูป 3.11 มิเตอร์วัดอัตราการไหล

3.1.5 ขั้นตอนการทดสอบ

3.1.5.1 บรรจุสารทำงานเข้าในท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด โดยใช้ชุดเดิมสาร

3.1.5.2 ติดตั้งสายเทอร์โมคัปเปิลเข้ากับท่อความร้อน โดยติดที่ตำแหน่งตรงกลางของส่วนทำระเหย 10 จุด ส่วนฉนวน 4 จุด และปลายสุดของส่วนควบแน่น 4 จุด จากนั้นติดตั้งท่อความร้อนที่หุ้มฉนวนแล้วเข้ากับแท่นทดสอบ ที่สามารถปรับมุมเอียงการทำงานได้ จาก 0 – 90 องศาจากแนวระดับ พร้อมกับติดตั้งเครื่องมือวัด ดังแสดงในรูป 3.12



รูป 3.12 การติดตั้งอุปกรณ์การทดสอบ

3.1.5.3 จากนั้นทำการติดตั้งสายเทอร์โมคัปเปิล ที่ตำแหน่งขาเข้าและขาออกของกล่องเย็น และสัญญาณทุกจุดจากเทอร์โมคัปเปิลจะต่อเข้ากับเครื่องแสดงผล เพื่อเก็บข้อมูลนำไปวิเคราะห์ ในขั้นตอนต่อไป

3.1.5.4 บรรจุสารหล่อเย็น (น้ำกลั่นผสม เอทิลีนไกลคอล ในอัตราส่วน 50% โดยปริมาตร) ลงในอ่างทำเย็น เปิดสวิทช์อ่างทำเย็น

3.1.5.5 เปิดสวิทช์ชุดให้ความร้อน

3.1.5.6 ควบคุมอุณหภูมิของส่วนฉนวนอยู่ในช่วง $60 \pm 5^{\circ}\text{C}$ โดยการปรับอุณหภูมิของอ่างทำเย็น และอัตราการไหลของสารหล่อเย็น

3.1.5.7 เมื่อระบบเข้าสู่สภาวะคงตัว ทำการบันทึกอุณหภูมิทุกจุด และวัดอัตราการไหลของสารระบายความร้อนที่ส่วนควบแน่น จากนั้นให้ความร้อนเพิ่มขึ้นแก่ส่วนทำระเหย โดยการปรับแรงดันไฟฟ้าของเครื่องให้ความร้อน ทำการทำซ้ำจนกระทั่งอุณหภูมิผิวท่อของส่วนทำระเหย

หนึ่งจุด หรือทั้งหมดเริ่มเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว ซึ่งแสดงถึงการเข้าใกล้สภาวะวิกฤต และทำการหาอัตราการส่งถ่ายความร้อนที่สภาวะนี้ โดยใช้สมการที่ 3.1

3.1.5.8 นำค่าอุณหภูมิความแตกต่างของสารระบายความร้อนทางขาเข้าและออก ที่ส่วนควบแน่นที่ได้จากเครื่องบันทึกอุณหภูมิ และอัตราการไหล มาคำนวณค่าความหนาแน่นความร้อนวิกฤตในแต่ละการทดสอบโดยใช้สมการที่ 3.2 ทำการทดลองซ้ำจำนวน 3 ครั้งเพื่อยืนยันผลการทดสอบ

3.1.5.9 ทำการทดสอบท่อความร้อนจนครบ โดยในการทดสอบท่อความร้อนนั้นจะเริ่มจากมุมเอียงการทำงานที่ 90 องศาจากแนวระดับ (Bottom heat mode) แล้วปรับลดลงทีละ 10 องศาจนกระทั่งถึงมุมการทำงานที่ 0 องศา (Horizontal heat mode)

3.1.6 ขั้นตอนการวิเคราะห์ผลการทดลอง

3.1.6.1 การวิเคราะห์ข้อมูลของค่าอัตราการส่งถ่ายความร้อนวิกฤตวิเคราะห์ได้จากการหาค่าอัตราการส่งถ่ายความร้อนโดยวิธี calorific คำนวณจากสมการ

$$Q_c = \dot{m} C_p (T_{out} - T_{in}) \quad (3.1)$$

เมื่อ $\dot{m}$ คือ อัตราการไหลเชิงมวลของสารระบายความร้อน
 C_p คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะของสารหล่อเย็น
 $(T_{out} - T_{in})$ คือ ความแตกต่างของอุณหภูมิของสารระบายความร้อนขาเข้า และขาออกของกล่องเย็นที่ส่วนควบแน่น

เพื่อที่จะทราบถึงผลของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน ความยาวส่วนทำระเหย ที่มีต่อขีดจำกัดสมรรถนะของท่อความร้อน จึงจำเป็นต้องแสดงผลในรูปของความหนาแน่นความร้อนวิกฤต (q_c) แสดงในสมการที่ 3.2

$$q_c = \frac{Q_c}{\pi D_o L_c N} \quad (3.2)$$

เมื่อ Q_c คือ อัตราการส่งถ่ายความร้อนวิกฤต (W)
 D_o คือ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อความร้อน (m)
 L_c คือ ความยาวส่วนควบแน่น (m)
 N คือ จำนวนโค้งเกลียวของท่อความร้อนที่ส่วนควบแน่น

ในการคำนวณหาอัตราการส่งถ่ายความร้อนวิกฤตในสมการที่ 3.1 จำเป็นต้องทราบค่าของอัตราการไหลของสารหล่อเย็น และผลต่างของอุณหภูมิขาเข้าและขาออกของสารระบายความร้อน โดยอ่านจากเครื่องบันทึกข้อมูล จะเห็นว่าเครื่องมือวัดแต่ละตัวนั้นจะมีค่าความผิดพลาดของเครื่องมือวัดอยู่ด้วย ดังนั้นค่าอัตราการส่งถ่ายความร้อนวิกฤตที่คำนวณได้นั้นจึงมีค่าความผิดพลาดด้วย ซึ่งค่าความผิดพลาดของอัตราการส่งถ่ายความร้อนวิกฤตนั้นสามารถหาได้จากสมการดังนี้

$$dQ = \left(\left(\frac{\partial Q}{\partial \dot{m}} d\dot{m} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial C_p} dC_p \right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial T_{out}} dT_{out} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial T_{in}} dT_{in} \right)^2 \right)^{1/2} \quad (3.3)$$

เนื่องจากค่า C_p เป็นค่าคงที่จึงทำให้พจน์ $\left(\frac{\partial Q}{\partial C_p} dC_p \right)^2$ มีค่าเท่ากับศูนย์ สมการที่ 3.3 จึงลดรูปเหลือ

$$dQ = \left(\left(\frac{\partial Q}{\partial \dot{m}} d\dot{m} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial T_{out}} dT_{out} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial T_{in}} dT_{in} \right)^2 \right)^{1/2} \quad (3.4)$$

เมื่อ dQ คือ ค่าความผิดพลาดของเครื่องมือวัด
 $d\dot{m}$ คือ ค่าความละเอียดจากการวัดอัตราการไหล
 dT_{out} และ dT_{in} คือ ค่าความละเอียดจากการวัดอุณหภูมิ

3.1.6.2 การวิเคราะห์ตัวแปรไร้มิติ

เนื่องจากการศึกษาถึงผลของมุมเอียงที่มีต่อขีดจำกัดสมรรถนะของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลาย ดังนั้นเพื่อจะกำจัดผลของปัจจัยต่างๆ เช่น มิตินของท่อ คุณสมบัติของสารทำงาน เป็นต้น ที่มีต่อกลไกการถ่ายเทความร้อน จึงต้องทำการ Normalize อัตราการถ่ายเทความร้อนวิกฤตที่มุมเอียงการทำงานต่างๆ กับอัตราการถ่ายเทความร้อนวิกฤตที่มุมการทำงาน 90 องศา ดังนั้นในการวิเคราะห์ตัวแปรไร้มิตินั้น จึงอยู่ในรูปของ $\frac{Q_c}{Q_{c,90}}$ โดยมีสมการดังนี้

$$\frac{Q_c}{Q_{c,90}} = \frac{\text{The critical heat transfer rate of inclination angle}}{\text{The critical heat transfer rate at vertical position}} \quad (3.5)$$

3.2 การวิจัยเชิงคุณภาพ โดยการศึกษาเชิงทัศน์ของรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบสั่นชนิดปลายปิด ที่สภาวะวิกฤต

การศึกษาเชิงทัศน์ของรูปแบบการไหลภายในของท่อความร้อนแบบสั่นชนิดปลายปิด ที่สภาวะวิกฤต เพื่อหาสาเหตุของการเกิดสภาวะวิกฤต ที่มูมเอียงการทำงานต่างๆ โดยวัตถุประสงค์ของการทดลองมีดังนี้

3.2.1 วัตถุประสงค์ของการศึกษา

3.2.1.1 เพื่อศึกษารูปแบบการไหลภายในของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิดที่สภาวะวิกฤต

3.2.1.2 เพื่อศึกษาถึงผลของมุมเอียง ที่มีต่อรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบสั่นชนิดปลายปิด ที่สภาวะวิกฤต

3.2.1.3 เพื่อศึกษาเชิงทัศน์เกี่ยวกับกลไกการเกิดขีดจำกัดสมรรถนะของท่อความร้อนชนิดสั่นชนิดปลายปิด ที่สภาวะวิกฤต

3.2.2 ตัวแปรในการทดลอง

3.2.2.1 วัสดุสำหรับทำชุดทดสอบท่อความร้อนแบบสั่นชนิดปลายปิด เป็นท่อแก้วที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเป็น 1.0 และ 2.0 มิลลิเมตร

3.2.2.2 วัสดุสำหรับทำชุดให้ความร้อนและชุดระบายความร้อนใช้แผ่นทองแดง

3.2.2.3 สารทำงาน คือ R123

3.2.2.4 ความยาวส่วนทำระเหย (Le) ส่วนกันความร้อน (La) และส่วนควบแน่น (Lc) มีขนาดเท่ากันที่ 50 และ 150 มิลลิเมตร

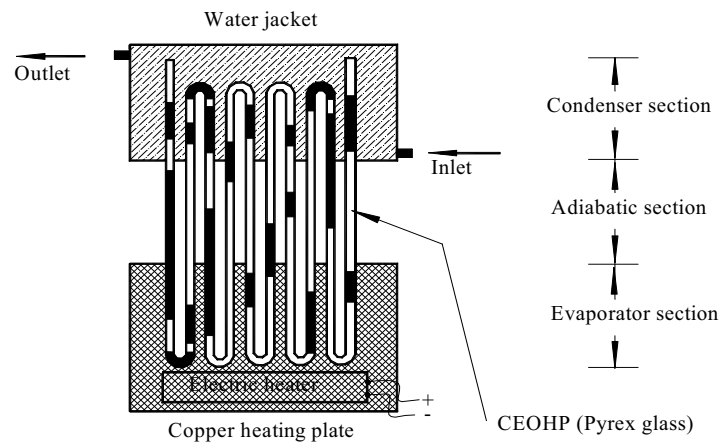
3.2.2.5 จำนวน โค้งเลี้ยวของชุดทดลอง คือ 10 โค้งเลี้ยว

3.2.2.6 มุมเอียง 7 ค่า คือ 0, 5, 10, 30, 50, 70 และ 90 องศา วัดจากแนวระดับ

3.2.2.7 อัตราการเติมสารทำงานประมาณ 50% โดยปริมาตร ซึ่งเป็นค่าที่เหมาะสมสำหรับการทำงานของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด

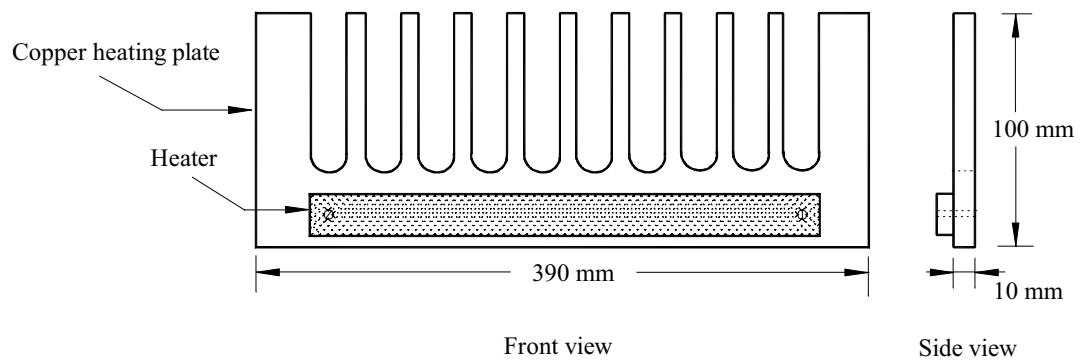
3.2.3 ชุดทดลอง

3.2.3.1 ท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิดที่ทำมาจากท่อแก้ว ที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 1.0 และ 2.0 มิลลิเมตร โดยจะเติมสารทำงานเข้าไปแล้วทำการปิดปลายทั้งสองด้าน ดังแสดงในรูป 3.13



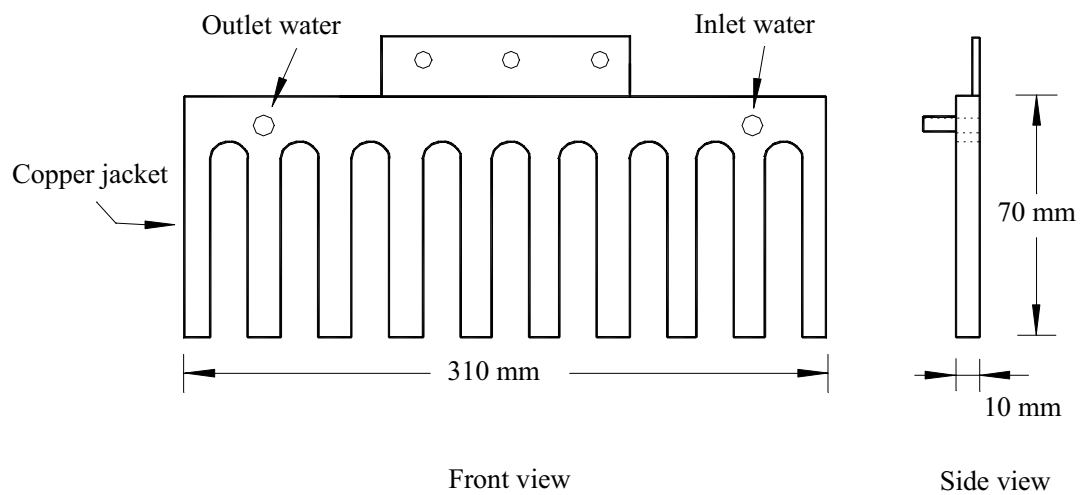
รูป 3.13 ท่อความร้อนแบบสั่นชนิดปลายปิด

3.2.3.2 ชุดให้ความร้อน ทำมาจากแผ่นทองแดงเจาะรู เพื่อสวมเข้ากับท่อความร้อนแบบสั่น และ เป็นตัวให้ความร้อนกับท่อความร้อนแบบสั่น ดังแสดงในรูป 3.14



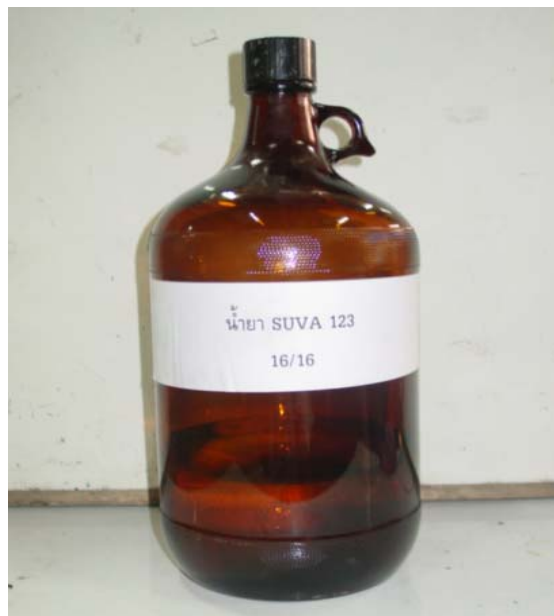
รูป 3.14 ชุดให้ความร้อน

3.2.3.3 ชุดระบายความร้อน ทำมาจากแผ่นทองแดง นำมาประกบแล้วเชื่อมต่อทำเป็นกระเปาะ ระบายความร้อนในส่วนควบแน่น โดยมีรูสำหรับสารหล่อเย็นไหลเข้าออก ดังแสดงในรูป 3.15



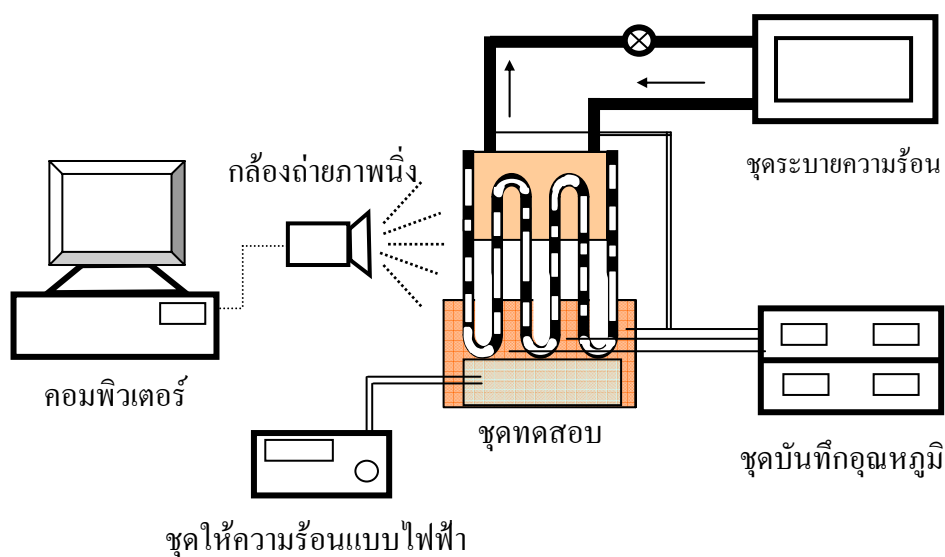
รูป 3.15 ชุดระบายความร้อน

3.2.3.4 สารทำงานที่เติมในท่อความร้อนแบบสันที่ใช้ในการทดสอบ คือ R123 ดังแสดงในรูป 3.16



รูป 3.16 สารทำงาน R123

3.2.3.5 แท่นติดตั้งและทดสอบท่อความร้อน เป็นแท่นทดสอบที่ใช้ในการวิจัยครั้งนี้ โดยสามารถปรับมุมเอียงได้จาก 0 – 90 องศา ดังแสดงในรูป 3.17



รูป 3.17 อุปกรณ์ประกอบและชุดทดสอบท่อความร้อน

3.2.4 อุปกรณ์ประกอบและเครื่องมือวัด

3.2.4.1 อ่างทำความเย็นยี่ห้อ Bitzer ใช้ควบคุมอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นสำหรับส่วนควบแน่นของท่อความร้อนสามารถปรับอุณหภูมิได้ตั้งแต่ -10 องศาเซลเซียส ถึง 30 องศาเซลเซียส ตั้งอุณหภูมิไว้ที่ 20 องศาเซลเซียส แสดงในรูป 3.18



รูป 3.18 อ่างทำความเย็น

3.2.4.2 เครื่องบันทึกข้อมูล (Data logger) ยี่ห้อ Comark รุ่น C8510 ขนาด 10 ช่องสัญญาณ มีช่วงการวัดอุณหภูมิ -100 องศาเซลเซียส ถึง 1300 องศาเซลเซียส มีความแม่นยำ ± 0.2 องศาเซลเซียส ดังแสดงในรูป 3.19



รูป 3.19 เครื่องบันทึกข้อมูล

3.2.4.3 เครื่องชั่งน้ำหนักแบบละเอียด ยี่ห้อ Digicon รุ่น GL มีช่วงของน้ำหนักที่จะชั่ง 0.005 ถึง 9.990 kg ใช้ในการชั่งมวลของน้ำหล่อเย็น ดังแสดงในรูป 3.20



รูป 3.20 เครื่องชั่งน้ำหนักแบบละเอียด

3.2.4.4 กล้องวิดีโอซีห้อ Sony DV cam รุ่น DSR-PD 150 P เลนส์โฟกัส 12 เท่า แบบดิจิทัลใช้บันทึกรูปแบบการไหลของส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นของ ท่อความร้อนแบบสัน ดังแสดงในรูป 3.21

รูป 3.21 กล้องวิดีโอ

3.2.4.5 กล้องถ่ายภาพนิ่งดิจิทัล ซีห้อ Sony DSC-F 707 ความละเอียด CCD 5 ล้านพิกเซล เลนส์โฟกัส 10 เท่า แบบดิจิทัลใช้ในการถ่ายภาพรูปแบบการไหลของส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นของ ท่อความร้อนแบบสัน ดังแสดงในรูป 3.22



รูป 3.22 กล้องถ่ายภาพนิ่งดิจิทัล

3.2.4.6 แผ่นวีดีทัศน์ ขนาดความจุ 1.4 GB ใช้ในการบันทึกรูปแบบการไหลที่เกิดขึ้นใน
ท่อความร้อนแบบสั่น ดังแสดงไว้ในรูป 3.23

รูป 3.23 แผ่นวีดีทัศน์

3.2.4.7 โทรทัศน์สียี่ห้อ JVC ขนาด 21 นิ้ว ใช้ในการศึกษารูปแบบการไหลของท่อความ
ร้อนแบบสั่น ดังแสดงในรูป 3.24



รูป 3.24 โทรทัศน์สี

3.2.5 ขั้นตอนการทดลอง

3.2.5.1 บรรจุสารทำงานเข้าในท่อความร้อนโดยใช้ชุดเดิมสารทำงาน

3.2.5.2 ทำการประกอบชุดทดสอบเข้ากับแท่นทดสอบตามรูปที่ 3.17

3.2.5.3 ติดตั้งสายเทอร์โมคัปเปิล 4 จุดในตำแหน่งของแผ่นให้ความร้อนที่ส่วนทำระเหย เพื่อวัดการกระจายของอุณหภูมิ 2 จุดในตำแหน่งท่อทางเข้าและออกของกระเปาะระบายความร้อน ในส่วนควบแน่นเพื่อหาค่าการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสันปลายปิด และอีก 1 จุด ติดตั้งทางด้านข้างของท่อแก้วในส่วนกันความร้อน

3.2.5.4 บรรจุน้ำสะอาดลงในอ่างทำความเย็นจนเต็มเพื่อใช้ในการระบายความร้อนของ ส่วนควบแน่น หลังจากนั้นเปิดสวิตช์เครื่องทำความเย็น และควบคุมอุณหภูมิอ่างทำความเย็นไว้ ที่ 20 องศาเซลเซียส หลังจากนั้นเปิดวาล์วควบคุมอัตราการไหลของน้ำ

3.2.5.5 เปิดสวิตช์ชุดให้ความร้อน โดยเริ่มให้ความร้อนตั้งแต่ 30 องศาเซลเซียสแล้วเพิ่ม ค่าอุณหภูมิขึ้นครั้งละ 10–20 องศาเซลเซียส หลังจากนั้นรอให้ระบบเข้าสู่สภาวะคงตัว บันทึก อุณหภูมิทุกจุดและวัดอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำหล่อเย็น

3.2.5.6 ทำการถ่ายภาพนิ่ง และภาพวิดีโอที่บันทึกไว้ และสังเกตดูรูปแบบการไหล

3.2.5.7 เพิ่มอุณหภูมิของส่วนทำระเหยขึ้น และทำซ้ำขั้นตอนที่ 3.2.5.5 – 3.2.5.6 จนกว่า จะสังเกตเห็นปรากฏการณ์การแห้งขึ้น

3.2.5.8 ทำการทดสอบท่อความร้อนแบบสันจนครบ โดยในการทดสอบท่อความร้อนแต่ละท่อนั้น จะทำการทดสอบที่มุมเอียงการทำงานที่มุมเอียง 7 ค่า คือ 0, 5, 10, 30, 50, 70 และ 90 องศา วัดจากแนวระดับ

3.2.5.9 นำค่าอุณหภูมิแตกต่างของน้ำหล่อเย็นขาเข้า-ออกในส่วนควบแน่นที่ได้จากการ อ่านจากเครื่องบันทึกอุณหภูมิ และอัตราการไหลมาคำนวณหาแนวโน้มของการถ่ายเทความร้อน ของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิดในแต่ละเงื่อนไขการทดสอบ

3.2.5.10 ทำการวิเคราะห์ภาพนิ่ง และภาพวิดีโอที่ถ่ายได้จากการทดลอง แล้ว เปรียบเทียบผลของอุณหภูมิส่วนทำระเหย ผลของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ ผลของความ ยาวส่วนทำระเหย และผลของมุมเอียงที่มีผลต่อรูปแบบการไหลภายในของท่อความร้อนแบบสัน ชนิดปลายปิดที่สภาวะการทำงานวิกฤต

3.2.6 ขั้นตอนการวิเคราะห์ผลการทดลอง

3.2.6.1 นำผลการทดลองที่ได้ ไปเปรียบเทียบกับทฤษฎีของการไหลที่เกิดขึ้นภายในท่อ ความร้อนแบบสั้น และงานวิจัยที่มีผู้ทำเอาไว้ก่อนหน้านี้ เพื่อที่จะสรุปผลถึงรูปแบบการไหลภายในของท่อความร้อนแบบสั้นปลายปิดที่สภาวะวิกฤต โดยผลที่ได้จากการวิเคราะห์ปรากฏการณ์การไหลภายในของท่อความร้อนแบบสั้นชนิดปลายปิดจะถือว่าเป็นผลของรูปแบบการไหลแบบต่างๆที่มีผลต่อสภาวะวิกฤตของท่อความร้อนแบบสั้นปลายปิด

3.2.6.2 สรุปถึงสาเหตุของการเกิดสภาวะวิกฤตของท่อความร้อนแบบสั้นชนิดปลายปิดที่เกิดจากผลของอุณหภูมิส่วนทำระเหย ผลของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ ผลของความยาวส่วนทำระเหย และผลของมุมเอียง ที่มีต่อรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบสั้นปลายปิดที่สภาวะวิกฤต

บทที่ 4

ผลการทดลอง และวิจารณ์ผลการทดลอง

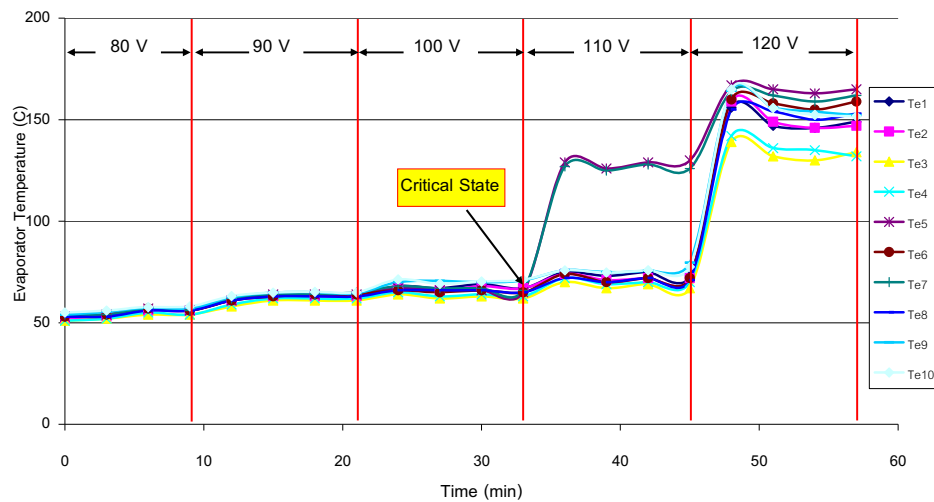
ผลการทดลองสามารถแบ่งออกเป็น 2 ส่วนใหญ่ๆ โดยส่วนแรก เป็นการศึกษาคุณลักษณะการส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด ที่สภาวะวิกฤต ที่มุมเอียงต่างๆ และส่วนที่สองเป็นการศึกษาสาเหตุการเกิดขีดจำกัดสมรรถนะของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด ที่มุมเอียงต่างๆ โดยการศึกษาเชิงทศน์ถึงรูปแบบการไหลภายใน ซึ่งผลการทดลองจากทั้งสองส่วนนี้สามารถนำมาใช้ในการสร้างแบบจำลองคณิตศาสตร์ เพื่อใช้ทำนายขีดจำกัดสมรรถนะของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด ที่มุมเอียงต่างๆ

4.1 คุณลักษณะการส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อนแบบสันปลายปิด ที่สภาวะวิกฤต

4.1.1 ผลของอุณหภูมิส่วนทำระเหย ที่สภาวะวิกฤต

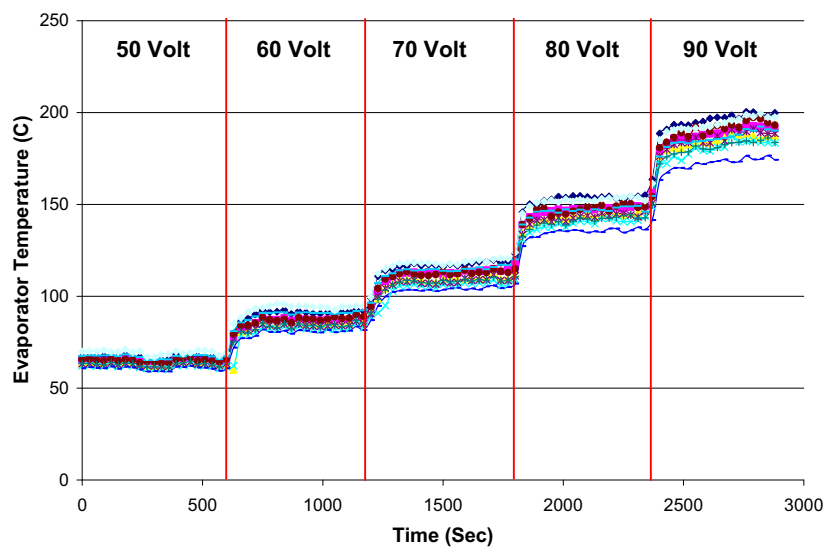
รูป 4.1 แสดงการกระจายของอุณหภูมิผิวท่อที่ส่วนทำระเหยของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด ซึ่งมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2.03 มิลลิเมตร ความยาวส่วนทำระเหย 150 มิลลิเมตร จำนวนโค้งเลี้ยว 10 โค้งเลี้ยว สารทำงาน R123 ที่มุมเอียงการทำงาน 40 องศา

จากรูป 4.1 พบว่า เมื่อให้ความร้อนแก่ส่วนทำระเหยเพิ่มขึ้นทีละน้อย (โดยการปรับโวลต์ที่แหล่งจ่ายไฟฟ้ากระแสสูง แรงดันต่ำ) เมื่อเวลาผ่านไป จนถึงเวลาที่ 33 นาที แรงดันไฟฟ้า 110 โวลต์ อุณหภูมิผิวท่อที่ส่วนทำระเหยจะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว เนื่องจากความดันไอที่ส่วนทำระเหยมีค่าสูงไหลด้านฟิล์มของเหลวควบแน่นจากส่วนควบแน่นให้ไม่สามารถไหลกลับลงมายังส่วนทำระเหยได้อย่างพอเพียง ทำให้ไม่มีของเหลวมาจ่ายยังส่วนทำระเหย จึงทำให้เกิดการแห้งที่บางส่วนของส่วนทำระเหย โดยที่จุดนี้จะนิยามว่า “สภาวะวิกฤต” หรือ “ขีดจำกัดสมรรถนะของท่อความร้อน ”



รูป 4.1 แสดงการกระจายของอุณหภูมิผิวท่อที่ส่วนทำระเหยของท่อความร้อนแบบสั่นชนิดปลายปิด ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 2.03 มิลลิเมตร ความยาวส่วนทำระเหย 150 มิลลิเมตร
จำนวนไค้งเลี้ยว 10 ไค้งเลี้ยว สารทำงาน R123 ที่มุมเอียงการทำงาน 60 องศา

ที่มุมเอียงการทำงานน้อยๆพบว่า เมื่อให้ความร้อนแก่ส่วนทำระเหย อุณหภูมิผิวท่อของส่วนทำระเหยจะเพิ่มขึ้นค่อยข้างจะคงที่ตามการเพิ่มความร้อนที่ให้แก่ส่วนทำระเหย เนื่องจากไม่มีของเหลวควบแน่นจากส่วนควบแน่นไปจ่ายยังส่วนทำระเหยตั้งแต่เริ่มต้น ดังนั้นเมื่อให้ความร้อนแก่ท่อความร้อนอุณหภูมิจึงเพิ่มขึ้นเป็นขั้นบันไดโดยที่สถานะนี้จะนิยามว่า “Initial Dryout” แสดงดังรูป 4.2

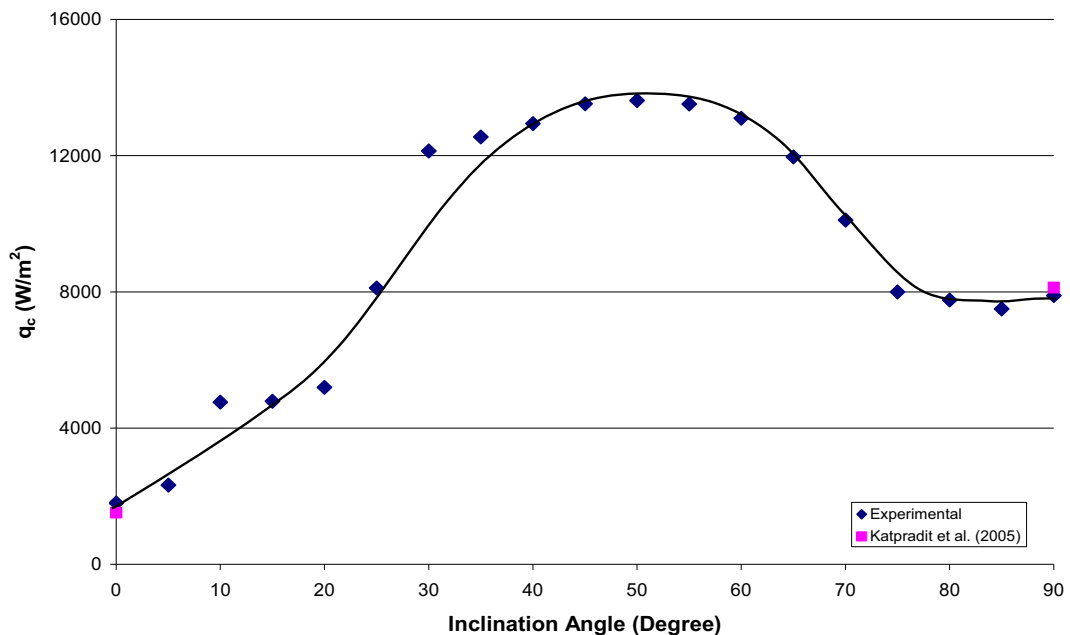


รูป 4.2 แสดงการกระจายของอุณหภูมิผิวท่อที่ส่วนทำระเหยของท่อความร้อนแบบสั่นชนิดปลายปิด ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1.06 มิลลิเมตร ความยาวส่วนทำระเหย 100 มิลลิเมตร
จำนวนไค้งเลี้ยว 10 ไค้งเลี้ยว สารทำงาน น้ำ ที่มุมเอียงการทำงาน 20 องศา

4.1.2 ผลของมุมเอียงที่มีต่อขีดจำกัดสมรรถนะของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด

ในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงผลของมุมเอียงที่มีต่อขีดจำกัดสมรรถนะของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด โดยในที่นี้ขีดจำกัดสมรรถนะของท่อความร้อนจะกล่าวในรูปของค่าความหนาแน่นความร้อนวิกฤต โดยที่การทดลองในแต่ละมุมเอียงการทำงานจะทำการทดลองซ้ำ 3 ครั้ง เพื่อความน่าเชื่อถือของข้อมูลที่ได้ ดังแสดงในรูป 4.3

จากรูป 4.3 พบว่า ค่าความหนาแน่นความร้อนวิกฤต มีค่าเพิ่มขึ้นจาก 7,892 เป็น 13,615 วัตต์ต่อตารางเมตร เมื่อมุมเอียงการทำงานลดลงจากมุมในแนวตั้งเป็นมุม 50 องศา หลังจากนั้น ค่าความหนาแน่นความร้อนวิกฤตจะมีค่าลดลงจาก 13,615 เป็น 1,805 วัตต์ต่อตารางเมตร เมื่อมุมเอียงลดลงจากมุม 50 องศาเป็น 0 องศา และมีค่าความหนาแน่นความร้อนวิกฤตสูงสุด เท่ากับ 13,615 วัตต์ต่อตารางเมตร ที่มุมเอียง 50 องศา

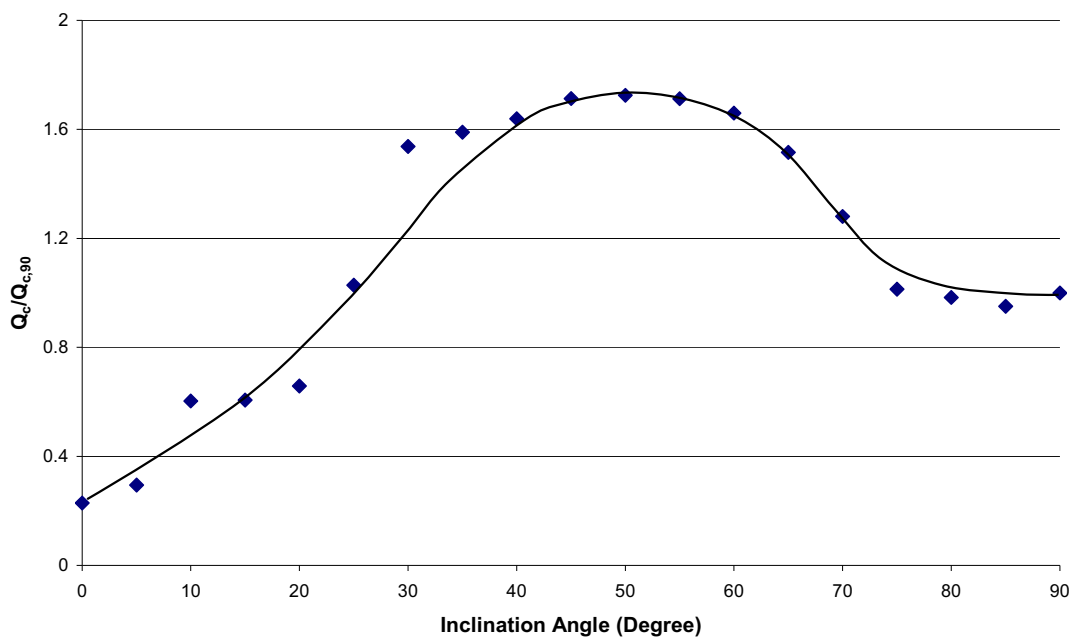


รูป 4.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างมุมเอียงการทำงานกับความหนาแน่นความร้อนวิกฤตของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 2.03 มิลลิเมตร ความยาวส่วนทำระเหย 150 มิลลิเมตร จำนวนโค้งเลี้ยว 10 โค้งเลี้ยว

เมื่อนำค่าความหนาแน่นความร้อนวิกฤต ที่ได้จากการทดลอง มาทำการเปรียบเทียบกับค่าความหนาแน่นความร้อนวิกฤต ของ Katpradit et. al. (2005) พบว่า ที่มุมเอียงการทำงาน 90 องศา มีค่าความคลาดเคลื่อนเท่ากับ 3 % และมุม 0 องศา มีค่าความคลาดเคลื่อนเท่ากับ 15.9 % ซึ่งแสดงว่าข้อมูลทุกๆการทดลองในแต่ละมุมเอียงมีความเชื่อถือได้

เนื่องจากในแต่ละการทดลองจะมีความแตกต่างกันในมิติของท่อ สารทำงานภายใน ซึ่งมีผลต่อกลไกของการถ่ายเทความร้อน ดังนั้นเพื่อที่จะกำจัดปัจจัยที่กล่าวมาเป็นฟังก์ชันของมุมเอียงเพียงอย่างเดียว จะจำเป็นต้องทำการ Normalize อัตราการถ่ายเทความร้อนวิกฤตที่มุมเอียงการทำงานต่างๆกับอัตราการถ่ายเทความร้อนวิกฤตที่มุมการทำงาน 90 องศา ($Q_c / Q_{c,90}$) ดังแสดงในรูป 4.4

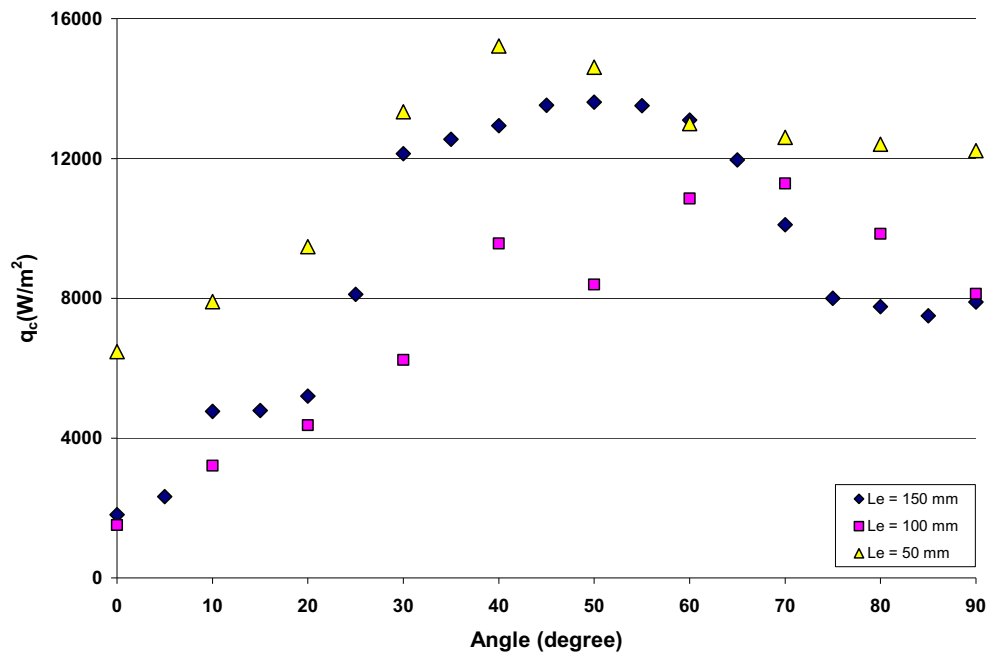
จากรูป 4.4 พบว่าค่า $Q_c / Q_{c,90}$ มีค่าเพิ่มขึ้นจาก 1 เป็น 1.73 เมื่อมุมเอียงการทำงานลดลงจากมุม 90 องศาเป็นมุม 50 องศา หลังจากนั้น ค่า $Q_c / Q_{c,90}$ จะมีค่าลดลงจาก 1.73 เป็น 0.23 เมื่อมุมเอียงลดลงจาก 50 องศาเป็น 0 องศา ซึ่งเป็นผลจากค่าแรงโน้มถ่วงตามแนวแกนของสารทำงานลดลง แต่ค่าความเค้นเฉือนของสารทำงานกลับมีค่าเพิ่มขึ้นจึงทำให้ค่า $Q_c / Q_{c,90}$ มีค่าลดลง และพบว่าค่า $Q_c / Q_{c,90}$ สูงสุด เท่ากับ 1.73 ที่มุมเอียง 50 องศา ซึ่งแสดงว่าที่มุมเอียงนี้มีความสมดุลระหว่างผลของแรงโน้มถ่วงของสารทำงาน และค่าความเค้นเฉือนของสารทำงานจึงทำให้เกิดการแห้งได้ช้ากว่าที่มุมอื่นๆ



รูป 4.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างมุมเอียงการทำงานกับค่า $Q_c / Q_{c,90}$ ของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 2.03 มิลลิเมตร ความยาวส่วนทำระเหย 150 มิลลิเมตร จำนวนไค้งเลี้ยว 10 ไค้งเลี้ยว

4.1.3 ผลของความยาวส่วนทำระเหยที่มีต่อขีดจำกัดสมรรถนะของท่อความร้อนแบบสันชนิคปลายปิด

ในการทดลอง ความยาวส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นจะมีค่าเท่ากันทุกๆการทดลอง เพื่อให้ค่าความหนาแน่นความร้อนมีค่าเท่ากัน ผลของความยาวส่วนทำระเหยที่มีต่อความหนาแน่นความร้อนแสดงในรูป 4.5

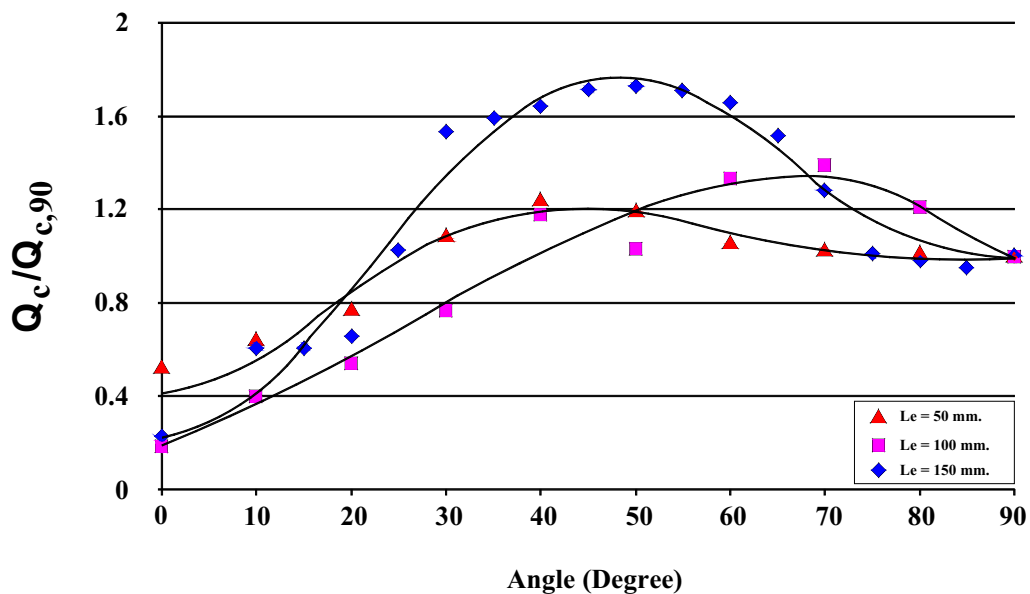


รูป 4.5 แสดงผลของความยาวส่วนทำระเหยที่มีต่อความหนาแน่นความร้อนวิกฤตที่มุมเอียง ต่างๆ ของท่อความร้อนแบบสันชนิคปลายปิดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 2.03 มิลลิเมตร จำนวนโค้งเลี้ยว 10 โค้งเลี้ยว สารทำงาน R123

จากรูป 4.5 พบว่าแนวโน้มของความหนาแน่นความร้อนวิกฤต สามารถแบ่งได้ 2 ช่วง คือช่วงมุมเอียงการทำงาน 70 – 90 องศา และมุม 0 องศา ซึ่งจะเห็นได้ว่าในช่วงนี้ เมื่อความยาวส่วนทำระเหยมีค่าเพิ่มขึ้น จะทำให้ค่าความหนาแน่นความร้อนวิกฤตมีค่าลดลง โดยผลที่ได้สอดคล้องกับ Katpradit et. al. (2005) ซึ่งสามารถอธิบายได้ว่า เมื่อความยาวส่วนทำระเหยเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ขนาดฟองไอน้ำมีความยาวขึ้น ทำให้ของเหลวที่อยู่ผิวรอยต่อระหว่างไอและของเหลวระเหยอย่างรวดเร็ว และฟองไอน้ำเคลื่อนตัวไปสู่ส่วนควบแน่นได้ยาก ยิ่งกว่านั้น ของเหลวภายในฟองไอน้ำจะระเหยอย่างรวดเร็วสู่ส่วนควบแน่นและขบวนการไหลกลับของของเหลวควบแน่นลงสู่ส่วนทำระเหย จึงทำให้เกิดการแห้งเกิดขึ้นง่ายกว่าจึงทำให้มีค่าความหนาแน่นความร้อนวิกฤตลดลง

ช่วงมุมเอียง 10 – 70 องศา ซึ่งจะเห็นได้ว่าที่ความยาวส่วนทำระเหยเท่ากับ 100 mm. นั้นมีค่าความหนาแน่นความร้อนวิกฤต ต่ำกว่าที่ความยาว 150 mm. ซึ่งอาจจะแสดงว่าในช่วงนี้ความยาวส่วนทำระเหยนั่นไม่มีผลต่อความหนาแน่นความร้อนวิกฤต

รูป 4.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างมุมเอียงการทำงานกับ $Q_c/Q_{c,90}$ ที่ความยาวส่วนทำระเหย 50 100 และ 150 มิลลิเมตร



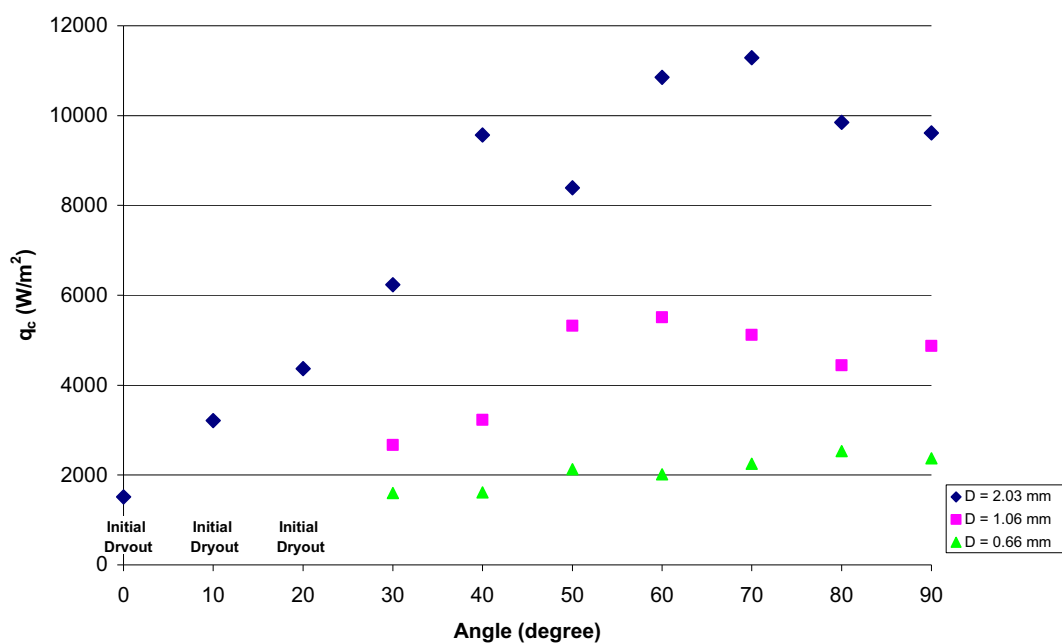
รูป 4.6 ผลของความยาวส่วนทำระเหยที่มีต่อ $Q_c/Q_{c,90}$ ที่มุมเอียงต่างๆของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 2.03 มิลลิเมตร จำนวนโค้งเลี้ยว 10 โค้งเลี้ยว สารทำงาน

R123

จากรูป 4.6 จะเห็นว่าแนวโน้ม $Q_c/Q_{c,90}$ ของทุกความยาวส่วนทำระเหยมีรูปเหมือนระฆังคว่ำเหมือนกัน แต่มีค่า $Q_c/Q_{c,90}$ สูงสุดที่มุมเอียงต่างกัน โดยจะเห็นว่า เมื่อความยาวส่วนทำระเหยเพิ่มขึ้นจาก 50 เป็น 150 มิลลิเมตร ค่า $Q_c/Q_{c,90}$ สูงสุดมีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องมาจากความยาวส่วนทำระเหยยาวจะมีพื้นที่รับความร้อนมากทำให้ถ่ายเทความร้อนได้สูงกว่าที่ความยาวส่วนทำระเหยสั้น โดยค่า $Q_c/Q_{c,90}$ สูงสุดมีค่าเท่ากับ 1.25, 1.39 และ 1.73 ตามลำดับ

4.1.4 ผลของเส้นผ่านศูนย์กลางภายในที่มีต่อขีดจำกัดสมรรถนะของท่อความร้อนแบบสั่นชนิดปลายปิด

รูป 4.7 เป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อความร้อน กับค่าความหนาแน่นความร้อนวิกฤติที่มุมเอียงการทำงานต่างๆของท่อ CEOHP มีเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.66, 1.06 และ 2.03 มิลลิเมตร และมีความยาวของส่วนทำระเหย 100 มิลลิเมตร จำนวนโค้งเลี้ยว 10 โค้งเลี้ยว ใช้ R123เป็นสารทำงาน



รูป 4.7 แสดงผลของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อความร้อนที่มีต่อความหนาแน่น

ความร้อนวิกฤติที่มุมเอียง ต่างๆ ของท่อความร้อนแบบสั่นชนิดปลายปิด

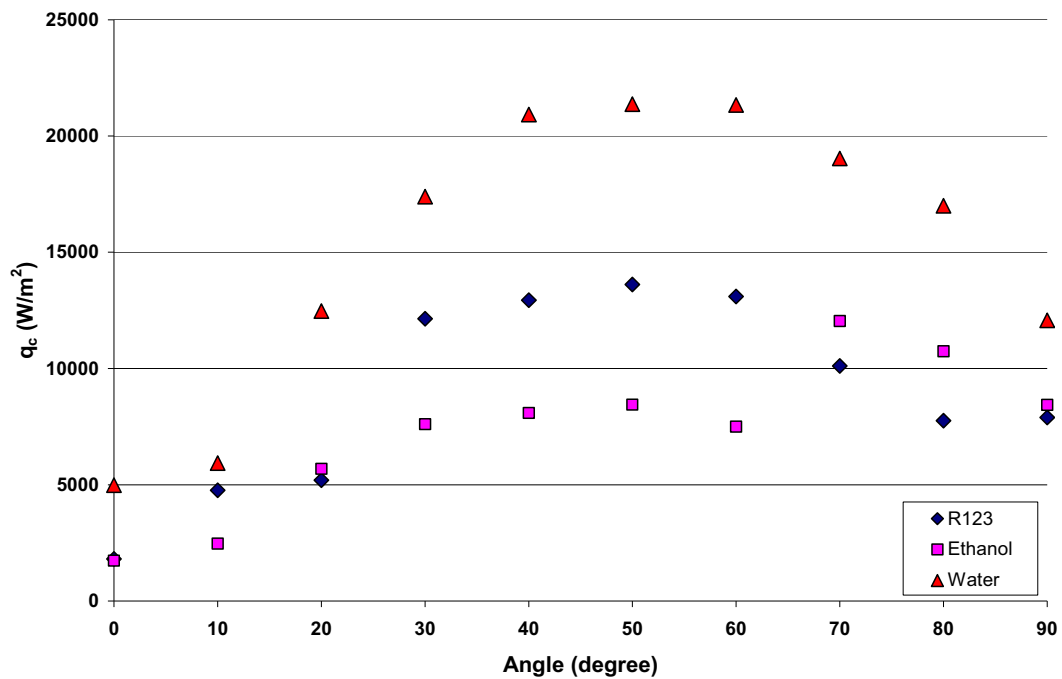
โดยมีความยาวของส่วนทำระเหย 100 มิลลิเมตร จำนวนโค้งเลี้ยว 10 โค้งเลี้ยว สารทำงาน R123

จากผลการทดลอง พบว่า ค่าความหนาแน่นความร้อนวิกฤติมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเพิ่มสูงขึ้น เช่น ที่มุมเอียงการทำงาน 70 องศาจากแนวระดับ พบว่า เมื่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเพิ่มขึ้นจาก 0.66 เป็น 2.03 จะทำให้ค่าการส่งถ่ายความร้อนวิกฤติเพิ่มขึ้นจาก 2,249 เป็น 11,287 วัตต์ต่อตารางเมตร เนื่องจากเส้นผ่านศูนย์กลางภายในที่น้อยจะทำให้ค่าความหนาแน่นความร้อนวิกฤติต่ำกว่าท่อที่มีค่าเส้นผ่านศูนย์กลางภายในสูง ทั้งนี้อาจจะเป็นเพราะที่เส้นผ่านศูนย์กลางที่น้อยจะทำให้ฟองไอน้ำที่อยู่ภายในท่อที่ส่วนทำระเหยมีขนาดที่ยาว และยากต่อการเคลื่อนตัวไปสู่ส่วนควบแน่น สาเหตุจากฟองไอน้ำที่ยาวกว่านี้จะทำให้ ฟิล์มของเหลวที่ผิวรอยต่อ

ระหว่างไอกับของเหลวต่อการระเหย ซึ่งเป็นสาเหตุของการเคลื่อนตัวของไอกภายในของเหลวมีค่าเร็ว และง่ายต่อการเกิดการหอบของเหลวที่ปากทางเข้าของส่วนทำระเหย อีกเหตุผลหนึ่งที่ทำให้ท่อความร้อนที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางเล็กมีค่าการส่งถ่ายความร้อนวิกฤตต่ำก็คือ เมื่อท่อความร้อนเกิดความเร็วของไอน้ำเนื่องจากการเดือดและการระเหยท่อความร้อนขนาดเล็กจะง่ายต่อการเกิดการหอบของเหลวเนื่องจากท่อมีลักษณะแคบง่ายต่อการเกิดการเชื่อมต่อกันของของเหลวภายในจากสาเหตุที่การเกิดการหอบของเหลวนี้นำมาซึ่งการแห้งขึ้นตรงตำแหน่งที่ด้านล่างของการเกิดการหอบ ซึ่งผลที่ได้พบว่ามีแนวโน้มเหมือนกับผลการทดลองของ Anuchitchanchai et al. (2003) และจากการทดลองยังพบอีกว่า ที่มุมเอียง 0-20 องศา ที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 0.66 และ 1.06 มิลลิเมตร ไม่สามารถหาค่าความหนาแน่นความร้อนวิกฤตได้ เนื่องจากเกิดการแห้งตั้งแต่เริ่มต้น (Initial Dryout) สาเหตุเนื่องมาจากขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่เล็ก และมุมเอียงการทำงานน้อยๆ ฟองไอน้ำจะมีขนาดยาวครอบครองอยู่ที่บริเวณทั้งหมดของส่วนทำระเหย และบางส่วนของส่วนฉนวน ดังนั้นเมื่อให้ความร้อนแก่ส่วนทำระเหย ฟองไอน้ำที่ส่วนทำระเหยซึ่งมีความดันสูงขึ้นจึงดันการเคลื่อนที่ฟิล์มของเหลวไม่ให้ไหลไปยังส่วนทำระเหย เมื่อไม่มีของเหลวมาจ่ายยังส่วนทำระเหยจึงเกิดการแห้งเกิดขึ้น โดยจะปรากฏตั้งแต่เริ่มให้ความร้อนแก่ส่วนทำระเหย

4.1.5 ผลของสารทำงานที่มีต่อขีดจำกัดสมรรถนะของท่อความร้อนแบบสันชนปิด

รูป 4.9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างมุมเอียงการทำงานกับความหนาแน่นความร้อนวิกฤต ของสารทำงาน R123 เอทานอล และน้ำ



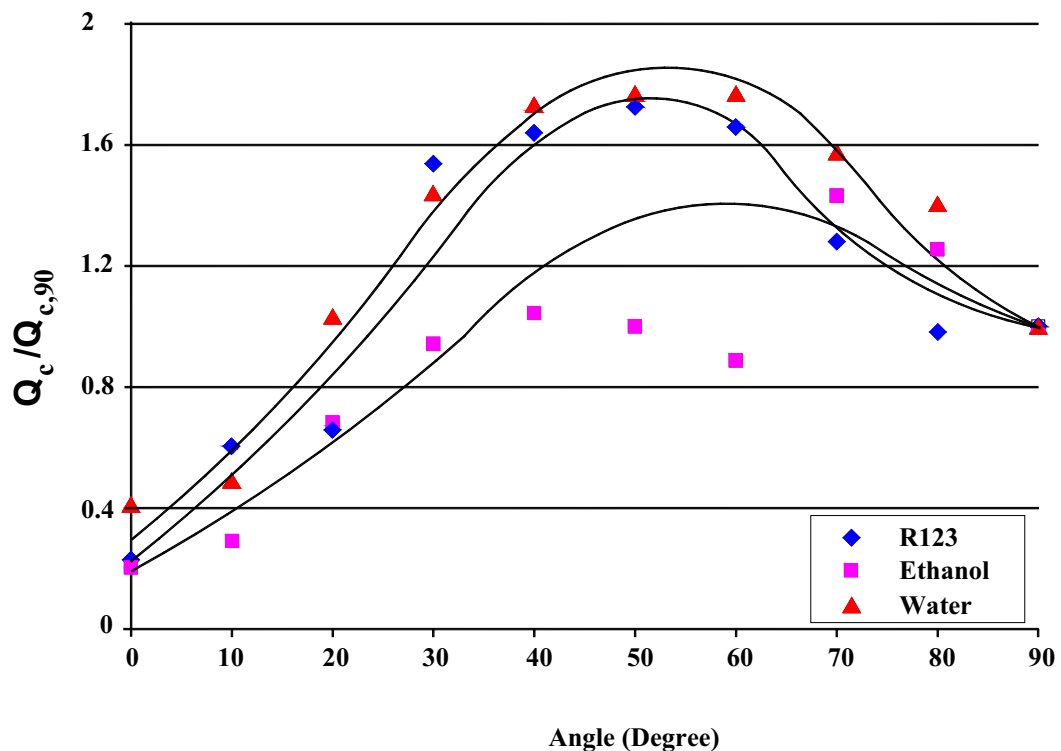
รูป 4.9 ผลของสารทำงานที่มีต่อความหนาแน่นความร้อนวิกฤตที่มุมเอียงต่างๆของท่อความร้อนแบบสันชนปิดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 2.03 มิลลิเมตร ความยาวส่วนทำระเหย 150 มิลลิเมตร จำนวนโค้งเลี้ยว 10 โค้งเลี้ยว

รูป 4.9 พบว่าแนวโน้มของความหนาแน่นความร้อนวิกฤต สามารถแบ่งได้ 2 ช่วง คือช่วงมุมเอียงการทำงาน 70 – 90 องศา และมุม 0 องศา ซึ่งจะเห็นได้ว่าในช่วงนี้ ความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอมีค่าเพิ่มขึ้น จะทำให้ค่าความหนาแน่นความร้อนวิกฤตมีค่าเพิ่มขึ้นตามไปด้วย ซึ่งสามารถอธิบายได้จากการทดลองพบจากการทดลองว่า R123 มีค่าความหนาแน่นความร้อนวิกฤตต่ำสุดเมื่อเทียบกับ เอทานอล และน้ำ ทั้งนี้อาจจะเป็นเพราะว่า เมื่อให้ความร้อนเท่ากัน R123 มีการเดือดด้วยความดันไอที่ส่วนทำระเหยสูงกว่า จึงทำให้ของไหลทำงานในส่วนควบแน่นถูกดันอย่างรวดเร็วด้วยความดันไอสูงที่เกิดขึ้นในส่วนทำระเหย และหอบของเหลวไหลย้อนกลับไปยังส่วนควบแน่น ซึ่งเป็นสาเหตุให้เหลวที่ป้อนให้แก่ส่วนทำระเหยไม่เพียงพอ และเกิดการแห้งขึ้น โดยผลที่ได้สอดคล้องกับ Katpradit et. al. (2005) ยิ่งไปกว่านั้นผลที่ได้ยังสอดคล้องกับ Lin et al

(2000) ซึ่งพบว่า FC62 มีค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอดำจะมีค่าความหนาแน่นความร้อนต่ำกว่า FC-75 ซึ่งมีค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอสองเท่า

ช่วงมุมเอียง 10 – 70 องศา ซึ่งจะเห็นได้ว่าค่าความหนาแน่นความร้อนวิกฤตในช่วงมุมนี้ไม่ขึ้นอยู่กับความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ

รูป 4.10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างมุมเอียงการทำงานกับ $Q_c/Q_{c,90}$ ของสารทำงาน R123 เอทานอล และน้ำ



รูป 4.10 ผลของสารทำงานที่มีต่อ $Q_c/Q_{c,90}$ ที่มุมเอียงต่างๆ ของท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 2.03 มิลลิเมตร ความยาวส่วนทำระเหย 150 มิลลิเมตร จำนวนโค้งเลี้ยว 10 โค้งเลี้ยว

จากรูป 4.10 จะเห็นว่า แนวโน้ม $Q_c/Q_{c,90}$ ของทุกสารทำงานมีรูปเหมือนระฆังคว่ำเหมือนกัน และมีค่า $Q_c/Q_{c,90}$ สูงสุดที่มุมเอียงใกล้เคียงกัน ซึ่งจะอยู่ในช่วงมุมเอียง 50 - 70 องศา เนื่องจากในช่วงมุมนี้มีความสมดุลระหว่างผลของแรงโน้มถ่วงของสารทำงาน และค่าความเค้นเฉือนของสารทำงานจึงทำให้เกิดการแห้งได้ช้ากว่าที่มุมอื่นๆ ทำให้มีค่า $Q_c/Q_{c,90}$ สูงสุด และพบว่าค่า $Q_c/Q_{c,90}$ สูงสุดมีค่าเท่ากับ 1.43, 1.73 และ 1.77 สำหรับ เอทานอล R123 และ น้ำ ตามลำดับ ซึ่งแสดงให้เห็นว่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอไม่ใช่ปัจจัยสำคัญเพียงอย่างเดียวในการถ่ายเท

ความร้อนของท่อความร้อนแบบสันปลายปิด แต่อาจจะขึ้นอยู่กับปัจจัยอื่นๆของคุณสมบัติของสารทำงานด้วย เช่น แรงตึงผิว ความหนาแน่นของของเหลว ความหนาแน่นของไอ ความจุความร้อน และความหนืดของสารทำงาน เป็นต้น

4.2 สมการสหสัมพันธ์ของคุณลักษณะการส่งถ่ายความร้อนของท่อ CEOHP ที่สภาวะวิกฤต

การศึกษาคุณลักษณะของการส่งถ่ายความร้อนของท่อ CEOHP ที่สภาวะวิกฤตพบว่า ตัวแปรที่มีผลต่อการเกิดขีดจำกัดสมรรถนะของท่อ CEOHP ซึ่งสามารถจัดให้อยู่ในรูปของฟังก์ชัน

$$q_c = f \{ \beta, Di, L_e, h_{fg}, K_1, C_p, \rho_l, \rho_v, g, \sigma, \Delta T \} \quad (4.1)$$

เพื่อจะตั้งสมการสหสัมพันธ์เชิงกึ่งการทดลอง จะจัดรูปตัวแปรให้อยู่ในรูปของตัวแปรไร้มิติโดยใช้วิธีของ Buckingham PI ซึ่งสมการข้างบนสามารถที่จะจัดอยู่ในรูปของ PI เทอมได้ดังนี้

$$f(\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3, \dots) = 0 \quad (4.2)$$

เมื่อ Π_1 ถึง Π_n ใช้แทนถึงตัวแปรไร้มิติ สามารถจัดกลุ่มในตัวแปรไร้มิติโดยใช้ความสัมพันธ์ระหว่างความหนาแน่นความร้อนวิกฤต ปฏิกิริยาการแลกเปลี่ยนของ CEOHP ที่สภาวะวิกฤตถูกพิจารณาพร้อมกับการจัดกลุ่มตัวแปรไร้มิติด้วย ขณะที่ตัวแปรไร้มิติที่มีผลความหนาแน่นความร้อนวิกฤต โดยแบ่งตามปรากฏการณ์ในช่วงมุมเอียงการทำงานได้ดังนี้

4.2.1. ตัวแปรไร้มิติที่มีต่อความหนาแน่นความร้อนวิกฤตของท่อ CEOHP ที่มุมการทำงาน 10-90 องศา

จากการศึกษาเชิงทัศน์ เพื่อหาสาเหตุการเกิดขีดจำกัดการทำงาน ที่มุมเอียงต่างๆ พบว่า ที่มุมเอียง 5 ถึง 90 องศา ขีดจำกัดการทำงานของท่อความร้อนแบบสันปลายปิด เกิดจากสาเหตุการแห้งเนื่องจากปรากฏการณ์การท่วม ซึ่งอธิบายจากหัวข้อข้างบนแล้ว และจากการวิเคราะห์ตัวแปรพื้นฐานในสมการ (3) จะได้ตัวแปรไร้มิติ ซึ่งพบว่าตัวแปรซึ่งมีผลต่อความหนาแน่นความร้อนวิกฤตของท่อ CEOHP ที่มุมเอียงการทำงาน 10 – 90 องศา ได้แก่ aspect ratio (Le/Di), Jacob number (Ja), Bond number (Bo), Kutateladze number (Ku), มุมเอียงการทำงาน

(β) และ Wallis number (Wa) ซึ่งเป็นตัวแปรที่บอกถึงปรากฏการณ์การท่วม โดยตัวแปรไร้มิติแต่ละเทอมสามารถอธิบายได้ดังนี้

Aspect ratio (Le/Di) แสดงถึงสัดส่วนของความยาวส่วนทำระเหยต่อเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อซึ่งสามารถแสดงถึงรูปทรงของท่อความร้อน

$$\left[\frac{Le}{Di} \right] \quad (4.3)$$

ตัวอย่างเช่นถ้าค่าของ $\left[\frac{Le}{Di} \right]$ สูงมากๆ เมื่อท่อความร้อนมีขนาดใหญ่และมีขนาดสั้นปรากฏการณ์การเดือดภายใต้เงื่อนไขนี้ควรจะเป็นการเดือดแบบฟอง หรือค่าความหนาแน่นความร้อนวิกฤตควรสูงถ้าค่า $\left[\frac{Le}{Di} \right]$ มีค่าน้อยมากเมื่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อมีขนาดเล็กในขณะที่ความยาวส่วนทำระเหยมีความยาวมากๆปรากฏการณ์การเดือดภายใต้เงื่อนไขนี้ควรจะเป็นการเดือดในภายในช่องแคบๆ ค่า หรือค่าความหนาแน่นความร้อนวิกฤตจะมีค่าต่ำ เหตุผลนี้สอดคล้องกับข้อมูลที่ได้จากการทดลอง

Jacob เป็นสัดส่วนของความร้อนแฝงต่ออัตราการระเหยของของเหลวของสารทำงาน

$$\left[\frac{Cp\Delta T}{h_{fg}} \right] \quad (4.4)$$

ซึ่งกายภาพของตัวเลขจาคอบ คือเมื่อให้ความร้อนแก่ท่อความร้อนฟิล์มของเหลวจะระเหยกลายเป็นไอ เมื่อให้ความร้อนมากขึ้นการกลายเป็นไอของฟิล์มของเหลวเพิ่มสูงขึ้นทำให้มวลของเหลวลดลง และขนาดของฟองไอมิขนาดยาวขึ้น เมื่อขนาดของฟองไอยาวขึ้นทำให้ของเหลวที่อยู่ส่วนควบแน่นไม่สามารถไหลมาส่วนทำระเหยได้จนกระทั่งเกิดการแห้งขึ้น

Bond เป็นอัตราส่วนระหว่างแรงลอยตัวต่อแรงดึงดูดของสารทำงาน

$$\left[Di \left[\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{0.5} \right] \quad (4.5)$$

ลักษณะเชิงกายภาพของตัวเลขบอนด์สามารถอธิบายได้ดังนี้เมื่อให้ความร้อนแก่ท่อความร้อนจะทำให้แรงตึงผิวลดลงจึงทำให้แรงลอยตัวสามารถชนะแรงตึงผิวได้และจะทำให้เกิดการเคลื่อนตัวของฟองไอเกิดขึ้น

Ku เป็นอัตราส่วนของความหนาแน่นความร้อนวิกฤตในการส่งถ่ายความร้อนต่อความหนาแน่นความร้อนวิกฤตของสารทำงานซึ่งแสดงถึงปรากฏการณ์การเดือดแบบฟองของสารทำงานในส่วนทำระเหยของ CEOHP

$$Ku = \frac{q_c}{h_{fg}\rho_v \left(\frac{\sigma g(\rho_l - \rho_g)}{\rho_v^2} \right)^{\frac{1}{4}}} \quad (4.6)$$

เมื่อตัวแปรในสมการ (8) ค่า ρ_v ความหนาแน่นของสารทำงานในสภาวะไอ σ เป็นแรงตึงผิวของสารทำงาน g เป็นแรงเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก และ q_c เป็นค่าความหนาแน่นความร้อนวิกฤตของ CEOHP ซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการ

$$q_c = \frac{Q_c}{2n\pi Di Le} \quad (4.7)$$

เมื่อ Q_c เป็นอัตราการส่งถ่ายความร้อนวิกฤตของท่อ CEOHP

β เป็นผลของมุมเอียงการทำงานที่มีต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสันปลายปิด ที่สภาวะวิกฤต ในที่นี้จำกำหนดในรูปของฟังก์ชัน Exponential ของมุมเอียงการทำงาน คือ

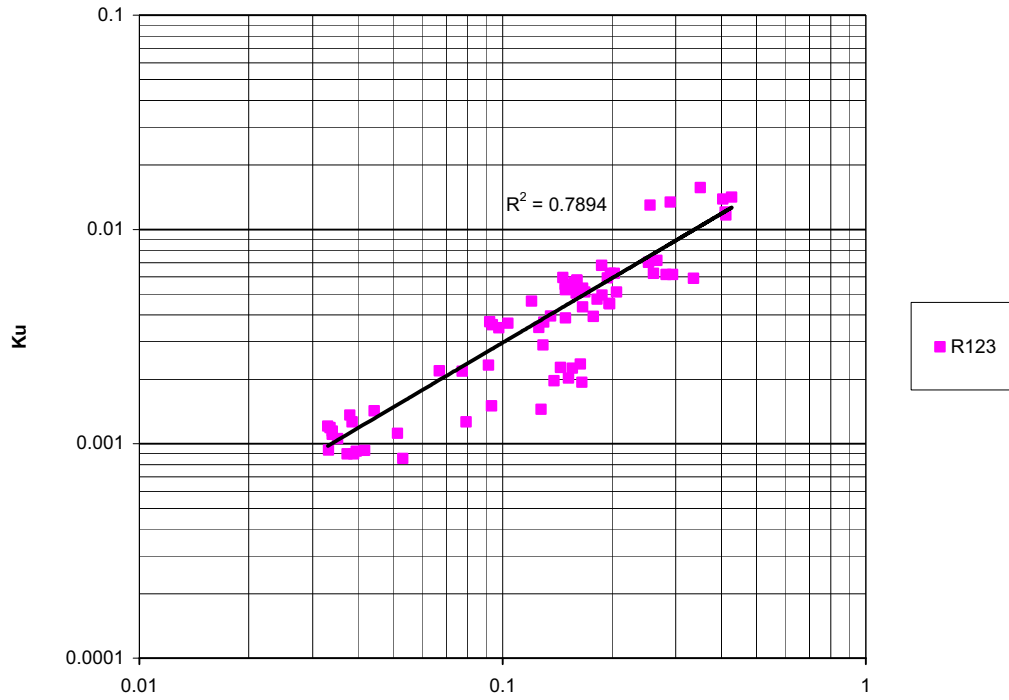
$$g(\beta) = \exp(\beta) \quad (4.8)$$

Wa เป็นตัวแปรไร้มิติที่อธิบายถึงปรากฏการณ์การท่วม หรือการเกิดการหอบของเหลวเนื่องจากความเร็วไอ

$$\left[1 + \frac{\rho_v}{\rho_l} \right]^{0.25} \quad (4.9)$$

ดังนั้นความสัมพันธ์ของตัวแปรแต่ละตัวและสามารถจัดให้อยู่ในรูปของสมการ (12)

$$Ku_{\beta} = f\left\{\left(\frac{Le}{Di}\right), Ja, Bo, \beta, Wa\right\} \quad (4.10)$$



$$\left[Di/L_e\right]^{1.051} \times [Ja]^{-0.401} \times [Bo]^{-0.428} \times [g(\beta)]^{0.343} \times \left[1 + (\rho_v/\rho_l)^{0.25}\right]^{0.123}$$

รูปที่ 4.11: สมการสหสัมพันธ์ของ Ku กับ $\left[Di/L_e\right]^{1.051} \times [Ja]^{-0.401} \times [Bo]^{-0.428} \times [g(\beta)]^{0.343} \times \left[1 + (\rho_v/\rho_l)^{0.25}\right]^{0.123}$ สำหรับนมเยือกการทำงาน 10- 90 องศา

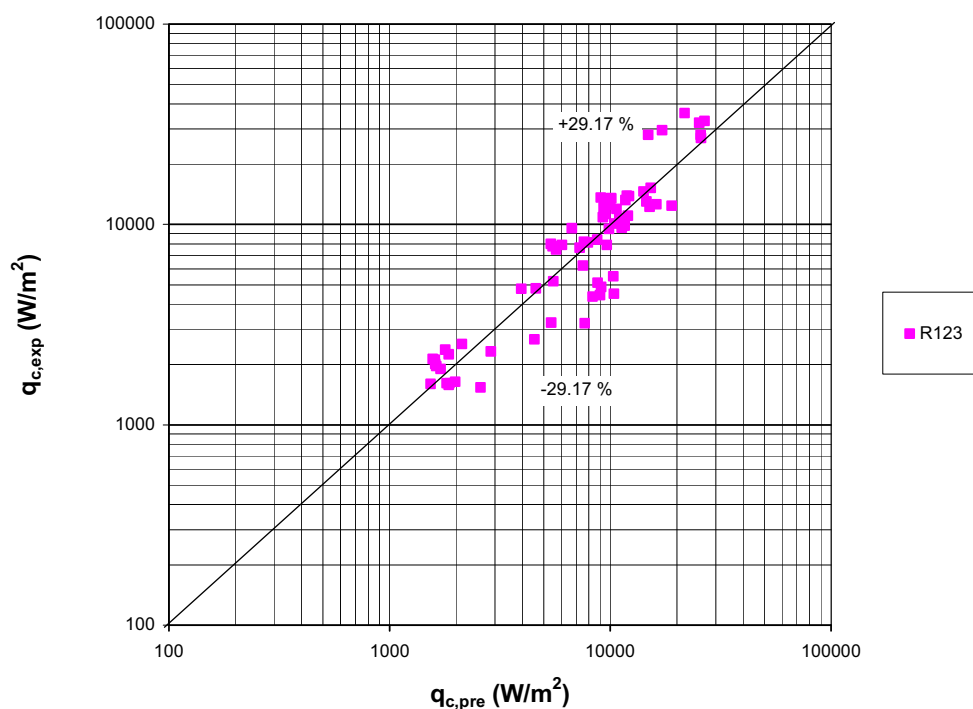
รูป 4.11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง $\left[Di/L_e\right]^{1.051} \times [Ja]^{-0.401} \times [Bo]^{-0.428} \times [g(\beta)]^{0.343} \times \left[1 + (\rho_v/\rho_l)^{0.25}\right]^{0.123}$ และ Ku ของ CEOHP ของสารทำงาน R123 ที่ทำการทดสอบในงานวิจัยนี้ จากการวิเคราะห์หัตถิพบว่า $Ku_{\beta,pre}$ เป็นฟังก์ชันยกกำลังของ

$$\left[\frac{Le}{Di}\right]^{-1.051}, \left[\frac{Cp\Delta T}{h_{fg}}\right]^{-0.401}, \left[Di \left[\frac{g(\rho_v - \rho_l)}{\sigma}\right]^{0.5}\right]^{-0.428}, [g(\beta)]^{0.343}, \left[1 + \frac{\rho_v}{\rho_l}\right]^{0.123} \text{ ซึ่งแสดงในสมการ (4.11)}$$

$$Ku_{\beta,pre} = 0.027 \times \left[Di/L_e\right]^{1.051} \times [Ja]^{-0.401} \times [Bo]^{-0.428} \times [g(\beta)]^{0.343} \times \left[1 + (\rho_v/\rho_l)^{0.25}\right]^{0.123} \quad (4.11)$$

ซึ่งจะพบว่า ตัวแปรไร้มิติที่มีผลต่อ Ku_β มากที่สุดคือ $\left[1 + \frac{\rho_v}{\rho_l}\right]$ ซึ่งเป็นตัวแปรไร้มิติที่อธิบายถึงการเกิดการท่วมขึ้นภายในท่อ CEOHP ผลจากสมการที่ (4.11) เป็นไปตามการตั้งสมมุติฐานการเกิดสภาวะวิกฤตของท่อความร้อนที่ตำแหน่งมุมเอียงการทำงาน 10-90 องศาโดยมีสาเหตุหลักมาจากการท่วมของสารทำงานที่ปากทางเข้าของส่วนทำระเหย

รูป 4.12 แสดงการเปรียบเทียบระหว่างความหนาแน่นความร้อนวิกฤตจากการทดลองและความหนาแน่นความร้อนวิกฤตที่ได้จากสมการทำนายสำหรับสารทำงาน R123 พบว่าข้อมูลที่ได้เข้ากันได้ดี จะเห็นได้ว่าค่าการทำนายมีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐานจากข้อมูลการทดลอง $\pm 29.17\%$ ดังนั้นสมการ (4.6) สามารถใช้ทำนายค่าความหนาแน่นความร้อนวิกฤตของท่อ CEOHP ที่ตำแหน่งมุมเอียงการทำงาน 10-90 องศาได้



รูปที่ 4.12: การเปรียบเทียบผลระหว่างความหนาแน่นความร้อนวิกฤตที่ได้จากสมการสหสัมพันธ์ (สมการ (4.11)) กับความหนาแน่นความร้อนวิกฤตที่ได้จากการทดลอง ที่มุมเอียงการทำงาน 10 -90 องศา สำหรับสารทำงาน R123

4.3 การศึกษาเชิงทัศนถึงรูปแบบการไหลภายในของท่อความร้อนแบบสันชนปิด

นำผลที่ได้จากการทดลอง มาทำการวิเคราะห์การเกิดสภาวะวิกฤตโดยแบ่งออกเป็นสามช่วงดังนี้ ช่วงก่อนเกิดสภาวะวิกฤต ช่วงเกิดสภาวะวิกฤต และสุดท้ายช่วงหลังจากที่เกิดสภาวะวิกฤต ในการวิเคราะห์แต่ละสภาวะนั้นได้นำภาพถ่ายจากการทดลองมาแสดงรูปแบบการไหลในแต่ละช่วงอุณหภูมิแหล่งให้ความร้อน และจะแสดงเฉพาะส่วนทำระเหยของท่อความร้อนแบบสันชนปิดเท่านั้น เนื่องจากปรากฏการณ์ต่างๆ ที่เกิดขึ้นของสภาวะวิกฤตนั้นเริ่มเกิดขึ้นในส่วนทำระเหยนี้

4.3.1 ผลของอุณหภูมิส่วนทำระเหยที่มีต่อรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบสันชนปิด ที่สภาวะวิกฤต

ในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงผลของอุณหภูมิส่วนทำระเหยที่มีต่อรูปแบบการไหลภายในของท่อความร้อนแบบสันชนปิดเนื่องจากมีผลต่อทุกสภาวะการทำงานของท่อความร้อน เพื่อที่จะทำการศึกษาถึงขั้นตอนการเปลี่ยนแปลงรูปแบบการไหลภายในเมื่ออุณหภูมิส่วนทำระเหยเพิ่มขึ้นและนำผลที่ได้มาเป็นแนวทางในการศึกษาถึงผลของตัวแปรต่างๆ ต่อไป การวิเคราะห์ในหัวข้อนี้จะนำข้อมูลของท่อความร้อนแบบสันชนปิดที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 1.0 มิลลิเมตร 10 โค้งเลี้ยว มุมการทำงาน 70 องศา และสารทำงานเป็น R123 มาวิเคราะห์เนื่องจากที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในและสารทำงานดังกล่าว สามารถสังเกตเห็นปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นและทำการบันทึกภาพถ่ายได้ดีที่สุด อีกทั้งจากการทดลองเชิงปริมาณยังพบว่าที่มุม 70 องศา มีอัตราการส่งถ่ายความร้อนดีที่สุด จากการทดลองพบว่า ภายในท่อความร้อนแบบสันชนปิดนั้นจะมีการจัดเรียงตัวกันระหว่างแท่งของเหลวและฟองไอสลับกันไปตลอดทั้งท่อความร้อน เมื่อเพิ่มความร้อนที่ส่วนทำระเหยจนแหล่งให้ความร้อนมีอุณหภูมิประมาณ 100 องศาเซลเซียสและอยู่ในสภาวะคงที่ จะสังเกตเห็นฟิล์มของเหลวควบแน่นจากส่วนควบแน่นไหลลงมายังบริเวณโค้งเลี้ยวในส่วนทำระเหย ณ บริเวณนี้ฟิล์มของเหลวควบแน่นที่ได้รับความร้อน บางส่วนจะกลายเป็นฟองไอ โดยฟองไอที่เกิดขึ้นจะมีการขยายตัวเต็มพื้นที่หน้าตัดอย่างรวดเร็ว จากนั้นจึงเคลื่อนที่ขึ้นพร้อมทั้งมีการขยายความยาวของฟองไอในบริเวณส่วนทำระเหย รูปแบบการไหลในส่วนทำระเหยส่วนใหญ่เป็นแบบวงแหวน และแบบสลักที่เกิดขึ้นร่วมกัน ในขณะเดียวกันถ้าบริเวณตรงกึ่งกลางของโค้งเลี้ยวเป็นตำแหน่งฟองไอเมื่อเพิ่มความร้อนที่ส่วนทำระเหยฟองไอจะแยกตัวออกจากกันซึ่งจะมีขนาดฟองไอที่โตกว่าฟองไอที่เกิดจากแท่งของเหลว การแยกตัวดังกล่าวเกิดจากการสะสมของ

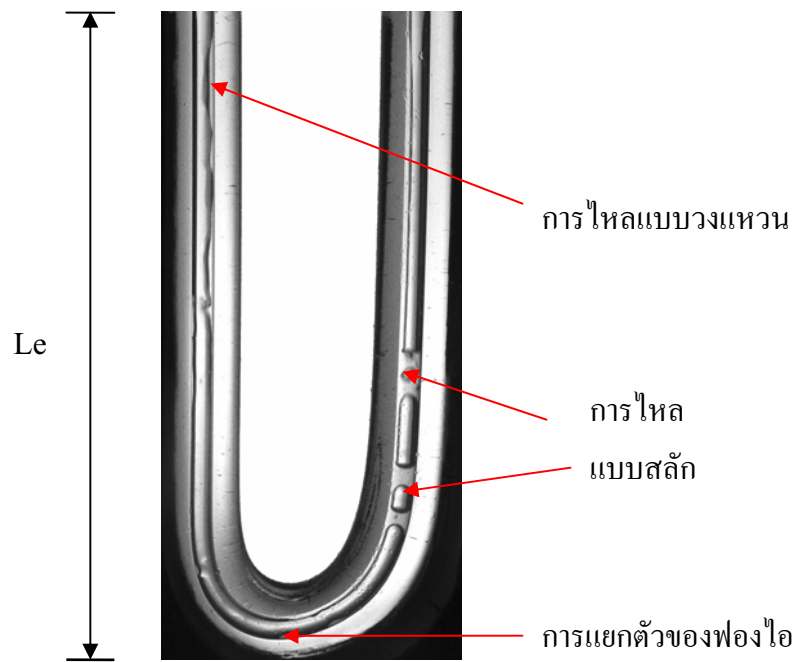
สารทำงานที่มากขึ้นในส่วนกึ่งกลางของโค้งเลี้ยวและเคลื่อนที่ขึ้นดันให้ฟองไอน้ำขนาดใหญ่แยกตัวออกจากกัน ดังแสดงในรูป 4.13 (ก) ถึงแม้ว่าการเกิดฟองไอน้ำจะเกิดในกรณีใดก็ตามในขณะที่ฟองไอน้ำเคลื่อนที่ขึ้นสู่ด้านบนนั้นมีการเคลื่อนที่ขึ้นด้วยความเร็วต่ำขนาดของฟองไอน้ำจะมีขนาดยาวและโตขึ้นเนื่องจากได้รับความร้อนเพิ่มขึ้นและมีการรวมตัวกันของฟองไอน้ำโดยที่อุณหภูมิฟองไอน้ำจะมีความเร็วเฉลี่ย 0.17 เมตร/วินาที และความยาวเฉลี่ยของฟองไอน้ำมีค่าเป็น 16.7 มิลลิเมตร

เมื่อเพิ่มอุณหภูมิให้กับส่วนทำระเหยขึ้นไป พบว่าการเดือดของฟองไอน้ำจะเพิ่มขึ้นเล็กน้อย แต่ความเร็วของฟองไอน้ำจะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วเพื่อที่จะถ่ายเทความร้อนให้ได้เร็วขึ้น และมีความยาวเฉลี่ยที่ลดลงเนื่องจากระยะเวลาในการขยายตัวที่ส่วนทำระเหยลดลงและจำนวนฟองไอน้ำที่ได้รับความร้อนมีเพิ่มขึ้น ขนาดของสะพานของเหลวที่กั้นระหว่างฟองไอน้ำเริ่มบางลง และในบางครั้งมีการขาดออกจากกันจนกลายเป็นลักษณะของคลื่นของเหลวที่ปลายคลื่นและอยู่บริเวณผนังท่อด้านที่ให้ความร้อน รูปแบบการไหลส่วนใหญ่จึงยังคงเป็นแบบวงแหวน และแบบสลักโดยมีการไหลแบบโพรงเกิดขึ้นบ้างเป็นบางครั้ง ดังแสดงในรูป 4.13(ข) ซึ่งเป็นรูปที่อุณหภูมิแหล่งให้ความร้อนเป็น 120 องศาเซลเซียส โดยมีความเร็วเฉลี่ยของฟองไอน้ำเพิ่มขึ้นเป็น 0.3 เมตรต่อวินาที ความยาวเฉลี่ยของฟองไอน้ำลดลงเป็น 10.4 มิลลิเมตร

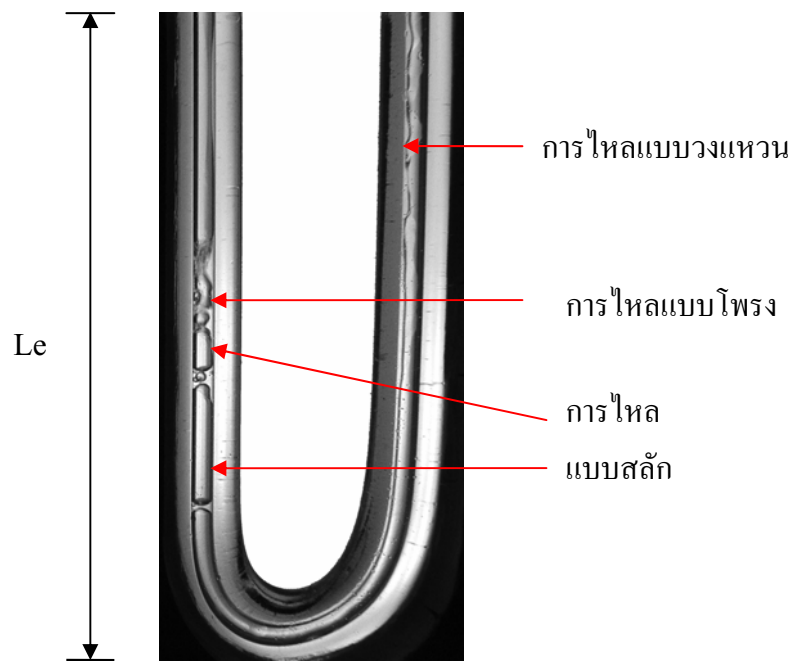
เมื่อเพิ่มอุณหภูมิให้กับแหล่งให้ความร้อนต่อไป สังเกตเห็นฟิล์มของเหลวที่ไหลลงตามผนังท่อในทุกโค้งเลี้ยวและเห็นฟิล์มของเหลวตกลงมาด้านล่างอย่างรวดเร็วสาเหตุที่เป็นเช่นนี้เนื่องจากฟองไอน้ำที่เคลื่อนที่ขึ้นด้านบนด้านการเคลื่อนที่ลงของฟิล์มของเหลวจนกระทั่งของเหลวมีการรวมตัวกันมากขึ้นจนฟองไอน้ำไม่สามารถดันได้ของเหลวจึงตกลงอย่างรวดเร็ว การเคลื่อนที่ลงของฟิล์มของเหลวจะเป็นการไหลสวนทางของฟองไอน้ำทำให้มีผิวคลื่นเกิดขึ้นเนื่องจากความเร็วของฟองไอน้ำมีค่าสูง และบางครั้งเมื่อความเร็วไอน้ำมีค่าสูงพอ คลื่นของเหลวเหล่านี้จะถูกดันไว้ให้ท่วมอยู่ที่ภายในส่วนทำระเหย ทำให้เกิดการขาดช่วงของฟิล์มของเหลว และเกิดการแห้งแบบชั่วคราวขึ้นที่ด้านล่างของบริเวณที่เกิดการท่วมดังกล่าว ดังแสดงในรูป 4.13(ค) ซึ่งเป็นรูปที่อุณหภูมิแหล่งให้ความร้อนเป็น 140 องศาเซลเซียส ในมุมเอียง 70 องศา ความยาวส่วนทำระเหย 50 มิลลิเมตรจะสังเกตเห็นการท่วมในตำแหน่งต่ำกว่าปากทางเข้าส่วนทำระเหยลงมาประมาณ 17.2 มิลลิเมตร ตำแหน่งการท่วมจะเปลี่ยนแปลงไปในแต่ละโค้งเลี้ยวแต่อยู่ในระยะที่ใกล้เคียงกัน โดยจะมีระยะเวลาของการเกิดการแห้งนานประมาณ 0.12 - 0.24 วินาทีในแต่ละครั้ง และเกิดปรากฏการณ์การท่วมขึ้นด้วยความถี่ประมาณ 2.41- 5 ครั้ง/วินาที

หลังจากเกิดสภาวะวิกฤตแล้วเมื่อเพิ่มอุณหภูมิแหล่งให้ความร้อนขึ้นไปอีก ปรากฏการณ์การท่วมจะเกิดขึ้น และการแห้งมีการขยายตัวลงสู่ด้านล่างของส่วนทำระเหยจนกระทั่งเมื่อเพิ่มอุณหภูมิของแหล่งให้ความร้อนขึ้นไปถึง 160 องศาเซลเซียส การแห้งจะเกิดขึ้น

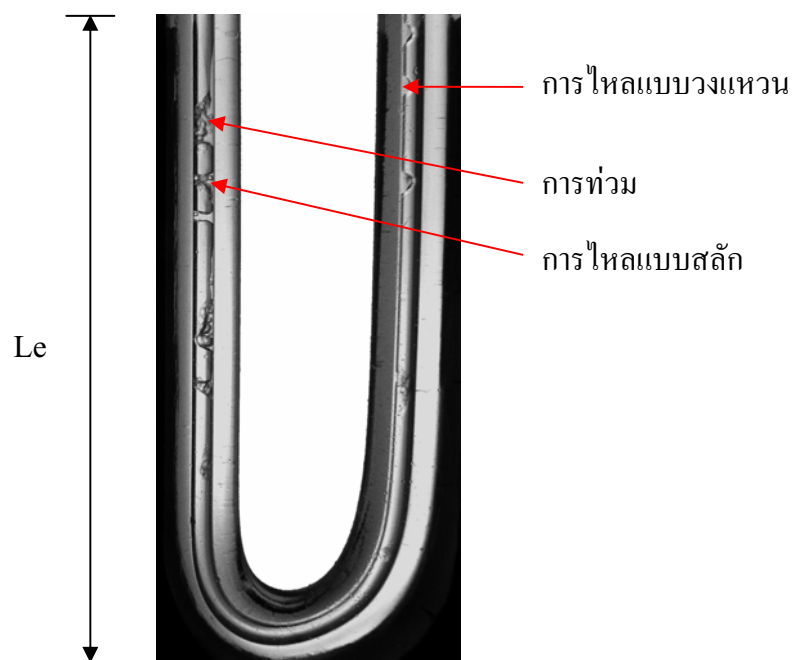
ตลอดความยาวส่วนทำระเหยของท่อ และของเหลวจะถูกดันไว้ให้ท่วมอยู่ที่ปากทางเข้าส่วนทำระเหย ดังแสดงในรูป 4.13(ง)



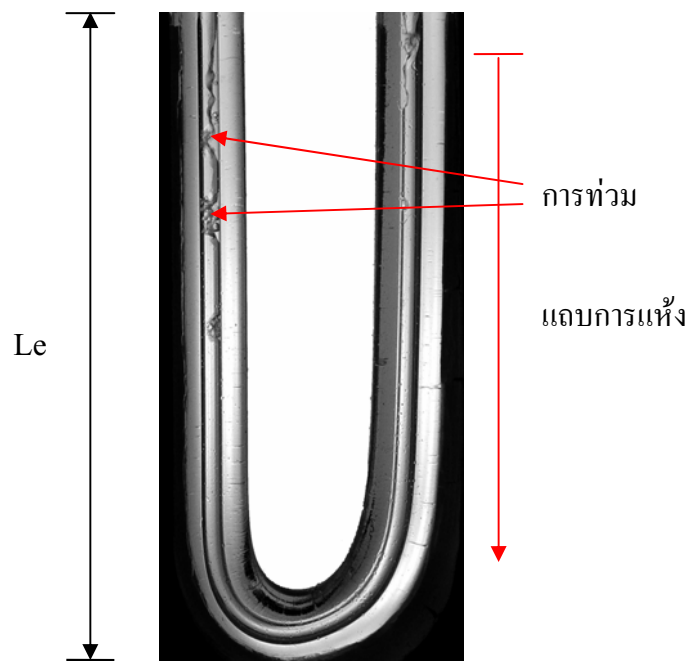
(ก)



(ข)



(ค)



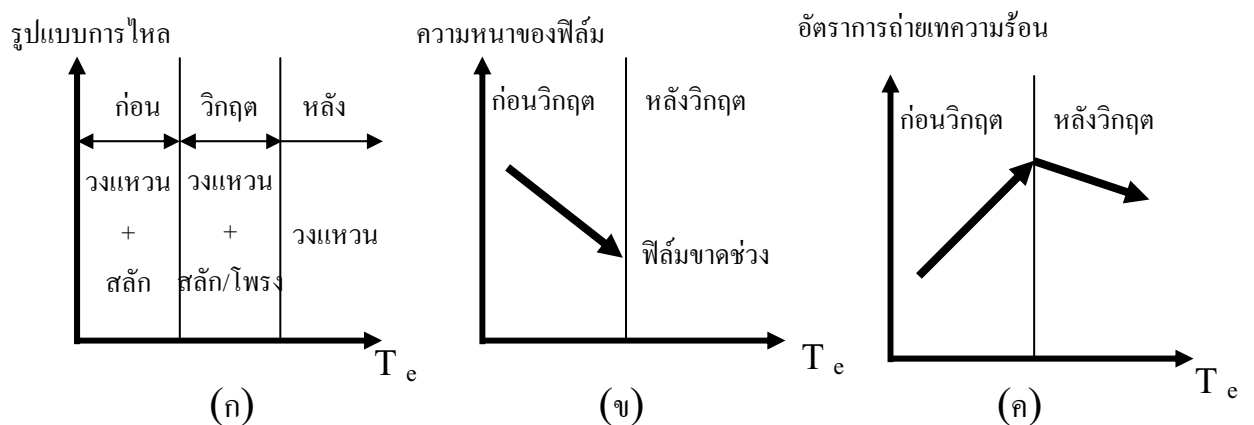
(ง)

รูป	T_h (°C)	Flow pattern	q (W/m ²)	V_{bubble} (m/s)	L_{bubble} (mm)
ก	100	Annular+Slug	1687.6	0.17	16.7
ข	120	Annular +Slug/Churn	2040.4	0.3	10.4
ค	140	Annular	2037.2	-	-
ง	160	-	1888.1	-	-

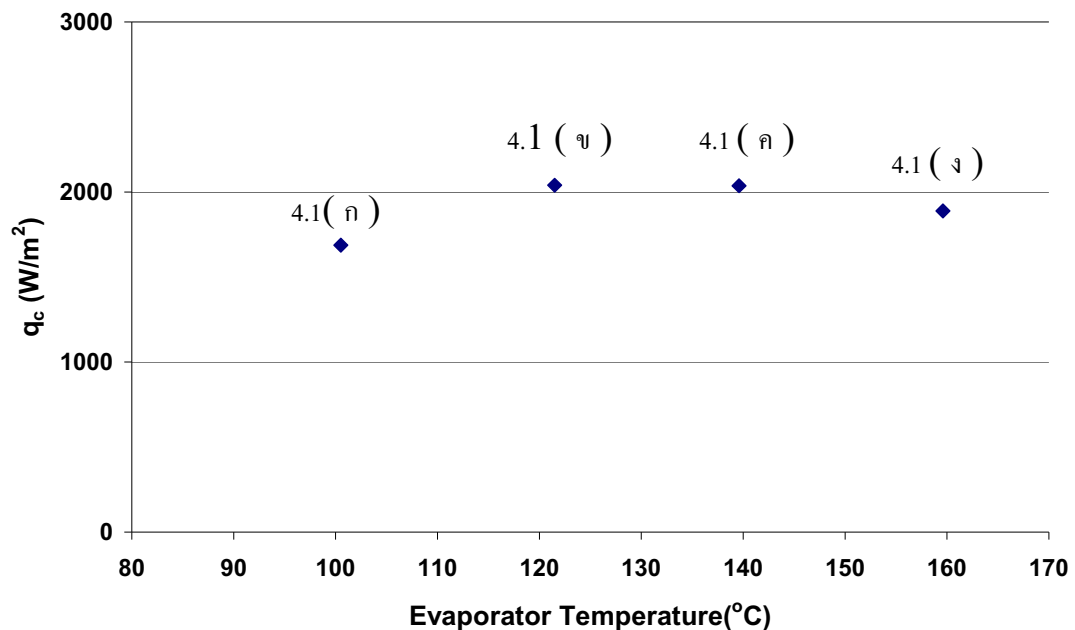
รูป 4.13 ขั้นตอนการเกิดสภาวะวิกฤตของท่อความร้อนแบบสันปลายปิด ที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 1.0 มิลลิเมตร สารทำงานเป็น R123

รูป 4.14 แสดงถึงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิส่วนทำระเหยที่เพิ่มขึ้นกับปรากฏการณ์ต่างๆ ที่เกิดขึ้นของท่อความร้อนตามรูป 4.13 โดยที่รูปแบบการไหลก่อนสภาวะวิกฤตนั้นจะเป็นแบบวงแหวนและแบบสลัก และเมื่อเพิ่มอุณหภูมิส่วนทำระเหยขึ้นรูปแบบการไหลแบบวงแหวนและแบบสลักโดยมีการไหลแบบโพรงเกิดขึ้นบางเป็นบางครั้ง จะเกิดขึ้นเนื่องจากฟองไอน้ำความเร็วสูง ฟองไอน้ำขนาดเล็กที่เกิดจากการเดือดจำนวนมากบริเวณด้านล่างของส่วนทำระเหย

เคลื่อนที่ขึ้นสู่ด้านบนเกิดการรวมตัวกัน และด้านการเคลื่อนที่กลับของของเหลว ทำให้เกิดสภาวะวิกฤตขึ้นในท่อความร้อน หลังจากเกิดสภาวะวิกฤตแล้วเมื่อเพิ่มความร้อนขึ้นอีก รูปแบบการไหลเป็นแบบวงแหวนเพียงอย่างเดียว ดังรูป 4.14 (ก) ซึ่งรูปแบบการไหลนี้จะส่งผลต่อความหนาของฟิล์มของเหลวที่ผิวของท่อความร้อน โดยที่ความหนาของฟิล์มจะลดลงเมื่อรูปแบบการไหลเปลี่ยนจากการไหลแบบวงแหวนและแบบสลักไปเป็นแบบวงแหวน เนื่องจากการบิดเบี้ยวของฟองไอทำให้เกิดการท่วมขึ้นและด้านการไหลกลับของฟิล์มของเหลว จึงทำให้ความหนาของฟิล์มลดลง ดังรูป 4.14 (ข) ดังนั้นก่อนเกิดสภาวะวิกฤตอัตราการถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้นตามอุณหภูมิส่วนทำระเหย และหลังจากเกิดสภาวะวิกฤตไปแล้วค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจะลดลง ดังรูป 4.14 (ค)



รูป 4.14 ความสัมพันธ์ของปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้น กับอุณหภูมิส่วนทำระเหยของ
ท่อความร้อนแบบสันชนิดปลายปิด



รูป 4.15 ความสัมพันธ์ของปรากฏการณ์ที่เกิด กับอุณหภูมิส่วนทำระเหยของท่อความร้อนแบบสั่น ชนิดปลายปิดซึ่งสัมพันธ์กับรูป4.4

รูป 4.15 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิแหล่งให้ความร้อนกับอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นชนิดปลายปิดที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 1.0 มิลลิเมตร ใช้ R123 เป็นสารทำงาน ซึ่งอัตราการส่งถ่ายความร้อนในแต่ละจุดสัมพันธ์กับรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิดในรูป 4.13(ก), 4.13(ข), 4.13(ค) และ 4.13(ง) ตามลำดับ

จากการทดลองพบว่าเมื่อเพิ่มอุณหภูมิส่วนทำระเหยขึ้น รูปแบบการไหลภายในเปลี่ยนจากแบบวงแหวนและแบบสลักเป็นแบบวงแหวน ทำให้เกิดสภาวะวิกฤตได้ง่ายขึ้น และทำให้อัตราการส่งถ่ายความร้อนลดลง สาเหตุของการเกิดสภาวะวิกฤตเกิดจากปรากฏการณ์การท่วม เมื่อเปรียบเทียบผลที่ได้กับการทดลองของ Katpradit et al. (2005) ที่มุมการทำงานในแนวตั้ง พบว่ามีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน โดยจากการสังเกตเห็นการเกิดปรากฏการณ์การท่วมที่ปากทางเข้าส่วนทำระเหยและทำให้เกิดการแห้งตามมานั้นสอดคล้องกับสมมุติฐานการเกิดสภาวะวิกฤตของ Katpradit et al. (2005)

4.3.2 ผลของมุมเอียงที่มีต่อรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิดที่สภาวะวิกฤต

ในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงผลของมุมเอียง ที่มีต่อรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิดที่สภาวะวิกฤต โดยใช้ข้อมูลการทดลองของท่อความร้อนแบบสั่นที่มีขนาดเส้น

ผ่านศูนย์กลางภายใน 1.0 มิลลิเมตรและ 10 โค้งเลี้ยวโดยใช้สารทำงานเป็น R123 เนื่องจากสามารถเห็นปรากฏการณ์การไหลภายในท่อความร้อนแบบสั่นที่สภาวะวิกฤตได้อย่างชัดเจนทำการเปรียบเทียบมุมเอียงออกเป็น 3 ช่วง ช่วงที่ 1 มุมเอียงระหว่าง 0 ถึง 5 องศา ช่วงที่ 2 มุมเอียงระหว่าง 5 ถึง 70 องศา ช่วงที่ 3 มุมเอียงระหว่าง 70 ถึง 90 องศา วัดจากแนวระดับ โดยแสดงผลเป็นก่อนสภาวะวิกฤต สภาวะวิกฤตและหลังสภาวะวิกฤต จากผลการทดลองแสดงด้วยรูป 4.16 – รูป 4.18 แสดงขั้นตอนการเกิดสภาวะวิกฤตของท่อความร้อนแบบสั่นชนิดปลายปิด

ที่มุมเอียง 0 องศา เมื่อให้ความร้อนที่ส่วนทำระเหยของท่อความร้อนที่อุณหภูมิของแหล่งให้ความร้อนเป็น 80 องศาเซลเซียส ภายในส่วนทำระเหยจะมีเฉพาะฟองไอน้ำอยู่จะไม่มีแท่งของเหลวบรรจุอยู่เนื่องจากส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นอยู่ในระดับเดียวกันทำให้ตัดผลของแรงโน้มถ่วงของโลกออกไป แท่งของเหลวจะเคลื่อนที่ไปอยู่ที่ส่วนควบแน่นเนื่องจากมีอุณหภูมิต่ำกว่าส่วนทำระเหย ฟองไอน้ำที่อยู่ส่วนทำระเหยจะดันการเคลื่อนที่ของแท่งของเหลวที่จะมาที่ส่วนทำระเหยจะมีลักษณะเช่นนี้ในทุกโค้งเลี้ยวดังแสดงในรูป 4.16(ก)

ที่มุมเอียง 5 องศา เมื่อให้ความร้อนที่ส่วนทำระเหยของท่อความร้อนที่อุณหภูมิของแหล่งให้ความร้อนเป็น 100 องศาเซลเซียส สังเกตเห็นฟิล์มของเหลวควบแน่นจากส่วนควบแน่นไหลลงมายังบริเวณโค้งเลี้ยวในส่วนทำระเหย ณ บริเวณนี้ฟิล์มของเหลวควบแน่นที่ได้รับความร้อน บางส่วนจะกลายเป็นไอน้ำ และไอน้ำที่ได้รับความร้อนจะเคลื่อนที่ขึ้นไปปลักฟิล์มของเหลวควบแน่นที่ไหลลงมาเป็นก้อนของเหลวให้เคลื่อนที่พร้อมกันไปยังส่วนควบแน่น โดยที่มุมนี้จะไม่มองเห็นการเดือดแบบฟองเกิดขึ้นที่บริเวณโค้งเลี้ยวในส่วนทำระเหย รูปแบบการไหลในส่วนทำระเหยส่วนใหญ่เป็นแบบวงแหวนและแบบสลักเกิดขึ้นบ้างเป็นบางครั้ง ดังแสดงในรูป 4.16(ข) โดยที่อุณหภูมิฟองไอน้ำจะมีความเร็วเฉลี่ย 0.13 เมตร/วินาที และความยาวเฉลี่ยของฟองไอน้ำเป็น 11.17 มิลลิเมตร

ที่มุมเอียง 70 องศา สังเกตเห็นฟิล์มของเหลวควบแน่นจากส่วนควบแน่นไหลลงมายังบริเวณโค้งเลี้ยวในส่วนทำระเหย ณ บริเวณนี้ฟิล์มของเหลวควบแน่นที่ได้รับความร้อน บางส่วนจะกลายเป็นฟองไอน้ำ โดยฟองไอน้ำที่เกิดขึ้นจะมีการขยายตัวเต็มพื้นที่หน้าตัดอย่างรวดเร็ว จากนั้นจึงเคลื่อนที่ขึ้นพร้อมทั้งมีการขยายความยาวของฟองไอน้ำในบริเวณส่วนทำระเหย โดยในมุมการทำงานนี้จะสังเกตเห็นการเดือดแบบฟองเกิดขึ้นที่ก้อนของเหลวด้วย รูปแบบการไหลในส่วนทำระเหยส่วนใหญ่เป็นแบบวงแหวน และแบบสลักที่เกิดขึ้นร่วมกัน ฟองไอน้ำจะเคลื่อนที่ขึ้นสู่ส่วนควบแน่นทั้งด้านซ้ายและด้านขวาของโค้งเลี้ยวเนื่องจากปริมาณความร้อนที่ให้กับส่วนทำระเหยยังไม่มาก ดังนั้นความเร็วของฟองไอน้ำยังไม่สูงมากทำให้การเคลื่อนที่ของฟองไอน้ำเป็นการเคลื่อนที่

แบบตามกันดังแสดงในรูป 4.16(ค) โดยที่อุณหภูมินี้ฟองไอจะมีความเร็วเฉลี่ย 0.17 เมตร/วินาที และความยาวเฉลี่ยของฟองไอเป็น 16.7 มิลลิเมตร

ในช่วงมุมเอียงอยู่ที่ 90 องศา จะมีรูปแบบการไหลในส่วนทำระเหยส่วนใหญ่เป็นแบบวงแหวน และแบบสลักที่เกิดขึ้นร่วมกัน เหมือนกันกับที่มุมเอียง 70 องศา แต่ต่างกันที่ฟองไอที่เกิดขึ้นจะเคลื่อนที่ขึ้นสู่ส่วนควบแน่นในลักษณะที่ช้า ดังแสดงในรูป 4.16(ง) จะมีความเร็วเฉลี่ย 0.24 เมตร/วินาที และความยาวเฉลี่ยของฟองไอเป็น 13.62 มิลลิเมตร

เมื่อเพิ่มอุณหภูมิแหล่งให้ความร้อนขึ้นเป็น 100 องศาเซลเซียสจนถึงสถานะคงที่ ผลของมุมเอียง 0 องศา แท่งของเหลวจะอยู่ที่ส่วนควบแน่นและฟองไอจะอยู่ที่ส่วนทำระเหยตลอดทุกโค้งเลี้ยวแต่ขนาดความยาวของฟองจะมีขนาดยาวกว่าที่อุณหภูมิของแหล่งให้ความร้อนเป็น 80 องศาเซลเซียส ที่เป็นเช่นนี้เนื่องจากฟองไอได้รับความร้อนเพิ่มขึ้นทำให้เกิดการขยายตัวแต่อย่างไรก็ตามเนื่องจากส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นอยู่ในระดับเดียวกันฟองไอที่ได้รับความร้อนที่ส่วนทำระเหยจะด้านการเคลื่อนที่ของแท่งของเหลวที่จะมาที่ส่วนทำระเหย ทำให้แท่งของเหลวไม่สามารถเคลื่อนที่มาที่ส่วนทำระเหยได้ดังแสดงในรูป 4.17(ก)

ที่มุมเอียง 5 องศา จำนวนของฟองไอที่เกิดจากการเดือดบริเวณ โค้งเลี้ยวจะเพิ่มขึ้นเนื่องจากอุณหภูมิแหล่งให้ความร้อนเพิ่มขึ้น ความเร็วของฟองไอจะเพิ่มขึ้นเนื่องจากต้องถ่ายเทความร้อนด้วยอัตราที่เพิ่มขึ้น ทำให้ฟองไอจะเกิดการรวมตัวกันและมีการแยกออกจากกัน รูปแบบการไหลส่วนใหญ่จึงยังคงเป็นแบบวงแหวน ดังแสดงในรูป 4.17(ข) ซึ่งเป็นรูปที่อุณหภูมิแหล่งให้ความร้อนเป็น 130 องศาเซลเซียส และมีความยาวเฉลี่ยที่ลดลงเนื่องจากระยะเวลาในการขยายตัวที่ส่วนทำระเหยลดลงและจำนวนฟองไอที่รับความร้อนมีเพิ่มขึ้นในบางครั้งฟองไอมีการแยกออกจากกันจะกลายเป็นลักษณะของคลื่นของเหลวที่ปลายคลื่นแต่ละอยู่บริเวณผนังท่อซึ่งเป็นสาเหตุให้ฟิล์มของเหลวที่เคลื่อนที่จากส่วนควบแน่นมาที่ส่วนทำระเหยเกิดการไหลสวนทางกับฟองไอที่เคลื่อนที่ไปที่ส่วนควบแน่นทำให้เกิดการท่วมขึ้นฟิล์มของเหลวที่อยู่ด้านล่างจุดที่เกิดจากการท่วมจะบางลงทำให้บริเวณส่วนทำระเหยมีของเหลวลดลงเป็นสาเหตุให้ไม่เพียงพอต่อการส่งถ่ายความร้อนจากอัตราความร้อนที่เพิ่มขึ้นทำให้เกิดสภาวะวิกฤตขึ้นทำให้ของเหลวมีการท่วมอยู่ที่บริเวณต่ำกว่าปากทางเข้าส่วนทำระเหยลงมา 4.45 มิลลิเมตร

ที่มุมเอียง 70 องศา จำนวนของฟองไอที่เกิดจากการเดือดจะเพิ่มขึ้นเนื่องจากอุณหภูมิแหล่งให้ความร้อนเพิ่มขึ้น ความเร็วของฟองไอจะเพิ่มขึ้นเนื่องจากต้องถ่ายเทความร้อนด้วยอัตราที่เพิ่มขึ้นและมีความยาวเฉลี่ยที่ลดลงเนื่องจากระยะเวลาในการขยายตัวที่ส่วนทำระเหยลดลงและจำนวนฟองไอที่รับความร้อนมีเพิ่มขึ้น ขนาดของสะพานของเหลวที่กั้นระหว่างฟองไอเริ่มบางลง และในบางครั้งมีการขาดออกจากกันจนกลายเป็นลักษณะของคลื่นของเหลวที่ปลาย

คลื่นและอยู่บริเวณผนังท่อด้านที่ให้ความร้อน รูปแบบการไหลส่วนใหญ่จึงยังคงเป็นการไหลแบบวงแหวน ดังแสดงในรูป 4.17(ค) ซึ่งเป็นรูปที่อุณหภูมิแหล่งให้ความร้อนเป็น 140 องศาเซลเซียส จะสังเกตเห็นการท่วมในตำแหน่งต่ำกว่าปากทางเข้าส่วนทำระเหยลงมาประมาณ 17.2 มิลลิเมตร ตำแหน่งการท่วมจะเปลี่ยนแปลงไปในแต่ละโค้งเลี้ยวแต่อยู่ในระยะที่ใกล้เคียงกัน โดยจะมีระยะเวลาของการเกิดการท่วมนานประมาณ 0.12 - 0.24 วินาทีในแต่ละครั้ง และเกิดปรากฏการณ์การท่วมขึ้นด้วยความถี่ประมาณ 2.41- 5 ครั้ง/วินาที

ที่มุมเอียง 90 องศาอุณหภูมิแหล่งให้ความร้อนเป็น 130 องศาเซลเซียส จะเกิดการเดือดแบบฟองขึ้นที่ส่วนของโค้งเลี้ยวจำนวนของฟองไอนขนาดเล็กที่เกิดจากการเดือดเพิ่มมากขึ้นเรื่อย ๆ ความเร็วของฟองไอนมีค่าเพิ่มขึ้น และมีการรวมตัวกันของฟองไอนเกิดขึ้นบ้างในบางครั้ง ความเร็วที่เพิ่มขึ้นและการรวมตัวของฟองไอนส่งผลทำให้เริ่มมีการบิดเบี้ยวของฟองไอนเกิดขึ้น รูปแบบการไหลส่วนใหญ่จึงเป็นแบบวงแหวน เริ่มเกิดการท่วมแบบชั่วคราวขึ้นโดยการรวมตัวของฟองไอน และการดันคลื่นของเหลวของไอน ทำให้ของเหลวมีการท่วมอยู่ที่บริเวณด้านบนของส่วนทำระเหย ดังแสดงในรูป 4.17(ง) จะสังเกตเห็นการท่วมในตำแหน่งต่ำกว่าปากทางเข้าส่วนทำระเหยลงมาประมาณ 26.1 มิลลิเมตร

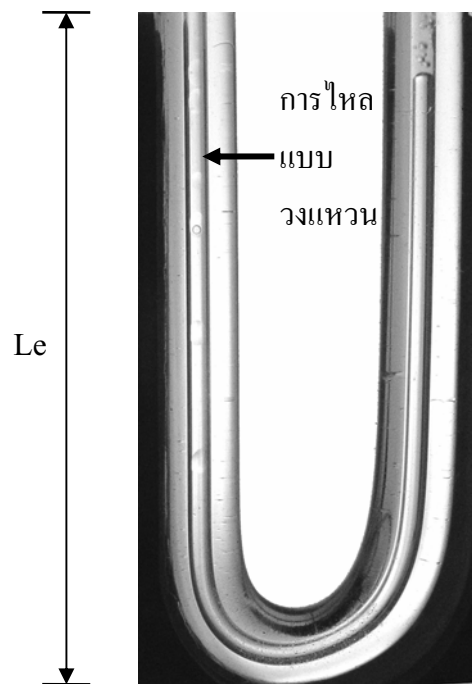
เมื่อเพิ่มอุณหภูมิแหล่งให้ความร้อนขึ้นไปอีกเป็น 170 องศาเซลเซียส ที่มุมเอียง 0 องศา ฟองไอนจะถ่ายเทความร้อนให้กับแท่งของเหลวทำให้อุณหภูมิของฟองไอนลดลงทำให้แรงดันการเคลื่อนที่ของแท่งของเหลวลดลงทำให้ แท่งของเหลวที่อยู่ในส่วนควบแน่นจะสามารถเคลื่อนที่เข้ามาที่ส่วนทำระเหยได้เป็นบางครั้งและเกิดการเดือดที่รุนแรงฟองไอนสามารถเคลื่อนที่ข้ามโค้งเลี้ยวไปด้านใดด้านหนึ่งแต่จะเกิดเพียงในระยะเวลาที่สั้น ๆ เท่านั้น หลังจากนั้นที่ส่วนทำระเหยก็เป็นฟองไอนส่วนควบแน่นก็จะเป็นแท่งของเหลวเหมือนเดิมโดยเป็นเช่นนี้ทุกโค้งเลี้ยว ดังแสดงในรูป 4.18 (ก)

ที่มุมเอียง 5 องศา เมื่อเพิ่มอุณหภูมิแหล่งให้ความร้อนขึ้นไปอีก ปรากฏการณ์การท่วมจะเกิดขึ้น และการแห้งมีการขยายตัวลงสู่ด้านล่างของส่วนทำระเหย จนกระทั่งเมื่อเพิ่มอุณหภูมิของแหล่งให้ความร้อนขึ้นไปถึง 150 องศาเซลเซียส การแห้งจะเกิดขึ้นตลอดความยาวส่วนทำระเหยของท่อ และของเหลวจะถูกดันไว้ให้ท่วมอยู่ที่ปากทางเข้าส่วนทำระเหย ดังแสดงในรูป 4.18(ข) รูปแบบการไหลส่วนใหญ่เป็นแบบวงแหวน

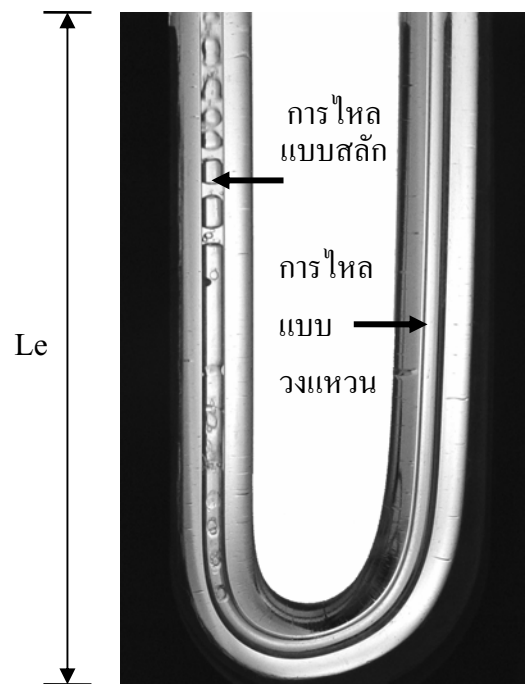
ที่มุมเอียง 70 องศา อุณหภูมิของแหล่งให้ความร้อน 160 องศาเซลเซียส ปรากฏการณ์การท่วมจะเกิดขึ้น และการแห้งมีการขยายตัวลงสู่ด้านล่าง จนกระทั่งการแห้งจะเกิดขึ้นเกือบตลอดความยาวส่วนทำระเหยของท่อ โดยจะมีของเหลวบางส่วนค้างอยู่ที่โค้งเลี้ยวด้านล่างของส่วนทำระเหย และมีคลื่นของเหลวเกิดขึ้นที่ฟิล์มของเหลวซึ่งไหลลงมาตามผนังท่อ

ด้านที่ไม่ได้รับความร้อน ในบางครั้งฟิล์มของเหลวนี้มีขนาดใหญ่ขึ้นจนหวัคลิ้นมาแตะผนังท่อ ส่วนที่เกิดการแห้ง แต่ปรากฏการณ์ดังกล่าวนี้จะเกิดขึ้นเป็นช่วงระยะเวลาสั้นๆเท่านั้น ของเหลวส่วนใหญ่จะถูกดันไว้ให้ท่วมอยู่ที่ปากทางเข้าส่วนทำระเหย ดังแสดงในรูป 4.18(ค)

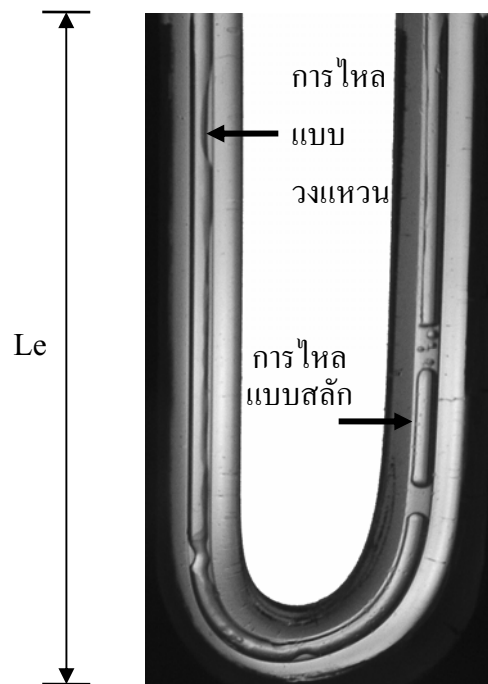
ที่มุมเอียง 90 องศาของแหล่งให้ความร้อน 160 องศาเซลเซียสเมื่ออัตราความร้อนเพิ่มขึ้นรูปแบบการไหลเปลี่ยนแปลงไปดังนี้ การเดือดแบบฟองเกิดขึ้นที่ส่วนด้านล่างของส่วนทำระเหยการเดือดจะมีความรุนแรงมากขึ้นฟองไอน้ำจะมีการรวมตัวกันเป็นฟองไอน้ำที่ใหญ่ขึ้น และเคลื่อนที่ขึ้นสู่ส่วนควบแน่นซึ่งจะเกิดการไหลสวนทางกับฟิล์มของเหลวที่เคลื่อนที่จากส่วนควบแน่นลงมาที่ส่วนทำระเหยทำให้เกิดคลื่นที่ผิวหน้าของฟิล์มของเหลวด้านการเคลื่อนที่ลงของฟิล์มปรากฏการณ์เช่นนี้จะเกิดขึ้นชั่วคราวเท่านั้น แต่เมื่อเพิ่มอัตราความร้อนมากขึ้นการท่วมจะเกิดขึ้น และการแห้งมีการขยายตัวลงสู่ด้านล่างเกือบตลอดความยาวส่วนทำระเหยของท่อโดยจะมีของเหลวบางส่วนค้างอยู่ที่โค้งเลี้ยวด้านล่างของส่วนทำระเหย และมีคลื่นของเหลวเกิดขึ้นที่ฟิล์มของเหลวซึ่งไหลลงมาตามผนังท่อด้านที่ไม่ได้รับความร้อน ในบางครั้งฟิล์มของเหลวนี้มีขนาดใหญ่ขึ้นจนหวัคลิ้นมาแตะผนังท่อส่วนที่เกิดการแห้ง แต่ปรากฏการณ์ดังกล่าวนี้จะเกิดขึ้นเป็นช่วงระยะเวลาสั้นๆเท่านั้น ของเหลวส่วนใหญ่จะถูกดันไว้ให้ท่วมอยู่ที่ปากทางเข้าส่วนทำระเหย ดังแสดงในรูป 4.18(ง)



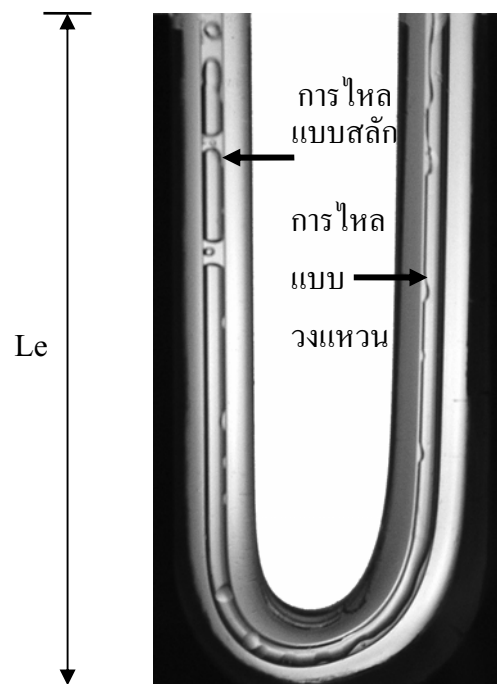
(ก) มุมเอียง 0 องศา



(ข) มุมเอียง 5 องศา

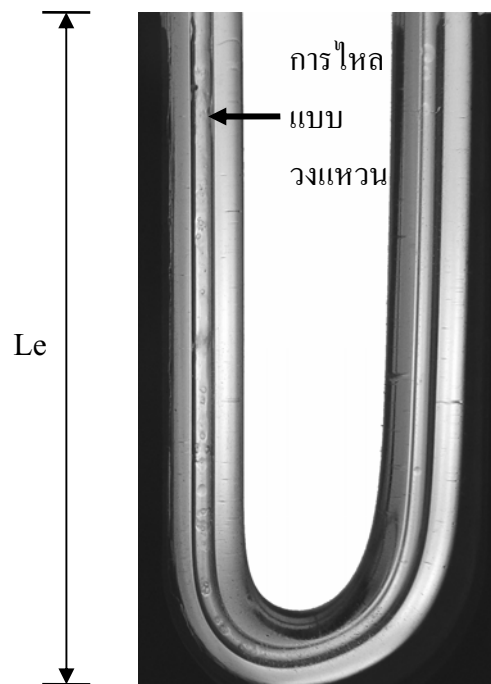


(ค) มุมเอียง 70 องศา

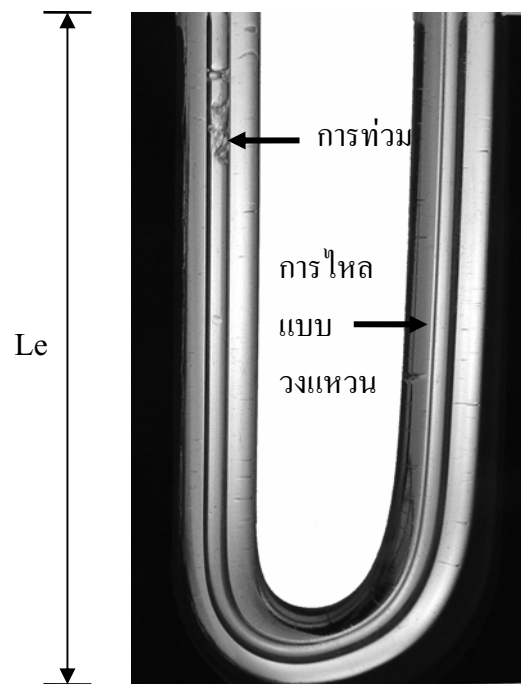


(ง) มุมเอียง 90 องศา

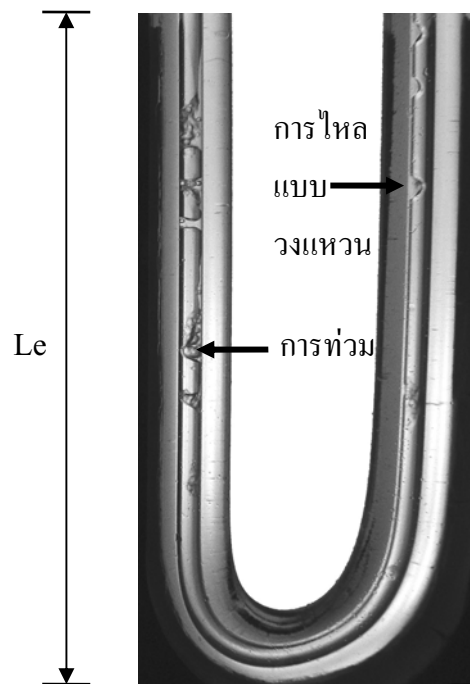
รูป 4.16 ขั้นตอนการเกิดสภาวะวิกฤตของท่อความร้อนแบบส้นปลายปิด
ที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 1.0 มิลลิเมตร ก่อนสภาวะวิกฤติ สารทำงานเป็น R123



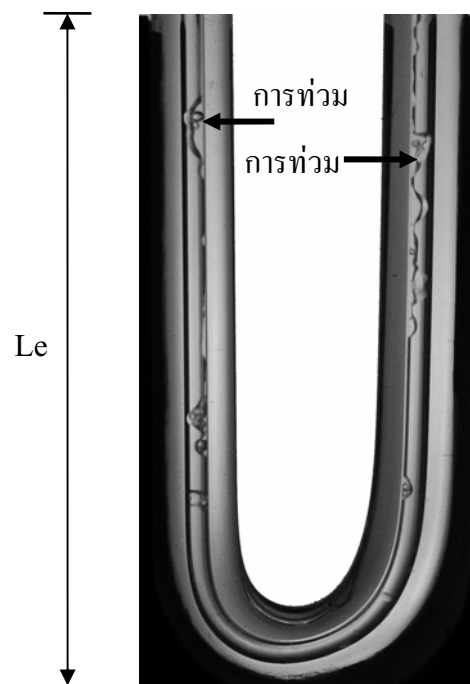
(ก) มุมเอียง 0 องศา



(ข) มุมเอียง 5 องศา

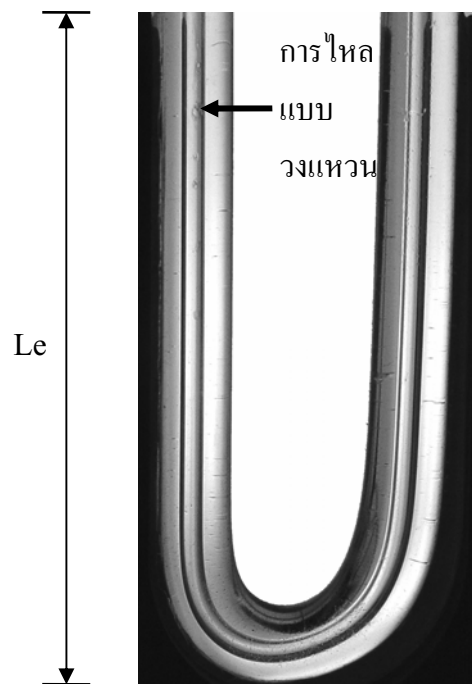


(ค) มุมเอียง 70 องศา

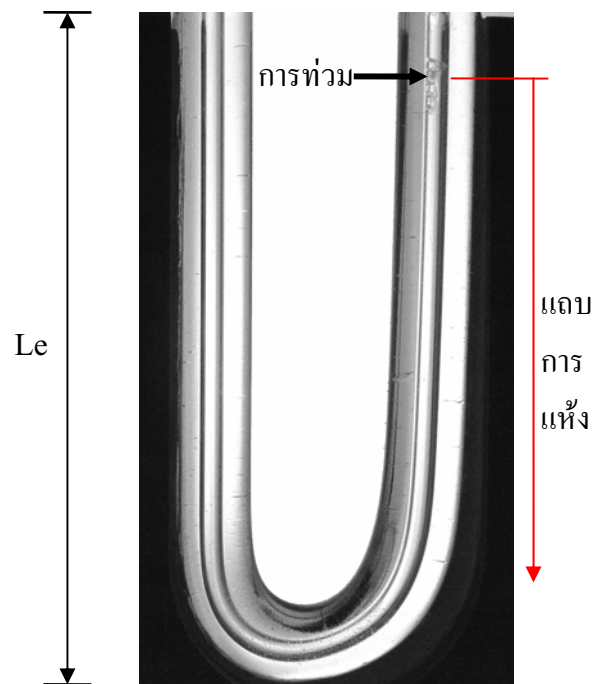


(ง) มุมเอียง 90 องศา

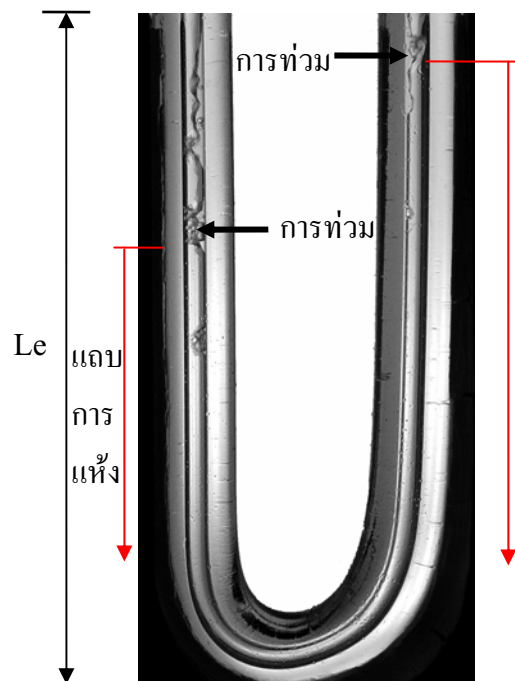
รูป 4.17 ขั้นตอนการเกิดสภาวะวิกฤตของท่อความร้อนแบบส้นปลายปิด
ที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 1.0 มิลลิเมตร ที่สภาวะวิกฤติ สารทำงานเป็น R123



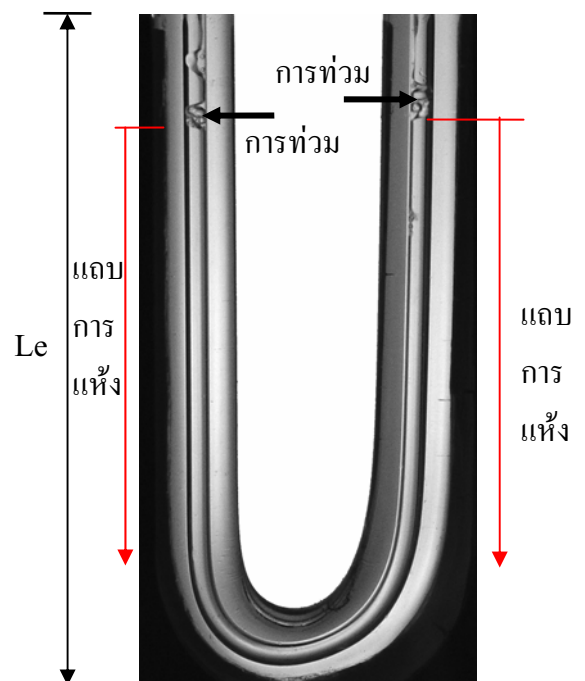
(ก) มุมเอียง 0 องศา



(ข) มุมเอียง 5 องศา

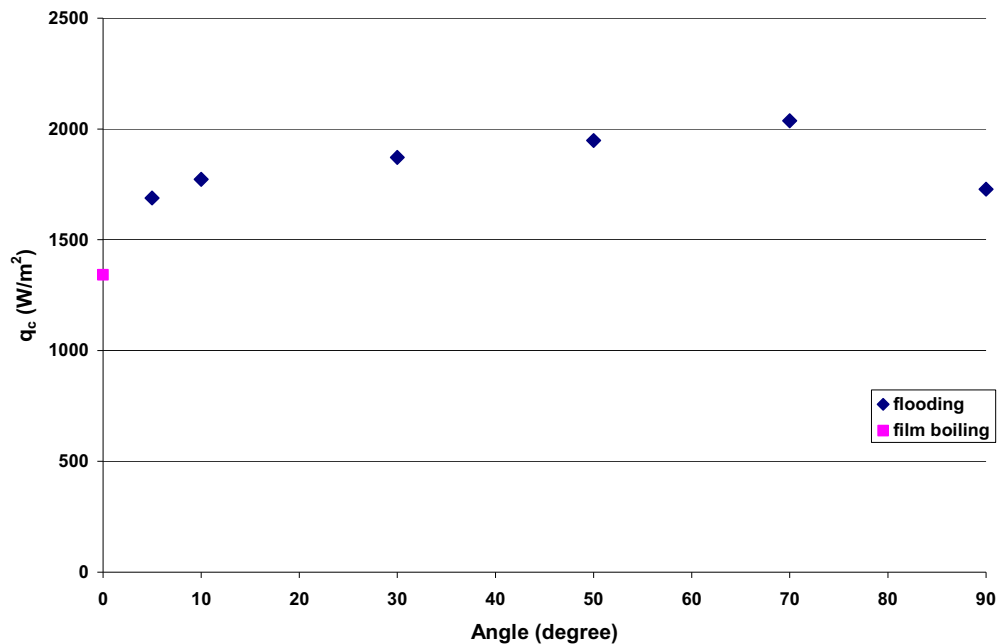


(ค) มุมเอียง 70 องศา



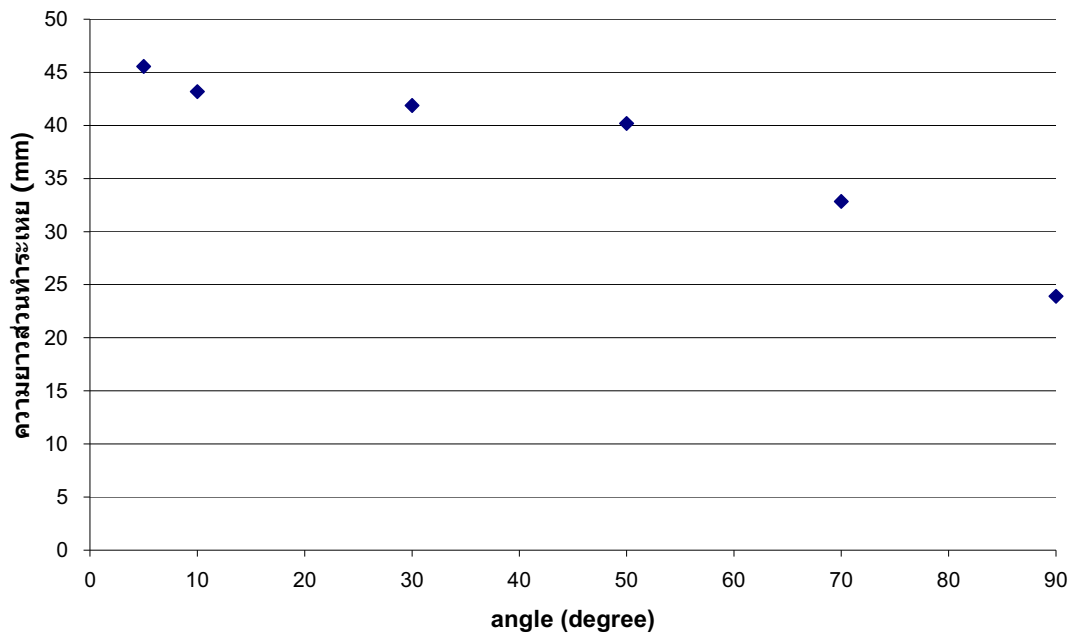
(ง) มุมเอียง 90 องศา

รูป 4.18 ขั้นตอนการเกิดสภาวะวิกฤตของท่อความร้อนแบบสันปลายปิด
ที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 1.0 มิลลิเมตร หลังสภาวะวิกฤติ สารทำงานเป็น R123

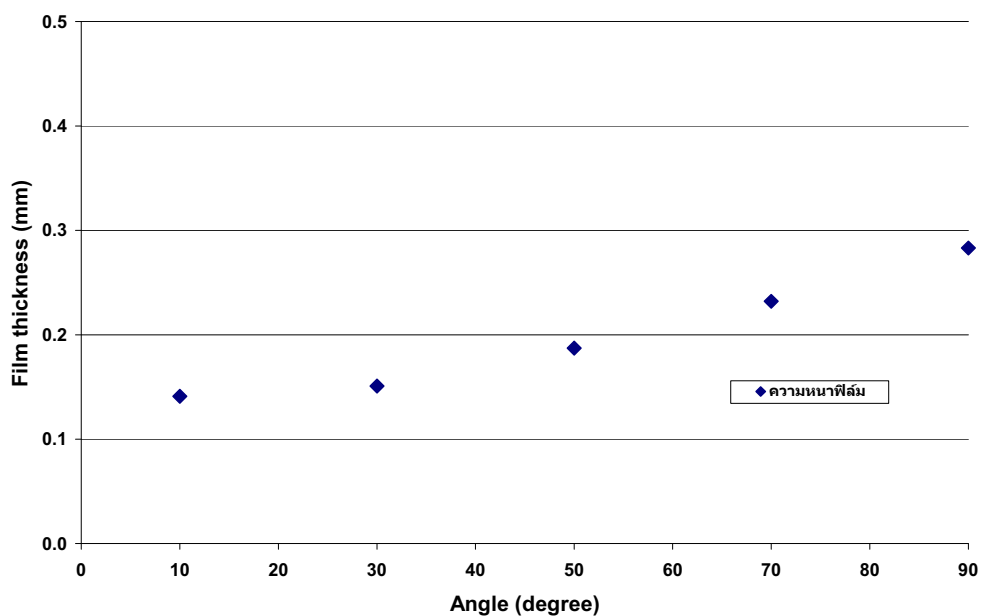


รูป 4.19 แสดงถึงความสัมพันธ์ระหว่างมุมเอียงกับความหนาแน่นความร้อนวิกฤต

จากรูป 4.19 แสดงถึงความสัมพันธ์ระหว่างมุมเอียงกับความหนาแน่นความร้อนวิกฤต จะเห็นว่าสภาวะวิกฤตที่มุมเอียง 0 องศา สาเหตุของการเกิดสภาวะวิกฤตเกิดจากการเดือดแบบฟิล์ม แต่ที่มุมเอียง 5 ถึง 90 องศาจำกัดการทำงานของท่อความร้อน สาเหตุของการเกิดสภาวะวิกฤตเกิดจากปรากฏการณ์การท่วม โดยที่ช่วงมุมเอียงดังกล่าวขีดจำกัดการทำงานนั้นเกิดจากสาเหตุเดียวกัน แต่มีค่าความหนาแน่นความร้อนวิกฤตต่างกัน ซึ่งจะเห็นว่าปรากฏการณ์การท่วมนั้นเกิดเนื่องจากการไหลสวนทางกันของไอที่ระเหยตัวจากส่วนทำระเหยที่เคลื่อนที่ขึ้นสู่ส่วนควบแน่นและการไหลลงของฟิล์มของเหลวจากส่วนควบแน่นมาสู่ส่วนทำระเหยนั้น โดยการท่วมนั้นจะเริ่มเกิดขึ้นที่ปากทางเข้าส่วนทำระเหย โดยที่มุมเอียงลดลงจาก 90 องศาเป็น 5 องศา ระยะการเกิดการท่วมจะเพิ่มขึ้นจาก 23.9 มิลลิเมตรเป็น 45.6 มิลลิเมตรจากบริเวณโค้งเลี้ยวที่ส่วนทำระเหย แสดงดังรูป 4.20 ที่เป็นเช่นนี้เนื่องจากขนาดของก้อนของเหลวที่เกิดจากการท่วมที่ขัดขวางการไหลของไอจากส่วนทำระเหยไปสู่ส่วนควบแน่นมีขนาดลดลง เมื่อมุมเอียงลดลง อีกปรากฏการณ์หนึ่งได้จากการทดลองเชิงทัศน์ คือ ความหนาฟิล์มของของเหลวควบแน่นเหนือก้อนของเหลวจากการท่วมจะมีความหนาเพิ่มมากขึ้นจาก 0.141 มิลลิเมตรเป็น 0.283 มิลลิเมตร เมื่อมุมเอียงเพิ่มขึ้นจาก 10 องศาเป็น 90 องศาจากแนวระดับ เนื่องจากการเปลี่ยนรูปแบบการไหลจากการไหลแบบแยกชั้นไปเป็นการไหลแบบวงแหวนจึงทำให้ความหนาฟิล์มมีค่าเพิ่มขึ้นแสดงดังรูป 4.21



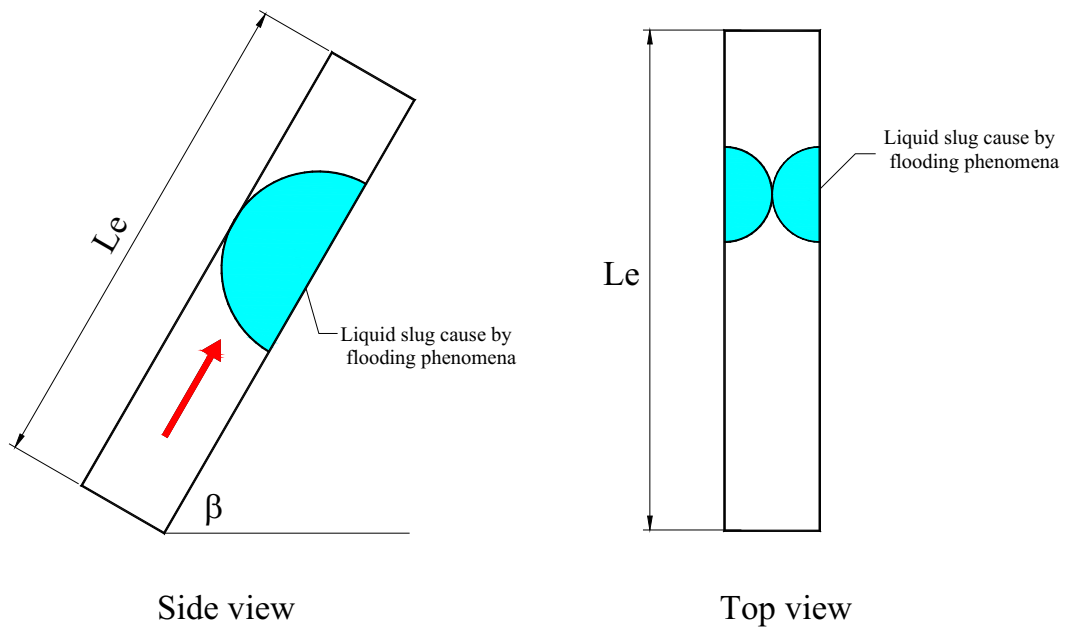
รูป 4.20 แสดงถึงความสัมพันธ์ระหว่างมุมเอียงกับระยะทางการท่วม



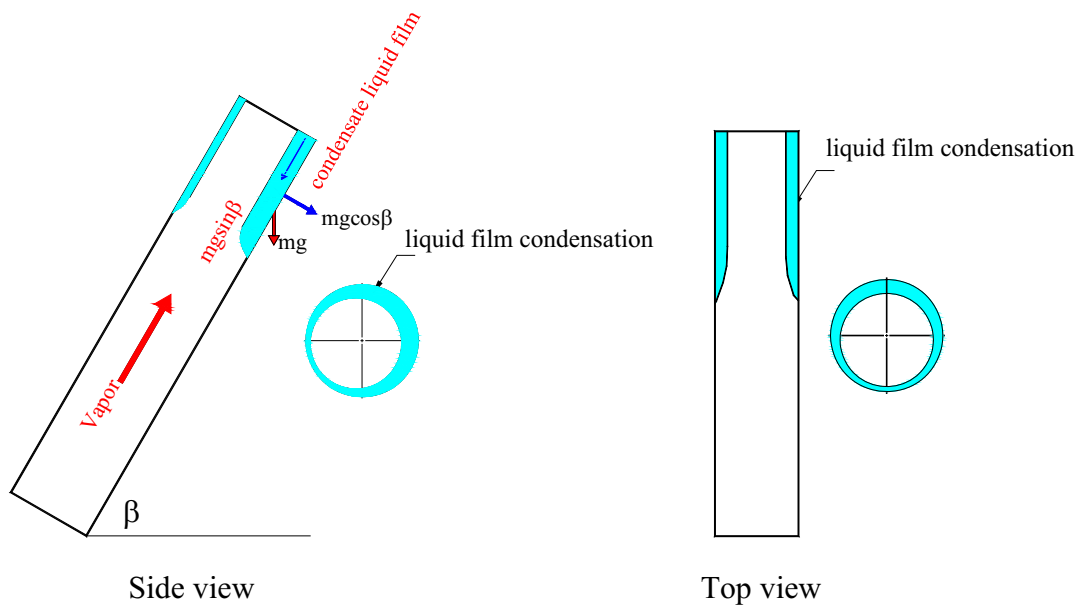
รูป 4.21 แสดงถึงความสัมพันธ์ระหว่างมุมเอียงกับความหนาฟิล์มของเหลวควบแน่น

ดังนั้นจากข้อมูลดังกล่าว สามารถตั้งสมมุติฐานที่ช่วงมุมการทำงานดังกล่าว มีค่าความหนาแน่นความร้อนวิฤตต่างกันเกิดจากปรากฏการณ์ 2 ปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นพร้อมๆกัน โดยปรากฏการณ์แรก เกิดจากก้อนของเหลวขัดขวางการเคลื่อนที่ของไอที่ส่วนทำระเหย แสดงดังรูป

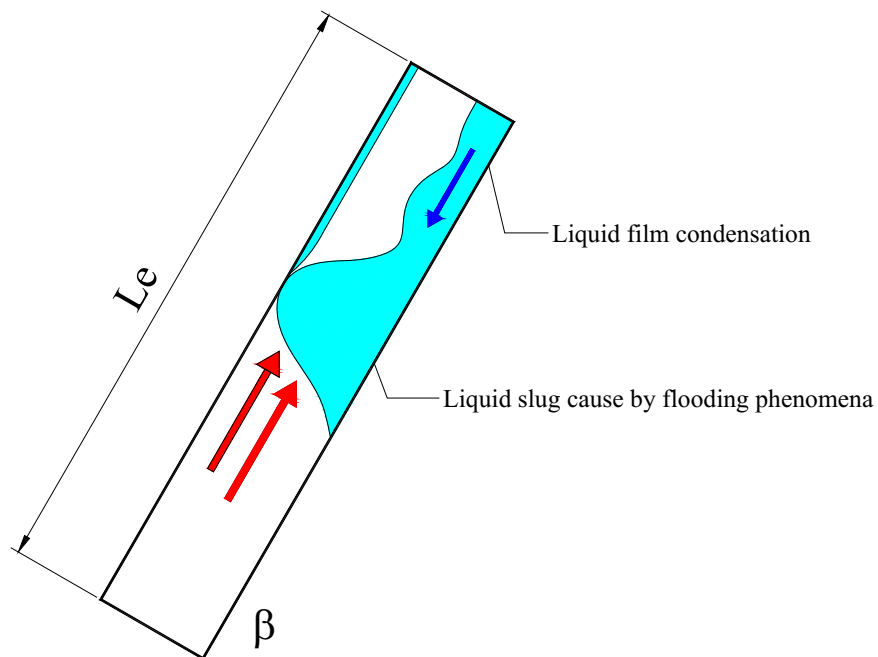
4.22 และปรากฏการณ์ที่สอง เกิดจากความหนาฟิล์มของเหลวควบแน่นเหนือก้อนของเหลวที่เกิดจากการท่วมที่บางลง จากปรากฏการณ์การแห้งแบบฟิล์มอย่างอ่อน โดยปรากฏการณ์นี้จะทำให้ความหนาฟิล์มบางลงเท่านั้น แต่ไม่ทำให้ฟิล์มของเหลวเกิดการแห้งเหือด แสดงดังรูป 4.23



รูป 4.22 แสดงปรากฏการณ์แรกที่เกิดจากก้อนของเหลวขัดขวางการเคลื่อนที่ของไอที่ส่วนทำระเหย



รูป 4.23 แสดงปรากฏการณ์ที่สอง ที่เกิดความหนาฟิล์มของเหลวควบแน่นเหนือก้อนของเหลวที่เกิดจากการท่วมที่บางลง



รูป 4.24 แสดงปรากฏการณ์แรก และปรากฏการณ์ที่สอง ที่เกิดขึ้นพร้อมๆกัน

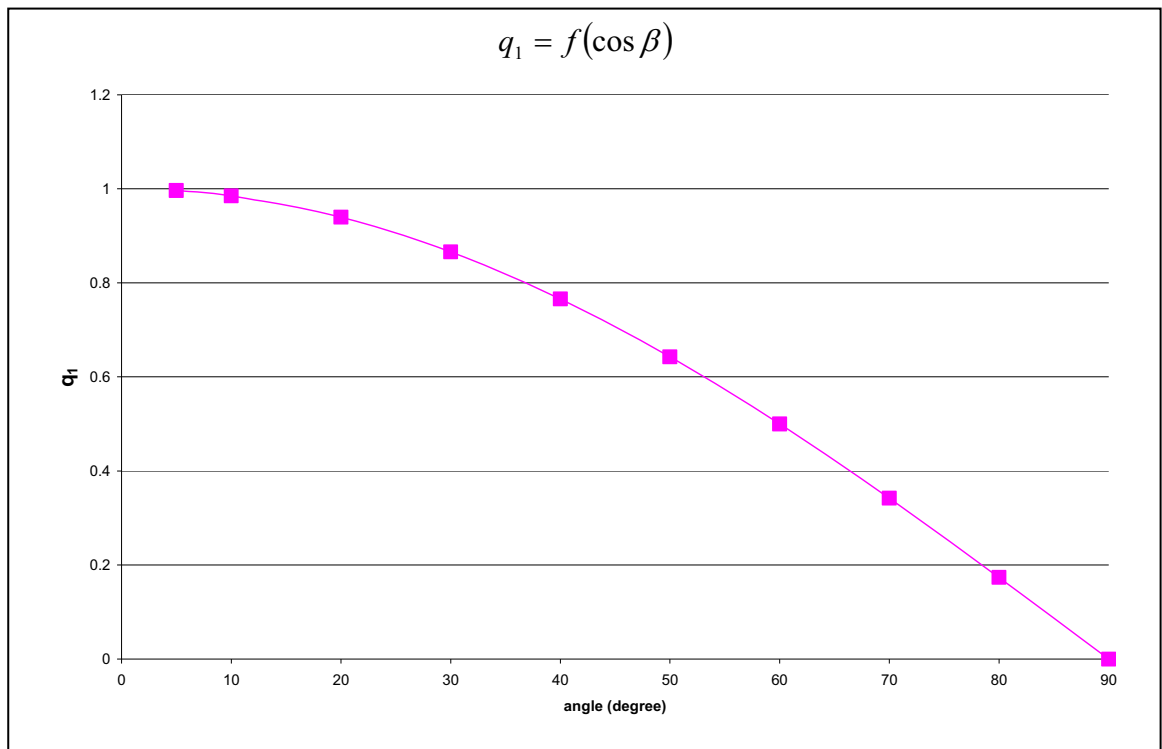
ดังนั้นค่าความหนาแน่นความร้อนวิกฤตทั้งหมดจะเท่ากับค่าความหนาแน่นความร้อนจากปรากฏการณ์ที่เกิดจากก้อนของเหลวขัดขวางการเคลื่อนที่ของไอที่ส่วนทำระเหยรวมกับค่าความหนาแน่นความร้อนจากปรากฏการณ์ความหนาฟิล์มของเหลวควบแน่นเหนือก้อนของเหลวที่เกิดจากการท่วมที่บางลง ดังสมการ

$$q_c = q_1 + q_2 \quad (4.1)$$

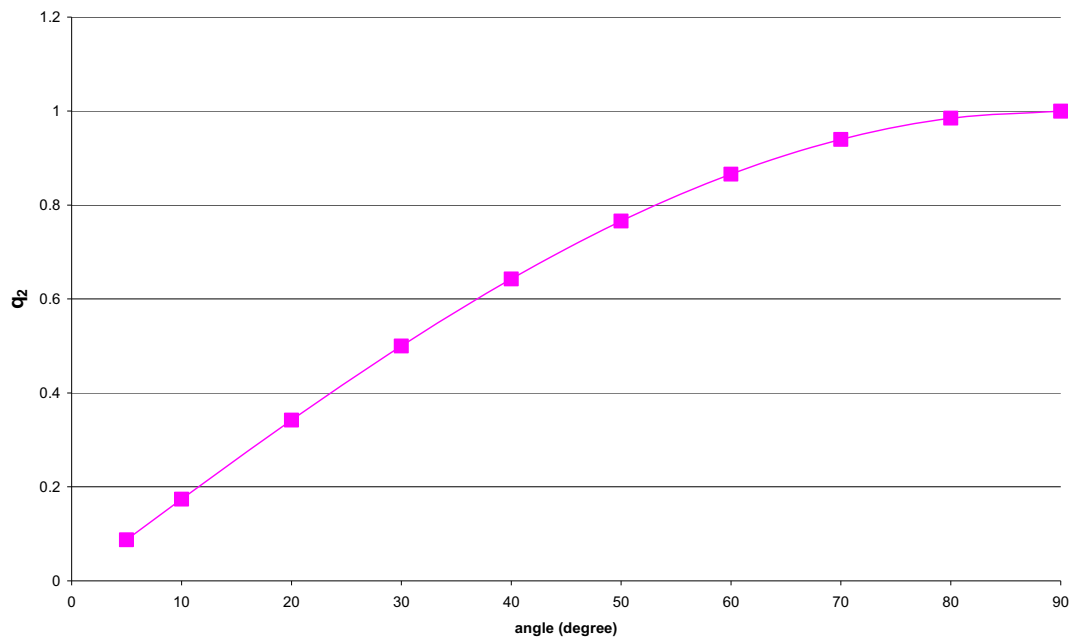
เมื่อ q_1 คือ ค่าความหนาแน่นความร้อนจากปรากฏการณ์ที่เกิดจากก้อนของเหลวขัดขวางการเคลื่อนที่ของไอที่ส่วนทำระเหย

q_2 คือ ค่าความหนาแน่นความร้อนจากปรากฏการณ์ความหนาฟิล์มของเหลวควบแน่นเหนือก้อนของเหลวที่เกิดจากการท่วมที่บางลง

จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของ นิติพงษ์ โสณพงศ์พิพัฒน์ (2543) จะได้ว่าค่าความหนาแน่นความร้อนจากปรากฏการณ์ที่เกิดจากก้อนของเหลวขัดขวางการเคลื่อนที่ของไอที่ส่วนทำระเหยเป็นฟังก์ชันของโคไซน์ของมุมเอียงการทำงาน แสดงดังรูป 4.25



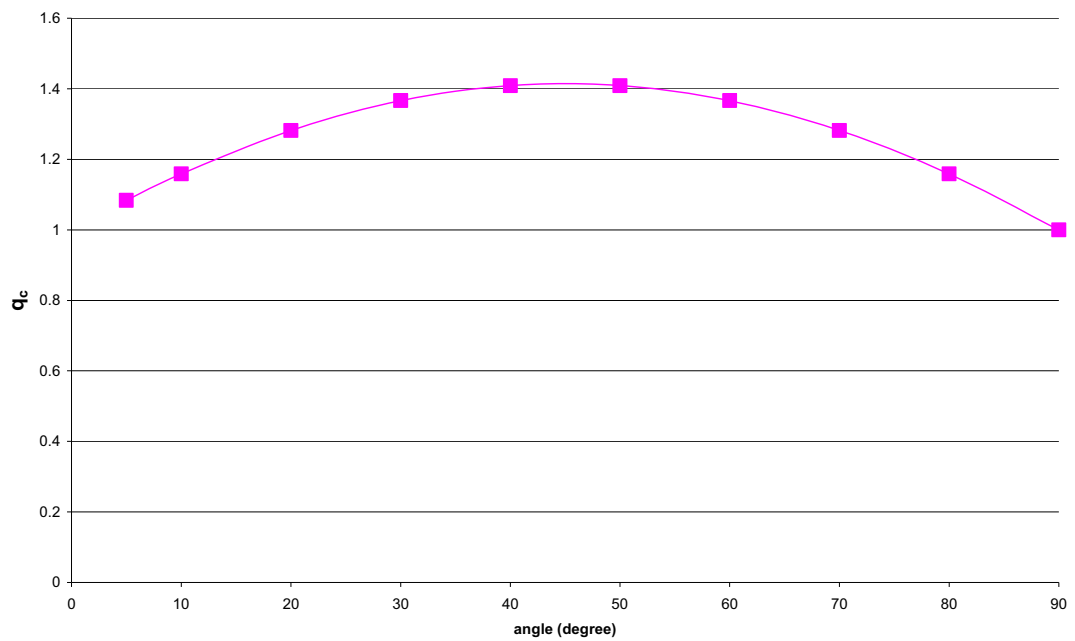
รูป 4.25 แสดงค่าความหนาแน่นความร้อนจากปรากฏการณ์ที่เกิดจากก้อนของเหลวขัดขวางการเคลื่อนที่ของไอที่ส่วนทำระเหยกับมุมเอียงการทำงาน



รูป 4.26 แสดงค่าความหนาแน่นความร้อนจากปรากฏการณ์ที่เกิดความหนาฟิล์มของเหลวควบแน่นเหนือก้อนของเหลวที่เกิดจากการท่วมที่บางลงกับมุมเอียงการทำงาน

จากรูป 4.26 จะเห็นได้ว่ามวลของฟิล์มของเหลวควบแน่นเหนือก้อนของเหลวที่เกิดจากการท่วมที่บางลงเป็นฟังก์ชันของไซน์ของมุมเอียงการทำงาน เนื่องจากถ้ามีฟิล์มของเหลวควบแน่นหนาก็จะไหลไปยังส่วนทำระเหยได้มาก การส่งถ่ายความร้อนจะมีค่ามาก แต่ถ้าฟิล์มของเหลวควบแน่นบางลง ก็จะไหลไปยังส่วนทำระเหยได้น้อยลง การส่งถ่ายความร้อนจะลดลงตามไปด้วย ดังนั้นค่าความหนาแน่นความร้อนก็จะเป็ฟังก์ชันของไซน์ของมุมเอียงการทำงาน แสดงดังรูป 4.26

ดังนั้นค่าความหนาแน่นความร้อนวิกฤตเท่ากับค่าความหนาแน่นความร้อนจากปรากฏการณ์แรกรวมกับค่าความหนาแน่นความร้อนจากปรากฏการณ์ที่สอง จะเป็นทำให้ค่าความหนาแน่นความร้อนวิกฤตมีแนวโน้มขึ้นกับมุมเอียง แสดงดังรูป 4.27



รูป 4.27 แสดงค่าความหนาแน่นความร้อนวิกฤตจากการรวมกันของทั้งสองปรากฏการณ์
กับมุมเอียงการทำงาน

บรรณานุกรม

- Akachi, H., Polasek, F., and Stulc, P., ***Pulsating Heat Pipe***. Procs. of the 5th International Heat Pipe Symposium. Melbourne Australia., 1996.
- Anuchitchanchai, P., Kamonpet, P., Wongratanaphisan, T., and Terdtoon, P., ***Effect of Aspect Ratios and Internal Diameter on Performance Limit of A Closed-End Oscillating Heat Pipe Using Refrigerant Blend as Working Fluid***. Procs. of the 7th International Heat Pipe Symposium. Jeju Korea., 2003.
- Anuchitchanchai, P., ***Performance Limit of Closed – End Oscillating Heat Pipe Using MP39 and HP62 as Working Fluids***. Thesis for Master of Engineering in Mechanical Engineering. Chiang Mai University., 2003.
- Charoensawan, P., Terdtoon, P., Tantakom, P., Ingsuwan, P., and Groll, M., ***Effect of Inclination Angle, Filling Ratios and Total Lengths on Heat Transfer Characteristics of a Closed-Loop Oscillating Heat Pipe***. Procs. of the 6th International Heat Pipe Symposium. Chiang Mai Thailand., 2000.
- Charoensawan, P., Khandekar, S., Groll, M., and Terdtoon, P., ***Closed Loop Pulsating Heat Pipe Part A: Parametric Experimental Investigations***. Applied Thermal Engineering. Vol. 23., 2003.
- Charoensawan, P., Terdtoon, P., Tantakom, P., and Ingsuwan, P., ***Effect of Evaporator Section Lengths, Number of Turns and Working Fluid on Internal Flow Patterns of a Vertical Closed-Loop Oscillating Heat Pipe***. Procs. of the 7th International Heat Pipe Symposium. Jeju Korea., 2003.
- Dobson, R.T., and Harms, T.M., ***Lumped Parameter Analysis of Closed and Open Oscillatory Heat Pipe***. Procs. of the 11th International Heat Pipe Conference. Tokyo Japan., 1999.
- Dunn, P., and Reay, D.A., ***Heat Pipes***. 3rd Edition., Pergamon Press. Oxford England., 1982.
- GI, K., Sato, F., and Maezawa, S., ***Flow Visualization Experiment on Oscillating Heat Pipe***. Procs. of the 11th International Heat Pipe Conference, Tokyo Japan., 1999.
- Groll, M., Khandekar, S., Pulsating Heat Pipe: Progress and Prospects. Procs. of Int. Conference on Energy and the Environment, Shanghai China., May 22-24, 2003.

- Kammuang-lue, N., Charoensawan, P., Ritthidech, S., Budhajan, K. and Terdtoon, P., ***Effect of Working Fluids on Heat Transfer Characteristics of A Closed-Loop Pulsating Heat Pipe at Critical State***, *Proc. 1st International Seminar on Heat Pipes and Heat Recovery Systems*, Kuala Lumpur Malaysia, pp. 121-127, 2004.
- Katpradit, T., Wongratanaphisan, T., Terdtoon, P., Akbarzadeh, A., and Kamonpet, P., ***Correlation to Predict Heat Transfer Characteristics of A Closed End Oscillating Heat Pipe at Critical State***, *Applied Thermal Engineering* (submitted), 2003.
- Katpradit, T., Kamonpet, P., Wongratanaphisan, T., and Terdtoon, P., ***Effect of Number of Turns and Working Fluids on Heat Transfer Characteristics of A Closed-End Oscillating Heat Pipe at Critical State***, *Procs. of the 7th International Heat Pipe Symposium*, Jeju Korea., 2003.
- Khandekar, S., Charoensawan, P., Groll, M., and Terdtoon, P., ***Closed Loop Pulsating Heat Pipe Part B: Visualization and Semi-Empirical Modeling***, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 23., 2003.
- Lee, W., Jung, H., Kim, J., and Soo Kim, J., ***Characteristics of Pressure Oscillation in Self-excited Oscillating Heat Pipe based on Experimental Study***, *Procs. of the 6th International Heat Pipe Symposium*, Chiang Mai Thailand., 2000.
- Lin, L., Ponnappan, R. and Leland, J., ***Experimental Investigation of Oscillating Heat Pipe***, 35th Energy Conversion Engineering Conference and Exhibit, Vol. 2., 2000.
- Maesawa, S., Gi, K.Y., Minamisawa, A., and Akachi, H., ***Thermal Performance of Capillary Tube Thermosyphon***, *Procs. of the IX International Heat Pipe Conference*, Albuquerque USA, Vol. II., 1995.
- Maesawa, S., ***Heat Pipe: Its Origin, Development and Present Situation***, *Procs. of the 6th International Heat Pipe Symposium*, Chiang Mai Thailand., 2000.
- Miyasaka, Y., Arikawa, M., ***Oscillatory Flow in Oscillating Heat Pipe***, *Proc. 11th Int. Heat Pipe Conf.*, pp. 367-372, 1999
- Panyoyai, N., ***Effect of Meandering Turns and Aspect Ratios on Internal Flow Patterns of Closed-end Oscillating Heat Pipe at Critical State***, *Thesis for Master of Engineering in Mechanical Engineering*, Chiang Mai University., 2004.
- Qu, W., and Ma, T., ***Experimental Investigation on Flow and Heat Transfer of a Pulsating Heat Pipe***, *Procs. of the 12th International Heat Pipe Conference*, Russia., 2001.

- Qu, W., and Ma, H.B., *Theoretical analysis of startup of a pulsating heat pipe*, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 50, issues 11-12, pp.2309-2316, June 2007.
- Ritidech, S., Terdtoon, P., Tantakom, P., Murakami, M., and Jompakdee, W., *Effect of Inclination Angles, Evaporator Section lengths and Working Fluid Properties on heat Transfer Characteristics of A Closed – End Oscillating Heat Pipe*. Procs. of the 6th International Heat Pipe Symposium. Chiang Mai Thailand., 2000.
- Ritidech, S., Terdtoon, P., Murakami, M., Tantakom, P., and Jompakdee, W., *Correlation to predict heat transfer characteristics of a closed-end oscillating heat pipe at normal operating condition*. Applied Thermal Engineering. Vol. 23., 2003.
- Ritidech, S., Terdtoon, P., Murakami, M., Kamonpet, P., and Jompakdee, W., *Effect of Evaporator Section Lengths, Number of Turns and Working Fluid on Internal Flow Patterns of an Closed-End Oscillating Heat at Normal Operating Condition*. Procs. of the 7th International Heat Pipe Symposium. Jeju Korea., 2003.
- Sakulchangsatjatai, P., Kamonpet, P., Wongratanaphisan, T., Terdtoon, P., and Murakami, M., *Mathematical Modeling of Closed-Loop Oscillating Heat Pipe at Normal Operating Condition*. Procs. of the 7th International Heat Pipe Symposium. Jeju Korea., 2003.
- Shafii, M., Faghri, A., and Zhang, Y., *Thermal Modeling of Unlooped and Looped Pulsating Heat Pipes*. Journal of Heat Transfer. Vol.123., 2001.
- Terdtoon, P., *Heat Pipe*. Department of Mechanical Engineering Chiang Mai University Thailand., 1993.
- Wong, T.N., Tong, B.Y., Lim, S.M., and Oci, K.T., *Theoretical Modeling of Pulsating Heat Pipe*. Procs. of the 11th International Heat Pipe Conference. Musashinoshi Tokyo Japan., 1999.
- Xu, J.L., Li, Y.X. and Wong, T.N., *High speed flow visualization of a closed loop pulsating heat pipe*. International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 48, pp.3338-3351, 2005.

ภาคผนวก ก

การใช้โปรแกรม และหน้าต่างติดต่อระหว่างโปรแกรมและผู้ใช้

ภาคผนวก ก.1 โปรแกรมการคำนวณอัตราการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ยของท่อความร้อนแบบสัณฐานวงรอบ
 หน้าต่างติดต่อระหว่างโปรแกรม และผู้ใช้ ในโปรแกรมคำนวณอัตราการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ยของท่อ
 ความร้อนแบบสัณฐานวงรอบเป็นดังแสดงในรูป ก.1

Form1

HEAT PIPE LABORATORY, CMU.

CLOHP's Average Heat Transfer Calculation Program

Container Information

Material: Copper

Wall thickness (mm):

In side diameter (mm):

Out side diameter (mm):

Number of turn:

Average Heat Transfer Rates (Watts)

PCDC

Working Fluid Information

Type of working fluids: R123

Filling Ratio:

Filling Temperature (C):

Operating Information

Heating Surface Temperature (C):

Cooling Surface Temperature (C):

Go!

Make text file

รูป ก.1 หน้าต่างติดต่อระหว่างโปรแกรม และผู้ใช้ ในโปรแกรมคำนวณอัตราการส่งผ่าน
 ความร้อนเฉลี่ยของท่อความร้อนแบบสัณฐานวงรอบ

หน้าต่างติดต่อระหว่างผู้ใช้และโปรแกรมจะแบ่งออกเป็น 4 ส่วน คือ ส่วนรับข้อมูลเกี่ยวกับตัวท่อความร้อน (Container Information) ส่วนรับข้อมูลเกี่ยวกับสารทำงาน (Working Fluid Information) ส่วนรับข้อมูลอุณหภูมิทำงาน (Operating Temperature) และส่วนแสดงผลการคำนวณ

ในการใช้งานโปรแกรมผู้ใช้จะถูกบังคับให้เลือกวัสดุประเภททองแดงเท่านั้น สำหรับขนาดรูปร่างท่ออื่นๆ สามารถใส่ค่าได้ตามปกติ ในทำนองเดียวกันโปรแกรมจะบังคับให้ผู้ใช้เลือกสารทำงานเฉพาะ R123 เท่านั้น

เมื่อผู้ใช้กรอกข้อมูลเบื้องต้นเสร็จแล้ว โปรแกรมจะทำการคำนวณค่าการส่งผ่านความร้อนเฉลี่ย และค่าสัมประสิทธิ์ความหนาแน่นการเปลี่ยนสถานะภายหลังจากผู้ใช้กดปุ่ม Go! นอกจากนี้ผู้ใช้ยังสามารถบันทึกข้อมูลการคำนวณทั้งหมดไว้ในรูป Text File โดยกดปุ่ม Make text file ไฟล์ที่ต้องการจัดเก็บจะบันทึกไว้ใน

C:/Avgheat.txt

Output ที่ได้จากโครงการ

ผลของงานวิจัยในช่วงนี้ทำให้สามารถเขียนบทความวิชาการเพื่อขอตีพิมพ์ในวารสารวิชาการนานาชาติ 3 บทความด้วยกัน

(a)N. Soponpongpipat, P. Sakulchangsajatai, N. Kammuang-Lue and P. Terdtoon, *Investigation of Starting Condition of Closed Loop Oscillating Heat Pipe* ซึ่งส่งไปขอตีพิมพ์ที่ Jour. of Heat Transfer Engineering

(b)N. Soponpongpipat, P. Sakulchangsajatai, and P. Terdtoon , *Prediction Model of Average Heat Transfer Capacity of Closed-Loop Oscillating Heat Pipe at Normal Operating Condition* ซึ่งจะส่งไปขอตีพิมพ์ที่ Jour. of Heat Transfer Engineering

(c)T. Hudakorn, P. Terdtoon, and P. Sakulchangsajatai , *Effect of inclination angle on performance limit of a closed-end oscillating heat pipe* ซึ่งจะส่งไปขอตีพิมพ์ที่ Jour. of Heat Transfer Engineering

ภาคผนวก ข

บทความ

**Investigation of the Startup Condition of a Closed Loop
Oscillating Heat Pipe**

Investigation of the Startup Condition of a Closed Loop Oscillating Heat Pipe

N. Soponpongpiat, P. Sakulchangsatjatai, N. Kammuang-Lue and P. Terdtoon
Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Chiang Mai
University, Thailand 50200. Tel. +66-53-944151 Fax. +66-53-226014
Email : Nitipongsopon@hotmail.com

Abstract

Although there have been many studies about Closed Loop Oscillating Heat Pipes (CLOHP) both experimentally and theoretically, there is still little understanding of a suitable startup condition. This important condition includes the geometry of a CLOHP, the filling ratio and the temperature of the evaporator and condenser sections that allow a CLOHP to produce a successful startup. Therefore, this paper will develop a concept for a suitable startup condition for a CLOHP. This concept was developed by using visual data and the thermodynamics theory for predicting the amount of vapor evaporation and condensation in a CLOHP. The visual data indicated that the key to a suitable startup is the amount of net vapor expansion in the evaporator and the amount of net collapsed vapor in the condenser. Initial dryout, an event which occurs after a startup failure, results when the net vapor expansion is higher than the amount of net collapsed. This situation obstructs the replacement process. This is a mechanism in which the volume of mixture from the condenser section flows to the evaporator section to replace the volume of mixture that leaves the evaporator section. When the replacement process is impeded, all of the liquid in the evaporator section evaporates and the evaporator section is not refilled by the mixture from the condenser section. The evaporator section is then filled with vapor and initial dryout occurs. In addition, this paper presents a mathematical model that predicts the operating temperature for a suitable startup condition. This prediction can be used to avoid a startup failure of a CLOHP. When comparing the model with that of the experimental data, a 16% accuracy was attained.

Introduction

The Closed Loop Oscillating Heat Pipe is one type of Heat Pipe. It was constructed using a meandering capillary tube with both ends connected together. As the diameter of the capillary tube is smaller than that used in Conventional Heat Pipes, the formation and flow patterns of the working fluid inside the CLOHPs are different from those of Conventional Heat Pipes. Due to these specific characteristics, a lot of research has been conducted on the heat transfer behavior of a CLOHP. The studies can be classified into two parts: heat transfer at normal operation and the phenomena at maximum heat transfer. Much research has been conducted on the effect of the filling ratio, the size of the CLOHP, the temperature of the heating and cooling medium and the type of working fluids on the CLOHP's internal flow patterns and heat transfer rate at normal operation [1-3] and at maximum heat transfer [4-6]. The research showed that the circulation of working fluids inside the tube was the main mechanism for heat transfer. The heat transfer rate at normal operation depended on the filling ratio, size of the CLOHP, temperature of the heating and cooling medium and type of working fluids. The research also reported details of the maximum heat transfer rate of a CLOHP. Some phenomena can obstruct the working fluid circulation. For example, when the heat reaches a critical level, insufficient liquid in the evaporator section results and dry spot consequently occurs. The temperature at the dry spot becomes extremely high. The dry spot, later, changes into a dry patch. When this event takes place, the heat transfer rate will

decrease. Finally, the CLOHP can not transfer heat anymore. The heat transfer rates achieved just before the above situation occurs is called the performance limit of the CLOHP. In fact, the heat transfer obstruction of a CLOHP can be found not only at maximum heat transfer state but also at startup operation state. With an insufficient amount of liquid in the evaporator, dry spot can also take place as with maximum heat transfer state. But the dry out in this case is called initial dryout. The startup operating condition of a CLOHP where initial dryout does not occur is called the suitable startup condition.

Previous research about a suitable startup condition for a CLOHP has been conducted. Maezawa et al. (1996) suggested the size of the diameter required in order for CLOHP behavior to occur. This is known as the “Maezawa Criteria”. Gi et al. (1999) found that the heat transfer rate increases with an increase of filling ratio. The highest heat transfer rate can be obtained at a filling ratio of 50-60 %. When the filling ratio is more than 60%, the heat transfer rate decreases. Lin et al. (2000) showed that an Oscillating Heat Pipe with a total length of 446 millimeters, 40 turns and using FC-72 as the working fluid could not transfer heat when the filling ratio was less than 32%. Charoensawan et al. (2003) presented that there are a critical number of turns for a CLOHP. If a CLOHP is established with less than the critical number of turns, a CLOHP can transfer heat only at bottom heat mode. In contrast, if there are more turns than the critical value, a CLOHP can transfer heat both at bottom heat mode and horizontal heat mode. For a CLOHP with an inside diameter of 1.00 and 2.00 millimeters, the critical number of turns was 16 and 23 turns respectively. This data shows that the suitable startup condition for a CLOHP is not just the diameter size but that other things are included. Unfortunately, the above data is a by product of the investigation of heat transfer characteristics at normal operating condition. The aim of the research was not to gather information about the startup condition. Thus, a concentrated study on the effects of arbitrary parameters for a suitable startup condition and the mechanism that obstructs the startup operation of CLOHP has not been carried out. Although Qu et al. (2006) showed the effects of the evaporator surface roughness and superheated temperature that makes a CLOHP operate properly at normal operating condition, in some cases, a CLOHP can not startup even if the superheated level is reached. Thus, more details need to be gathered not only about the superheated level. A detailed investigation about a suitable startup condition can be developed by extending the concept of Soponpongpiat et al. (2006). This work showed evidence that the driving mechanism of the working fluid circulation inside a CLOHP was “replacement process”- under constant arbitrary pressure, mixture from the condenser section flows into the evaporator section to replace the mixture leaving the evaporator due to its volume expansion. In addition, they concluded that when considering the working fluid inside a CLOHP, the fluid works at a similar pressure throughout the system.

In this paper, the suitable startup condition of a CLOHP was visually studied by observing the mechanism that obstructs the replacement process. Moreover, a mathematical model describing the suitable startup condition was established. The benefits of this research are a suitable design for a CLOHP and the ability to avoid a failing startup condition in which initial dryout later takes place.

Experimental set up

In order to develop a concept for a suitable startup condition of a CLOHP, it is necessary to gather the experimental data of startup conditions both in quantitative and qualitative aspects. The internal flow pattern and working fluid formation before startup is also needed. Thus, the experimental set up in this work will be divided into two parts, the quantitative part and the visualization part.

For the quantitative part, a CLOHP was made from capillary tubes with internal diameters of 0.66, 1.06 and 2.03 millimeters. The evaporator, adiabatic and condenser were of

equal lengths of 50, 100 and 150 millimeters. The number of turns were 5, 10 and 15. R123 was used as the working fluid. Figure 1 shows the experimental set up of this work. A low voltage, high current output electrical transformer was used as the heat source. The heating process was done by directly passing a current from a copper bus bar to the evaporator section. Due to the electrical resistance of the evaporator section, heat was generated along the entire evaporator section. The control of the heat input to the CLOHP was made by controlling the output voltage of the transformer. The condenser section of the CLOHP was installed inside a cooling jacket and cooled by a coolant, a mixture of water and ethylene glycol 1:1 volume by volume. The returning coolant from the cooling jacket was cooled again by a cold bath. The flow rate of coolant was measured by a rotameter (Platon, PGB411). The temperature at specific positions on the CLOHP was recorded by a temperature data logger (Comark, C5810). K-type thermocouples were installed on the outer surface of the CLOHP, 10 points on the middle of each of the evaporator sections, 4 points on the adiabatic section and 6 points on the condenser section. In order to measure the inlet and outlet temperature of the coolant, two thermocouples were installed at the inlet and outlet of the cooling jacket. The experiment was started by gradually increasing input heat to the CLOHP. The temperature distribution was recorded and the heat transfer rate was calculated. This information was the initial dryout indicator. In the case of high temperatures, the initial dryout took place after the failed start up. If a CLOHP failed to start up, the temperature in the evaporator section increased steeply with an increased heat input to the CLOHP. In contrast, if CLOHP succeed to start up, the evaporator temperature increased slightly with an increased heat input. In addition, fluctuation of the evaporator temperature might be seen.

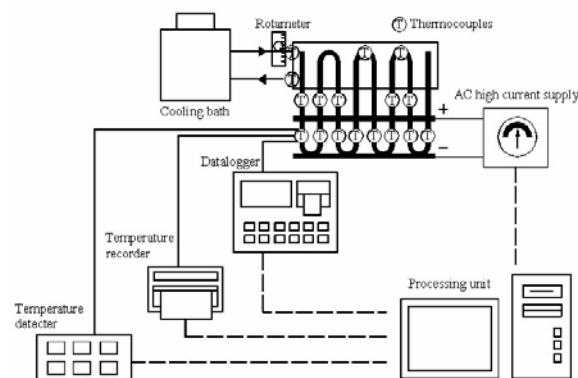


Figure 1 the quantitative experimental set up

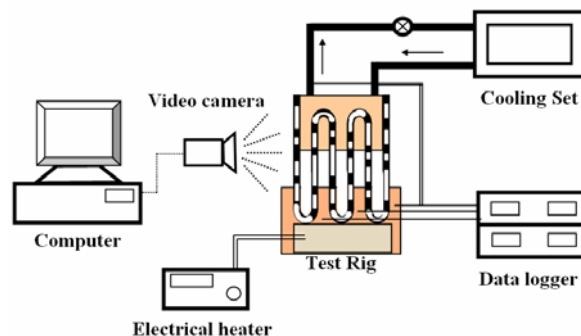


Figure 2 the visual study set up

For the visual study, the experimental set up was conducted as shown in figure 2. The CLOHP was made from a Pyrex glass tube with an inside diameter of 2 millimeters. The evaporator, adiabatic and condenser were of an equal length of 50 millimeters. The working

fluid was R123. The CLOHP was installed on the test rig which was composed of two grooved copper plates, one to support the evaporator section and the other to support the condenser section. The evaporator section was heated by an electrical heater which was mounted on a copper plate. The mode of heating was bottom heat mode. Heat was transferred from the copper plate to the CLOHP by thermal grease, which was coated between two surfaces. The condenser section was cooled by conducting heat through the thermal grease which was coated between the condenser surface and copper plate. The copper plate was later cooled by a water coolant. The experiment was controlled by adjusting the temperature of the heater and the flow rate of the water coolant. The internal flow patterns and working fluid formation inside the CLOHP was recorded by video camera (Sony CCD-TR618E) with a recorded speed of 25 frames/second. The recording was taken from the start of operation of the CLOHP at which the motion of the working fluid inside could not be seen. When a successful start up was achieved, the **circulation** of the working fluid inside could be seen. In order to measure the vapor slug length, a length scale was installed on the test rig. The vapor slug length was measured from still pictures which were captured from the movie. When a vapor slug was in a turn, the length was measured by a flexible curve ruler.

Result and discussion

1. The replacement process

In order to have a good understanding about the discussion for a suitable startup condition, it is necessary to explain the replacement process which Soponpongpiat et al. (2006) introduced.

Under the normal operating conditions of a CLOHP, there is liquid and liquid film around the vapor slugs and bubbles. For a small bubble, although, the pressure inside a small vapor bubble is very high, the effect of the surface tension makes the pressure inside unable to interact with the liquid around it. For a long vapor slug, vapor pressure inside should almost be equal to liquid pressure. Both cases follow the Laplace equation. When we consider the working fluid inside a CLOHP, we can estimate that the fluid works at a similar pressure throughout the system. Thus, the driving force of circulation is not the force from the pressure difference between the evaporator and condenser sections. The driving force of circulation results from vapor expansion in the evaporator section and the flow to replace the collapsing volume in the condenser section, and the replacement flow of mixture in the next condenser section to the evaporator section which is just leaving. Under normal operating conditions, the liquid inside the evaporator receives heat from the evaporator surface and changes phase from liquid into vapor. This change causes the formation of vapor slug alternated with liquid plug. Because the vapor specific volume is higher than liquid specific volume, the working fluid inside the evaporator needs more space than before the change in phase. However, the volume of the evaporator is constant. The vapor slug inside the evaporator, thus, pushes the mixture above it to the condenser section. This expansion replaces the collapsing volume due to condensation in the adjacent condenser section. The expansion due to the phase change takes place continuously because the mixture leaving the condenser section flows to the evaporator section at one side to replace the volume of mixture leaving the evaporator at the other side as shown in figure 3. It is clear that the expansion and collapsing from phase changes results in the replacement of the mixture's volume leaving the evaporator section with the incoming mixture from the condenser section.

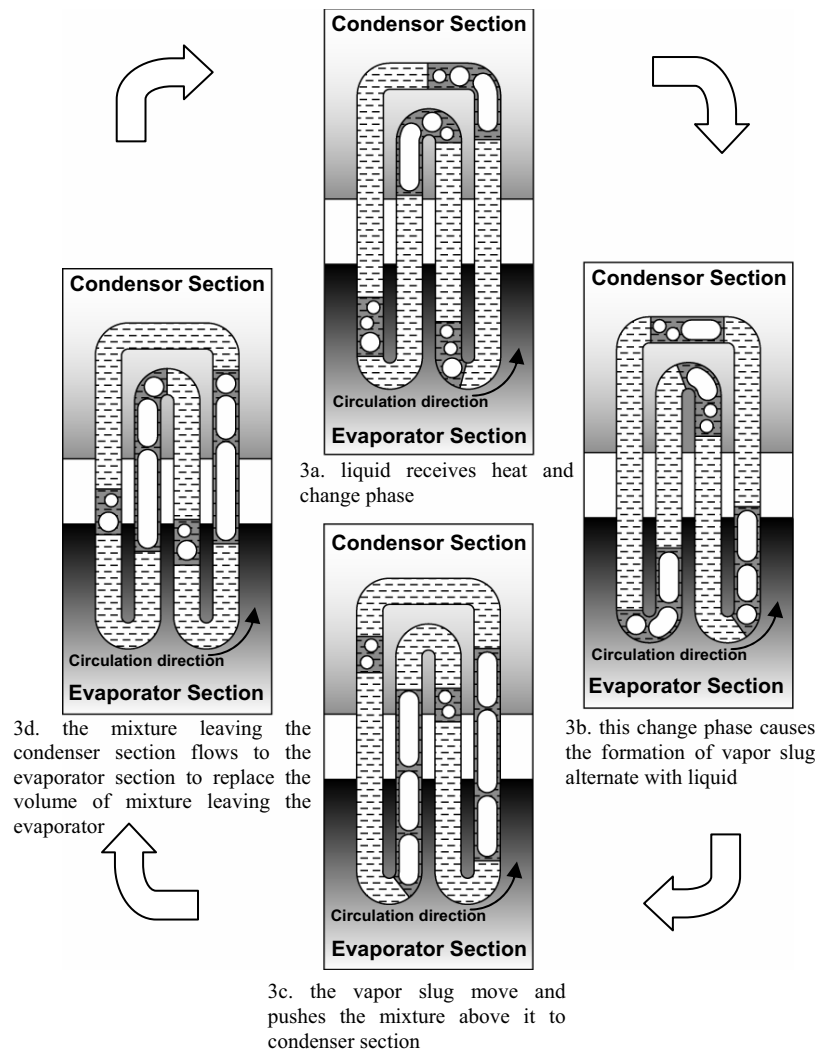


Figure 3 the replacement mechanism of working fluid inside the CLOHP

Thus, the driving mechanism of the working fluid circulation is called the replacement process. This process produces a continuous circulation inside the CLOHP at normal operation. The important thing that should be kept in mind about the above explanation is that the expansion and collapsing of vapor slugs occur under constant pressure and the circulation of the working fluid does not result from the pressure difference between the evaporator and condenser sections.

2. The suitable startup condition

The developing concept for a suitable startup condition was achieved through data from visualization. Data analysis was done by observing the formation of vapor expanding and collapsing before and after circulation took place. The position of vapor slugs inside the CLOHP at various times, from the beginning of the experiment until circulation just occurred is shown in figure 4. The length of each vapor slug is displayed in table 1. The time intervals in each picture are not equal because we wanted to show the overall change of length and position of each vapor slug before circulation took place. Figure 4a shows the formation of the working fluid at the beginning of the experiment. The clearer parts show the vapor and the duller parts show the liquid. At the beginning of the experiment, there were five vapor slugs inside the CLOHP. The 1st vapor slug at the left hand side had a length of 106 millimeters. The 2nd, 3rd, 4th and 5th vapor slug had a length of 28, 51, 82 and 110 millimeters respectively.

The vapor slugs clearly alternated with the liquid plugs. Moreover, the vapor slugs had a uniform shape. Therefore, it was easy to measure their length. In addition, there was liquid film between the vapor slugs and tube's surface. It confirmed that the CLOHP was in normal operation mode and no dry spots occurred in the evaporator section before starting the experiment. When heat was transferred to the test set, each vapor slug was found to expand and collapse as shown in figure 4b. The time interval from figure 4a to 4b was 12 seconds. The circulation could not be seen at this time, but there was movement of the 2nd vapor slug of 6 millimeters from the right to left hand side. When the length of each vapor slug was measured and, the total expansion/collapse value was compared with the initial value (the total expansion/collapse at the beginning of the observation), it was found that the vapor slug system (vapor slug no. 1-5) had a net expansion of 5 millimeters. The observation was done 16 seconds later. At this time, there was still no circulation. We could see the expansion of the 1st, 3rd, and 5th vapor slug. The 2nd vapor slug's movement of 4 millimeters was also observed and it later moved back to its previous position as shown in figure 4c. When the length of each vapor slug was measured and the total expansion/collapsed value was compared to the initial value, it was found that the vapor slug system had a net expansion of 21 millimeters. The working fluid circulation was seen after 16 seconds of observation. Figure 4d shows the formation of the working fluid just after circulation occurred. At this time, the vapor slug system had a net collapse of 16 millimeters.

It is known that a CLOHP transfers heat by the circulation of a working fluid inside. Thus, the suitable startup condition is the conditions that make circulation occur at startup state. According to the above results, it is clear that the parameters which control the suitable startup condition is the net volume expansion/collapse of the vapor slug system. The suitable startup condition is achieved when the net volume collapse of the vapor is more than the net volume expansion.

$$\text{If } V_{\text{net collapse, vapor}} > V_{\text{net expand, vapor}} \Rightarrow \text{Suitable start up} \quad (1)$$

The mechanism of a successful CLOHP start up can be explained as follows: In the case of the net vapor collapse being more than the net vapor expansion, the mixture in the evaporator section expands and moves simultaneously. This is because the volume of vapor expansion is not enough to replace the vapor's collapsed volume in the condenser section. Liquid in the evaporator section, thus, has to move to replace the remainder collapsed volume. When liquid in the evaporator section moves, the vapor in the evaporator section is carried with the liquid too. Consequently, the mixture in the next condenser section flows to the evaporator section to replace the mixture leaving the evaporator. The incoming mixture from the condenser later changes phase and expands causing the driving force for the next cycle. Finally, a successful start up is achieved. An illustration of the above discussion is shown in figure 5a. After a successful start up, a CLOHP is able to operate following the replacement process as described by Soponpongpiat et al. (2006).

In the case where the net collapsed vapor is less than the net vapor expansion, vapor slugs in the evaporator will push the mixture above it to the condenser section. The vapor does not move from its previous position because the volume of the expanded vapor is more than that of the collapsed vapor volume. Thus, liquid in the evaporator can not displace and carriage of the vapor slugs by the liquid does not occur. The mixture from the condenser, therefore, can not flow to the evaporator section. The replacement process is obstructed and circulation can not take place. In this case, all of the liquid in the evaporator changes phase into vapor. If a high temperature is then applied to the CLOHP, dry spots and dry patches appear in the evaporator and can be monitored. An illustration of the above discussion is shown in figure 5b. We can say that the CLOHP is in initial dryout state.

The existence of initial dryout state was confirmed by data from the quantitative experiment as shown in figure 6. The figure shows experimental data of a Copper-R123 CLOHP with an inside diameter of 1.06 millimeters, 5 turns and an evaporator length of 50 millimeters. Bottom heat mode was used and an inclination angle of 90 degrees from horizontal. We can see from the figure that the temperature of the evaporator surface was increased by increasing the heat input. However, no heat transfer occurred from the evaporator to the condenser section. This is because there was no liquid in the evaporator section. Since, the heat on the evaporator was increased, the temperature of the vapor which entirely occupied the evaporator also increased. Because the replacement process was obstructed, circulation did not occur. Thus, the evaporator could not transfer heat to the condenser section. The steep increase of the evaporator temperature when initial dryout occurred is the same as the result shown in the report of Kammuang-lue et al. (2004).

It can be concluded that there was existence of initial dryout in the CLOHP. Having enough super heated temperature is not the only criterion for a suitable startup condition for a CLOHP. A successful start up can be achieved by controlling the heating and cooling of a CLOHP. This control produces a net vapor collapsed volume in the condenser section that is more than of the net vapor expansion volume in the evaporator section. Finally, the failure of the start up is a result of the obstruction of the replacement process. The obstruction occurred when the net collapsed vapor volume in the condenser section was less than the net vapor expansion volume in the evaporator section. The criterion for suitable and unsuitable startup conditions is shown in figure 7.

3. CLOHP behavior

When we combine this research with the works of Soponpongpiat et al. (2006), the CLOHP behavior can be explained as shown in figure 8. At the beginning, A CLOHP is at startup condition. If it is not suitable- the net collapsed vapor volume in the condenser section is less than the net vapor expansion volume in the evaporator section- circulation is obstructed and initial dryout might take place in the evaporator. If the CLOHP is at a suitable startup condition, it can operate at normal mode continuously. Thus, in practice, it is necessary to make the net vapor expansion less than the net collapsed vapor by controlling the evaporator and condenser temperature. At normal state, there are two possible internal flow patterns, counter flow and bubble-slug flow. Counter flow makes each tube of a CLOHP behave like a very small thermosyphon. This configuration creates a very low heat transfer rate. The replacement process is found in a bubble-slug flow pattern. This flow configuration is more stable than counter flow and creates more heat transfer. In addition, a change in flow direction might be found in bubble-slug flow patterns. The cause for the change of flow direction being unequal in condensation rate for each side of the condenser's turn was discussed by Soponpongpiat et al (2006). When heat input is increased, it reaches critical state (maximum heat transfer state). At this state, the CLOHP dries out and cannot transfer heat again.

Mathematical model

Modeling to predict a suitable startup condition can be done by using the basic concept of thermodynamics as follows. When the evaporator section of the CLOHP is immersed into a high temperature reservoir, the working fluids inside will have more thermodynamic vapor quality than at the initial state. In contrast, the thermodynamics vapor quality of the mixture in the condenser section will decrease when immersed into a low temperature reservoir.

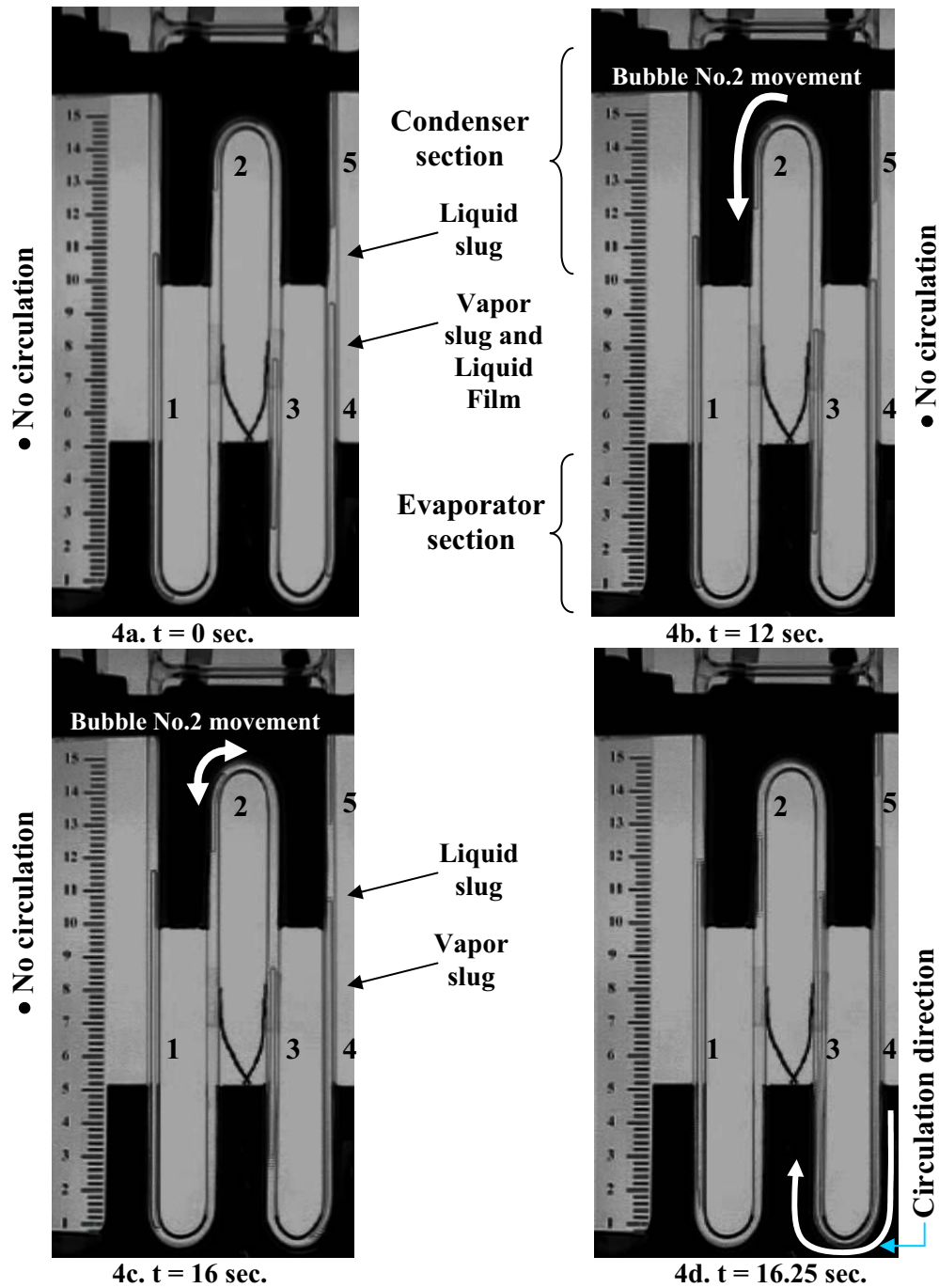
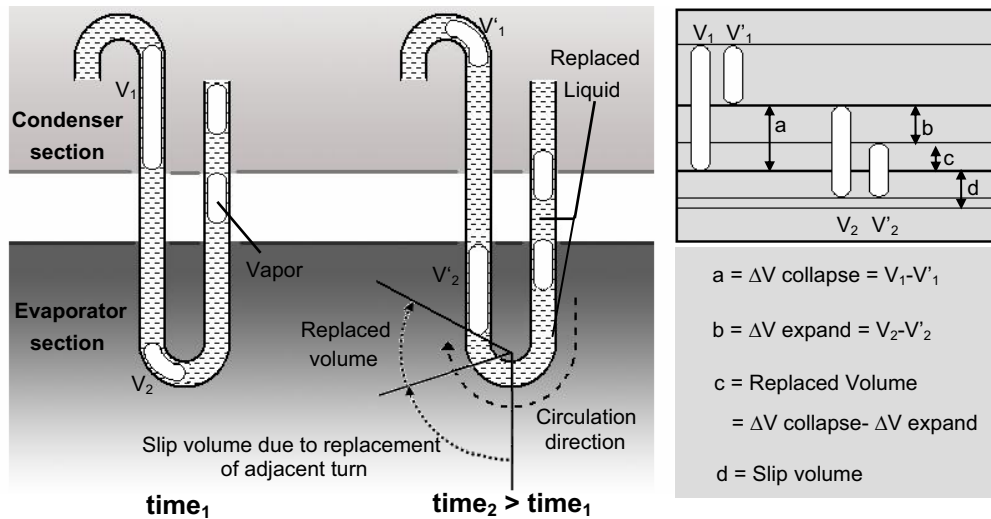


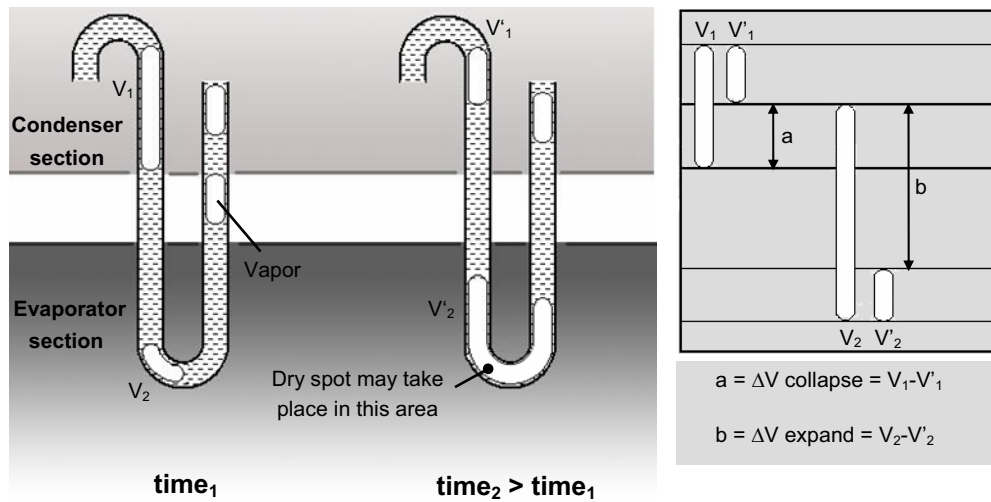
Figure 4 the configuration of working fluid inside the CLOHP at various times

Table 1 the length of each vapor slug and the net expansion-collapse of vapor system compared with the length at the initial time.

Time (second)	Length of vapor slug No.1 (mm.)	Length of vapor slug No.2 (mm.)	Length of vapor slug No.3 (mm.)	Length of vapor slug No.4 (mm.)	Length of vapor slug No.5 (mm.)	Net Expansion-Collapse (mm.) (If value>0 then vapor system is expanding else collapsing.)	Start of Circulation
0	106	28	51	82	110	0	No
12	105	25	59	90	103	5	No
16	108	25	60	107	98	21	No
16.25	97	25	50	108	81	-16	Yes



5a. case of successful start up: total collapse more than total expansion



5b. case of dry out occurrence: total collapse less than total expansion

Figure 5 simulation of successful start up and initial dry out

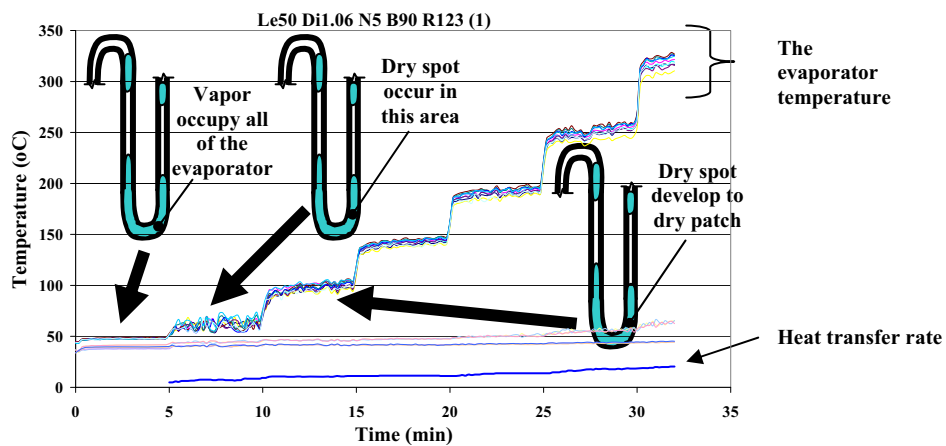


Figure 6 the criterion of suitable and failed startup conditions

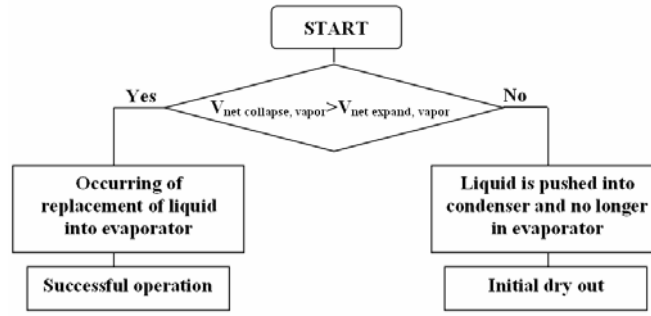


Figure 7 shows the startup condition diagram

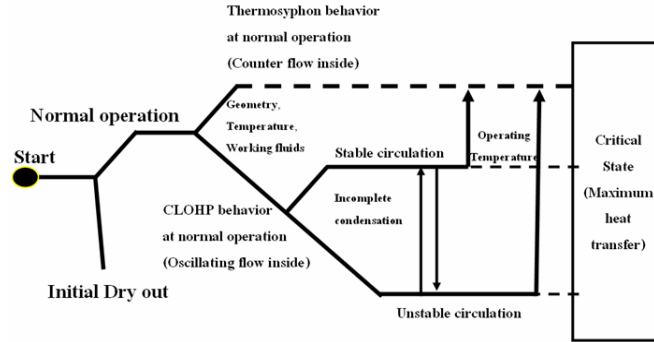


Figure 8 showing the CLOHP's behavior

In fact the changes of thermodynamics vapor quality both in the evaporator and condenser appear at the same time. It is understood that a change in the thermodynamics vapor quality means the change of vapor mass. The change in vapor quality, thus, means a change of its volume too. If the amount of vapor mass difference, between the initial state and after immersion of the CLOHP into a temperature reservoir, in the condenser section is more than the amount of vapor mass difference in the evaporator section, it means that the net collapsed vapor volume is more than the net vapor expansion volume and a successful start up can be achieved. The details of the calculation are as follows:

Consider a CLOHP at an initial temperature (T_0) with an amount of working fluid (m_{fill}) inside, the thermodynamics vapor quality at initial state (x_0) can be found by

$$x_0 = \frac{(v_{tube} - v_{f,0})}{v_{fg,0}} \quad (2)$$

The specific volume of working fluid inside a CLOHP (v_{tube}) can be determined by the relation of CLOHP's volume (V_{tube}), working fluid density at the filling time (ρ_{fill}) and filling ratio (V^*), which is the ratio of filling volume of the working fluid by the CLOHP's volume, by

$$v_{tube} = \frac{V_{tube}}{m_{fill}} = \frac{1}{\rho_{fill} V^*} \quad (3)$$

When the inside diameter of a CLOHP follows the Maezawa criteria, liquid does not separate from vapor but mixes together in alternate formation. It is, thus, reasonable to assume that the working fluid is distributed uniformly in the CLOHP. If we define ψ_e as the ratio of the

evaporator's volume by the CLOHP's volume and ψ_c as the ratio of the condenser's volume by the CLOHP's volume, thus:

$$\psi_e = \frac{V_{\text{evaporator}}}{V_{\text{tube}}} \quad (4)$$

$$\psi_c = \frac{V_{\text{condensor}}}{V_{\text{tube}}} \quad (5)$$

The mass of the working fluid in the evaporator and condenser sections can be calculated from

$$m_e = m_{\text{fill}} \psi_e \quad (6)$$

$$m_c = m_{\text{fill}} \psi_c \quad (7)$$

The vapor mass in the evaporator and condenser sections at initial temperature can also be found by

$$m_{e,g0} = m_e x_0 \quad (8)$$

$$m_{c,g0} = m_c x_0 \quad (9)$$

Considering a CLOHP at start up state, the evaporator section is in a high temperature reservoir (T_e) and the condenser is in a low temperature reservoir (T_c). The thermodynamics vapor quality at the evaporator section (x_e) and condenser section (x_c) can be determined by

$$x_e = \frac{(V_{\text{tube}} - V_{f,e})}{V_{fg,e}} \quad (10)$$

$$x_c = \frac{(V_{\text{tube}} - V_{f,c})}{V_{fg,c}} \quad (11)$$

The vapor mass inside the evaporator in a high temperature reservoir and vapor mass inside the condenser in a low temperature reservoir can be determined by

$$m_{e,ge} = m_e x_e \quad (12)$$

$$m_{c,gc} = m_c x_c \quad (13)$$

An increase in mass due to changes in temperature from an initial temperature to a high temperature (temperature of high temperature reservoir) can be found by

$$\Delta m_{e,g} = m_e (x_e - x_0) \quad (14)$$

A decrease in mass due to changes in temperature from an initial temperature to a low temperature (temperature of low temperature reservoir) can be found by

$$\Delta m_{c,g} = m_c (x_c - x_o) \quad (15)$$

If we consider the evaporator section to be a closed system, pressure and vapor mass in this section increases when temperature increases. In contrast, pressure and vapor mass in the condenser section decreases when temperature decreases. But in fact, the evaporator and condenser sections are connected together. Thus, while there is a change of temperature, the vapor mass in the evaporator will expand and the vapor mass in the condenser will collapse, the pressure inside will be kept constant at an arbitrary value along the entire CLOHP. Thus, the expansion and collapse results from a change of vapor mass and the net change of vapor mass is equivalent to the net vapor volume expansion/collapse. From the above discussion, we can set an equation for a suitable startup condition as follows:

$$\Delta m_{c,g} - \Delta m_{e,g} > 0 \quad (16)$$

Calculating the temperature for a suitable startup condition can be done by setting the temperature of the high temperature reservoir. Next, determine the highest temperature for the low temperature reservoir from which a suitable startup condition can be achieved. This temperature can be found by setting

$$\Delta m_{c,g} = \Delta m_{e,g} \quad (17)$$

The method of trial and error was selected to find the solution. The calculation flow chart is as shown in figure 8.

Comparison of results from the mathematical model with the experimental data

The experiment in this paper was conducted by increasing heat input step by step and observing whether the CLOHP could start to transfer heat or not. In the case of a start up failure, the experiment was continued by increasing the temperature of the evaporator section. This could be done because the evaporating temperature at the beginning of the experiment was low therefore, dry spot did not occur. The calculation in this case was done by setting the temperature at initial state equal to the evaporator temperature of previous start up failures. This could be done because the heat is uniformly distributed along the CLOHP when a state of startup failure occurs.

The comparison of the results from the mathematical model with the experimental data, in which R123 was used as the working fluid, is shown in figure 9. The horizontal axis shows the calculated value of the minimum temperature difference, between the evaporator and condenser section, which produces a successful start up. The vertical axis shows the temperature difference measured from the experiment. In practice, it is difficult to control the state for an exact suitable startup. Therefore, the received data consists of temperature differences, between the evaporator and condenser sections for both successful and unsuccessful start ups. Figure 9 shows all of the data divided in to two zones as follows:

- The upper zone shows the temperature differences for suitable startup conditions where the CLOHP was in a successful startup state. The temperature differences measured from the data from the experiments shown in this zone were higher than the value calculated from the model.
- The lower zone shows the temperature differences for unsuitable startup conditions and the start ups failed. The temperature differences measured from the data from the experiments in this zone were lower than the values calculated from the model.

In addition, all the CLOHP's start ups (successful or failed) which were detected from the experiment are also shown. The rectangular mark shows a successful start up and the circular mark shows a failed start up.

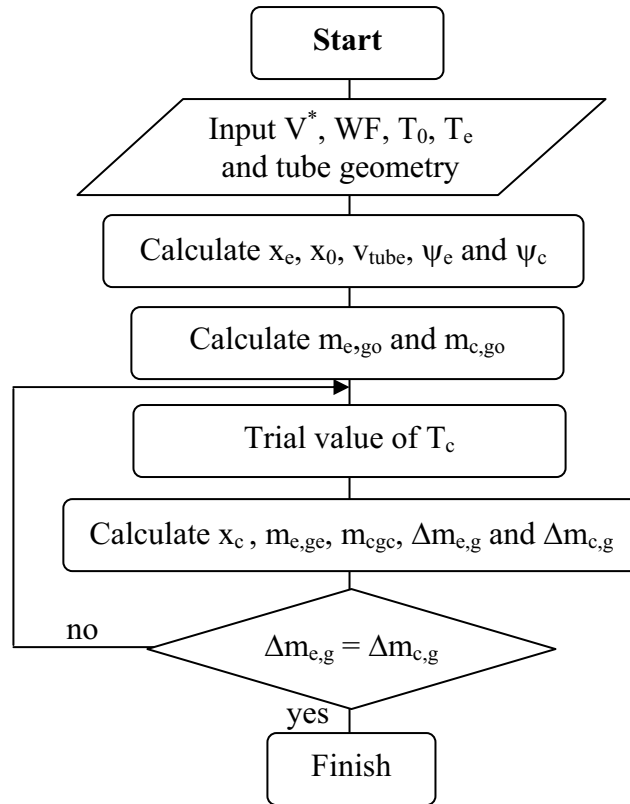


Figure 8 the suitable startup condition calculation flow chart

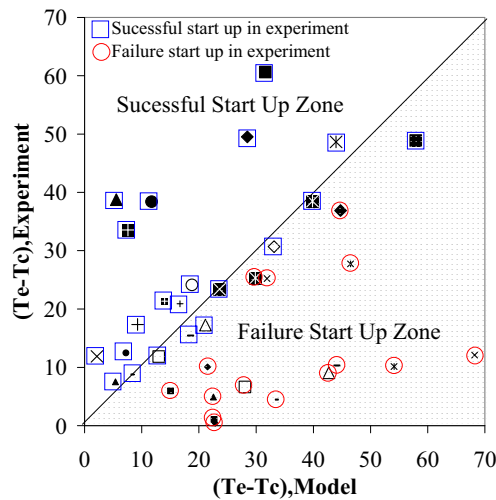


Figure 9a. the result from modeling compared with experimental data

Symbol	Le	Di	N	angle
•	100	0.66	5	90
▪	100	0.66	10	90
▲	100	0.66	15	90
*	50	1.06	5	90
*	100	1.06	5	90
•	150	1.06	5	90
*	50	1.06	10	90
-	100	1.06	10	90
-	150	1.06	10	90
◇	50	1.06	15	90
□	100	1.06	15	90
△	150	1.06	15	90
⊗	50	1.5	5	90
⊗	100	1.5	10	90
○	150	1.5	15	90
■	50	2.03	5	90
◆	100	2.03	5	90
■	150	2.03	5	90
▲	50	2.03	10	90
×	100	2.03	10	90
✱	150	2.03	10	90
●	50	2.03	15	90
+	100	2.03	15	90
■	150	2.03	15	90

Figure 9b. symbol interpretation table

Figure 9 shows that this model can efficiently predict the temperature for suitable startup conditions. There were only 6 pieces of data showing missed predictions. In the experiment, they were successful, but the model predicted that they would fail. However, the data was shown to fall very closely to the boundary between both zones. Thus, it can be said that this model has good accuracy. When the 6 pieces of data are compared with the measured value from the experiment, this model gives 16% accuracy. However, more experiments are needed to confirm this.

This model shows that when the inside diameter follows Maezawa criteria and the evaporator and condenser lengths are equal, the tube geometry does not have an effect on the temperature difference for a suitable successful start up. Moreover, an unsuitable temperature difference produces the net vapor expansion to be more than the net vapor collapse and the replacement process is obstructed. The CLOHP, consequently, fails to start up. Thus, it is not enough to attribute a suitable startup condition to only a super heated level at the evaporator section. The control of suitable temperature differences between the evaporator and condenser sections is the most important.

In addition, this model indicates that the filling ratio also has an effect on the temperature difference for a suitable startup condition. Figure 10 shows a simulation of the effect of the filling ratio on the temperature difference for a suitable startup condition ($T_e - T_c$). In this case the evaporator temperature was controlled at 45 degrees Celsius. The figure shows that the value of $T_e - T_c$ is high at a small filling ratio while the value of $T_e - T_c$ decreases rapidly at a filling ratio of more than 0.5. This trend indicates that it is very difficult to have a successful startup with a small filling ratio. It is because a large temperature difference is needed. For a large filling ratio, a small temperature difference is required for a successful startup. It is, thus, easier to start up. This result agrees with Lin et al. (2000). They reported that their oscillating heat pipe could not operate at a filling ratio of less than 32% although only a heat input of 200 watts was applied.

It can be concluded that the filling ratio strongly affects the temperature difference for a suitable startup condition. In the case of a fixed evaporator temperature and a small filling ratio, a large temperature difference is needed in order to have a successful start up; vice versa for a large filling ratio.

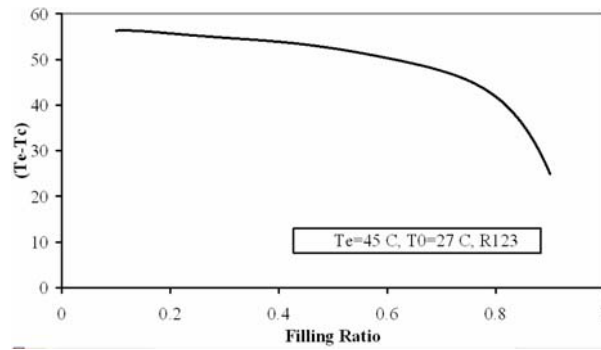


Figure 10 the effect of filling ratio on the temperature difference required for successful start up

CONCLUSION

This paper presents the consideration for a suitable startup condition for a CLOHP using both a visual study and quantitative experiments. It was found that a CLOHP is able to have a successful start up when the replacement process occurs inside. It can be achieved when more net vapor collapses than expands. Obstruction of the replacement process results when less vapor collapses than expands. This obstruction leads to startup failure and initial dryout if high temperature is applied to the CLOHP. In addition, this paper conducted a mathematical model to predict the temperature for a suitable startup. The comparison of results from the model and experiment was also conducted. The model gave a good prediction with a 16% accuracy. This model also indicated that:

1. The temperature difference between the evaporator and condenser sections is an important parameter for suitable startup conditions.
2. The filling ratio strongly affects the temperature difference for a suitable startup condition. In the case of a fixed evaporator temperature and a small filling ratio, a large temperature difference is needed in order to have a successful startup state and vice versa for large filling ratios.

NOMENCLATURE

M	working fluid mass, kg
V	volume, m^3
V^*	filling ratio
v	specific volume, m^3/kg
x_c	thermodynamics vapor quality inside the condenser in a low temperature reservoir
x_e	thermodynamics vapor quality inside the evaporator in a high temperature reservoir
x_o	thermodynamics vapor quality at initial state
$\Delta m_{c,g}$	decrease mass in condenser section due to change in temperature from an initial to a low temperature
$\Delta m_{e,g}$	decrease mass in evaporator section due to change in temperature from an initial to a high temperature
ρ	working fluid density, kg/m^3
ψ_c	ratio of condenser's volume by CLOHP's volume
ψ_e	ratio of evaporator's volume by CLOHP's volume

Subscripts

c	property of working fluid in the condenser section
c, gc	property of vapor phase in the condenser section in a low temperature reservoir
c, go	property of vapor phase in the condenser section at initial state
condenser	condenser section
e	property of working fluid in the evaporator section
e, ge	property of vapor phase in the evaporator section in a high temperature reservoir
e, go	property of vapor phase in the evaporator section at initial state
evaporator	evaporator section
f	liquid phase
f,c	liquid phase in a low temperature reservoir
f,e	liquid phase in a high temperature reservoir
fg	different value between property of vapor and liquid phase
fg,c	different value between property of vapor and liquid phase inside condenser in a low temperature reservoir
fg,e	different value between property of vapor and liquid phase inside evaporator in a high temperature reservoir
fill	property of working fluid at filling state
g	vapor phase
o	initial state
tube	container of CLOHP

Acknowledgements

All of this work could not have been conducted without the support from the Thailand Research Fund (contract no.BRG4780024) The authors would also like to express their sincere appreciation.

REFERENCES

- [1] Charoensawan, P., Khandekar, S., Groll, M., and Terdtoon, P., Closed Loop Pulsating Heat Pipe Part A: Parametric Experimental Investigations. *Applied Thermal Engineering*. Vol. 23., 2003.
- [2] Charoensawan, P., Terdtoon, P., Tantakom, P., and Ingsuwan, P., Effect of Evaporator Section Lengths, Number of Turns and Working Fluid on Internal Flow Patterns of a Vertical Closed-Loop Oscillating Heat Pipe. *Procs. of the 7th International Heat Pipe Symposium*. Jeju Korea., 2003.
- [3] GI, K., Sato, F., and Maezawa, S., Flow Visualization Experiment on Oscillating Heat Pipe. *Procs. of the 11th International Heat Pipe Conference*, Tokyo Japan., 1999.
- [4] Khandekar, S., Charoensawan, P., Groll, M., and Terdtoon, P., Closed Loop Pulsating Heat Pipe Part B: Visualization and Semi-Empirical Modeling. *Applied Thermal Engineering*. Vol. 23., 2003.
- [5] Kammuang-lue, N., Charoensawan, P., Ritthidech, S., Budhajan, K. and Terdtoon, P., Effect of Working Fluids on Heat Transfer Characteristics of A Closed-Loop Pulsating Heat Pipe at Critical State. *Proceedings of the 1st International Seminar on Heat Pipes and Heat Recovery Systems*. Kuala Lumpur Malaysia., 2004

[6] Lee, W., Jung, H., Kim, J., and Soo Kim, J., Characteristics of Pressure Oscillation in Self-excited Oscillating Heat Pipe based on Experimental Study. *Procs. of the 6th International Heat Pipe Symposium*. Chiang Mai Thailand., 2000.

[7] Lin, L., Ponnappan, R. and Leland, J., Experimental Investigation of Oscillating Heat Pipe. *35th Energy Conversion Engineering Conference and Exhibit*. Vol. 2., 2000.

[8] Maesawa, S., Gi, K.Y., Minamisawa, A., and Akachi, H., Thermal Performance of Capillary Tube Thermosyphon. *Procs. of the IX International Heat Pipe Conference*. Albuquerque USA. Vol. II., 1996.

[9] Maesawa, S., Heat Pipe: Its Origin, Development and Present Situation. *Procs. of the 6th International Heat Pipe Symposium*. Chiang Mai Thailand., 2000.

[10] Qu, W., and Ma, T., Experimental Investigation on Flow and Heat Transfer of a Pulsating Heat Pipe. *Procs. of the 12th International Heat Pipe Conference*. Russia., 2001.

[11] Qu, W., and Ma, H.B., Theoretical analysis of startup of a pulsating heat pipe. *International Journal of Heat and Mass Transfer* (ARTICLE IN PRESS)

[12] Soponpongpiat, N., Sakulchangsattajai, P., Saiseub, M. and Terdtoon, P., Time Response Model of Operational Mode of Closed-Loop Oscillating Heat Pipe at Normal Operating Condition., *Procs. of the 8th International Heat Pipe Symposium*. Kumamoto Japan., 2006.

[13] Wong, T.N., Tong, B.Y., Lim, S.M., and Oci, K.T., Theoretical Modeling of Pulsating Heat Pipe. *Procs. of the 11th International Heat Pipe Conference*. Musashinoshi Tokyo Japan., 1999.

Biographies

Nitipong Soponpongpiat received his Masters degree in Mechanical Engineering from Chiang Mai University, Thailand in 2000. At present he is a Ph.D student in the Department of Mechanical Engineering at Chiang Mai University and a member of staff in the Department of

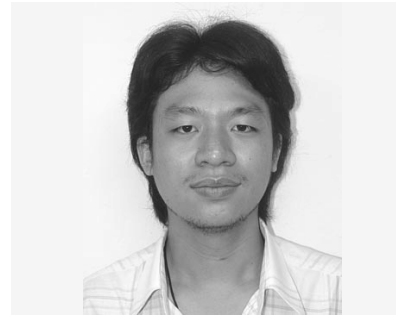


Mechanical Engineering at Silpakorn University, studying heat transfer behavior of Closed Loop Oscillating Heat Pipes at normal operation.

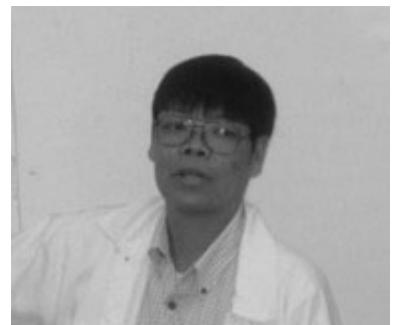
Phrut Sakulchangsattajai received his Ph.D in Mechanical Engineering from Chiang Mai University, Thailand in 2006. At present he is a member of staff in the Department of Mechanical Engineering at Chiang Mai University. His main interests have been simulation models in pulsating heat pipes.



Niti Kammuang-lue received his Bachelor degree in Mechanical Engineering from Chiang Mai University, Thailand in 2002. At present he is a Ph.D student in the Department of Mechanical Engineering at Chiang Mai University, studying maximum heat transfer capacity of Closed Loop Oscillating Heat Pipes.



Pradit Terdtoon is currently a Professor of Mechanical Engineering, and Director of the Heat Pipe and System Laboratory in the Department of Mechanical Engineering at Chiang Mai University, Thailand. Current research areas include the theory and application of a heat pipe, heat transfer application of heat pipe technology for waste heat recovery and simulation of blood flow.



ภาคผนวก ค

บทความ

**Prediction Model of Average Heat Transfer Capacity of Closed-Loop Oscillating Heat Pipe
at Normal Operating Condition**

Prediction Model of Average Heat Transfer Capacity of Closed-Loop Oscillating Heat Pipe at Normal Operating Condition

N. Soponpongpiat, P. Sakulchangsattajai, S. Promdan and P. Terdtoon

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Chiang Mai University, Thailand 50200.

Tel. +66-53-944151 Fax. +66-53-226014 Email : Nitipongsopon@hotmail.com

Abstract

Although the heat transfer characteristic of CLOHP varies with time, in engineering application, its average heat capacity is much preferable. This research, thus, makes an attempt to establish the mathematical model for predicting the average heat transfer rates of CLOHP at normal operating condition by using the concept of “average” thermal resistance that occurred at any position of CLOHP. In this research, five thermal resistances are presumed to exist in CLOHP. The first and second are thermal resistances between the heat source and evaporator external surface and thermal resistances between the condenser external surface and heat sink. The third and fourth are thermal resistances across the thickness of the container wall in the evaporator and the condenser. The others, internal thermal resistance, are thermal resistance of convection and boiling fluid inside CLOHP in the evaporator and thermal resistance of convection and condensing fluid in the condenser. Modeling of the internal thermal resistance is the target of this research. The modeling can be done by enhancing the concept that the internal thermal resistances are resulted from the superposition between convection and boiling of working fluid inside. In addition, the phase change damping coefficient (PCDC), the parameter which to be used to describe the heat transfer characteristic of CLOHP, is introduced in this paper. The precision of model is examined by using the experimental data of R123 CLOHP at bottom heat mode. It is found that the model give 19.60% accuracy. Finally, the characteristic of CLOHP is also described by means of PCDC.

Key Words: CLOHP, Model, PCDC

1. INTRODUCTION

The Closed Loop Oscillating Heat Pipe (CLOHP) is a one type of heat exchanger. It is constructed by meander the capillary tube and connects its both ends together to form the loop of bundle tube [5]. Heat is transferred by oscillation of working fluid inside the CLOHP.

It was known that the heat transfer characteristic of CLOHP varies with time. There were many previous studies, thus, model the time depending heat transfer rates of CLOHP. Dobson and Harms [3] conducted the Lumped Parameter Model which was the simple model that explained the oscillating behavior of working fluid inside CLOHP. This model was developed later by Swanepoel et al [7]. Wong [8] established the theoretical model to determine the local heat input pass through vapor slug. All of above model give the basic concept of CLOHP operation and confirm its oscillating behavior. However, it can't predict the actual heat transfer rates. The attempt to develop the heat transfer rates model was done by Shaffi et al. [6]. They conducted the model for CLOHP and CEOHP (Closed End Oscillating Heat Pipe). This model can predict the heat transfer rate of working fluids at any time and position of OHP. The calculation, however, seem complex and inconvenience to use in practical. Moreover, the average heat transfer rates are more preferred in engineering application. The model of average thermal resistance occurred at any position of

CLOHP give a more simplicity and good understanding. This concept was presented in heat transfer rates calculation of heat pipe and thermosyphon [ESDU 81038]. Dobson et al. [4] adapted this concept with CLOHP. Although their work gives a good agreement with experimental data, this model couldn't give the detail of occurring heat transfer resistance inside CLOHP. Thus, the explanation of the effect of CLOHP geometry on heat transfer rates is difficult to do. In this paper, the heat transfer mechanism inside CLOHP will be discussed. The result from discussion will lead to the modeling of internal thermal resistance. Finally this paper shows the incomplete condensation situation which is a specific character and effect on the CLOHP's heat transfer rates. This situation can be taken into account to model by the term Phase Change Damping Coefficient (PCDC).

2. METHOD OF MODELING

2.1 Thermal resistance of CLOHP

As shown in figure 1, there are 9 thermal resistances on CLOHP. They consist of

- Thermal resistance due to heat convection of heating medium at evaporator section (Z_1)
- Thermal resistance due to radius heat conduction through the wall of capillary tube at the evaporator section (Z_2)
- Thermal resistance due to heat convection of working fluid inside tube at evaporator section (Z_3)

- Thermal resistance due to convection boiling of working fluid at evaporator section (Z_4)
- Thermal resistance due to condensation of working fluid at condenser section (Z_5)
- Thermal resistance due to heat convection of working fluid inside tube at condenser section (Z_6)
- Thermal resistance due to radius heat conduction through the wall of capillary tube at the condenser section (Z_7)
- Thermal resistance due to heat convection of cooling medium at condenser section (Z_8)
- Thermal resistance due to longitudinal heat conduction from evaporator to condenser section (Z_9)

The total thermal resistance can be written as follows,

$$Z_{total} = Z_1 + [(Z_2 + (Z_3^{-1} + Z_4^{-1})^{-1} + (Z_5^{-1} + Z_6^{-1})^{-1} + Z_7) + (Z_8)^{-1} + Z_9]^{-1} + Z_8 \quad (1)$$

If the Z_9 thermal resistance have a large order comparing with the other thermal resistance, equation (1) will be reduced to

$$Z_{total} = Z_1 + Z_2 + (Z_3^{-1} + Z_4^{-1})^{-1} + (Z_5^{-1} + Z_6^{-1})^{-1} + Z_7 + Z_8 \quad (2)$$

Generally, order of magnitude of Z_1 and Z_8 thermal resistance are larger than the others. They can be determined from well known equation. Thus to avoid misleading of modeling due to order of magnitude of Z_1 and Z_8 thermal resistance, they will not be taken into account to model. This research will consider the other thermal resistance and equation (2) can be written by

$$Z_{total} = Z_2 + (Z_3^{-1} + Z_4^{-1})^{-1} + (Z_5^{-1} + Z_6^{-1})^{-1} + Z_7 \quad (3)$$

The average heat transfer rates of CLOHP can be calculated from equation (4)

$$Q = \frac{\Delta T_s}{Z_{total}} \quad (4)$$

ΔT_s represent the temperature different between outside surface of evaporator and condenser section.

2.2 The Z_2 and Z_7 thermal resistance

The thermal resistance due to radius heat conduction through the wall of capillary tube at the evaporator section (Z_2) and the thermal resistance due to radius heat conduction through the wall of capillary tube at the condenser section (Z_7) can be determined from equation (5) and (6)

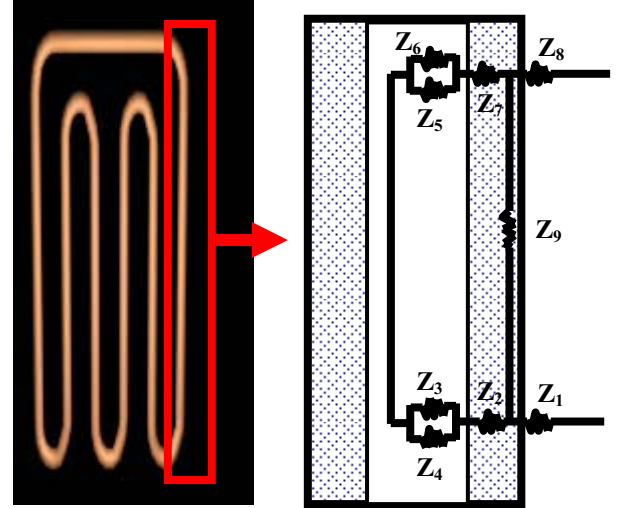


Fig.1 Thermal resistance of CLOHP

$$Z_2 = \frac{\ln(D_o / D_i)}{2\pi k_e (2nL_e)} \quad (5)$$

$$Z_7 = \frac{\ln(D_o / D_i)}{2\pi k_c (2nL_c)} \quad (6)$$

D_o and D_i means the outside and inside diameter of tube respectively. k_e and k_c are the thermal conductivity of material at evaporator and condenser section. L_e and L_c represent the length of evaporator and condenser section.

2.3 The Z_3 and Z_6 thermal resistance

In order to clarify the concept of Z_3 and Z_6 thermal resistance modeling, we will consider the flow pattern inside CLOHP as shown in figure 2. This figure is visualization data taken from Plexiglas CLOHP. The experiment was done by heating the evaporator at bottom side of figure and cooling the condenser at the top side of figure. Electric heater was used as heat source. Heat passed to CLOHP by conduction through the high conductivity silicone paste. The silicone was pasted between heater and CLOHP. Water was use as cooling medium. The evaporator, adiabatic and condenser length is 50 mm. The working temperature is maintained at 220°C. The visual study data were taken by high-resolution charge-coupled device (CCD) still camera of speed 30 images per second with one million pixels resolution. The flow pattern inside CLOHP will be observed continuously until experiment is over.

By marking the vapor slug with a black circle, we can see from the figure 2 that the vapor slug moves forward to evaporator section which locate at the bottom of figure. The liquid below the marked vapor slug will also move to evaporator section. The more distance liquid passes through evaporator section, the more violent in boiling. From this phenomenon, we can make assumption that the

heat transfer mechanisms between inside wall tube and working fluid are superposition of single phase convection heat transfer and free convection boiling heat transfer of working fluid.

We will, beforehand, consider a single phase convection heat transfer. The free convection boiling heat transfer will, eventually, be determined.

The single phase convection heat transfer of working fluid inside CLOHP can be determined from Gnielinski's equation.

$$Nu_e = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re_e - 1000)Pr_e}{1 + 1.27\left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}}\left(Pr_e^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (7)$$

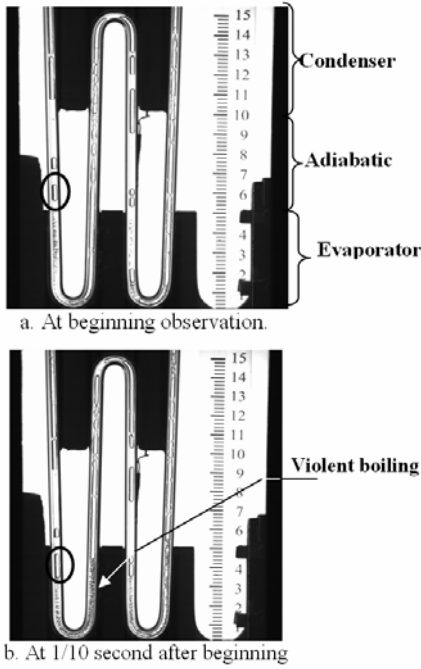


Fig.2 shown the flow pattern inside CLOHP

Nu_e is the Nusselt Number and Pr_e is Prandtl Number in evaporator section. f is the friction coefficient determined from equation (8)

$$f_e = (0.79 \ln Re_e - 1.64)^{-2} \quad (8)$$

Re show the Reynolds Number at evaporator section which is determined from equation (9)

$$Re_e = \frac{\rho_{mix} u_e D_i}{\mu_{mix}} \quad (9)$$

Mixture density ($\rho_{mix} = 1/v_{mix}$) and mixture velocity (μ_{mix}) determined from equation (10)

$$\Omega_{mix} = \Omega_f + x\Omega_{fg} \quad (10)$$

A property of working fluid used in calculation is the values corresponding to the working temperature (T_v) of CLOHP.

$$T_v = T_{se} + [Z_2 + (Z_3^{-1} + Z_4^{-1})^{-1}] \frac{\Delta T_s}{Z_{total}} \quad (11)$$

T_v and T_s shown the working temperature and outside evaporator surface temperature of CLOHP respectively.

The average quality of mixture can be calculated from equation (12)

$$x = \frac{\left(\frac{1}{\rho_0 V^*} - \frac{1}{\rho_f}\right)}{\left(\frac{1}{\rho_v} - \frac{1}{\rho_f}\right)} \quad (12)$$

ρ_0 is liquid density of working fluid at filling temperature. V^* is the filling ratio, the ratio of liquid filling volume by total volume of CLOHP.

The velocity of working fluid in evaporator section will be found from heat balance equation (13)

$$Q_e = \rho_{mix, T_v} \left(\frac{\pi D_i^2}{4} \right) v_e (h_{eo} - h_{ei}) \quad (13)$$

$$h_{eo} = h_{eo, f} + x h_{eo, fg} ; \text{Pr operty at } T_{se, i} \quad (14)$$

$$h_{ei} = c_p T_{sc} ; \text{Pr operty at } T_{sc, i} \quad (15)$$

$T_{se, i}$ and $T_{sc, i}$ are inside surface temperature of evaporator and condenser respectively. h_{eo} and h_{ei} are enthalpy of working fluid at exit and entrance of evaporator.

According to the relation between Nusselt Number and convection heat transfer coefficient, Equation (7) can be rewritten in form of thermal resistance due to convection of working fluid as follow,

$$Z_3 = \frac{D_i}{k_{mix, T_v} Nu_e [2\pi r_i (2nL_e)]} \quad (16)$$

By using the same concept as describe above, we can find Z_5 thermal resistance from

$$Z_6 = \frac{D_i}{k_{mix, T_v} Nu_c [2\pi r_i (2nL_c)]} \quad (17)$$

k_{mix, T_v} is the thermal conductivity of working fluid mixture at working temperature.

2.4 The Z_4 and Z_5 thermal resistance

The free convection boiling heat transfer coefficient can be calculated from Foster and Zuber equation,

$$h_b = 0.00122 \left[\frac{k_l^{0.79} c_{pl}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} (\rho_g h_{fg})^{0.24}} \right] \Delta T^{0.24} \Delta P^{0.75} \quad (18)$$

Associating with the Claperyron Equation,

$$\left(\frac{dP}{dT} \right)_{sat} = \frac{h_{fg}}{T(v_g - v_l)} \quad (19)$$

Equation (18) will be rewritten into

$$h'_b = \sqrt{0.00122 \left[\frac{k_l^{0.79} c_{pl}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} (\rho_g h_{fg})^{0.24}} \right] \left(\frac{Q}{2n\pi DL} \right) \left[\frac{h_{fg}}{(v_g - v_l) T_{sat,wall}} \right]^{0.75}} \quad (20)$$

Equation (20) can be written in form of thermal resistance as follow

$$z_b = \frac{1}{\sqrt{0.00122 \left[\frac{k_l^{0.79} c_{pl}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} (\rho_g h_{fg})^{0.24}} \right] (2Qn\pi DL) \left[\frac{h_{fg}}{(v_g - v_l) T_{sat,wall}} \right]^{0.75}}} \quad (21)$$

Thus, the Z_4 thermal resistance can be determined from

$$z_4 = \frac{1}{\sqrt{0.00122 \left[\frac{k_l^{0.79} c_{pl}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} (\rho_g h_{fg})^{0.24}} \right] (2Qn\pi D_i L_e) \left[\frac{h_{fg}}{(v_g - v_l) T_{sat,wall}} \right]^{0.75}}} \quad (22)$$

By approximation that condensation is a reverse process of evaporation. The Z_5 thermal resistance, thus, can be determined from

$$z_5 = \frac{1}{\sqrt{0.00122 \left[\frac{k_l^{0.79} c_{pl}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} (\rho_g h_{fg})^{0.24}} \right] (2Qn\pi D_i L_c) \left[\frac{h_{fg}}{(v_g - v_l) T_{sat,wall}} \right]^{0.75}}} \quad (23)$$

2.5 The Phase Change Damping Coefficient (PCDC)

Consider the flow pattern of working fluid inside CLOHP as shown in figure 3, we can see that working fluid in form of mixture is in both condenser and evaporator section. This situation shows the incomplete condensation, otherwise liquid will occupy all condenser volume. Incomplete condensation results in decreasing of condensing liquid. When the condensing liquid decrease, transferred heat carried by evaporation of liquid in next step will also decrease. In addition, volume of vapor remaining in condenser section due to incomplete condensation is cause of decreasing in working fluid velocity. Heat transfer rate of CLOHP, consequently, decrease.

For situation above, the incomplete condensation results in under estimation of values calculated from equation (16), (17), (22), (23) and average heat transfer rates are overestimated. Thus, the effect of incomplete condensation will be taken into account by introduced the PCDC. By using the PCDC, equation (3) can be rewritten into equation (24)

$$Z_{total} = Z_2 + S_e (Z_3^{-1} + Z_4^{-1})^{-1} + S_c (Z_5^{-1} + Z_6^{-1})^{-1} + Z_7 \quad (24)$$

Determination of PCDC values can be done by using experimental data of which the experiment has been conducted by setting evaporator and condenser to by symmetry. We can accordingly expect that PCDC are equal both in evaporator and

condenser section. The PCDC correlation, consequently, can be basically found. This research employs experimental data of Khummuang-Lue et al. (Article in press). They use the R123 CLOHP with 1.06 and 2.03 diameters respectively. The evaporator lengths are 50, 100 and 150 mm. The numbers of turns are 5, 10 and 15.

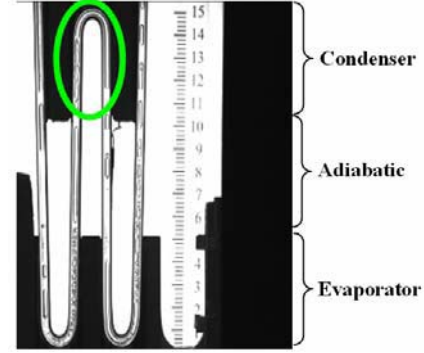


Fig.3 shown incomplete condensation in CLOHP

Heating of CLOHP was done by passing current to wall of evaporator section directly. Cooling of CLOHP was done by cooling water. The average surface temperature using in calculation of PCDC is determined from the average value of experimental temperature at evaporator and condenser section.

As method describe above, PCDC correlation is established by dimensional analysis of parameter involve the convection and phase change inside CLOHP. Hence the correlation is as follow,

$$S = 0.0133 \left[Bo_{mix}^{0.65} Pr_{mix}^{0.05} Re_{mix}^{0.31} \left(\frac{NLe}{Di} \right)^{2.15} \right]^{0.2893} \quad (25)$$

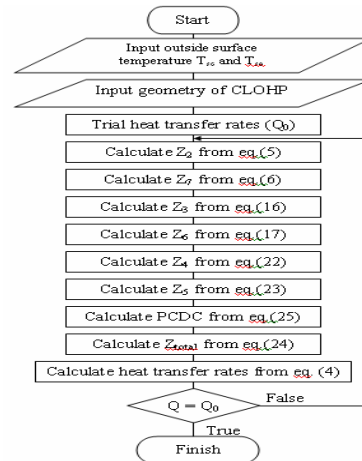


Fig.4 Calculation flow chart

3. CALCULATION FLOW CHART

The determination of CLOHP heat transfer rate can be done as shown in figure 4. The calculation uses the iteration technique. The trial average heat transfer rates will be firstly assumed. This value was used to determine all of thermal resistance and thermodynamics property of working fluid. The calculated average heat transfer rates will

be determined by using above information. The calculation will finish when the assumed value is equal to the last calculated value. If these values are not equal, the trial value is set equal to the last calculated values.

4. RESULT AND DISCUSSION

4.1 Accuracy of CLOHP heat transfer rates prediction

Figure 5 show the comparison between the heat transfer rates from model and experimental data. We can see that the predict values by using this model give a good agreement with experimental data with $\pm 19.60\%$ error range.

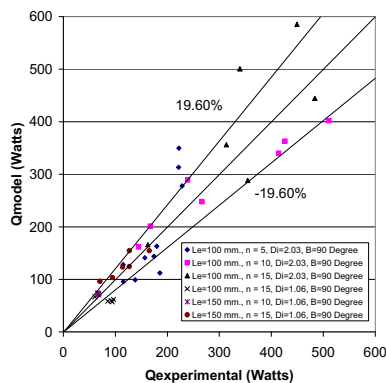


Fig.5 the accuracy of model in this paper

4.2 Effect of inside diameter on CLOHP heat transfer rates

Figure 6 shows the effect of inside diameter on CLOHP heat transfer rates. Experimental data of Charoensawan et.al. [1] and Kummuang-Lue et al. The prediction of model as shown in solid line shows that the average heat transfer rates increase linearly with inside diameter. The result from model agrees with both experimental data. However, there are different between both data. This is because, at normal operation, there are many heat transfer rates at the same working temperature. It depends on the temperature difference between evaporator and condenser surface. Thus, it is possible that Charoensawan's data is different from Kummuang-Lue et al. at the same diameter. All experimental procedures were done by controlled the operation at same adiabatic temperature. Their idea is represent the adiabatic section's temperature as working temperature. But we know that there are many values of heat transfer rate at the same working temperature at normal operation. These data, thus, may be obtained from same operating temperature but unlike temperature difference between evaporator and condenser surface. Now it is too quick to conclude that increasing of inside diameter is result in increasing of heat transfer rate. Figure 7 show the inner thermal resistance, values of Z_3 , Z_4 , Z_5 and Z_6 calculated from model, at several of inside diameter and fix others parameter. We can see that

there are slightly change in inner thermal resistance when inside diameter changed. Moreover, the inner thermal resistance increases with diameter in diameter range of 0.006 – 0.001 m while it is decrease in range of 0.001 – 0.002 m. This is because the competition between the Z_3 and Z_4 in evaporator, also Z_5 and Z_6 in condenser section. In case of increasing inside diameter, the circulation velocity decreased result in increasing of Z_3 and Z_6 , while it approach pool boiling result in decreasing of Z_4 and Z_5 . However, if we consider the order of magnitude of change in inner thermal resistance, we can say that it is slightly change in values. Both tendencies in figure 6 and figure 7 are correct but in different situation. The result shown in figure 6 is usually met in actual experiment because it is too difficult to control the both working temperature and temperature different at the same condition and vary inside diameter. Thus, we can conclude that the model can efficiently predict both above situation. The model shows that the change in inner diameter results in slightly change of inner thermal resistance. The increasing of heat transfer rates with inner diameter can be found in case of maintains working temperature at constant and temperature different between evaporator and condenser surface is difficult to control as constant value.

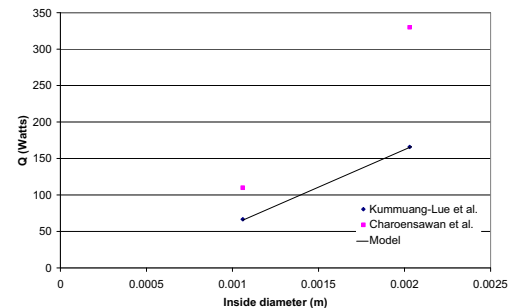


Fig.6 effect of diameter on heat transfer rates

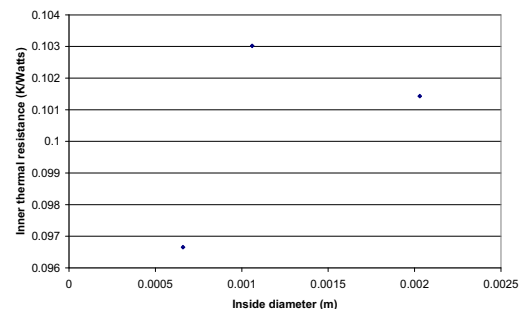


Fig.7 Inner thermal resistance at several of ID

4.3 Effect of evaporator length on CLOHP heat transfer rates

Figure 8 shows the effect of evaporator length on heat flux transfer rates. We can see that the average heat flux from the model decreases with increasing of evaporator length. This is because increasing of evaporator length results in increasing of inner thermal resistance. Charoensawan et al. [2]

discuss the effect of evaporator length on heat flux transfers that when the evaporator length increased, the amplitude of oscillation is high but low in frequency. Charoensawan's statement in aspect of this model means that when the evaporator length increases, the velocity of circulation decrease. This results in increasing of Z_3 and inner thermal resistance. Thus heat flux transfer will decreased with increasing of evaporator length. It can be conclude that this model agree with Charoensawan's result and heat flux transfer decreased with increasing of evaporator length.

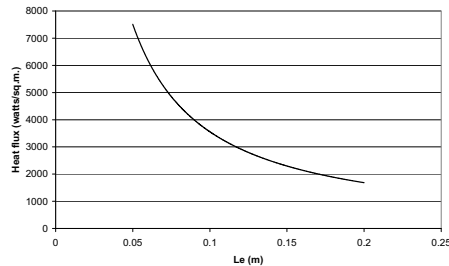


Fig.8 the effect of evaporator length on heat flux transfer rates

4.4 Effect of number of turns

Figure 9 shows the effect of number of turns on heat flux transfer rates. We can see that the average heat transfer rates from the model decrease with number of turns. This result agrees with Charoensawan et al.[2] and Khummuang-Lue et al. However, these experimental data are obtained by maintaining constant working temperature. As previous discussion, the heat transfer rate may be more than one value for given operating temperature. Thus figure 9 is a one possible way to predict the effect of evaporator length on the heat transfer rate. Figure 10 shows the effect of number of turns on heat flux transfer rate by using result from this model. The calculation is done by fixing all parameters except number of turns. We can see that the heat flux transfer slightly increases with number of turns. This is because the increasing of turns result in increasing of convective surface area and number of pool boiling. The superposition of both factor results in increasing of heat transfer rates with turns. This result disagrees with above experimental data because the temperature difference between evaporator and condenser surface is maintain constant in model while there are a change in above experimental data. However, it is not possible to fix both temperature difference and operating temperature in actual experiment. Thus the result in figure 9 and 10 are both correct but are in different situation. Thus it can be concluded that the heat flux transfer is slightly increase with number of turns in case of fix all parameter except number of turns, while in actual experiment we usually see that the heat flux transfer is decrease with number of turns.

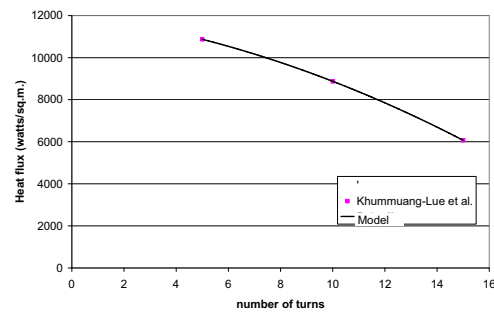


Fig.9 the effect of turns on heat transfer rates

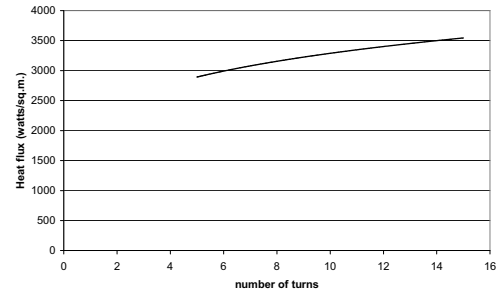


Fig.10 effect of turns on heat transfer rates

5. CONCLUSION

The model for prediction of the CLOHP average heat transfer rates by using the concept of average thermal resistance were successfully created in this paper with $\pm 19.60\%$ error range comparing with the experimental data. The model indicated that heat transfer rates are increased with inner diameter. Heat flux transfer decreased with increasing of evaporator length and slightly increase with number of turns in case of fix all parameter except number of turns, while in actual experiment we usually see that the heat flux transfer is decrease with number of turns. The PCDC was introduced to represents the specific characteristic of CLOHP.

Acknowledgement

All of this work cannot be conducted without the support from the Thailand Research Fund (Contract no. BRG4780024). The authors would also like to express their sincere appreciation.

References

1. Charoensawan, P., Khandekar, S., Groll, M., and Terdtoon, P., *Closed Loop Pulsating Heat Pipe Part A: Parametric Experimental Investigations*. Applied Thermal Engineering, Vol. 23., 2003.
2. Charoensawan, P., Terdtoon, P., Tantakom, P., and Ingsuwan, P., *Effect of Evaporator Section Lengths, Number of Turns and Working Fluid on Internal Flow Patterns of a Vertical Closed-Loop Oscillating Heat Pipe*. Procs. of the 7th International Heat Pipe Symposium. Jeju Korea., 2003.
3. Dobson, R.T., and Harms, T.M., *Lumped Parameter Analysis of Closed and Open Oscillatory Heat Pipe*. Procs. of the 11th International Heat Pipe Conference. Tokyo Japan., 1999.
4. Dobson, R.T., and Graf, G., *Thermal Characterisation of an Ammonia-charged Pulsating Heat Pipe*. 7th International Heat Pipe Symposium. Jeju Korea., 2003.
5. Maesawa, S., *Heat Pipe: Its Origin, Development and Present Situation*. Procs. of the 6th International Heat Pipe Symposium. Chiang Mai Thailand., 2000.
6. Shafii, M., Faghri, A., and Zhang, Y., *Thermal Modeling of Unlooped and Looped Pulsating Heat Pipes*. Journal of Heat Transfer. Vol.123., 2001.
7. Wong, T.N., Tong, B.Y., Lim, S.M., and Ooi, K.T., *Theoretical Modeling of Pulsating Heat Pipe*. Procs. of the 11th International Heat Pipe Conference. Musashinoshi Tokyo Japan., 1999.

ภาคผนวก ง

บทความ

**EFFECT OF EVAPORATOR LENGTHS AND WORKING FLUID ON HEAT TRANSFER
CHARACTERISTIC OF AN INCLINED CLOSED-END OSCILLATING HEAT PIPE
AT CRITICAL STATE**

EFFECT OF EVAPORATOR LENGTHS AND WORKING FLUID ON HEAT TRANSFER CHARACTERISTIC OF AN INCLINED CLOSED-END OSCILLATING HEAT PIPE AT CRITICAL STATE

T. Hudakorn, P. Sakulchangsatjatai, K. Buddajun* and P. Terdtoon

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Chiang Mai University Thailand.

Tel. +66 53 944146, Fax +66 53 226014, E-mail: hudakorn_t@hotmail.com

* Department of Mechanical Engineering, Faculty of Industrial technology and management, King Mongkut's Inst. of Technology North Bangkok Thailand.

Abstract

This study presents the effect of the evaporator section lengths and working fluid properties on heat transfer characteristic of an inclined close – end oscillating heat pipe (CEOHP) at critical state. The CEOHP was made of copper tube with the evaporator length of 50, 100 and 150 mm, inner diameter of 2.03 mm. and number of meandering turn of 10. For each CEOHP, the length of the condenser, adiabatic and evaporator sections were set at equal length. The working fluids used were R123, ethanol and water with a filling ratio of 50% of total volume of the tube. The experiments were conducted by setting the inclination angles at 0 – 90 adjusted by 10 degree, with controlled vapor temperature of $60 \pm 5^\circ\text{C}$. It was found from the experimental that the evaporator section lengths and latent heat of evaporation affected on $Q_c/Q_{c,90}$.

KEY WORDS: Closed- end oscillating heat pipe, heat transfer characteristic at critical state

1. Introduction

Recently, electronic devices are dominating in everyday life such as computer and electric devices which have well heat removal requirement. For example, using the cooling fan system results in heat accumulation and consequently shorter life period. Conventional heat pipe is used to solve this problem. So that, its required size is smaller as would be needed to install in heat removal area constraint. It has also several limitations i.e. the capillary limit which is dominate when the wick structure cannot return with enough amount of liquid back to the evaporator section. The entrainment limit is due to the counter flow effects of the vapor and liquid condensation. To solve this problem, Akachi et. al (1994) invented a new type of heat pipe called oscillating heat pipe. It has a simple structure in contrast with conventional heat pipe because there is no wick structure to return condense liquid from the condenser section to the evaporator section. The OHP is made from a continuous long capillary tube bent into many turns and filled with some working fluids. The inner diameter of the OHP must be sufficiently small so that vapor plugs and liquid slugs can be formed [7]. The OHP can operate successfully for any operation modes. The

vapor plugs, and the phase changes of working fluid inside tube. There are three basic types of OHP varying on its configuration: first, close-end OHP (CEOHP) which is closed both ends in each. Second, close-loop OHP (CLOHP) which is connected at both ends of tube to form loop. Finally, Close-loop OHP with check valve (CLOHPWCV) in which a check valve is installed at the loop.

At present, there are a lot of studies on heat transfer characteristics of OHP at normal operating condition [1, 6, 8, 9]. But in operational condition, it has a limitation of heat transfer capability. Very few studies have investigated on it, which will be mentioned as follow. Maezawa et. al. (1996) observed that, at a specific condition of their experimental works, the dryout occurred only at evaporator section and the CEOHP did not operate. Lin et. al. (2000) found that inadequate fill ratio easily led to the dry out condition because it was caused by the insufficient quantity of liquid inside the evaporator section. It can be observed from past researches that dry out will occur at evaporator section. Therefore, Katpradit et. al. (2003) established his hypothesis to explain these phenomena which can be illustrated in Fig. 1. When the CEOHP is heated to some degrees, internal thermal resistance will rapidly increase. The heat

flux from the evaporator to condenser section cannot accordingly be transferred, and the outside surface temperature subsequently increases to unlimited level. The inside vapor pressure is subsequently high. This high vapor pressure will retard the liquid slug from returning back to the evaporator section. The liquid quantity in the evaporator section is accordingly small and this caused the dry out at some part of the evaporator. The state at which the dry out occurs is called “Critical State” of OHP.

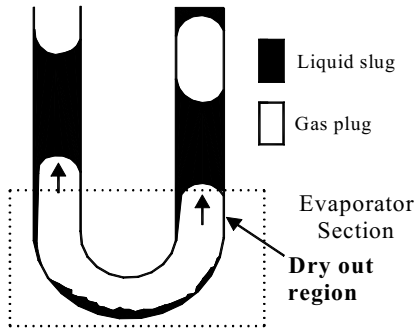


Figure 1 Dry out occurred at evaporator section.

Anuchitchanchai et al. (2003) studied the effect of aspect ratio and internal diameter on critical heat flux using MP39 and HP62 as working fluids. It was found from the experiment that the critical heat flux decreased as the aspect ratio increased and increased as the internal diameter of the tube increased. Panyoyai et al. (2004) studied the effects of meandering turns and aspect ratios on internal flow patterns of CEOHP at critical state. It was found that dryout was caused by flooding at the top of evaporator show in Fig. 2, which supported hypothesis of Katpradit et. al. (2003)

Moreover, Katpradit et. al. (2005) found the correlation to predict critical heat flux at vertical and horizontal orientation as follow

$$Ku_0 = 53680 \times \left[\frac{Di}{Le} \right]^{1.127} \times \left[\frac{Cp\Delta T}{h_{fg}} \right]^{1.417} \times \left[Di \left[\frac{g(\rho_v - \rho_l)}{\sigma} \right]^{0.5} \right]^{-1.32}$$

$$Ku_{90} = 0.0002 \times \left[\frac{Di}{Le} \right]^{0.92} \times \left[\frac{Cp\Delta T}{h_{fg}} \right]^{-0.212} \times \left[Di \left[\frac{g(\rho_v - \rho_l)}{\sigma} \right]^{0.5} \right]^{-0.59} \times \left[1 + \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.25} \right]^{13.06}$$

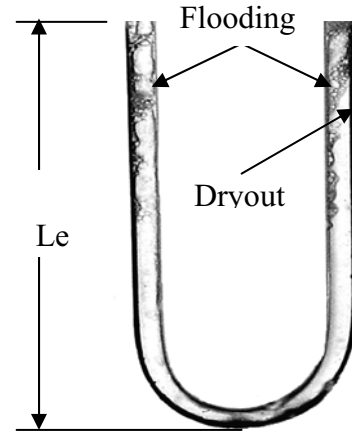


Figure 2. Visualization of dry out occurred at evaporator section

It was found from dimensionless analysis that the vertical heat mode have dimensionless parameter of Wallis or Wallis number $(1 + (\rho_v / \rho_l)^{0.25})$, Wa , which used to explain the flooding phenomena that influent the dryout occur at evaporator section. Hudakorn et al. (2004) studied the inclination angle on heat transfer characteristic of a CEOHP at critical state. It was found from the experiment that the $Q_c/Q_{c,90}$ increases from 1 to 1.52 as the inclination angle decreases from 90 to 60 and $Q_c/Q_{c,90}$ decreases from 1.48 to 0.25 when the inclination angle decreases from 40 to 0. The maximum $Q_c/Q_{c,90}$ occurs in the range of inclination angle of 40 – 60 degree.

It can be obviously observed from the past researches that the effect of evaporator length and working fluid property on performance limit of the inclined CEOHP is not fully understood. Therefore, the objectives of this research are as follows

1. To clarify effect of evaporator length and working fluid on critical heat flux of inclined CEOHP

2. To experimentally investigate the effect of evaporator length and working fluid on heat transfer characteristics of a inclined CEOHP at critical state.

3. To compare our results with critical heat flux of the CEOHP which was studied in the past.

2. Experimental set up and procedure

The schematic diagram of the experimental setup is shown in Figure 3. It consists of the CEOHP, an AC high-current low-voltage power supply (6,000A, 0.6V), a cooling bath, a data logger (Brainchild, VR18, and $\pm 0.5^\circ\text{C}$), and a flow meter (Platon, PGB411, and ± 0.1 lit/min.). The CEOHP is made from a copper capillary tube bent to a series of undulating turns. The separated of two bus bars are attached by welding at its lower part that defines the evaporator length, Le . The current from a high-current low-voltage power supply is passed from one bus bar, through the copper tube, to the other bus-

bar, the medium by which heat was generated from the electrical resistance of the tube itself. The mixture of water and ethylene - glycol 50% by volume is circulated from the cooling bath through the cooling jacket to remove the heat out of the condenser section. The adiabatic section of the CEOHP is insulated.

Eighteen Chromel-Alumel thermocouples (Omaga, K type, $\pm 0.5^\circ\text{C}$) were placed on the CEOHP wall: ten in middle of the evaporator section, four in middle of the adiabatic section and four in middle of the condenser section. In addition, four points of thermocouples were used to measure the temperature of the cooling solution: two at the inlet and two at the outlet section of condenser to monitor the temperature difference to calculate the heat transfer at critical state by using the calorific method, as the following equation;

$$Q = \dot{m} C_p (T_{\text{out}} - T_{\text{in}}) \quad (1)$$

Where

$\dot{m}$ = Mass flow rate of the cooling solution

C_p = Specific heat of the cooling solution

$(T_{\text{out}} - T_{\text{in}})_c$ = Temperature different of inlet and out let of the cooling solution

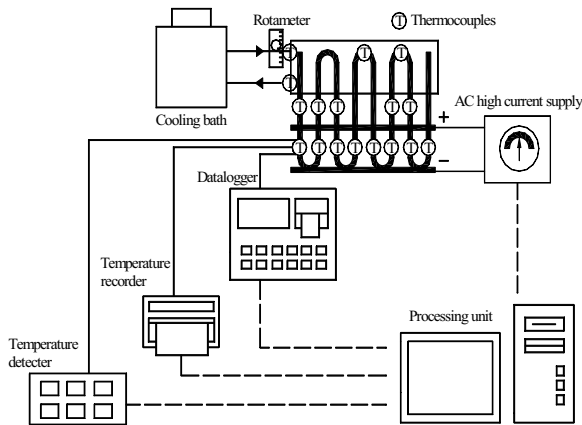


Figure 3 Experimental setup

The steps to find the heat transfer at critical state were follows, the heat was gradually added to the CEOHP at the evaporator section in small step by adjust a variac and the heat was removed at the condenser section by a calorific jacket with cooling substance. Then, the temperature at adiabatic section was maintained at $60 \pm 5^\circ\text{C}$ by adjusting the flow rate and/or the cooling temperature for different the input power. At

steady state, the temperature at each point on the evaporator section, flow rate and input power data were recorded. The rate of heat transfer was calculated from the difference of inlet and outlet temperatures at the condenser section by the calorific method. The wall temperatures in each tube of the evaporator section were compared. The procedure was repeated by increasing voltage until one or more wall temperature at the evaporator section started to increase rapidly due to the vapor pressure at evaporator section. This high vapor pressure will retard the returning condensate liquid film from condenser section to the evaporator section. The liquid quantity in the evaporator section is accordingly small and this causes dryout at the evaporator section. The state at which the dry out occurs is identified as “Critical State”, show in figure 4.

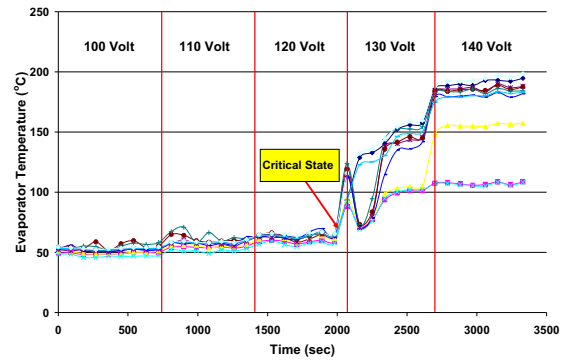


Figure 4 wall temperature profiles at evaporator section of CEOHP

($D = 2.03$ mm, $L_e = 100$ mm, Turn = 10, R123, $\beta = 90^\circ$)

In order to study the effect of evaporator length and working fluid on heat transfer characteristics of a inclined CEOHP at critical state. The controlled parameters were as follows:

- Inner diameter of 2.03 mm. (This inner diameter of the CEOHP was sufficiently small so that vapor plugs and liquid slugs can be internally formed)

- Number of turn of 10. (To compare our results with researches studied in the past)

The variable parameter was:

- Evaporator lengths were 50, 100 and 150 mm.

- Working fluid were R123, ethanol and water

- Inclination angle were 0 - 90 degree (adjust by 10 degree).

In calculation of the heat transfer at critical state by equation (1), the accumulated error of obtained heat transfer could be determined by

$$dQ = \left(\left(\frac{\partial Q}{\partial \dot{m}} d\dot{m} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial T_{out}} dT_{out} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial T_{in}} dT_{in} \right)^2 \right)^{1/2} \quad (2)$$

Where

dq = error of the heat transfer at critical state

$d\dot{m}_c$ = accuracy from measuring the mass flow rate of cooling solution

$dT_{c,in}$ = accuracy from measuring the inlet temperature

$dT_{c,out}$ = accuracy from measuring the outlet temperature

3. Result and discussion

From the experimental, it can be observed that the dryout phenomenon first occurred at the evaporator section in turn of the sealed ends of tube. After more heat was supplied, dryout occurred anywhere within evaporator section. In this study, the critical heat flux was calculated at the point where the first dryout occurred. The dryout was detected by monitoring the temperature of evaporator section. The experimental results can be present as follows:

3.1 Effect of evaporator length

In all experiment, the evaporator and condenser section were setting equal length because the heat flux at evaporator and condenser of CEOHP was also equal. The effect of evaporator section length on the critical heat flux is shown in Fig.5.

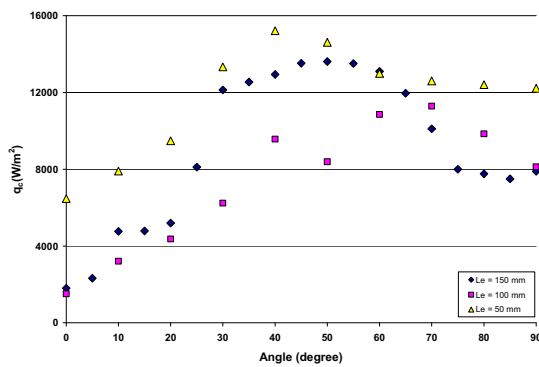


Figure. 5 Effect of Evaporator length on critical heat flux at any angle of CEOHP (Di = 2.03 mm. Turn = 10, R123)

From the Fig 5, it can be divided into 2 range of operating orientation;

1. The range of 70 to 90 and 0 degree, this operating orientation found that the evaporator length increased as the critical heat flux decreased. From this range, the result of experiments was compare with data from Katpradit et. al. (2005). It was found that the critical heat flux decreased as the evaporator length increased. This is in good agreement with the result from this study. A possible explanation is that when the evaporator length increases, the vapor plug that form inside the tube is longer and the vapor bubbles do not easily move to the condenser section. In addition, the liquid inside the vapor bubbles will quickly evaporate to the condenser section and hold the liquid that returns from condenser back to evaporator section. For this reason, the long evaporator section easily to occur dryout cause by the critical heat flux decreased.

2. The range of 10 to 70 degree, it can be seen that the 100 mm. of evaporator length have lower critical heat flux than 150 mm. of evaporator length. So that, this range the evaporator length doesn't affect on critical heat flux.

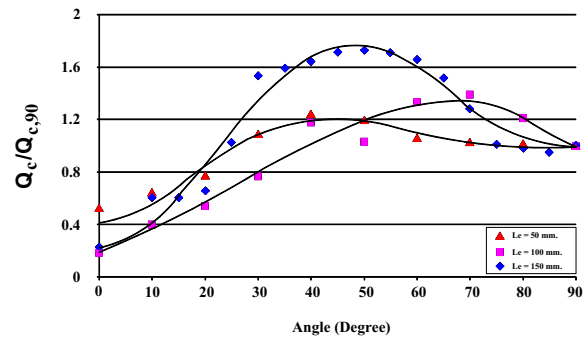


Figure. 6 Effect of Evaporator lengths and the inclination angle on $Q_c/Q_{c,90}$ (Di = 2.03 mm. Turn = 10, R123)

In the case of an inclined of CEOHP, to eliminate the effect of many parameters involved in the heat transfer mechanism, it is necessary to normalize the critical heat transfer rate of inclination angle with the critical heat transfer rate at vertical position ($Q_c/Q_{c,90}$), show in Fig. 6.

Form Fig.6, the tendency of $Q_c/Q_{c,90}$ all evaporator lengths is bell shape but the maximum $Q_c/Q_{c,90}$ are different in each angle. Form the result; it was found that the evaporator length increase from 50 to 150 mm. as the maximum $Q_c/Q_{c,90}$ increase. This might be because the higher evaporator length has more surface area which is used to transfer the heat. The maximum $Q_c/Q_{c,90}$ were 1.25, 1.39 and 1.73 respectively.

3.2 Effect of working fluid

Figure 7 shows Effect of working fluid on critical heat flux at any angle of CEOHP.

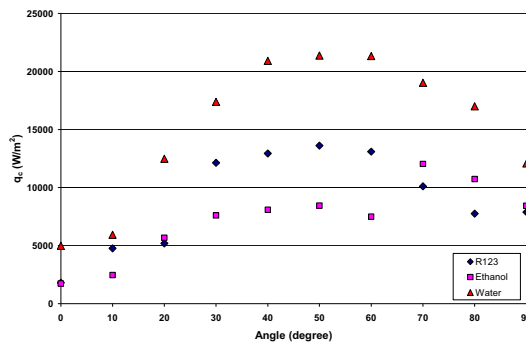


Figure 7 Effect of working fluid on critical heat flux at any angle of CEOHP.
(Di = 2.03 mm. Le = 150 mm. Turn = 10)

From the Fig 7, it can be divided into 2 range of operating orientation;

1. The range of 70 to 90 and 0 degree, this range found that the latent heat of vaporization increased as the critical heat flux increased. It was found from the experiment that R123 has lower critical heat flux compared ethanol and water. This might be because, when heated, R123 vaporizes with a higher vapor pressure at evaporator section, and the working fluid in condenser section quickly retarded by the high vapor pressure at evaporator, causing insufficient liquid supply to evaporator section, as a result dryout occurs. From this range, the result of experiments was compare with data from Katpradit et. al. (2005). It was found that the critical heat flux increased as the latent heat of vaporization increased. This is in good agreement with the result from this research. Moreover, the obtain data was also in agreement with Lin et al. (2000), which found that FC – 72 (lower latent heat of vaporization) had a lower critical heat flux than FC – 75 (higher latent heat of vaporization).

2. The range of 10 to 70 degree, it can be seen that the latent heat of vaporization does not affect on critical heat flux.

Figure 8 shows Effect of working fluid on $Q_c/Q_{c,90}$ at any angle of CEOHP.

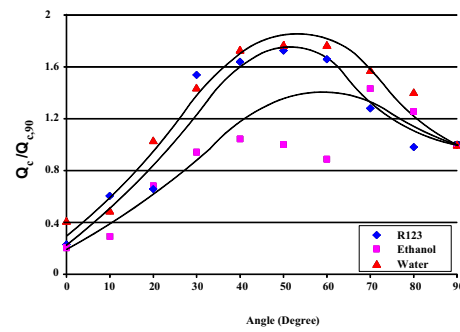


Figure 8 Effect of working fluid on $Q_c/Q_{c,90}$ at any angle of CEOHP.
(Di = 2.03 mm. Le = 150 mm. Turn = 10)

Form Fig.8, the tendency of $Q_c/Q_{c,90}$ of R123, ethanol and water is bell shape and the maximum $Q_c/Q_{c,90}$ are nearly the same in range of 50 – 70 degree. This is because in this range, the shear stress between vapor plugs and liquid film and the body force of the liquid film are major factor. The maximum $Q_c/Q_{c,90}$ were 1.43, 1.73 and 1.77 for ethanol, R123, and water respectively. It can be seen that the latent heat of vaporization is not only major factor in the heat transfer mechanism. This might be depending on other factor of working fluid property such as surface tension, liquid density, vapor density specific heat and dynamic viscosity of working fluid.

4. Conclusion

Effect of evaporator length and working fluid on heat transfer characteristic of an inclined CEOHP at critical state has been experimentally investigated and it was found that the evaporator section lengths and latent heat of evaporation affected on $Q_c/Q_{c,90}$.

5. Acknowledgement

All of this work cannot be conducted without the support from the Thailand Research Fund (Contract no. BRG4780024). The authors would also like to express their sincere appreciation.

References

1. Akachi, H., Polasek, F., and Stulc, P., ***Pulsating Heat Pipe***. Procs. of the 5th International Heat Pipe Symposium. Melbourne Australia. , 1996.
2. Anuchitchanchai, P., Kamonpet, P., Wongratanaphisan, T., and Terdtoon, P., ***Effect of Aspect Ratios and Internal Diameter on Performance Limit of A Closed-End Oscillating Heat Pipe Using Refrigerant Blend as Working Fluid***. Procs. of the 7th International Heat Pipe Symposium. Jeju Korea, 2003.
3. Hudakorn, T., Budhajan, K., Chareonsawan, P., Waowaew, S. and Ritthidech, S., ***Effect of Inclination Angle on Heat Transfer Characteristic of A Closed – End Oscillating Heat Pipe at Critical State***. 1st International Seminar on Heat Pipes and Heat Recovery System. Kuala Lumpur Malaysia, 2004.
4. Katpradit, T., Wongratanaphisan, T., Terdtoon, P., Akbarzadeh, A., and Kamonpet, P., ***Correlation to predict Heat Transfer Characteristics of A Closed End Oscillating Heat Pipe at Critical State***. Applied Thermal Engineering , 2005.
5. Kapradit, T., Kamonpet, P., Wongratanaphisan, T., and Terdtoon, P., ***Effect of Number of Turns and Working Fluids on Heat Transfer Characteristics of A Closed-End Oscillating Heat Pipe at Critical State***. Procs. of the 7th International Heat Pipe Symposium. Jeju Korea, 2003.
6. Lin, L., Ponnappan, R. and Leland, J., ***Experimental Investigation of Oscillating Heat Pipe***. 35th Energy Conversion Engineering Conference and Exhibit. Vol. 2, 2000.
7. Maesawa, S., Gi, K.Y., Minamisawa, A., and Akachi, H., ***Thermal Performance of Capillary Tube Thermosyphon***. Procs. of the IX International Heat Pipe Conference. Albuquerque USA. Vol. II, 1996.
8. Panyoyai, N., ***Effect of Meandering Turns and Aspect Ratio on Internal Flow Patterns of Closed – End Oscillating Heat Pipe at Critical State***. Thesis for Master of Engineering in Mechanical Engineering, Chiang Mai University, 2004.
9. Ritidech, S., Terdtoon, P., Tantakom, P., Murakami, M., and Jompakdee, W., ***Effect of Inclination Angles, Evaporator Section lengths and Working Fluid Properties on heat Transfer Characteristics of A Closed – End Oscillating Heat Pipe***. Procs. of the 6th International Heat Pipe Symposium. Chiang Mai Thailand., 2000.
10. Ritidech, S., Terdtoon, P., Murakami, M., Tantakom, P., and Jompakdee, W., ***Correlation to predict heat transfer characteristics of a closed-end oscillating heat pipe at normal operating condition***. Applied Thermal Engineering. Vol. 23., 2003.

ภาคผนวก จ

บทความ

**Time Response Model of Operational Mode of Closed-Loop Oscillating Heat Pipe at
Normal Operating Condition**

Time Response Model of Operational Mode of Closed-Loop Oscillating Heat Pipe at Normal Operating Condition

N. Soponpongpiat, P.Sakulchangsatjatai, M.Saiseub and P. Terdtoon*

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Chiang Mai University, Thailand 50200.

Tel. +66-53-944151 Fax. +66-53-226014 Email : Nitipongsopon@hotmail.com

* Presenter

Abstract

This paper shows the new assumption of CLOHP at normal operating condition. The evidence from visual study showed the possibility that CLOHP entirely operated at constant values of pressure. The main mechanism which driving the working fluid flow inside CLOHP is “replacement process”. The study indicated that the time series heat transfer characteristic of CLOHP depends on condensation and evaporation rates of working fluids. The rate of phase change in a certain time will effect on the rate in the next time. Finally, this paper shows the alternate direction of circulation mechanism inside CLOHP. This mechanism is not the result from the change in pressure wave but it is the result from the effect of incomplete condensation. The incomplete condensation changes the direction of vapor replacement and consequently changes in direction of circulation.

Key Words: CLOHP, Time Response Model

1. INTRODUCTION

Closed Loop Oscillating Heat Pipe (CLOHP) is one type of heat pipe. Because of its small size and wickless structure, CLOHPs are interested in electronics cooling application. CLOHP is constructed by meander the capillary tube and connect its both ends together. Due to the complexity of its operation, there are many research study the operation principle and heat transfer behavior of CLOHP. In aspect of quantitative study, Charoensawan et al. [1] studied the effect of tube geometry and types of working fluid on CLOHP heat transfer rates. In aspect of qualitative study, there were research about the effect of tube geometry, types of working fluid and filling ratio on internal flow pattern inside CLOHP [3,4,5]. Many research indicate that the circulation of working fluid inside CLOHP due to either pressure different between each turn or change in pressure wave. In aspect of mathematical model, Dobson et al. [2] presented the behavior of vapor slug inside CLOHP by using the ideal gas law.

Many researches explain the cause of circulation that due to the expansion and collapse of vapor slug under pressure difference between condenser and evaporator section in each turn. Are there any possibilities that the vapor slug expands and collapses under the constant pressure? Can we say that the expansion and collapse process under quasi static condition? The answers of these questions lead to the new assumption of CLOHP modeling and good understanding of CLOHP behavior. Thus in this paper, the data from visual study will be considered and be made logical analysis in order to show the possibility that the cause of circulation inside CLOHP is the expansion and collapse under constant pressure. Moreover, the

expansion of vapor slug is result from evaporation of around liquid into vapor slug rather than the ideal gas law expansion. This new assumption is advantage in explanation of CLOHP operation.

2. DATA FROM VISUAL STUDY

Visual study data in this paper gather from Sakulchangsatjatai et al. (Article in press). The experiment was conducted by using the 2 turns-plexiglass CLOHP. The working fluid was R123. Electric heater was used as heat source. The heating mode was bottom heat. Heat passed to CLOHP by conduction through the high conductivity silicone paste. The silicone was pasted between heater and CLOHP. Water was use as cooling medium. The evaporator, adiabatic and condenser length is 50 mm. The working temperature is maintained at 220°C. The visual study data were taken by high-resolution charge-coupled device (CCD) still camera of speed 30 images per second with one million pixels resolutions. The flow pattern inside CLOHP will be observed continuously until experiment is over. The evaporator section is located at the bottom of still picture while the condenser section is at the top of still picture. In picture, the vapor phase is clearer than the liquid phase. By using the boundary line and the clarity, we can separate the vapor phase from liquid phase.

3. RESULT AND DISCUSSION

3.1 The expansion of vapor slug at evaporator section

The necessary condition for normal operation mode of CLOHP is the inner surface of CLOHP at evaporator section will be coated with liquid all the time. Otherwise, the surface will have a high temperature rapidly. This is because the

thermal conductivity of vapor is much lower than liquid. Thus, it is difficult for vapor to remove heat from inner heating surface. As above mention, it is clear that there are not any vapor slug contacts with heating surface directly. In contrast, there are liquid between vapor and heating surface as shown in figure 1

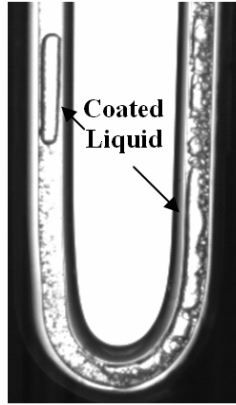


Fig. 1 shown the liquid film between vapor slug and evaporator surface

Heat transfer mechanism in normal operation mode can be explained as follow. The heating medium around CLOHP transfers heat to outside evaporator surface. Heat is transferred from outside surface to inner surface by conduction. Heat, later, is transferred to liquid which coated around inner surface by conduction and convection. Finally, coated liquid will transfer heat into vapor slug. Because of thermal conductivity of vapor is lower than liquid, it is clear that heat transfer from liquid to vapor by conduction is quite little. In this situation, in order to keep heat balance, coated liquid have to evaporate and move to increase volume of vapor slug. It is, therefore, distinct to say that heat can transfer from coated liquid to vapor slug by evaporation. The heat conduction from coated liquid to vapor slug is very low comparing with evaporation.

In addition, if we take more consideration about the necessary condition for normal operation mode and heat transfer mechanism discussed above, we can see that there are less possibilities for vapor to be superheat vapor. This is because the vapor slug does not directly receive heat from evaporator surface and the increasing of vapor volume is result from evaporation of liquid around it. Using of ideal gas law to explain behavior of vapor slug in CLOHP, therefore, is rather not suitable.

3.2 Operating Pressure inside CLOHP

One of the interested problems in this research is “Do CLOHPs transfer heat under a constant operating pressure entire the tube or under a two pressure difference, the difference between the pressure corresponding to evaporator temperature and the pressure corresponding to condenser temperature?” The answer of this question can be found from photographs of working fluid flow

pattern as shown in figure 2. The considered vapor slug in figure 2 is marked with ellipse. We can see from figure 2(a)–(d) that both ends of vapor slug shrink and move upward to the top side. This configuration indicates that the collapse of vapor slug is a result from condensation and the vapor has lower pressure than the evaporator pressure at the bottom side of figure. This is because the pressure occurred in each part will correspond to their temperature. The evaporator which has high temperature will also have high pressure. In the same way, the condenser will have both low temperature and pressure. The evaporator pressure will press the marked vapor slug. We, therefore, will see the marked vapor slug collapse in both sides. If we analyses as discuss above, it can be conclude that CLOHP operate with two different pressures.

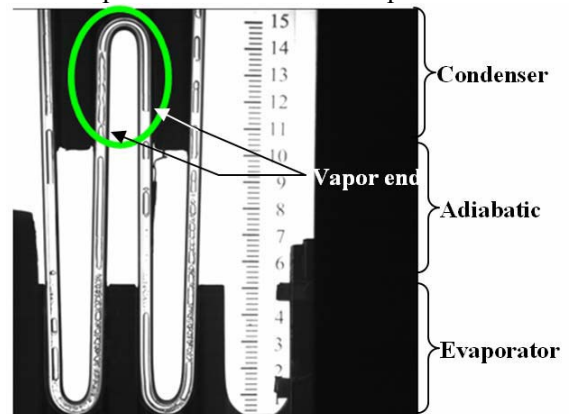


Fig. 2(a) flow pattern at $t = 0$ sec.

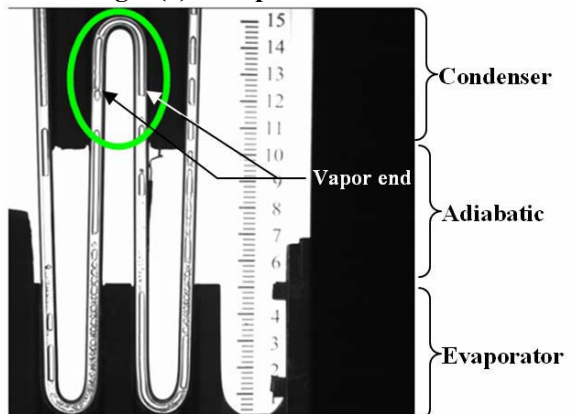


Fig. 2(b) flow pattern at $t = 1/30$ sec.

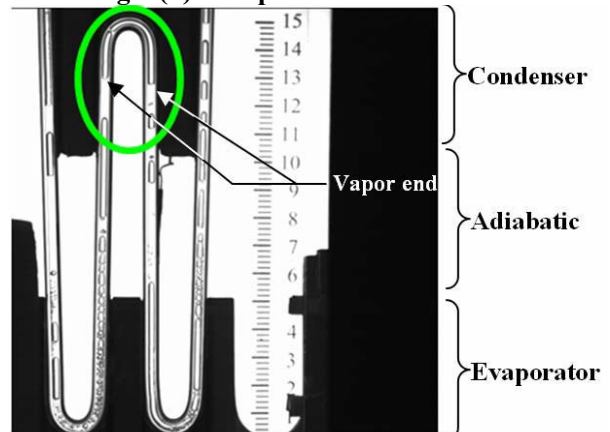


Fig. 2(c) flow pattern at $t = 2/30$ sec.

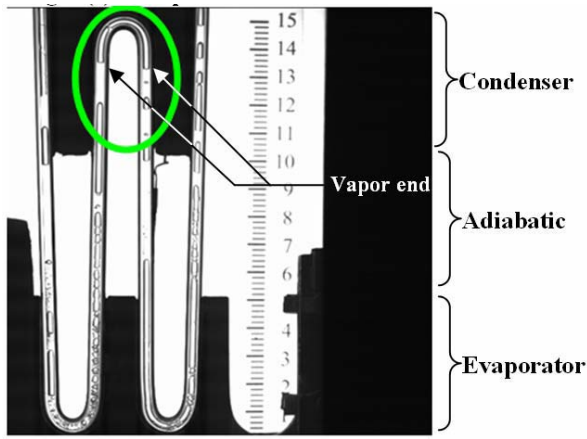


Fig. 2(d) flow pattern at $t = 3/30$ sec.

However, figure 2(e)-(j) show that both ends of the vapor do not shrink and move in same direction as discuss above. In contrast, its both ends shrink and move in opposite direction. This situation makes the assumption that CLOHP operate between two different pressure fail. One possible assumption about CLOHP operating pressure, thus, is CLOHP operate with constant pressure. The circulation of working fluid is result from vapor expansion in evaporator and collapse in condenser at constant pressure. The vapor volume in evaporator will expand to replace the condense volume in condenser under quasi-static process. The circulation, once again, does not result from pressure difference.

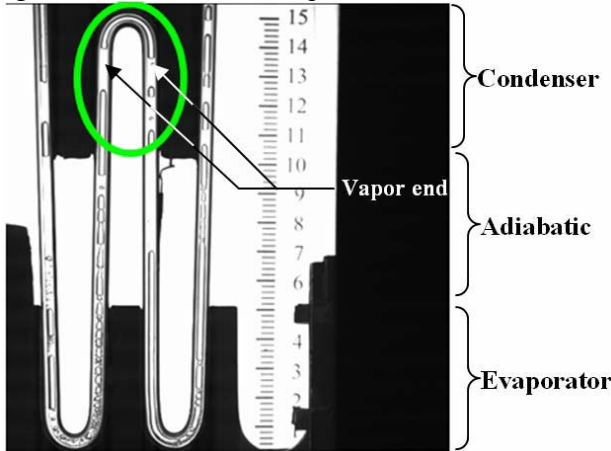


Fig. 2(e) flow pattern at $t = 4/30$ sec.

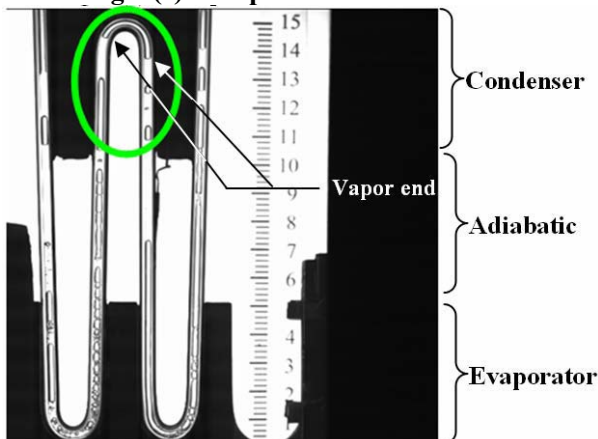


Fig. 2(f) flow pattern at $t = 5/30$ sec.

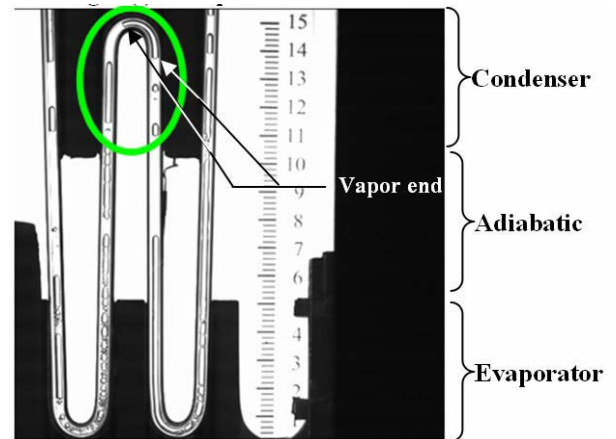


Fig. 2(g) flow pattern at $t = 6/30$ sec.

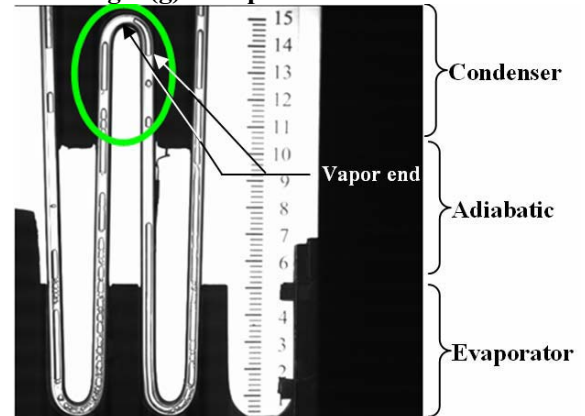


Fig. 2(h) flow pattern at $t = 7/30$ sec.

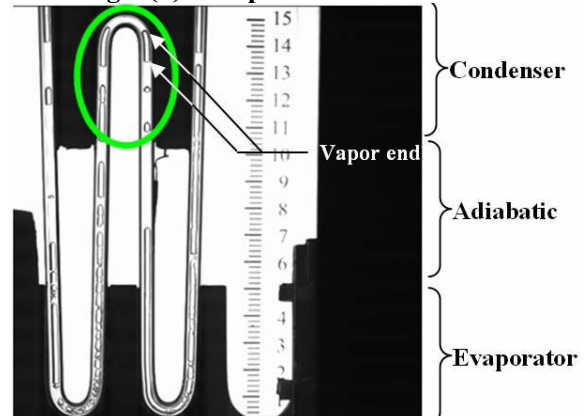


Fig. 2(i) flow pattern at $t = 8/30$ sec.

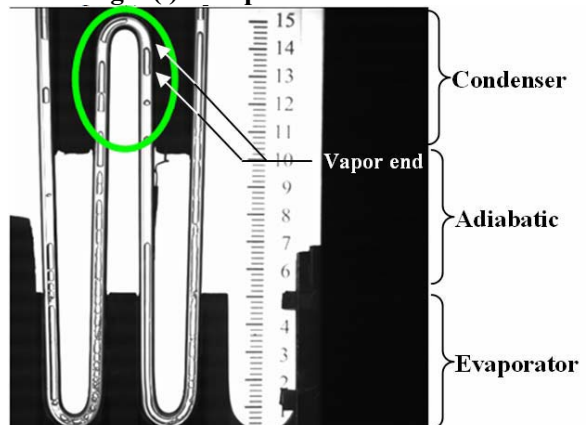


Fig. 2(j) flow pattern at $t = 9/30$ sec.

3.3 Heat transfer mechanism of CLOHP under assumption of constant operating pressure

The explanation of CLOHP heat transfer mechanism can be done by means of above assumption associate with consideration of figure 3. By marking with rectangle, figure 3(a) shows the vapor slug at the top of condenser section. Below the vapor slug, we can see the condensing liquid plug in the rectangle mark. Beneath the condensing liquid plug, there are groups of vapor slug along the tube to evaporator. In order to observe the circulate direction of working fluid, the ellipse marked vapor slug will be used as referent point. In the next time as shown in figure 3(b), the vapor at the top of rectangle condense and collapse from scale number 12 to number 14 while the liquid plug and the groups of vapor slug move upward to replace the collapse volume from scale number 11 to number 13. In this time, the referent vapor slug in ellipse mark has no displacement. We also can see vapor-liquid junction, which be marked by a square, inside the evaporator section.

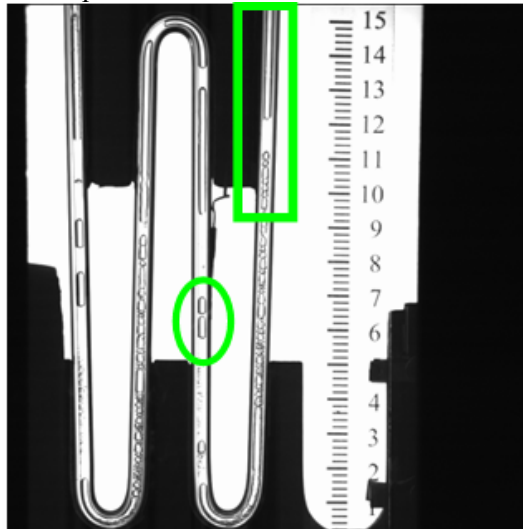


Fig. 3(a) flow pattern at initial observation

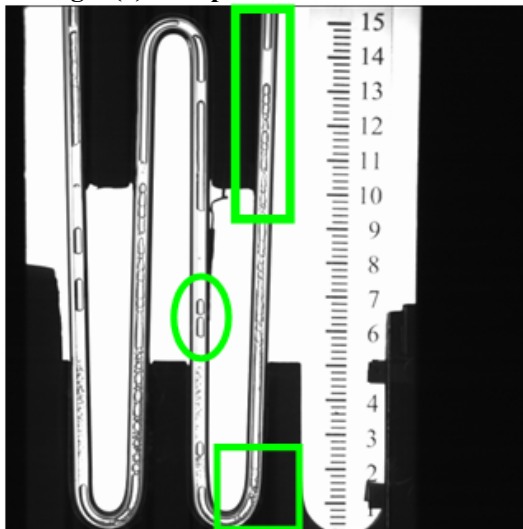


Fig. 3(b) flow pattern at $t = 1/30$ sec.

Next time step as shown in figure 3(c), the group of vapor slug move upward to the top of rectangle at scale number 15 while the referent vapor slug move

slightly downward to evaporator section from scale number 5.8 to 5.6. The vapor-liquid junction in a square mark moves upward higher than in fig 3(b) from scale number 1.4 to 2.8. The motion of vapor-liquid junction continuously occurs as shown in figure 3(d) and 3(e). Moreover, we can see the referent vapor slug slightly moves downward from scale number 5.7 to 5.4 while the vapor-liquid junction moves upward from scale number 4.6 to 5.8. When the junction already has left the evaporator section as shown in figure 3(e), liquid under the referent vapor slug will move downward to replace vacant volume in evaporator.

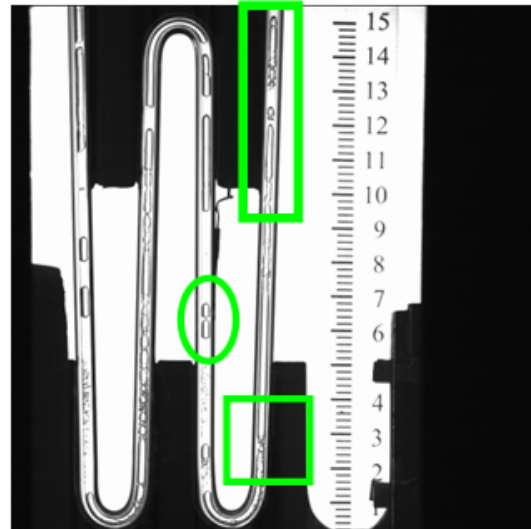


Fig. 3(c) flow pattern at $t = 2/30$ sec.

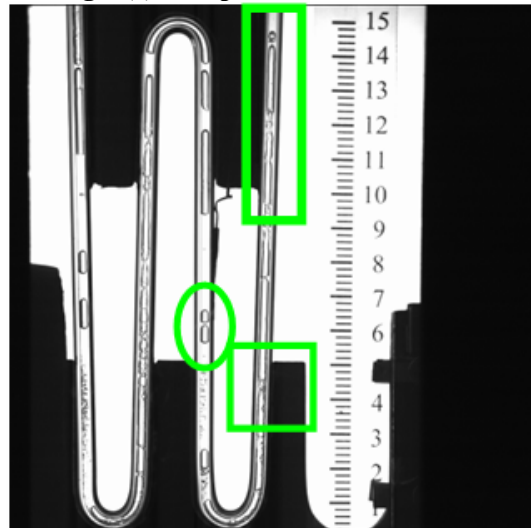


Fig. 3(d) flow pattern at $t = 3/30$ sec.

The referent vapor slug will also move downward into evaporator section from scale number 5.4 to 4.6. Now the replacement cycle is complete and there are liquid inside evaporator again as shown in figure 3(f). According to explanation above, the heat transfer mechanism of CLOHP can be described as follow, when liquid inside evaporator firstly receives heat from inner evaporator surface, the liquid will change to vapor phase in form of liquid-vapor slug train.

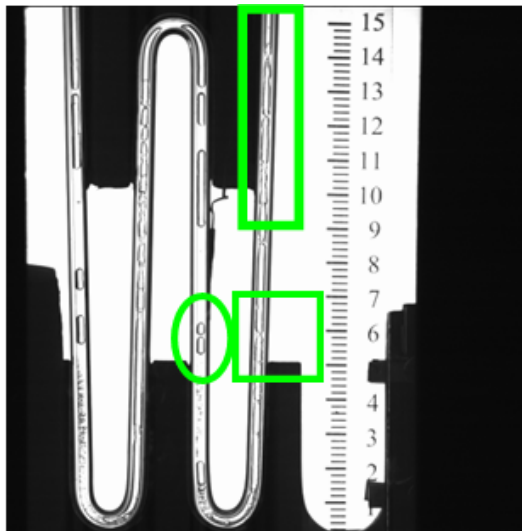


Fig. 3(e) flow pattern at $t = 4/30$ sec.

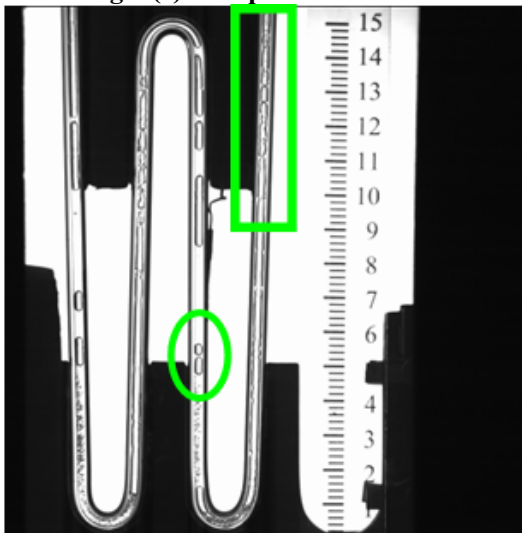
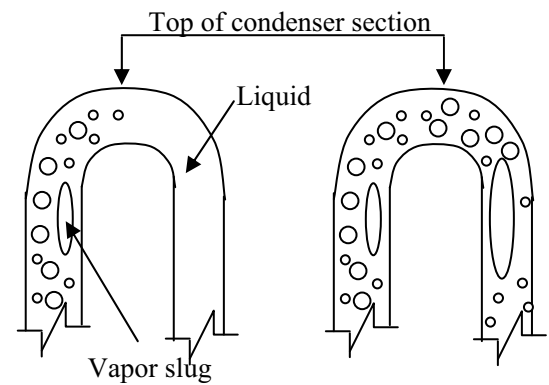


Fig. 3(f) flow pattern at $t = 5/30$ sec.

After that, the vapor slug in evaporator section will expand and push the adjacent mixture move in direction of replace the collapse volume in condenser as we can see in figure 3(a)-(b). This replacement will occur continuously. The returning liquid from condenser will replace the mixture which be pushed out from evaporator by vapor slug expansion as shown in figure 3(d)-(e). Thus, the replacement is a main driver of circulation in CLOHP. The replacement begins at condenser and finish at the evaporator. The important thing must be kept in mind is the expansion and collapse of vapor slug occur under the constant operating pressure. The circulation inside CLOHP is a result from replacement rather than from pressure difference.

In addition, the visual study data indicates that the circulation in CLOHP does not occur in a same direction all the time. In contrast, there is a change in direction of circulation inside CLOHP. This is because the incomplete condensation. Incomplete condensation is the event that vapor slug cannot condense to liquid without any vapor remaining before reach the top of condenser section. The incomplete condensation configuration is shown in figure 4



a. complete condensation b. Incomplete condensation

Fig. 4 incomplete condensation configuration

It is clear that the vapor in evaporator section will expand in direction which replace the condense volume in condenser section. Thus the rate of condensation at each side of condenser in a given turn is a flow direction controller of circulation. If condensation rate in each side of turn are equal, there is no direction of circulation in that turn. But if one side of turn has more condensation rate than the other one, the vapor in evaporator will expand in direction which more convenience i.e. the larger condensation rate side. The replacement process will occur and the circulation appears in direction forward from evaporator to the larger condensation rate side. However, effect of circulation will increase the vapor volume in a larger condensation rate side and results in rapidly decreasing of condensation rate on this side. This situation causes the incomplete condensation. The convenience direction for vapor expansion will change. The replacement process, consequently, will be unstable and the alternate direction of circulation will also occur. The above explanation is shown in figure 5 and 6

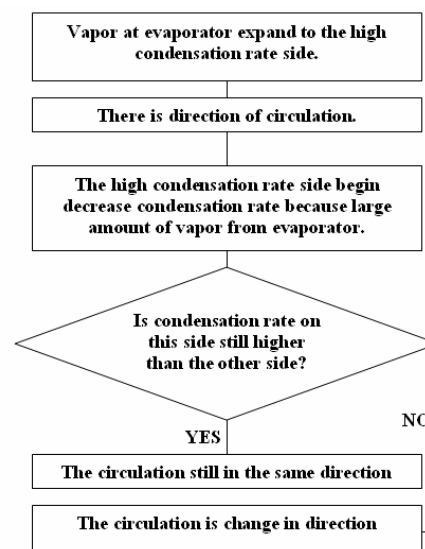


Fig. 5 shown the diagram of change in direction of circulation mechanism in CLOHP

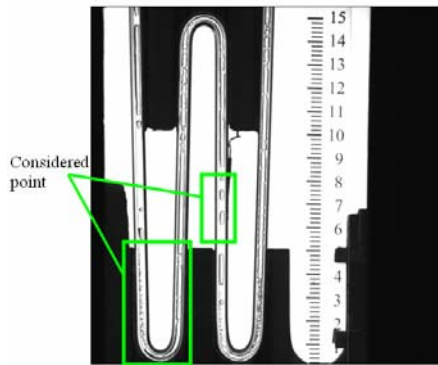


Fig. 6(a) shown the considered point in explanation of alternate direction of circulation

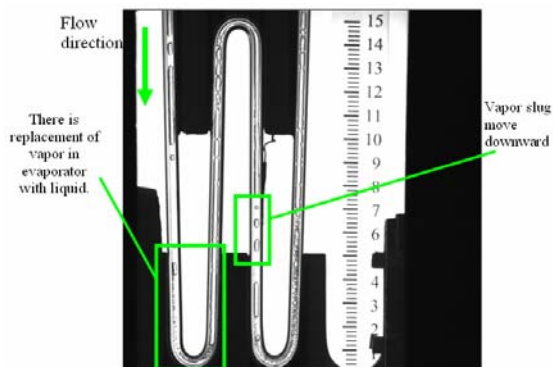


Fig. 6(b) shown the downward flow direction and replacement of vapor in evaporator section with liquid

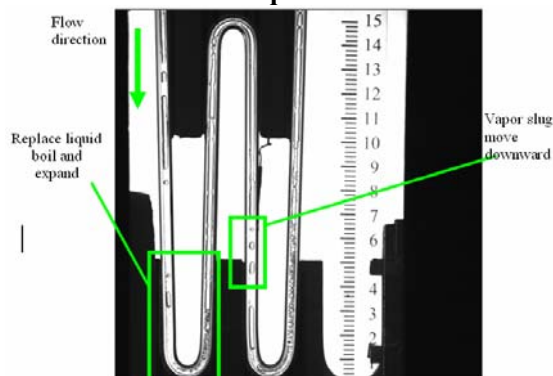


Fig. 6(c) shown the boiling and expansion of liquid in evaporator section

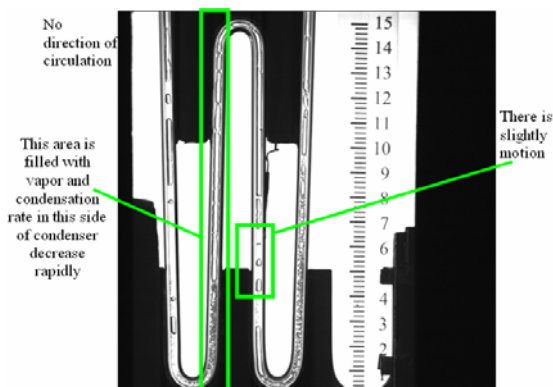


Fig. 6(d) shown the effect of incomplete condensation on the change in circulate direction

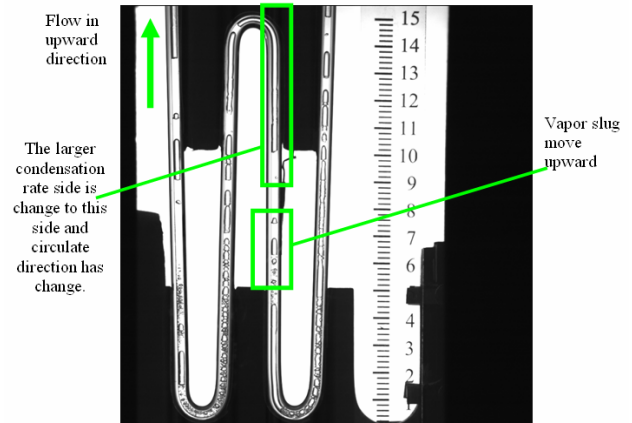


Fig. 6(e) shown the change in larger condensation rate side and circulate direction.

4. CONCLUSION

This paper shows the evidence from visual study to convince the new assumptions that vapor slug expand and collapse under constant operating pressure and quasi static condition. The expansion of vapor does not obey ideal gas law but due to the evaporation of liquid around the vapor slug. Moreover, the time series heat transfer mechanism of CLOHP will be explained. Finally the cause of alternate direction of circulation inside CLOHP will be clarified. These results lead to the new concept of CLOHP operation modeling and result in more understanding of CLOHP behavior and high accuracy prediction of CLOHP heat transfer rate.

Acknowledgements

All of this work cannot be conducted without the support from the Thailand Research Fund (Contract no. BRG4780024). The authors would also like to express their sincere appreciation.

References

1. Charoensawan, P., Khandekar, S., Groll, M., and Terdtoon, P., *Closed Loop Pulsating Heat Pipe Part A: Parametric Experimental Investigations*. Applied Thermal Engineering. Vol. 23., 2003.
2. Dobson, R.T., and Harms, T.M., *Lumped Parameter Analysis of Closed and Open Oscillatory Heat Pipe*. Procs. of the 11th International Heat Pipe Conference. Tokyo Japan., 1999.
3. Khandekar, S., Charoensawan, P., Groll, M., and Terdtoon, P., *Closed Loop Pulsating Heat Pipe Part B: Visualization and Semi-Empirical Modeling*. Applied Thermal Engineering. Vol. 23., 2003.
4. Lee, W., Jung, H., Kim, J., and Soo Kim, J., *Characteristics of Pressure Oscillation in Self-excited Oscillating Heat Pipe based on Experimental Study*. Procs. of the 6th International Heat Pipe Symposium. Chiang Mai Thailand., 2000.
5. Qu, W., and Ma, T., *Experimental Investigation on Flow and Heat Transfer of a Pulsating Heat Pipe*. Procs. of the 12th International Heat Pipe Conference. Russia., 2001.