

## บทที่ 3

### ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

#### 3.1 ประวัติและความเป็นมา

ฮีตไปป์(Heat Pipes) เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดหนึ่งที่ได้มีการคิดค้นในปี ค.ศ. 1942 โดย R.S. Gaugler แห่งบริษัท General Motor Corporation เมือง Ohio ในประเทศสหรัฐอเมริกา และได้ทำการจดสิทธิบัตรในปี ค.ศ. 1944 ซึ่งวัตถุประสงค์ของการสร้างฮีตไปป์ในขณะนั้นก็เพื่อใช้ดูดซับความร้อนออกจากระบบทำความเย็น

#### 3.2 การทำงานของฮีตไปป์

ฮีตไปป์จะประกอบด้วยส่วนต่างดังนี้

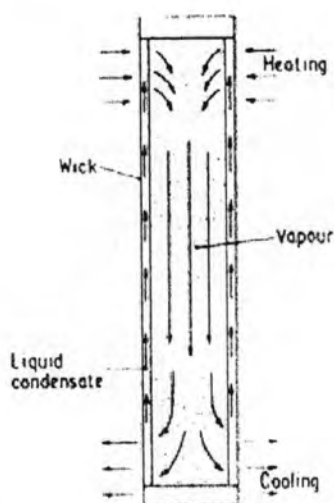
1. เปลือกท่อหรือที่เรียกว่าคอนเทนเนอร์ ซึ่งมีลักษณะเป็นท่อปลายปิดทั้ง 2 ข้าง ทำหน้าที่เป็นเปลือกหุ้มส่วนต่างๆ ของฮีตไปป์ไว้ให้เป็นระบบปิด
2. ตัวนำพาของเหลวหรือที่เรียกว่าวิกจะมีลักษณะที่สามารถให้ของเหลวไหลผ่านได้ โดยจะทำหน้าที่สร้างแรงคาปิลลารี เพื่อลำเลียงให้ของเหลวไหลผ่าน
3. ของไหลที่บรรจุอยู่ภายในท่อหรือที่เรียกว่า ของไหลใช้งาน ทำหน้าที่ไหลหมุนเวียนภายในเปลือกท่อและเป็นตัวนำพาความร้อนไปตามแนวท่อ

ในการทำงานของฮีตไปป์ ดังแสดงในรูปที่ 3.1 โดย ฮีตไปป์จะได้รับความร้อนในส่วนที่เรียกว่า แหล่งให้ความร้อน โดยความร้อนจะถูกถ่ายเทผ่านผนังท่อไปสัมผัสกับของไหลในวิก ซึ่งมีสภาพเป็นของเหลว เมื่อของไหลได้รับความร้อนจะเปลี่ยนสภาพจากของเหลวเป็นไอ ของไหลในสภาพไอจะไหลไปที่ส่วนฮีตซิงค์ ไอที่ส่วนฮีตซิงค์จะถ่ายเทความร้อนไปที่ผนังท่อและถ่ายเทความร้อนออกจากฮีตไปป์ไอที่ได้ถ่ายเทความร้อนออกไปจะเปลี่ยนสถานะเป็นของเหลวเกาะที่วิกของไหล ในสถานะของเหลวนี้จะไหลไปตามวิกด้วยแรงคาปิลลารี โดยจะไหลไปยังส่วนของแหล่งให้ความร้อน เพื่อไปรับความร้อนจากแหล่งให้ความร้อนมาถ่ายเทที่ฮีตซิงค์ และเป็นวัฏจักรการถ่ายเทความร้อนเช่นนี้เรื่อยไป ขอบเขตความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์ จะถูกจำกัดด้วยขอบเขต 4 อย่าง

คือ กاپิลารีลิมิต, โชนิกลิมิต, เอนเทรนเมนต์ลิมิต และ บอริง ลิมิต ดังในรูปที่ 3.2

ฮีตไปป์ที่นิยมใช้กันสามารถแบ่งได้ออกเป็น 2 ประเภทคือ

1. ฮีตไปป์แบบมีวิก
2. ฮีตไปป์แบบไม่มีวิก

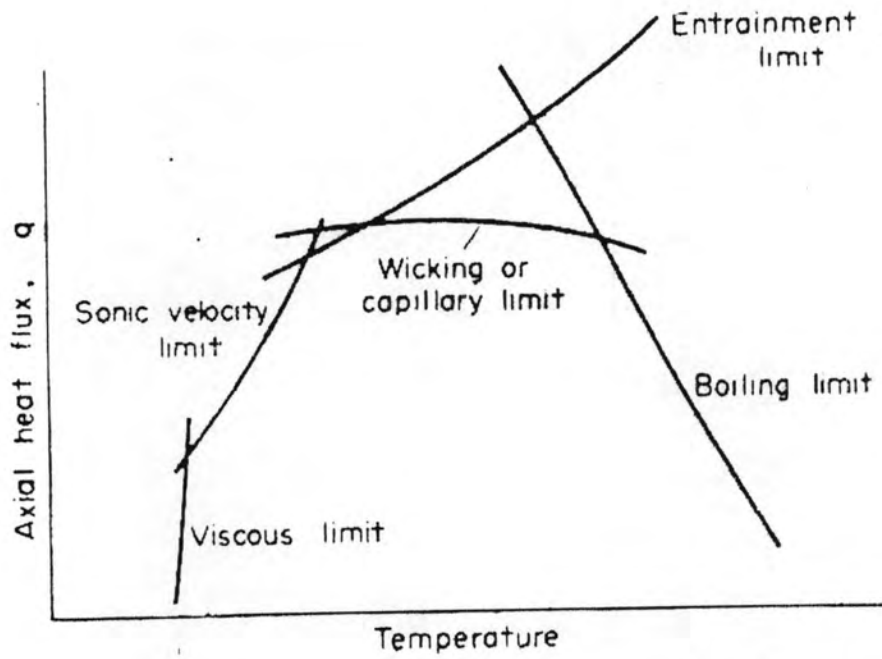


รูปที่ 3.1 การทำงานของฮีตไปป์ (Dunn, 1978)

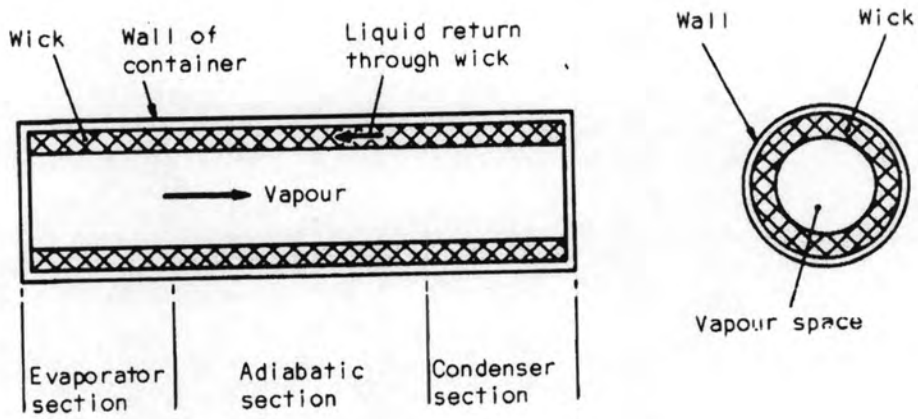
### ฮีตไปป์แบบมีวิก

ประกอบด้วยส่วนที่สำคัญ 3 ส่วนคือ ตัวท่อ โครงสร้างวิก, และของไหลใช้งาน การทำงานของฮีตไปป์ จะแบ่งออกเป็น 3 ส่วนคือ ส่วนของอีวาพอเรเตอร์ (evaporator section), ส่วนที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อน (adiabatic section), และส่วนคอนเดนเซอร์ (condenser section)

หลักการทำงานคือเมื่อส่วนของอีวาพอเรเตอร์ (evaporator section) ได้รับความร้อนจะทำให้ของไหลใช้งานเกิดการระเหยตัวกลายเป็นไอแล้วไหลไปสู่ส่วนคอนเดนเซอร์ (condenser section) จากนั้นของไหลใช้งานจะทำการคายความร้อนแล้วกลั่นตัวกลายเป็นของเหลวไหลไปตามวิก (wick) กลับไปที่ส่วนของอีวาพอเรเตอร์ใหม่ ของไหลใช้งานไหลจากส่วนคอนเดนเซอร์มาสู่ส่วนอีวาพอเรเตอร์ได้โดยอาศัยแรงทางคาพิลารี (capillary action) รูปที่ 3.3 ได้แสดงโครงสร้างของ heat pipe แบบมีวิก



รูปที่ 3.2 ขอบเขตความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์ (Dunn,1978)



รูปที่ 3.3 โครงสร้างของ heat pipe แบบมีวีก (Chi,1976)

### 3.2.2 ฮีตไปป์แบบไม่มีวิก

ประกอบด้วยส่วนที่สำคัญคือ ตัวท่อซึ่งภายในบรรจุด้วยของไหลใช้งานการทำงานของ ฮีตไปป์นี้ แบ่งออกเป็น 3 ส่วนเหมือนเช่นฮีตไปป์แบบมีวิกคือ มีส่วนของอีวาพอเรเตอร์ (evaporator section), ส่วนที่ไม่มีถ่ายเทความร้อน (adiabatic section), และส่วนคอนเดนเซอร์ (condenser section)

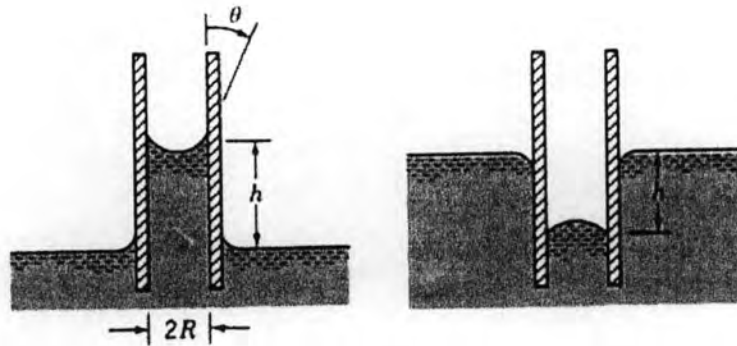
หลักการการทำงานคือเมื่อส่วนของอีวาพอเรเตอร์ (evaporator section) ได้รับความร้อนจะทำให้ของไหลใช้งานเกิดการระเหยตัวกลายเป็นไอแล้วไหลไปสู่ส่วนคอนเดนเซอร์ (condenser section) จากนั้นของไหลใช้งานจะคายความร้อนแล้วกลั่นตัวกลายเป็นของเหลวไหลกลับไปที่ส่วนของอีวาพอเรเตอร์ใหม่ ซึ่งของไหลใช้งานไหลจากส่วนคอนเดนเซอร์มาสู่ส่วนอีวาพอเรเตอร์ได้โดยอาศัยแรงโน้มถ่วง (gravity)

จะเห็นว่าฮีตไปป์ทั้ง 2 แบบจะมีหลักการการทำงานคล้ายกัน ซึ่งจะต่างกันตรงที่การไหลกลับของของไหลใช้งานจากคอนเดนเซอร์มาสู่อีวาพอเรเตอร์ โดยแบบแรกของไหลจะไหลกลับมาตามวิกโดยอาศัยแรงทางคาพิลารี ส่วนแบบที่สองของไหลจะไหลกลับมาโดยแรงโน้มถ่วงโดยไม่ต้องใช้วิก สำหรับงานวิจัยนี้ แฝงรับแสงอาทิตย์แบบฮีตไปป์ที่นำมาใช้ทดสอบจะเป็นฮีตไปป์แบบไม่มีวิก

### 3.3 คาพิลลารี (capillary effect)

จากโครงสร้างการทำงานของฮีตไปป์แบบมีวิกซึ่งต้องอาศัยแรงทางคาพิลารี (Capillary Action) เพื่อช่วยในการไหลกลับของไหลใช้งานจากคอนเดนเซอร์ (condenser) กลับมาสู่อีวาพอเรเตอร์ (evaporator) สามารถอธิบายหลักการของคาพิลลารีได้ดังนี้

คาพิลลารี (Capillary Effect) เป็นปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นเนื่องจากผลของความตึงผิวและผลของค่าสัมพันธของการยึดติดกับผิวของแข็งต่อการยึดเหนี่ยวของของเหลวที่เกิดขึ้น ด้วยผลของคาพิลลารีดังกล่าวจะทำให้เกิดการสูงขึ้นหรือต่ำลงของระดับของเหลวในหลอดครุเล็ก (capillary tube) จากระดับของของเหลวภายในหลอด ถ้าแรงยึดติดกับผิวหลอดแก้วมากกว่าแรงยึดเหนี่ยวของของเหลวภายในหลอดแก้วระดับของของเหลวในหลอดแก้วจะสูงขึ้นแต่ถ้าแรงยึดติดกับผิวหลอดแก้วน้อยกว่าแรงยึดเหนี่ยวของของเหลวภายในหลอดแก้ว ระดับของของเหลวในหลอดแก้วจะต่ำลง ปรากฏการณ์คาพิลลารีได้แสดงในรูปที่ 3.4



รูปที่ 3.4 ปรากฏการณ์คาพิลารี (capillary effect)

### 3.4 คุณสมบัติของฮีตไปป์

ฮีตไปป์ มีสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่ดีมาก ลักษณะเด่นของ ฮีตไปป์ มีดังนี้

1. สภาพการนำความร้อน (thermal conductivity) มีค่าสูงมาก
2. ฟลักซ์ความร้อน (heat flux) สูง
3. อุณหภูมิผิวมีความสม่ำเสมอ เนื่องจากในระหว่างที่ทำงาน อุณหภูมิของช่วงการควบแน่นของฮีตไปป์จะเท่ากัน ถ้าหากว่าที่จุดใดจุดหนึ่งมีอุณหภูมิต่ำลงที่บริเวณนั้นจะเกิดการควบแน่นของไอเพิ่มขึ้น ทำให้อุณหภูมียังคงเท่ากันตลอดได้
4. การตอบสนองเชิงความร้อน (thermal response) ดี เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นในรูปของความร้อนแฝง การตอบสนองเชิงความร้อนจึงทำได้ดี และสามารถรับการเปลี่ยนแปลงของแหล่งความร้อนได้เร็ว
5. สามารถแยกช่วงรับความร้อนและช่วงคายความร้อนให้ออกห่างจากกันได้ เนื่องจากฮีตไปป์สามารถถ่ายเทความร้อนปริมาณสูงไปได้ไกลๆ ดังนั้นจึงมีความสามารถในการถ่ายเทความร้อนออกจากตำแหน่งที่ดึงความร้อนได้ยากเช่น ในที่แคบๆ ได้ดี
6. โครงสร้างไม่ซับซ้อน น้ำหนักเบา และรูปร่างกะทัดรัด
7. ไม่ต้องทำการบำรุงรักษา และไม่มีเสียงดัง
8. สามารถทำงานได้ในที่ไร้แรงโน้มถ่วงเช่นในยานอวกาศและ ดาวเทียมเป็นต้น

### 3.5 ขีดจำกัดคาพิลลารี

การไหลเวียนของของไหลในฮีตไปป์ในสภาวะสมดุลจะเกิดขึ้นได้เมื่อเกิดสมดุลความดันดังสมการ (3.1) โดยความดันที่พยายามทำให้เกิดการไหลเวียนคือ ความดันคาพิลลารีแต่ก็จะมีตัวมาต้านการไหลเวียนได้แก่ pressure drop ต่างๆ และแรงโน้มถ่วง ซึ่ง คาพิลลารีลิมิต จะเป็นขอบเขตความดันคาพิลลารี ที่ทำให้ของไหลในฮีตไปป์สามารถไหลเวียนได้ ดังในรูปที่ 3.5 และรูปที่ 3.6 แสดงการกระจายความดันของไอและของเหลวภายในฮีตไปป์สมการ 3.1 เป็นสมการเมื่อ heat pipe อยู่ในแนวระดับ

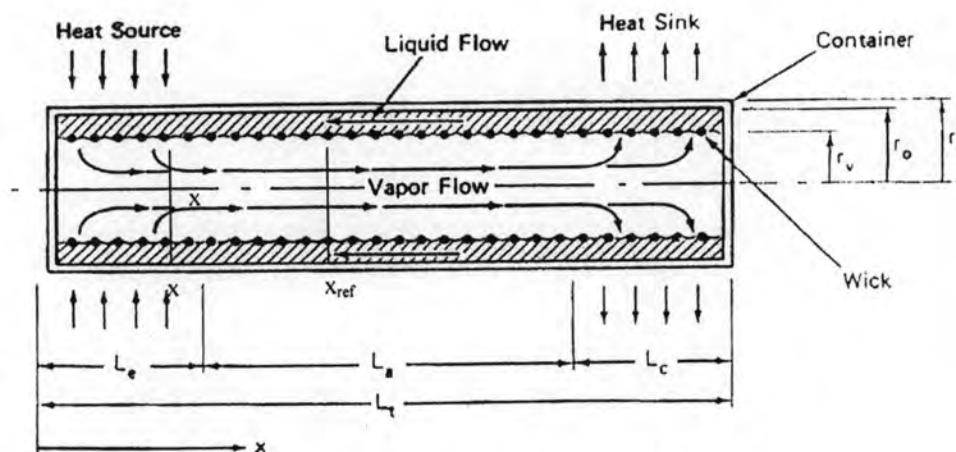
$$P_c(x) = P_c(x_{ref}) + \Delta P_v(x - x_{ref}) + P_l(x_{ref} - x) \quad (3.1)$$

เมื่อ  $P_c(x)$  = ค่า capillary pressure ที่ตำแหน่ง  $x$

$$= P_v(x) - P_l(x)$$

$P_c(x_{ref})$  = ค่า capillary pressure ที่ตำแหน่ง  $x_{ref}$

$$= P_v(x_{ref}) - P_l(x_{ref})$$



รูปที่ 3.5 การไหลเวียนของของไหลใช้งานภายในฮีตไปป์

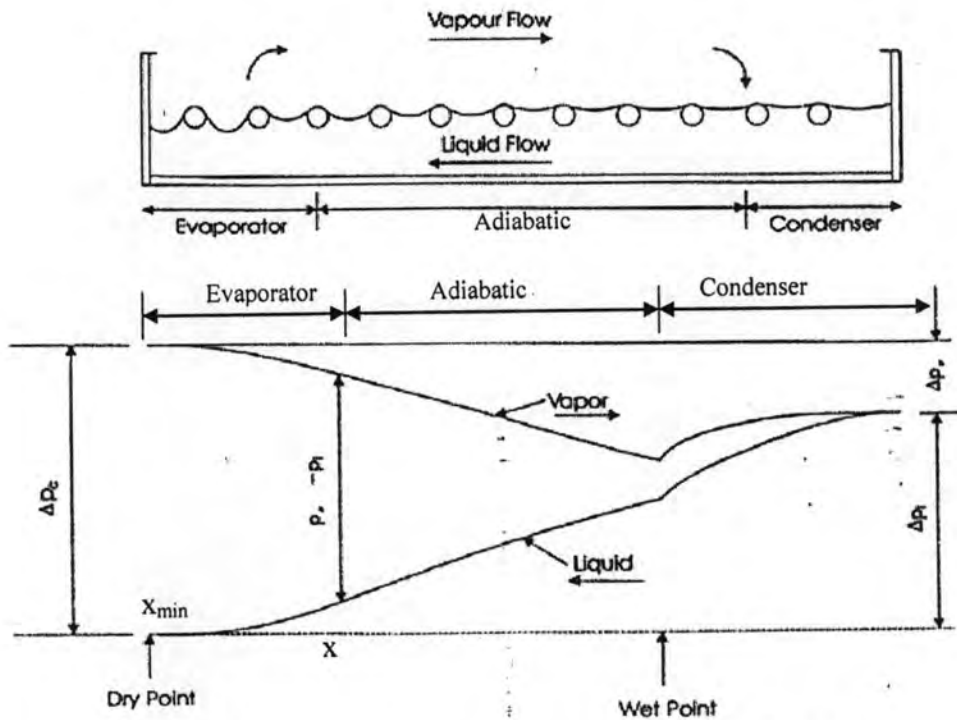
$\Delta P_v(x - x_{ref})$  = vapor pressure drop ในการไหลจาก  $x$  ไปที่  $x_{ref}$

$$= P_v(x) - P_v(x_{ref})$$

$\Delta P_l(x_{ref} - x)$  = liquid pressure drop ในการไหลจาก  $x_{ref}$  ไปที่  $x$

กำหนดให้  $x_{ref}$  เป็น  $x_{min}$  ซึ่งเป็นจุดที่มีความดันคาปิลารี มีค่าน้อยที่สุดซึ่งเท่ากับศูนย์ สมการที่ (3.1) จะสามารถเขียนใหม่ได้เป็นสมการที่ (3.2) ดังนี้

$$P_c(x) = P_v(x - x_{min}) + P_l(x_{min} - x) \quad (3.2)$$



รูปที่ 3.6 การกระจายความดันของไอและของเหลวภายในฮีตไปป์

### 3.6 ความดันสูงสุดของคาปิลารี

จากสมการของ Laplace and Young equation (Chi, 1976) จะได้สมการที่ (3.3)

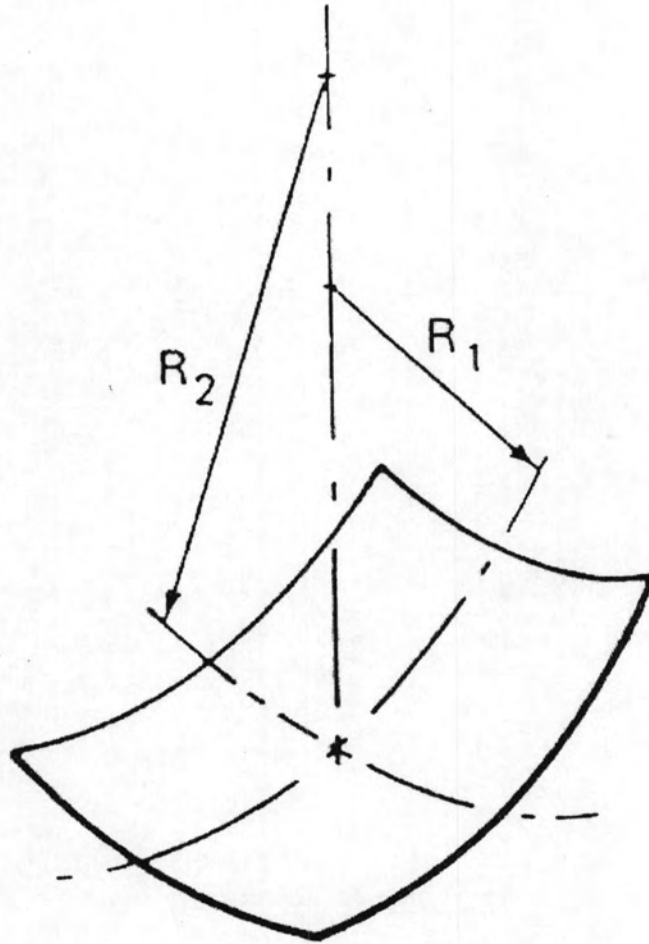
$$P_c = \sigma \left( \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad (3.3)$$

เมื่อค่า  $R_1$  และ  $R_2$  เป็นรัศมีความโค้งของของเหลวดังรูปที่ 3.5 ค่าที่สนใจจะเป็นค่าความดันคาปิลารีที่มากที่สุด ( $P_{cm}$ ) ซึ่งจะมีค่าเท่ากับในสมการที่ (3.4)

$$P_{cm} = \frac{2\sigma}{r_c} \quad (3.4)$$

เมื่อ  $r_c$  เป็นค่า effective capillary radius ซึ่งค่า  $2/r_c$  เป็นค่าที่มากที่สุดที่เป็นไปได้ของ  $1/R_1 - 1/R_2$

รูปที่ 3.7 แสดงรูปรอยต่อผิวระหว่างส่วนที่เป็นของเหลวกับเป็นไอ



รูป 3.7 รูปร่างของรอยต่อผิวระหว่างส่วนที่เป็นของเหลวกับเป็นไอ



### ตารางที่ 3.1 ค่า effective capillary radius ของวิกแบบต่าง ๆ

Wick structures  $r_c$  Expressions

Wick structure	$r_c$ expression	
Circular cylinder	$r_c = r$	
Rectangular groove	$r_c = w$	$w =$ groove width
Triangular groove	$r_c = w/\cos \beta$	$w =$ groove width $\beta =$ half include angle
Parallel wires	$r_c = w$	$w =$ wire spacing
Wire screen	$r_c = (w+d)/2$	$w =$ wire spacing $d =$ wire diameter
Packed sphere	$r_c = 0.41r_s$	$r_s =$ sphere radius

### 3.7 Liquid pressure drop

ค่า Pressure drop ของของเหลวในวิก สามารถหาได้จากสมการที่ (3.5)(Chi,1976) และ (3.6)

$$\Delta P_l(x_{\min} - x) = \Delta P_l(x_{\min}) - \Delta P_l(x) = - \int_{x_{\min}}^x \frac{dP_l dx}{dx} \quad (3.5)$$

$$\frac{dP_l}{dx} = - \frac{2\tau_l}{r_{h,l}} \pm \rho_l g \sin \psi \quad (3.6)$$

เมื่อ  $\tau_l =$  frictional stress คือที่ตำแหน่งระหว่างผิวของแข็งกับของเหลว

$r_{h,l} =$  hydraulic radius มีค่าเท่ากับสองเท่าของพื้นที่หน้าตัดหารด้วย ค่า Wetted

$$\text{perimeter} = 2A_l/C_l$$

$\psi =$  มุมของฮีตไปป์ที่วัดจากแนวนอน

$\rho_l =$  ค่าความหนาแน่นของของเหลว

ค่า Reynolds number ( $Re_l$ ) และค่า Drag coefficient ( $f_l$ ) สามารถแสดงได้ดังสมการ (3.7)

$$Re_l = \frac{2r_{h,l}\rho_l V_l}{\mu_l}, \quad f_l = \frac{2\tau_l}{\rho_l v_l^2} \quad (3.7)$$

เมื่อ  $\mu_l =$  เป็นค่าความหนืดของของเหลว

ค่าความเร็วของของเหลว  $V_l$  จะสัมพันธ์กับค่า local axial heat  $Q$  ดังสมการที่ (3.8)

$$V_l = \frac{Q}{\varepsilon A_w \rho_l \lambda} \quad (3.8)$$

เมื่อ  $\lambda$  = ค่าความร้อนจำเพาะของการกลายเป็นไอ

$A_w$  = พื้นที่หน้าตัดของวิก

$\varepsilon$  = ค่าความพรุนของวิก

จากสมการ (3.7) และ (3.8) สามารถเขียนสมการ (3.6) ได้เป็น

$$\frac{dP_l}{dx} = -\frac{f_l Re_l \mu_l}{2\varepsilon A_w r_{h,l}^2 \lambda \rho_l} Q \pm \rho_l g \sin \psi \quad (3.9)$$

$$\frac{dP_l}{dx} = -F_l Q \pm \rho_l g \sin \psi \quad (3.10)$$

$$\text{เมื่อ } F_l = \frac{\mu_l}{KA_w \lambda \rho_l} \text{ และ } K = \frac{2\varepsilon r_{h,l}^2}{(f_l Re_l)} \quad (3.11)$$

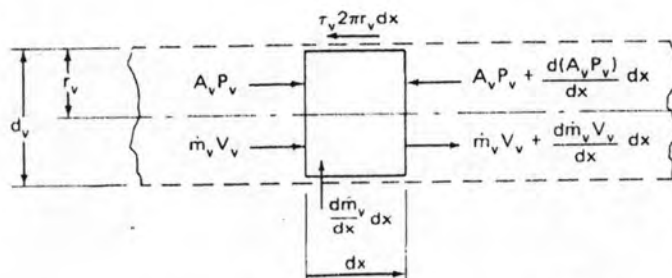
ค่า K เป็น ค่า permeability ของวิก ตารางที่ 3.2 ได้แสดงค่า permeability ของวิกแบบต่าง ๆ

### 3.8 Vapor pressure drop

ค่า Pressure drop ของไอในเส้นทางการไหลของไอในฮีตไปป์ สามารถหาได้จากสมการ (3.12), (3.13), (3.14), (3.15), (3.16), (Chi, 1976)

$$\Delta P_v(x - x_{\min}) = P_v(x) - P_v(x_{\min}) = \int_{x_{\min}}^x \frac{dP_v}{dx} dx \quad (3.12)$$

การวิเคราะห์เริ่มจากก๊าซใน Control volume พื้นที่หน้าตัด  $A_v$  ความกว้าง  $dx$  mass flux ต่อ 1 หน่วย ความกว้าง ที่ liquid vapor interface  $d\dot{m}_v/dx$  ดังแสดงในรูปที่ 3.8 จะได้ค่า  $\frac{dP_v}{dx}$  เป็น



รูปที่ 3.8 control volume ของการไหลของก๊าซ

$$\frac{dP_v}{dx} = \frac{-(f_v \text{Re}_v)\mu_v m_v}{2A_v r_{h,v}^2 \rho_v} - \beta \frac{2m_v}{A_v^2 \rho_v} \frac{dm_v}{dx} \quad (3.13)$$

$f_v$  คือ frictional drag coefficient  $\beta$  นิยามตามสมการ

$$\beta = \frac{\rho_v^2 A_v}{m_v^2} \int_{A_v} V_v^2 dA \quad (3.14)$$

Vapor mass flux  $m_v$  จะเกี่ยวข้องกับ axial heat flux ที่จุด  $x$  เดียวกัน  $m_v = Q/\lambda$  สามารถเขียนได้ดังสมการ (3.15)

$$\frac{dP_v}{dx} = -F_v Q - D_v \frac{dQ^2}{dx} \quad (3.15)$$

เมื่อ

$$F_v = \frac{(f_v \text{Re}_v)\mu_v}{2r_{h,v}^2 A_v \rho_v \lambda} \text{ และ } D_v = \frac{\beta}{A_v^2 \rho_v \lambda} \quad (3.16)$$

$$\text{Re}_v = \frac{2r_{h,v} Q}{A_v \mu_v \lambda} \text{ และ } \beta = \frac{\rho_v^2 A_v}{m_v^2} \int_{A_v} V_v^2 dA \quad (3.17)$$

เมื่อค่า  $\text{Re}_v \leq 2300$  และ  $\leq M_v 0.2$  จะถือว่าไอมีการไหลแบบลามินาร์ และไม่อัดตัว จะได้

ค่า  $f_v \text{Re}_v = 16$  และ  $C = 1$  สำหรับการไหลของไอในท่อกลม

$\beta = 1.25$  สำหรับการไหลผ่านท่อวงแหวนที่มีอัตราส่วนรัศมีเข้าใกล้ 1

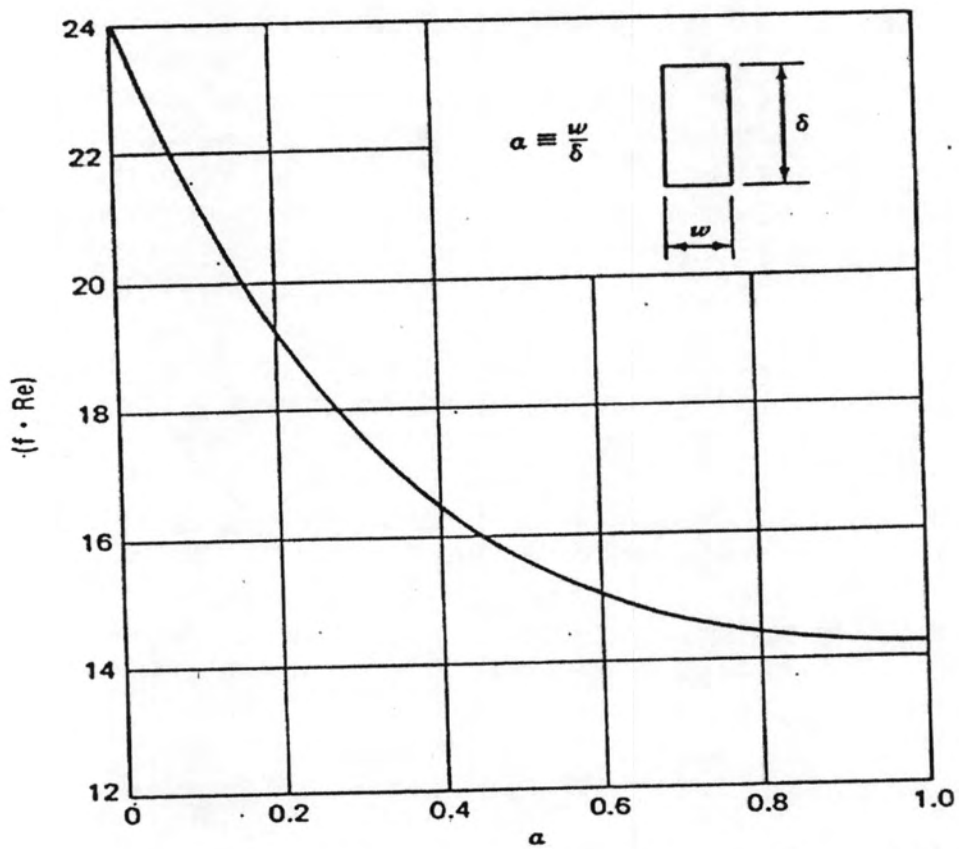
$= 1.33$  สำหรับการไหลในท่อกลม

$= 1.44$  สำหรับการไหลในท่อสี่เหลี่ยม

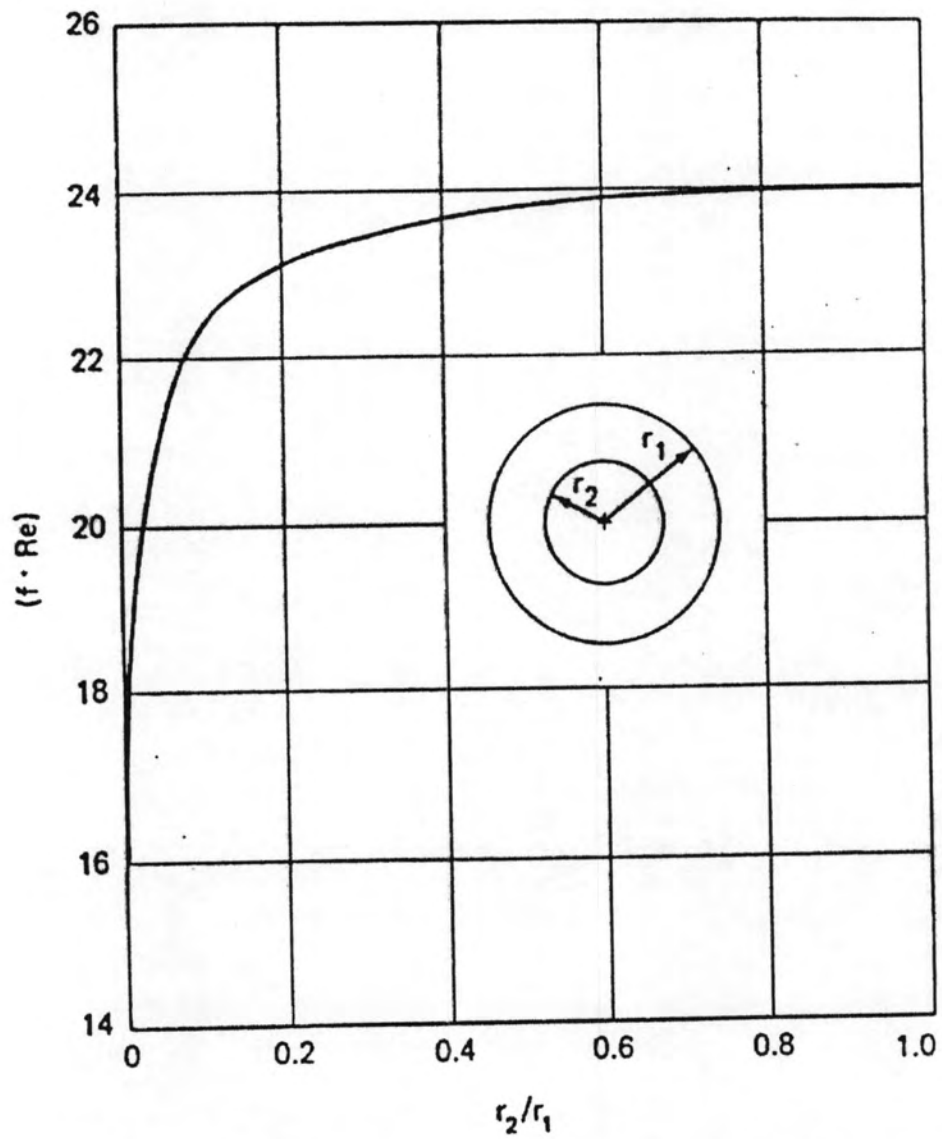
ตารางที่ 3.2 ค่า Permeability ของวิกแบบต่างๆ

Wick structures	K Expressions	
Circular artery	$K = \frac{r^2}{8}$	
		$e = \text{porosity} = \frac{w}{s}$ $s = \text{groove pitch}$
Open rectangular grooves	$K = \frac{2\epsilon r_{h,l}^2}{(f_l Re_l)}$	$r_{h,l} = \frac{2w\delta}{w + 2\delta}$ $w = \text{groove width}$ $\delta = \text{groove depth}$
Circular annular wick	$K = \frac{2r_{h,l}^2}{(f_l Re_l)}$	$r_{h,l} = r_1 - r_2$ $(f_l Re_l)$ from Fig. 2-5 $d = \text{wire diameter}$
Wrapped screen wick	$K = \frac{d^2 \epsilon^3}{122(1 - \epsilon)^2}$	$\epsilon = 1 - \frac{1.05\pi Nd}{4}$ $N = \text{mesh number}$
Packed sphere	$K = \frac{r_s^2 \epsilon^3}{37.5(1 - \epsilon)^2}$	$r_s = \text{sphere radius}$ $\epsilon = \text{porosity (value depends on packing mode)}$

รูปที่ 3.9 ได้แสดงค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานสำหรับการไหลแบบลามิน่าในท่อสี่เหลี่ยม



รูป 3.9 ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานสำหรับการไหลแบบลามิน่าในท่อสี่เหลี่ยม



รูปที่ 3.10 ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานสำหรับกรไหลแบบลามิน่าในท่อวงแหวน

ตารางที่ 3.3 ค่า Vapor Frictional Coefficient  $F_v$  และ Dynamic Coefficient  $D_v$

Flow conditions	$F_v^a$	$D_v^a$
$Re_v \leq 2300$ $M_v \leq 0.2$	$\frac{8\mu_v}{r_{h,v}^2 A_v \rho_v \lambda}$	$\frac{1.33}{A_v^2 \rho_v \lambda^2}$
$Re_v \leq 2300$ $M_v > 0.2$	$\left(\frac{8\mu_v}{r_{h,v}^2 A_v \rho_v \lambda}\right) \left(1 + \frac{\gamma_v - 1}{2} M_v^2\right)^{-1/2}$	$\frac{1.33}{A_v^2 \rho_v \lambda^2}$
$Re_v > 2300$ $M_v \leq 0.2$	$\left(\frac{0.019\mu_v}{A_v r_{h,v}^2 \rho_v \lambda}\right) \left(\frac{2r_{h,v} Q}{A_v \lambda \mu_v}\right)^{3/4}$	$\frac{1}{A_v^2 \rho_v \lambda^2}$
$Re_v > 2300$ $M_v > 0.2$	$\left(\frac{0.019\mu_v}{A_v r_{h,v}^2 \rho_v \lambda}\right) \left(\frac{2r_{h,v} Q}{A_v \lambda \mu_v}\right)^{3/4} \left(1 + \frac{\gamma_v - 1}{2} M_v^2\right)^{-3/4}$	$\frac{1}{A_v^2 \rho_v \lambda^2}$

<sup>a</sup>For circular vapor core cross section.

### 3.9 Capillary limitation on heat transport capability

เมื่อพิจารณาความดันคาปิลลารี ตามแนวความยาวของฮีตไปป์ จะเป็นไปตามสมการที่ (3.2)

$$P_c(x) = P_v(x - x_{\min}) + P_l(x_{\min} - x) \quad (3.2)$$

สามารถเขียนใหม่ได้เป็นสมการ (3.16)(Chi, 1976)

$$P_c(x) = \int_{x_{\min}}^x \left(\frac{dP_v}{dx} - \frac{dP_l}{dx}\right) dx \quad (3.18)$$

ค่าความดันคาปิลลารีมากที่สุดที่เป็นไปได้ จะเป็นไปตามสมการที่ (3.4) แต่เมื่อทำงานในที่ที่มีแรงโน้มถ่วงมาเกี่ยวข้องและของเหลวเชื่อมติดกันในแนวเส้นรอบวง ค่าความดันคาปิลลารีมากที่สุดที่เป็นไปได้อาจมีค่าน้อยลง ซึ่งค่าที่น้อยลงนี้เป็นผลมาจากแรงโน้มถ่วงในทิศทางตั้งฉากกับแนวแกนของฮีตไปป์ดังสมการ (3.19)

$$P_{cm} = \frac{2\sigma}{r_c} - \Delta P_1 \quad \text{เมื่อ} \quad \Delta P_1 = \rho_l g d_v \cos \psi \quad (3.19)$$

เมื่อนำสมการ (3.10), (3.15) และ (3.19) มาแทนในสมการ (3.16) จะได้

$$\frac{2\sigma}{r_c} - \Delta P_1 = \int_0^{L_v} (F_v Q - D_v \frac{dQ^2}{dx} + F_l Q + \rho_l g \sin \psi) dx \quad (3.20)$$

พิจารณา

$$\int_0^{L_t} D_v \frac{dQ^2}{dx} dx = \int_0^{L_t} \frac{2\beta Q}{A_v^2 \rho_v \lambda^2} dQ = \frac{\beta}{A_v^2 \rho_v \lambda^2} Q^2 \Big|_0^{L_t} = 0 \quad (3.21)$$

เนื่องจาก  $Q$  มีค่าเท่ากับศูนย์ที่ปลายของฮีตไปป์ (ที่  $x=0$  และ  $x=L_t$ ) สมการ (3.20) สามารถเขียนเป็นสมการ 3.19

$$\frac{2\sigma}{r_c} - \Delta P_{\perp} - \rho_l g L_t \sin \psi = \int_0^{L_t} (F_v + F_l) Q dx \quad (3.21)$$

จากรูป 3.11 ได้แสดงการกระจายของค่า  $Q$

กำหนดให้

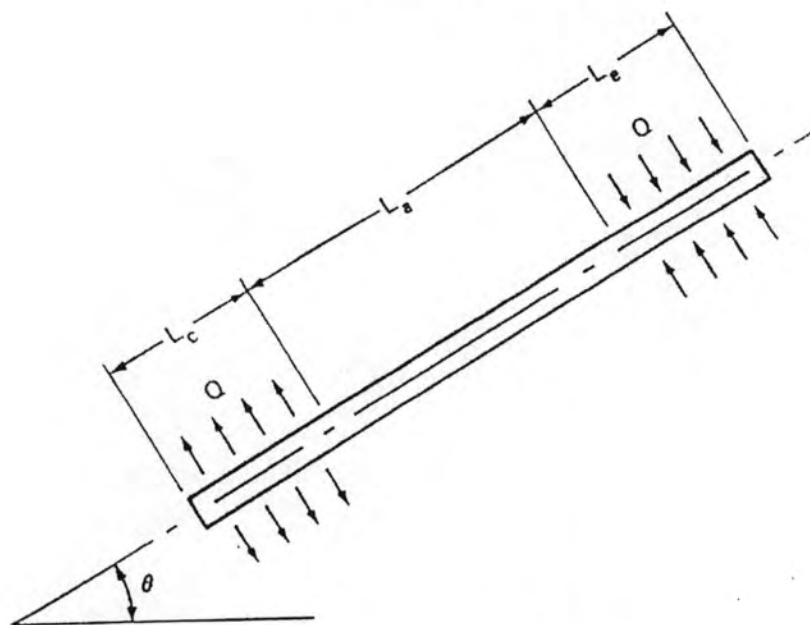
$$(QL)_{c,\max} = \int_0^{L_t} Q dx = \frac{\frac{2\sigma}{r_c} - \Delta P_{\perp} - \rho_l g L_t \sin \psi}{F_l + F_v} \quad (3.22)$$

และ

$$(QL)_{c,\max} = \int_0^{L_t} Q dx = (0.5L_c + L_a + 0.5L_e) \quad (3.23)$$

จะได้

$$Q_{c,\max} = \frac{(QL)_{c,\max}}{0.5L_c + L_a + 0.5L_e} \quad (3.24)$$



รูปที่ 3.11 การกระจายค่า  $Q$



### 3.10 Entrainment limitation

เมื่อไอและของเหลวเกิดการไหลแบบสวนทางกันในฮีตไปป์ จะเกิดแรงเฉือนที่ผิวสัมผัสของไอกับของเหลว ถ้าไอมีความเร็วที่มากพอจะสามารถพาของเหลวให้หลุดออกจากวิกได้ ซึ่งเป็นสาเหตุที่ทำให้วิกเกิดการแห้ง และทำให้การไหลเวียนของของไหลในฮีตไปป์เกิดการสะดุดและไม่สามารถทำงาน ซึ่งขอบเขตที่จะทำให้ไอพัดพาของเหลวหลุดจากวิกนี้จะเรียกว่า Entrainment limit จุด entrainment limit คือจุดที่ แรงเฉือนที่ผิว ( $F_s$ ) มีค่าเท่ากับแรงเกาะที่ผิว ( $F_i$ ) นั่นซึ่งคือ  $F_s/F_i = 1$

$$F_s = K_1 \frac{\rho_v V_v^2 A_s}{2} \quad (3.25)$$

$$F_i = K_2 C_s \sigma \quad (3.26)$$

เมื่อ

$C_s$  = Wetted parameter

$K_1, K_2$  = เป็นค่าคงที่

$A_s$  = ขนาดครู่ที่ผิวของ Wick

จะได้

$$\frac{K_1 \rho_v V_v^2 A_s}{2 K_2 C_s \sigma} = 1 \quad (3.27)$$

จากข้อมูล Kemmy 1967 และ Wright 1970 นั้นค่า  $K_1/K_2$  เท่ากับ 8 เพราะฉะนั้นสมการ (3.27) เขียนได้เป็น

$$We = \frac{2r_{h,s} \rho_v V_v^2}{\sigma} = 1 \quad (3.28)$$

โดย  $r_{h,s}$  คือรัศมีไฮโดรลิกนิยามโดย  $r_{h,s} = \frac{2A_s}{C_s}$

ความเร็วของก๊าซของฮีตไปป์จะสัมพันธ์กับ axial heat flux ตามสมการ

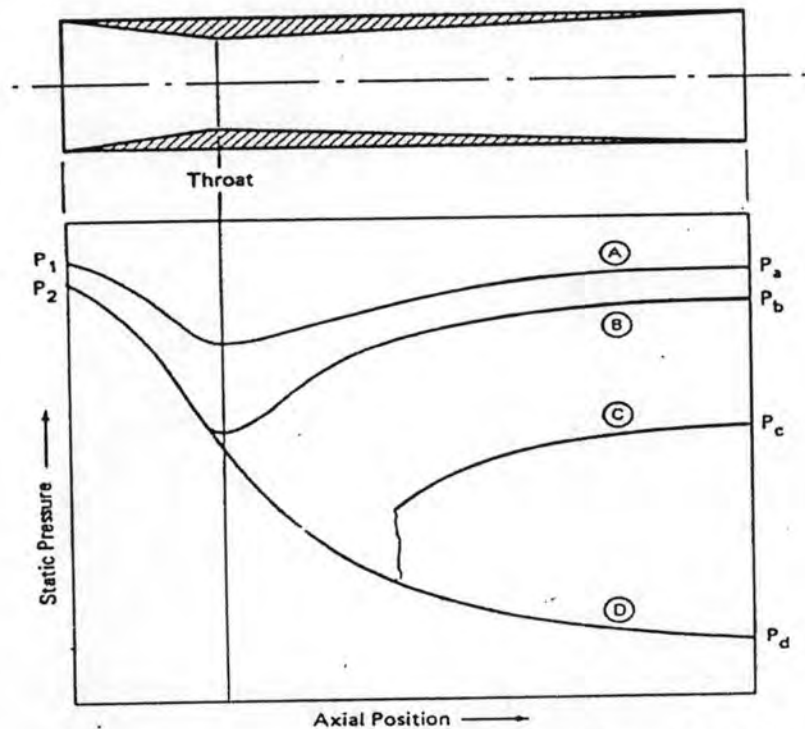
$$V_v = \frac{Q}{A_v \rho_v \lambda}$$

แทนค่า  $V_v$  จากสมการลงในสมการ 3.28 จะได้เป็น

$$Q_{e,max} = A_v \lambda \left( \frac{\sigma \rho_v}{2r_{h,s}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.29)$$

### 3.11 Sonic limitation

เมื่อของไหลในสภาพไอไหลไปตามแนวแกนของฮีดไปป์ ซึ่งมีพื้นที่หน้าตัดในการไหล เปลี่ยนไปคล้าย nozzle เนื่องจากความหนาของชั้นของเหลวที่อยู่ภายในวิก ส่วนที่มีพื้นที่หน้าตัดเล็ก จะทำให้ความเร็วของไอมีค่ามากขึ้นและ static pressure มีค่าต่ำลง ดังรูปที่ 3.12 จากรูปในกราฟ A ซึ่งเป็นเส้นกราฟที่ความเร็วของไอมีค่าน้อยกว่าความเร็วเสียง จะเห็นว่า เมื่อผ่านช่วงที่เป็นคอขวด static pressure จะกลับมาใกล้เคียงกับความดันเดิมก่อนผ่านคอขวด เมื่อพิจารณากราฟ B, C และ D จะเห็นว่าเมื่อความเร็วของไอมีความเร็วมากกว่าหรือเท่ากับความเร็วเสียงแล้ว เมื่อผ่านช่วงคอขวดไปแล้ว Static pressure ที่ได้กลับมาจะมีค่าน้อยลงอย่างมาก เมื่อพิจารณาที่อุณหภูมิของผิวท่อฮีดไปป์ ดังรูปที่ 3.13 จะเห็นว่า อุณหภูมิที่ผิวท่อที่ไอมีความเร็วมากกว่าหรือเท่ากับเสียง จะมีค่าอุณหภูมิต่ำลงจากอุณหภูมิที่ตั้งต้นในส่วนของส่วนระเหยมาก ไอซึ่งไหลจากทางออกของส่วนระเหยด้วยความเร็วเสียงหรือเหนือเสียงไปยังส่วนคอนเดนเซอร์ และเปลี่ยนสถานะเป็นของเหลวแล้ว จะไม่สามารถไหลกลับไปยังส่วนระเหยได้ ทำให้ฮีดไปป์ไม่ทำงาน ขอบเขตที่ทำให้ความเร็วของไอมีความเร็วเท่ากับความเร็วเสียงนี้เรียกว่าโซนิคลิมิต



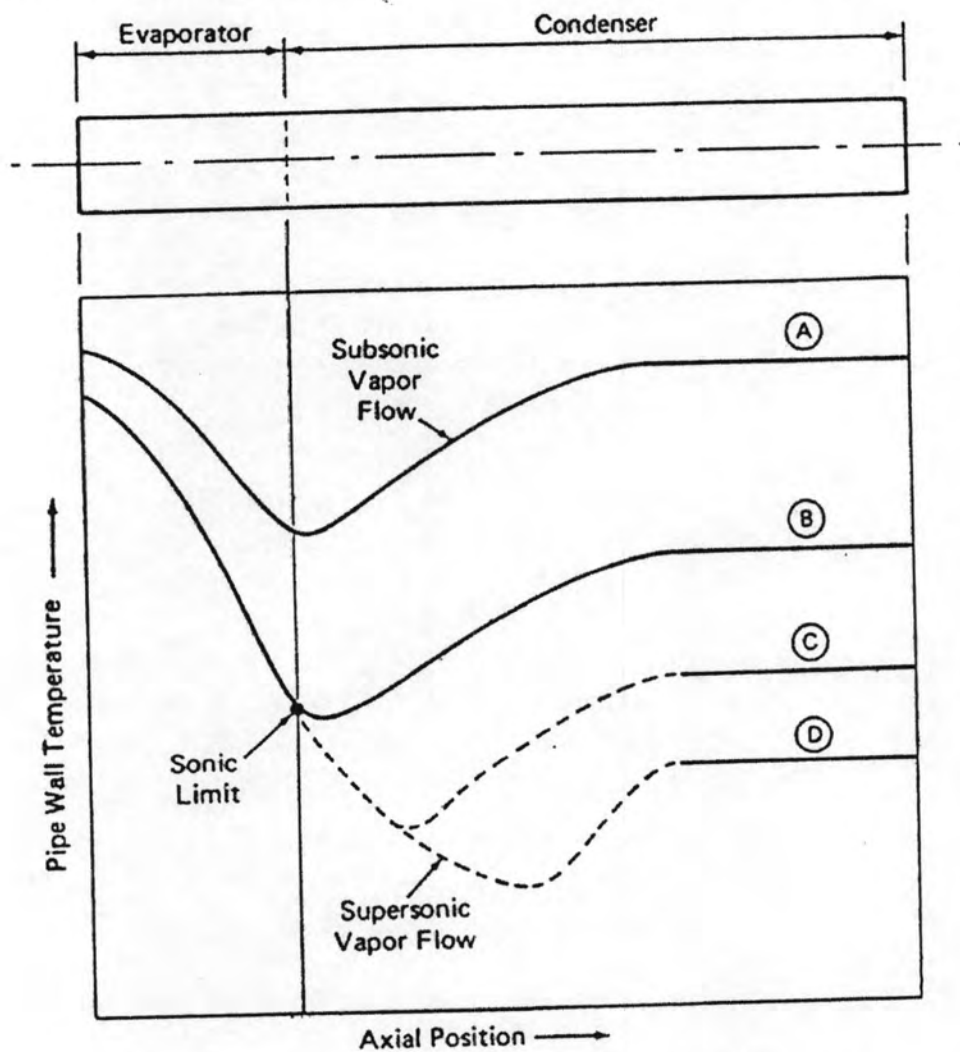
รูปที่ 3.12 Static pressure ใน converging diverging nozzle (Chi, 1976)

ใช้ Ideal gas law มาหาโซนิคลิมิตดังนี้

$$\frac{P_0}{\rho_0 T_0} = \frac{P_v}{\rho_v T_v} \quad (3.30)$$

เมื่อ  $o$  แทน stagnation states of vapor และ  $v$  แทน static states of vapor

จาก Conservation of energy and momentum โดยไม่คิดผลกระทบจากแรงเสียดทาน จะได้



รูปที่ 3.13 ภาพแสดงการกระจายของอุณหภูมิบนฮีตไปป์ที่ตำแหน่งต่างๆ

เมื่อ  $o$  แทน stagnation states of vapor และ  $v$  แทน static states of vapor

จาก conservation of energy and momentum โดยไม่คิดผลกระทบจากแรงเสียดทาน จะได้

$$\frac{T_0}{T_v} = 1 + \frac{V_v^2}{2C_p T_v} = 1 + \frac{\gamma_v - 1}{2} M_v^2 \quad (3.31)$$

$$\frac{P_0}{P_v} = 1 + \frac{\rho_v V_v^2}{P_v} = 1 + \gamma_v M_v^2 \quad (3.32)$$

$$m_v = \frac{Q_v}{\lambda A_v} \quad (3.33)$$

เมื่อ

$$\text{Mach number} = \frac{Q}{A_v \rho_v \lambda \sqrt{\gamma_v R_v T_v}} \quad (3.34)$$

$\gamma_v$  = Vapor specific heat ratio

$R_v$  = Gas constant ของไอ

แทนสมการ (3.31), (3.32) ลงในสมการ (3.27) จะได้

$$\frac{\rho_0}{\rho_v} = \frac{1 + \gamma_v M_v^2}{1 + \frac{\gamma_v - 1}{2} M_v^2} \quad (3.35)$$

แทนสมการ (3.31), (3.35) ลงในสมการ (3.33) โดยกำหนดให้  $M_v = 1$  จะได้

$$Q_{s,\max} = A_v \rho_0 \lambda \left[ \frac{\gamma_v R_v T_0}{2(\gamma_v + 1)} \right] \quad (3.36)$$

### 3.12 ขีดจำกัดการเดือด

ขีดจำกัด (Limitation) ที่กล่าวมาในหัวข้อข้างต้นจะเป็นขีดจำกัดที่เกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนในแนวแกนของฮีตไปป์ แต่สำหรับขีดจำกัดการเดือดจะเป็นขีดจำกัดที่เกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนในแนวรัศมีของฮีตไปป์ในส่วนของส่วนระเหย เมื่อพิจารณาที่ส่วนระเหย จะพบว่าอุณหภูมิที่ผนังจะมีค่าสูงกว่าอุณหภูมิที่วีก ความดันของของเหลวที่ส่วนระเหยจะเท่ากับความดันที่ทำให้เกิดอุณหภูมิที่ผิวสัมผัสระหว่างของเหลวกับไอเป็นจุดเดือด ลดด้วยความดันคาปิลารีที่ผิวสัมผัสระหว่างไอกับของเหลว ซึ่งก็คือความดันของของเหลวจะมีค่าต่ำกว่าความดันที่ผิวระหว่างไอกับของเหลว ทำให้มีโอกาสให้ของเหลวในวิกส่วนที่ติดกับผนังท่อเดือดและกลายเป็นไอ ซึ่งจุดที่ก่อให้เกิดการเดือดของของเหลวที่ผิวผนังท่อเรียกว่าขีดจำกัดการเดือดซึ่งฟองไอที่เกิดที่ผนังท่อกับวีก นี้จะไปขัดขวาง

การไหลของของเหลวใน วิก ได้ การเกิดฟองจะเกิดขึ้นเมื่อเป็นไปตามสมการที่ (3.37) (Chi,1976)

$$\pi r_b^2 (P_{pw} - P_l) = 2\pi r_b \sigma \quad (3.37)$$

เมื่อ  $r_b$  = รัศมีของฟอง

$\sigma$  = Coefficient of surface tension

$P_l$  = ความดันของของเหลว

$P_{pw}$  = ความดันก่อกำเนิดของฟองของวิกกับผนังท่อเป็นจุดเดือด

$$\pi r_b^2 (P_{pw} - P_v + P_c) = 2\pi r_b \sigma, P_l = P_v - P_c \quad (3.38)$$

$$\frac{dP}{dT} = \frac{\lambda \rho_v}{T_v} \quad (3.39)$$

$$P_{pw} - P_v \approx (T_{pw} - T_{wv}) \frac{dP}{dT} \quad (3.40)$$

เมื่อ  $p_w$  = ตำแหน่งที่ของเหลวติดกับผนัง

$w_v$  = ตำแหน่งที่ วิก ติดกับไอ

แทนสมการ (3.39) ลงในสมการ (3.40) แล้วนำไปแทนในสมการ (3.38) จะได้

$$T_{pw} - T_{wv} = \frac{T_v}{\lambda \rho_v} \left( \frac{2\sigma}{r_b} - P_c \right) \quad (3.41)$$

ค่า  $T_{pw} - T_{wv}$  เป็นอุณหภูมิที่ลดลงเมื่อผ่านวิกที่ส่วนของส่วนระเหยซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการ (3.42)

$$T_{pw} - T_{wv} = \frac{Q \ln(r_i / r_v)}{2\pi L_e k_e} \quad (3.42)$$

เมื่อ  $r_i$  = รัศมีในของผนังท่อ

$r_v$  = รัศมีแกนที่ไอบรรจุอยู่

$k_e$  = สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของวิกที่มีของเหลวอยู่

แทนสมการ (3.42) ลงในสมการ (3.41) จะได้สมการที่ (3.43) ดังนี้

$$Q_{b,\max} = \frac{2\pi L_e k_e T_v}{\lambda \rho_v \ln(r_i / r_v)} \left( \frac{2\sigma}{r_n} - P_c \right) \quad (3.43)$$

เมื่อ  $r_n$  = Nucleation radius ของฟองไอ

ตารางที่ 3.4 ได้แสดงค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของวิกที่มีของเหลวอยู่

ตารางที่ 3.4 ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของวิกที่มีช่องเหลวอยู่

Wick structures	$k_e$ Expressions <sup>a</sup>
Wick and liquid in series	$k_e = \frac{k_l k_w}{\epsilon k_w + k_l (1 - \epsilon)}$
Wick and liquid in parallel	$k_e = \epsilon k_l + (1 - \epsilon) k_w$
Wrapped screen	$k_e = \frac{k_l [(k_l + k_w) - (1 - \epsilon)(k_l - k_w)]}{[(k_l + k_w) + (1 - \epsilon)(k_l - k_w)]}$
Packed spheres	$k_e = \frac{k_l [(2k_l + k_w) - 2(1 - \epsilon)(k_l - k_w)]}{[2k_l + k_w + (1 - \epsilon)(k_l - k_w)]}$
Rectangular grooves	$k_e = \frac{(w_f k_l k_w \delta) + w k_l (0.185 w_f k_w + \delta k_l)}{(w + w_f)(0.185 w_f k_f + \delta k_l)}$

<sup>a</sup>Where  $k_e$  = effective thermal conductivity  
 $k_l$  = liquid thermal conductivity  
 $k_w$  = thermal conductivity of wick material  
 $\epsilon$  = wick porosity  
 $w_f$  = groove fin thickness  
 $w$  = groove thickness  
 $\delta$  = groove depth

เนื่องจากโดยทั่วไป  $P_c$  จะมีค่าน้อยกว่า  $P_{cm}$  อยู่แล้ว ซึ่ง  $P_{cm}$  ก็มีค่าน้อยกว่า  $2\sigma/r_n$  มาก ดังนั้นจึงสามารถตัดค่า  $P_c$  ในสมการ (3.43) ออกได้เนื่องจากมีผลน้อยมาก

### 3.13 ลักษณะอุณหภูมิของฮีตไปป์

Performance ของฮีตไปป์หาได้โดยการถ่ายเทความร้อนนิยามโดยสมการที่ (3.44)

$$Q = AU_{HP}(T_{p,e} - T_{p,c}) \quad (3.44)$$

เมื่อ  $Q$  คืออัตราการถ่ายเทความร้อน  $T_{p,c}$  คืออุณหภูมิของท่อพื้นผิวนอกของ evaporator,  $T_{p,e}$  คืออุณหภูมิของท่อที่พื้นผิวนอกของส่วน condenser และ  $U_{HP}$  คือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ตั้งอยู่บนพื้นฐานของพื้นที่ที่กำหนดไว้ พื้นที่นี้อาจจะเป็นหน้าตัดของฮีตไปป์ พื้นที่ผิวของ evaporator ( $A_e$ ) คือพื้นที่ผิวของ condenser  $A_c$  หรือที่อื่น ๆ โดยธรรมชาตินิยามของ  $U_{HP}$  คือ สมการที่ (3.45) ดังนี้

$$AU_{HP} = A_p U_{HP,p} = A_c U_{HP,c} = A_e U_{HP,e} \quad (3.45)$$

สำหรับลักษณะที่สอดคล้องกัน  $A_p$  จะถูกเลือกเป็นพื้นที่พื้นฐานและสมการ 3.45 สามารถใช้เพื่อหาค่า  $U_{HP}$  ซึ่งใช้เป็นพื้นฐานของพื้นที่อื่น ๆ

การนำความร้อนในผนังฮีตไปป์ อธิบายได้โดยใช้กฎฟูเรียร์ การพาความร้อนโดยก๊าซสามารถอธิบายได้โดยใช้ความสัมพันธ์ Clausius - Clapeyron , อุณหภูมิที่แตกต่างระหว่างก๊าซและของเหลว บริเวณจุดเชื่อมต่อระหว่างก๊าซและของเหลว โดยทั่วไปจะน้อยและสามารถตัดทิ้งได้ กฎฟูเรียร์ของการนำความร้อน การไหลของความร้อน  $Q$  คือผลจากอุณหภูมิที่แตกต่าง  $(T_1 - T_2)$  ซึ่งสามารถคำนวณโดยใช้สมการดังต่อไปนี้

$$Q = \frac{1}{R}(T_1 - T_2) \quad (3.46)$$

$R$  คือความต้านทานความร้อน ซึ่งนิยามโดย

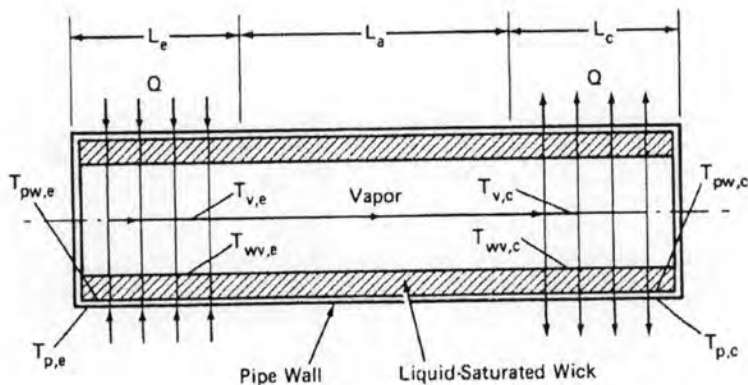
$$\text{สำหรับแผ่นเรียบ} \quad R = \frac{\delta}{kA} \quad (3.47)$$

$$\text{สำหรับผนังทรงกระบอก} \quad R = \frac{\ln(r_2 / r_1)}{2\pi Lk} \quad (3.48)$$

$\delta$  คือความหนาของแผ่น  $k$  คือ thermal conductivity ,  $A$  คือพื้นที่ plate ,  $L$  คือความยาวของท่อทรงกระบอก  $r_1$  และ  $r_2$  คือรัศมีภายในและภายนอกของท่อทรงกระบอก ความสัมพันธ์ Clausius-Clapeyron สัมพันธ์กับอุณหภูมิของก๊าซและความดันสามารถหาได้ตามสมการต่อไปนี้

$$T_1 - T_2 = \frac{T_v(P_1 - P_2)}{\rho_v \lambda} \quad (3.49)$$

การนำไปใช้ของสมการข้างต้นที่แต่ละส่วนของเส้นทางการไหลของความร้อนใน heat pipe โดยทั่ว ๆ ไปได้แสดงใน รูปที่ 3.14



รูปที่ 3.14 เส้นทางการไหลของความร้อนผ่านไปยังฮีตไปป์ (Chi, 1976)

อุณหภูมิผนังท่อของ evaporator :

$$T_{p,e} - T_{pw,e} = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi L_e k_p} Q$$

อุณหภูมิวิกที่ evaporator :

$$T_{pw,e} - T_{wv,e} = \frac{\ln(r_i/r_v)}{2\pi L_e k_{e,e}} Q$$

อุณหภูมิช่องก๊าซ :

$$T_{v,e} - T_{v,c} = \frac{T_v(P_{v,e} - P_{v,c})}{\rho_v \lambda Q} Q$$

อุณหภูมิวิกที่ condenser :

$$T_{wv,c} - T_{pw,c} = \frac{\ln(r_i/r_v)}{2\pi L_c k_{e,c}} Q$$

อุณหภูมิผนังท่อที่ condenser

$$T_{pw,c} - T_{p,c} = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi L_c k_p} Q$$

เมื่อนำสมการทั้ง 5 รวมกันจะได้สมการที่ 3.47 ดังนี้

$$T_{p,e} - T_{p,c} = Q \left[ \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi L_e k_p} + \frac{\ln(r_i/r_v)}{2\pi L_e k_{e,e}} + \frac{T_v(P_{v,e} - P_{v,c})}{\rho_v \lambda Q} + \frac{\ln(r_i/r_v)}{2\pi L_c k_{e,c}} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi L_c k_p} \right]$$

$$U_{HP,p} = \left[ \frac{r_o^2 \ln(r_o/r_i)}{2L_e k_p} + \frac{r_o^2 \ln(r_i/r_v)}{2L_e k_{e,e}} + \frac{\pi r_o^2 T_v (P_{v,e} - P_{v,c})}{\rho_v \lambda Q} + \frac{r_o^2 \ln(r_i/r_v)}{2L_c k_{e,c}} + \frac{r_o^2 \ln(r_o/r_i)}{2L_c k_p} \right]^{-1}$$

นั่นคือ

$$Q = A_p (T_{p,e} - T_{p,c}) \left[ \frac{\pi r_o^2 \ln(r_o/r_i)}{2\pi L_e k_p} + \frac{\pi r_o^2 \ln(r_i/r_v)}{2\pi L_e k_{e,e}} + \frac{\pi r_o^2 T_v (P_{v,e} - P_{v,c})}{\rho_v \lambda Q} + \frac{\pi r_o^2 \ln(r_i/r_v)}{2\pi L_c k_{e,c}} + \frac{\pi r_o^2 \ln(r_o/r_i)}{2\pi L_c k_p} \right]^{-1} \quad (3.50)$$

โดย  $Q = A_p U_{HP,p} (T_{p,e} - T_{p,c})$

โดยทั่วไป  $r_o/r_i$  และ  $r_i/r_v$  จะมากกว่า 0.6 เพราะฉะนั้นเขียนได้เป็นสมการที่ (3.51) ดังนี้

$$U_{HP,p} = \left[ \frac{r_o t_p}{2L_e k_p} + \frac{r_o^2 t_w}{2L_e r_i k_{e,e}} + \frac{\pi r_o^2 T_v (P_{v,e} - P_{v,c})}{\rho_v \lambda Q} + \frac{r_o^2 t_w}{2L_c r_i k_{e,c}} + \frac{r_o t_p}{2L_c k_p} \right]^{-1} \quad (3.51)$$

ความดันสูญเสียก๊าซ ( $P_{v,e} - P_{v,c}$ ) ในสมการข้างต้นคือผลรวมของความดันสูญเสียของก๊าซเฉลี่ยใน evaporator ความดันสูญเสียก๊าซส่วน adiabatic ของฮีตไปป์ และความดันสูญเสียเฉลี่ยในส่วน condenser ส่วนประกอบของความดันก๊าซสูญเสียเหล่านี้ได้จากการอินทิเกรตสมการ (3.15) โดยเฉพาะ



ในส่วนการไหลของก๊าซจะพิจารณาเป็น laminar และเป็นการไหลแบบอัดไม่ได้ ไม่คิดผลกระทบทางพลศาสตร์และการกระจายตัวของ flux สำหรับความร้อนในส่วน evaporator และ condenser จะเหมือนกัน

$$\Delta P_v \text{ เฉลี่ยที่ส่วน evaporator} = \frac{F_v \int_0^{L_e} \int_0^x Q dt dx}{L_e} = \frac{F_v L_e Q}{6}$$

$$\Delta P_v \text{ ที่ส่วน adiabatic} = F_v L_a Q$$

$$\Delta P_v \text{ เฉลี่ยที่ส่วน condenser} = \frac{F_v L_c Q}{6}$$

เมื่อนำสมการทั้งสามรวมกันจะได้สมการที่ (3.52) และ (3.53) ดังนี้

$$(P_{v,e} - P_{v,c}) = F_v Q \left( \frac{L_e}{6} + L_a + \frac{L_c}{6} \right) \quad (3.52)$$

โดย  $F_v$  คือสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของก๊าซนิยามโดยสมการ 3.16 ( $F_v$ ) แทนสมการ 3.52 ใน 3.48 จะได้เป็น

$$U_{HP,p} = \frac{1}{R_{p,e} + R_{w,e} + R_v + R_{w,c} + R_{p,c}} \quad (3.53)$$

โดย  $R_{p,e}, R_{w,e}, R_v, R_{w,c}$  และ  $R_{p,c}$  เป็นความต้านทานความร้อน (เป็นพื้นฐานของพื้นที่หน้าตัดของท่อ  $A_p$ ) สำหรับผนังท่อที่ evaporator วิกอิมตัวที่ evaporator นั้นการไหลของก๊าซจาก evaporator ไปยัง condenser คือ

$$R_{p,e} = \frac{r_o t_p}{2L_e k_p}$$

$$R_{w,e} = \frac{r_o^2 t_w}{2L_e r_i k_{e,e}}$$

$$R_v = \frac{\pi r_o^2 F_v \left( \frac{L_e}{6} + L_a + \frac{L_c}{6} \right) T_v}{\rho_v \lambda}$$

$$R_{w,c} = \frac{r_o^2 t_w}{2L_c r_i k_{e,c}}$$

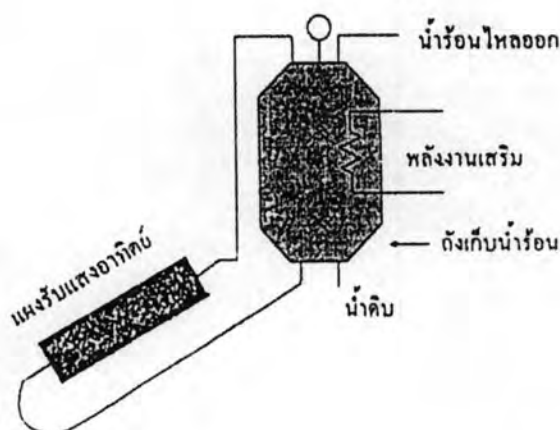
$$R_{p,c} = \frac{r_o t_p}{2L_c k_p}$$

### 3.14 ระบบผลิตน้ำร้อนจากแสงอาทิตย์

ระบบผลิตน้ำร้อนจากแสงอาทิตย์แบ่งตามลักษณะการไหลเวียนของของไหลทำงานที่ผ่านแผงรับแสงอาทิตย์ได้เป็น 2 แบบคือ

#### 3.14.1 แบบไหลเวียนตามธรรมชาติ (thermosyphon system) (รูปที่ 3.15)

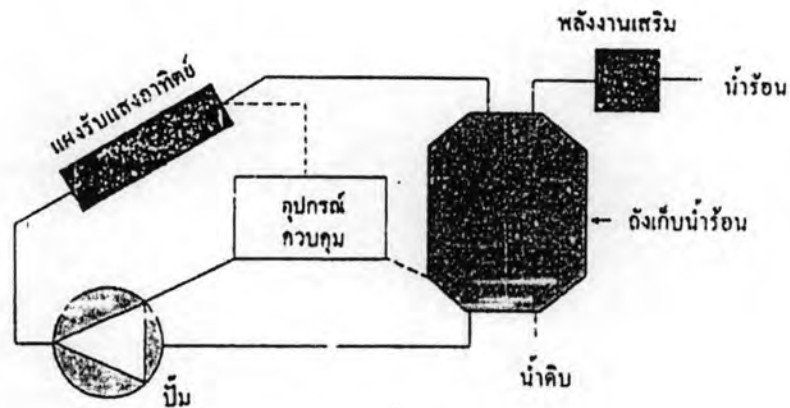
อาศัยปรากฏการณ์เทอร์โมไซฟอนคือการถ่ายเทของน้ำที่มีอุณหภูมิต่างกัน โดยน้ำจากก้นถังซึ่งเป็นน้ำเย็นจะไหลเข้าแผงรับแสงอาทิตย์ทางด้านล่างเพื่อไปรับความร้อนที่แผงรับแสงอาทิตย์และทำให้น้ำร้อนขึ้น ความหนาแน่นจะลดลงจึงลอยขึ้นโดยการแทนที่ของน้ำเย็นจากก้นถัง น้ำร้อนที่ลอยขึ้นจะไหลเข้าถังเก็บน้ำร้อนทางด้านบน เมื่อยังไม่มีการใช้ความร้อน น้ำที่ร้อนกว่าที่ไหลขึ้นมาจากแผงรับแสงอาทิตย์จะแทนที่น้ำด้านบนของถัง ซึ่งถังเก็บน้ำร้อนจะต้องอยู่สูงกว่าแผง



รูปที่ 3.15 ระบบผลิตน้ำร้อนจากแสงอาทิตย์แบบไหลเวียนตามธรรมชาติ

#### 3.14.2 แบบไหลเวียนตามแรงดัน (Force circulation system) (รูปที่ 3.16)

เป็นเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ชนิดไหลเวียนด้วยแรงดันจากปั๊มน้ำ โดยใช้ปั๊มน้ำดึงน้ำจากถังเก็บน้ำร้อนไปยังแผงรับแสงอาทิตย์ และมีอุปกรณ์ควบคุมการทำงานของปั๊มน้ำ ซึ่งสั่งงานโดยความแตกต่างของอุณหภูมิน้ำ ซึ่งการทำงานของเครื่องทำน้ำร้อนแบบไหลเวียนตามแรงดันนี้จะช่วยให้ประหยัดขนาดของถังเก็บน้ำร้อนได้มากกว่าแบบไหลเวียนตามธรรมชาติและเหมาะสำหรับการใช้ผลิตน้ำร้อนจำนวนมาก โดยจะมีการใช้อย่างต่อเนื่อง



รูปที่ 3.16 ระบบผลิตน้ำร้อนจากแสงอาทิตย์แบบไหลเวียนตามแรงดัน

### 3.15 ส่วนประกอบที่สำคัญของระบบทำน้ำร้อนพลังแสงอาทิตย์

#### 3.15.1 แผงรับแสงอาทิตย์ (solar collectors)

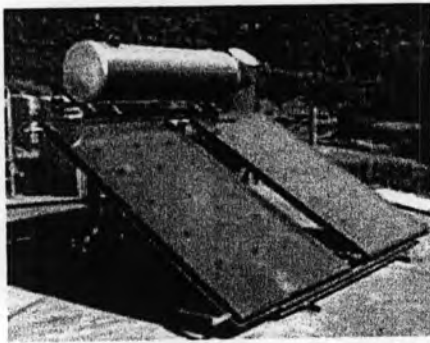
แผงรับแสงอาทิตย์เป็นอุปกรณ์ที่ใช้เปลี่ยนพลังงานแสงอาทิตย์ที่ตกกระทบให้เป็นพลังงานความร้อนเพื่อนำไปใช้งานแผง รับพลังงานแสงอาทิตย์(solar collector) โดยทั่วไปเป็นแผงรับพลังงานแสงอาทิตย์ชนิดแผ่นราบ (flat plate solar collector) จะมีพื้นที่ดูดกลืนพลังงานแสงอาทิตย์เท่ากับพื้นที่ของแผงรับพลังงานแสงอาทิตย์ ปัจจุบันมีจำหน่ายในท้องตลาด 2 ชนิด (รูปที่ 3.17) คือ ชนิดแผ่นเรียบ (flat plate Collector) และ ชนิดหลอดแก้วสุญญากาศ (evacuum tube collector) ซึ่งชนิดหลอดแก้วสุญญากาศจะดูดซับความร้อนดีกว่าและมีการสูญเสียความร้อนน้อยกว่าแบบแผ่นเรียบ

#### 3.15.2 ถังเก็บความร้อน (thermal storage system)

ถังเก็บความร้อนที่ใช้งานแบ่งได้ 2 ประเภทคือ ถังแบบเปิดและถังแบบปิด ถังแบบเปิดนั้นจะมีความดันภายในถังเท่ากับความดันบรรยากาศโดยใช้ลูกลอยในการควบคุมระดับน้ำในถัง ถังแบบนี้ต้องอยู่บนที่สูงเช่น บนคาบฟ้าของอาคาร ส่วนถังแบบปิดตัวถังจะต้องทนความดันของน้ำในระบบได้และไม่จำเป็นต้องติดตั้งบนที่สูง

### 3.15.3 ระบบท่อ วาล์ว ป้อน และอุปกรณ์ควบคุม

ระบบท่อ วาล์ว ป้อน และอุปกรณ์ควบคุม มีความสำคัญต่อการทำงานของระบบ โดยระบบท่อน้ำร้อนส่วนใหญ่จะมีการหุ้มฉนวนเพื่อป้องกันการสูญเสียความร้อน มีวาล์วเพื่อควบคุมปริมาณการไหลของน้ำ , บังคับทิศทางการไหลและใช้เปิด-ปิดน้ำ เป็นต้น นอกจากนี้ อุปกรณ์ควบคุมยังเป็นส่วนประกอบที่สำคัญที่จะทำให้ระบบทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพเช่น timer ซึ่งใช้ควบคุมการทำงานของปั๊มเพื่อให้เกิดการตัด-ต่อการทำงานที่เหมาะสม



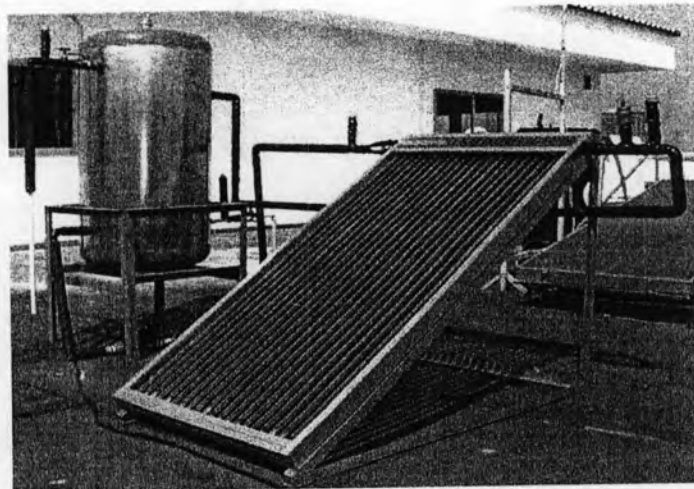
a) ชนิดแผ่นเรียบ



b) ชนิดหลอดแก้วสูญญากาศ

รูปที่ 3.17 แผงรับแสงอาทิตย์ชนิดแผ่นราบ

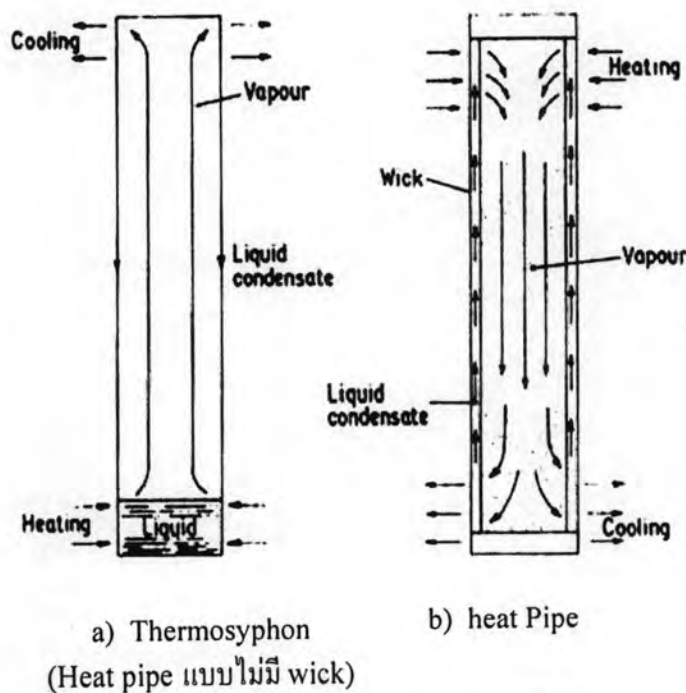
### 3.16 หลักการทำงานของระบบทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์แบบฮีตไปป์



รูปที่ 3.18 ระบบทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์แบบ ฮีตไปป์ที่ใช้ในการวิจัย

ระบบทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์แบบฮีตไปป์ที่ใช้ในการวิจัย ประกอบด้วยอุปกรณ์สำคัญ 2 ส่วนคือ แผงรับแสงอาทิตย์ และถังเก็บน้ำร้อน โดยใช้แผงรับแสงอาทิตย์แบบฮีตไปป์ (Heat Pipes) ซึ่งฮีตไปป์เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดหนึ่งซึ่งมีประสิทธิภาพดีมาก มีอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงประกอบไปด้วยส่วนที่สำคัญคือตัวท่อซึ่งทำมาจากทองแดงและภายในท่อจะบรรจุด้วยของไหลใช้งาน (Working Fluids) เช่น ฟร็อน เอทานอล แอมโมเนีย น้ำ เป็นต้น

ฮีตไปป์มีความคล้ายคลึงกับเทอร์โมไซฟอน (Thermosyphon) ดังแสดงในรูปที่ 3.18 ซึ่ง Thermosyphon เป็นหลักการที่ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ passive โดยใช้การพาความร้อนแบบธรรมชาติ ซึ่งของไหลจะไหลเวียนเป็นวงจรในแนวตั้งโดยไม่จำเป็นต้องใช้พลังงานของ pump

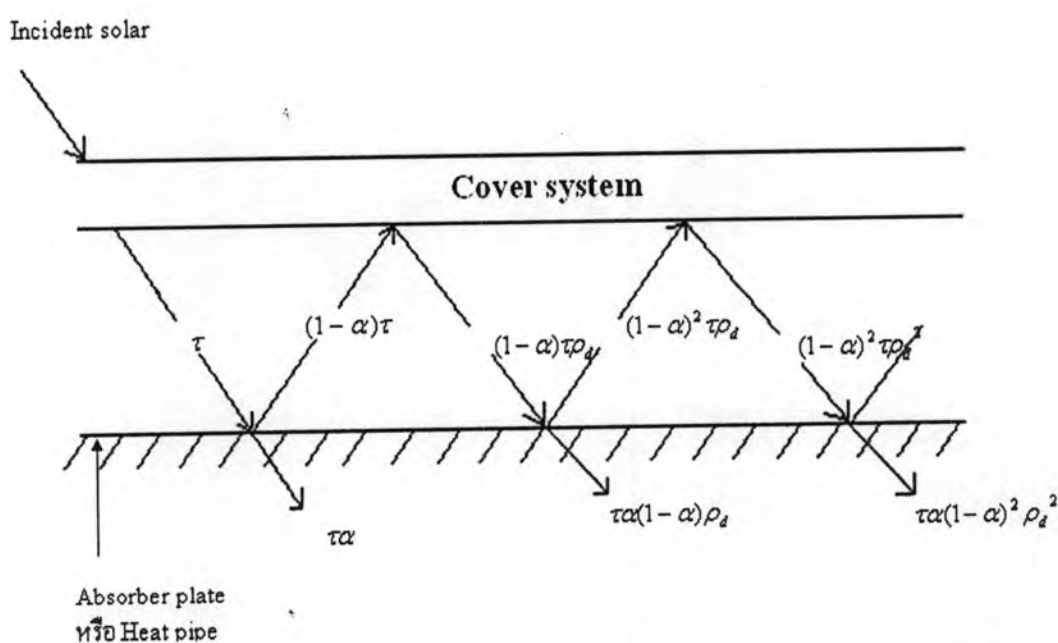


รูปที่ 3.19 การทำงานของ ฮีตไปป์ และ เทอร์โมไซฟอน

รูปที่ 3.19 a) ได้แสดงการทำงานของเทอร์โมไซฟอนคือเมื่อของไหลใช้งานได้รับความร้อนจากด้านล่างของท่อ จะทำให้มีการระเหตว์กลายเป็นไอแล้วไหลขึ้นไปยังท่อด้านบน จากนั้นจะเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อน ทำให้ของไหลใช้งานคายความร้อนแล้วกลั่นตัวกลายเป็นของเหลวไหลกลับลงมายังด้านล่างของท่อโดยอาศัยแรงโน้มถ่วง (gravity)

รูปที่ 3.19 b) แสดงการทำงานของฮีตไปป์ซึ่งคล้ายกับเทอร์โมไซฟอนคือเมื่อของไหลใช้งานได้รับความร้อนจะทำให้เกิดการระเหตั่วกลายเป็นไอ จากนั้นจะเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อน ทำให้ของไหลใช้งานคายความร้อนแล้วกลั่นตัวกลายเป็นของเหลวไหลกลับขึ้นไป แต่จะมีความแตกต่างกันตรงที่ฮีตไปป์มีวิก(wick)ซึ่งเทอร์โมไซฟอนไม่มี โดยวิกจะทำหน้าที่ช่วยให้ของไหลใช้งานที่กลั่นตัวกลายเป็นของเหลวแล้วสามารถไหลกลับไปยังส่วนการระเหยได้ โดยอาศัยแรงทางคาพิลลารี (capillary forces)

### 3.17 การส่งผ่าน การดูดซับและการสะท้อนของแสงผ่านแผงรับแสงอาทิตย์



รูปที่ 3.20 การดูดซับ (absorption) ของ solar radiation โดย absorber plate (Duffie, 1974)

สมการการสะท้อน(reflection,  $\rho_d$ ) การดูดซับ (absorption,  $\alpha$ ) และการส่งผ่าน (transmission,  $\tau$ ) ของแสงจากรูป 3.20 จะได้สมการเป็น

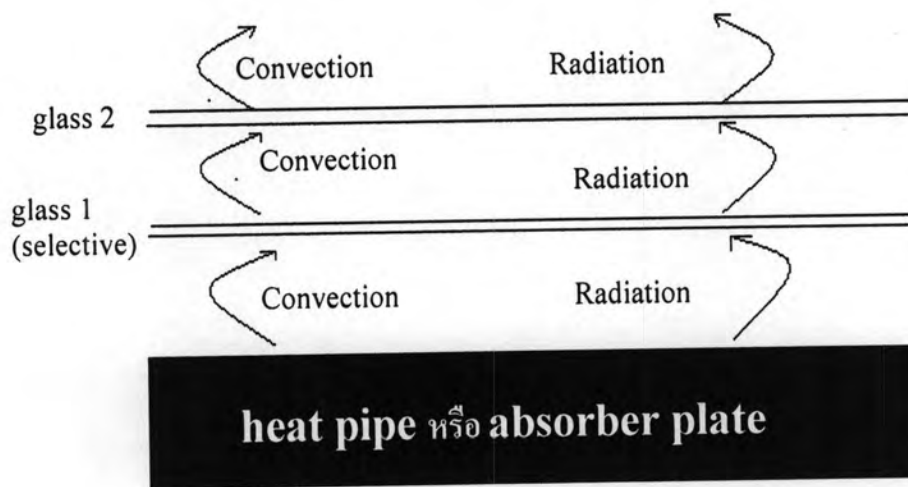
$$(\tau\alpha) = \tau\alpha \sum_{n=0}^{\infty} [(1-\alpha)\rho_d]^n = \frac{\tau\alpha}{1-(1-\alpha)\rho_d} \quad (3.54)$$

### 3.18 สมการความร้อนของแผงรับแสงอาทิตย์ รูปที่ (3.21 และ 3.22)

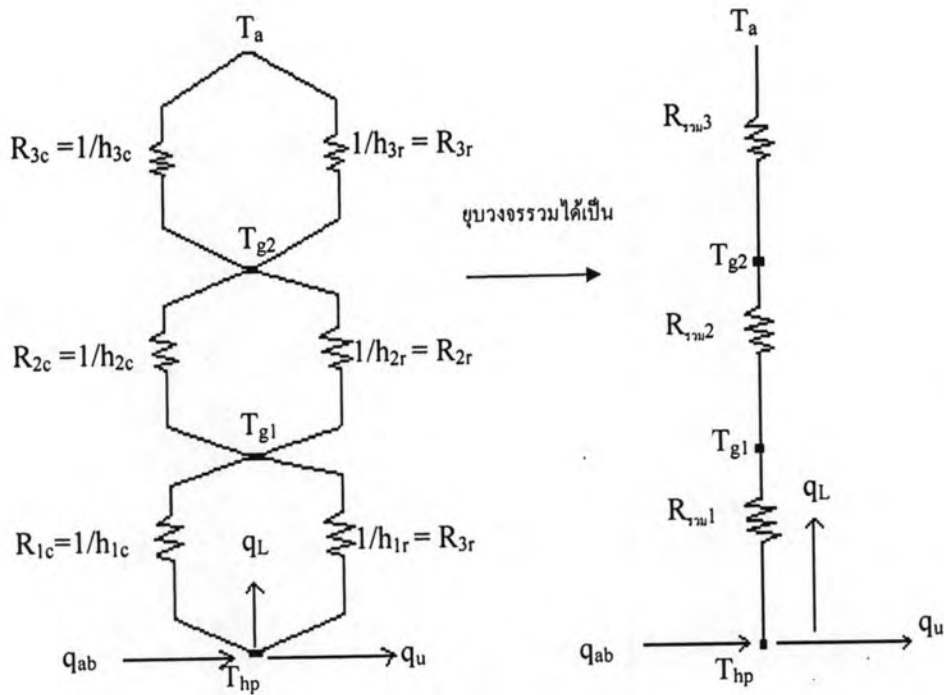
พลังงานความร้อนที่ได้รับจากแผงรับแสงอาทิตย์ ( $q_u$ ) จะเท่ากับพลังงานความร้อนที่ดูดซับได้ ( $q_{ab}$ ) ลบกับพลังงานความร้อนที่สูญเสียไป ( $q_L$ )

$$q_u = q_{ab} - q_L$$

โดย  $q_{ab} = (\tau\alpha)I(t)$  และ  $q_L = U_L(T_{hp} - T_a)$   
 เพราะฉะนั้น  $q_u = (\tau\alpha)I(t) - U_L(T_{hp} - T_a)$  (3.55)



รูปที่ 3.21 ความร้อนที่สูญเสียไปของแผงรับแสงอาทิตย์



รูปที่ 3.22 วงจรการถ่ายเทความร้อนและการแผ่รังสีความร้อนที่ผ่านออกไปจากแผงรับแสงอาทิตย์

ค่า  $U_L$  (over all heat loss coefficient) โดย  $U_L$  เท่ากับผลรวมระหว่าง top loss coefficient ( $U_t$ ) และ back loss coefficient ( $U_b$ )

โดย  $U_L = U_t + U_b$

$$U_L = U_t = 1 / (R_{รวม1} + R_{รวม2} + R_{รวม3})$$

โดยในที่นี้จะไม่คิด back loss coefficient เนื่องจาก insulation เป็นอย่างดี เพราะฉะนั้นจะได้ :

$$U_L = U_t = 1 / (R_{รวม1} + R_{รวม2} + R_{รวม3}) \tag{3.56}$$

โดย  $R_{รวม1} = (1/R_{1c} + 1/R_{1r})^{-1} = 1 / (h_{1c} + h_{1r})$  (3.57)

$$R_{รวม2} = (1/R_{2c} + 1/R_{2r})^{-1} = 1 / (h_{2c} + h_{2r}) \tag{3.58}$$

$$R_{รวม3} = (1/R_{3c} + 1/R_{3r})^{-1} = 1 / (h_{3c} + h_{3r}) \tag{3.59}$$

$$h_{1r} = \frac{\epsilon_{hp} \sigma [(T_{hp})^4 - (T_{g1})^4]}{T_{hp} - T_{g1}} \tag{3.60}$$

$$h_{2r} = \frac{\epsilon_{g1} \sigma [(T_{g1})^4 - (T_{g2})^4]}{T_{g1} - T_{g2}} \tag{3.61}$$

$$h_{3r} = \frac{\epsilon_{g2} \sigma [(T_{g2})^4 - (T_{sky})^4]}{T_{g2} - T_a} \tag{3.62}$$



$$\text{โดย } \varepsilon_{hp g1} = \left[ \frac{1}{\varepsilon_{hp}} + \frac{1}{\varepsilon_{g1}} - 1 \right]^{-1}, \varepsilon_{g1 g2} = \left[ \frac{1}{\varepsilon_{g1}} + \frac{1}{\varepsilon_{g2}} - 1 \right]^{-1} \quad (3.63)$$

$$h_{1c} = \frac{NuK}{L} \quad (3.64)$$

$$h_{2c} = \frac{NuK}{L} \quad (3.65)$$

$$h_{3c} = 2.8 + 3.0V \quad (3.66)$$

$$Nu = 1 + 1.44 \left[ 1 - \frac{1708}{Ra \cos \beta} \right]^+ \left( 1 - \frac{\sin(1.8\beta)^{1.6} 1708}{Ra \cos \beta} \right) + \left[ \left\{ \frac{Ra \cos \beta}{5830} \right\}^{1/3} - 1 \right]^+ \quad (3.67)$$

จากสมการ 3.67 ในวงเล็บที่มีเครื่องหมายบวกหมายถึงถ้าค่าในวงเล็บมีค่าน้อยกว่า 0 ค่าในวงเล็บที่มีค่าเท่ากับ 0

$$Ra = Gr Pr = \frac{g\beta\Delta TL^3}{\nu\alpha} \quad (3.68)$$

### 3.19 สมการความร้อนของ heat pipe

สมการความร้อนถ่ายเทจาก heat pipe สู่ working fluid ได้ดังนี้:

$$q_{hp, wf} = q_{hv} m_f \quad (3.69)$$

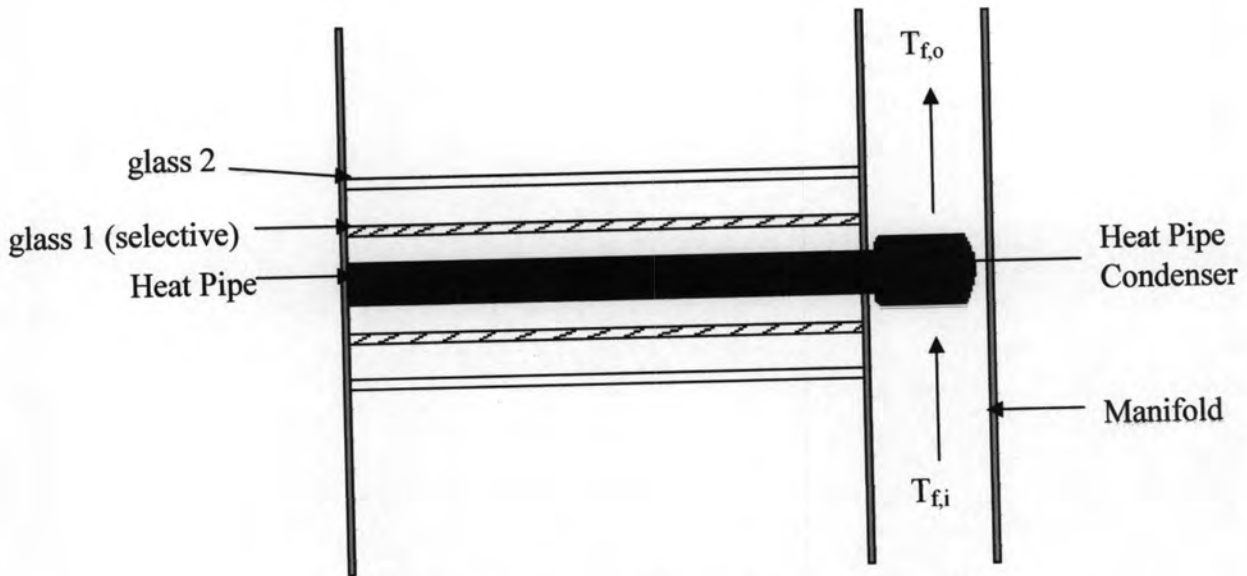
สมการการพาความร้อนระหว่าง heat pipe กับ fluid ใน evaporator ได้ดังนี้:

$$q_{conv} = h_{hp}(T_{hp} - T_f)A_{hp} \quad (3.70)$$

ในส่วน evaporator ของ heat pipe จะมีการระเหยเป็นไอของ working fluid สำหรับความร้อนที่ถ่ายเทให้ working fluid หาได้จาก สมการ nucleate boiling heat flux ดังนี้:

$$q_{nucleate} = \mu_l h_{fg} \left[ \frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma_{st}} \right]^{1/2} \left[ \frac{C_f (T_{hp} - T_{sat})}{C_{sf} h_{fg} Pr_l^n} \right]^3 \quad (3.71)$$

รูปที่ 3.23 ได้แสดงแผนภาพการไหลของน้ำผ่านแผงความร้อน



รูปที่ 3.23 แผนภาพการไหลของน้ำผ่านแผงความร้อน

สมการการพาความร้อนระหว่าง working fluid ใน ส่วน condenser heat pipe และ น้ำใน manifold ได้ดังนี้:

$$q_{\text{conv,co}} = h_{\text{hm}}(T_c - T_{f,i})A_{\text{cond}} \quad (3.72)$$

เมื่อถึงส่วน condenser working fluid จะควบแน่นกลับมาเป็นของเหลว ความร้อนที่น้ำได้รับหาได้จากสมการความร้อนที่น้ำได้รับที่ส่วน condenser ดังนี้:

$$q_u = m_f C_f (T_{f,o} - T_{f,i}) = m_f h_{fg} \quad (3.73)$$

หรืออาจใช้ตัวแฟกเตอร์ดูดความร้อน (Heat Removal Factor,  $F_R$ ) ได้สมการคือ

$$q_u = F_R [I(t)(\tau\alpha) - U_L (T_{f,i} - T_a)] \quad (3.74)$$

$$\text{โดย } F_R = \frac{mC_f (T_{f,o} - T_{f,i})}{A_{hp} [q_{ab} - U_L (T_{fi} - T_a)]} \quad (3.75)$$

หมายเหตุ:  $q_u$  จาก evaporator สู่ condenser คือสมการที่ 3.50

$$\text{ความสัมพันธ์ } q_u = q_{\text{conv,co}} = q_{\text{nucleate}} = q_{\text{conv}} = q_{\text{hp,wf}}$$

### 3.20 แผนภาพจำลองการทำงานของฮีตไปป์ของแผงรับพลังงานแสงอาทิตย์แบบฮีตไปป์

เนื่องจากแผงรับแสงอาทิตย์แบบฮีตไปป์ที่ทำในวิจัยนี้ในส่วนฮีตไปป์แตกต่างจากทฤษฎีที่ได้กล่าวมาข้างต้นเล็กน้อยตรงที่ทฤษฎีที่ได้กล่าวมามีส่วน condenser อยู่ด้านบน ส่วน evaporator จะอยู่ด้านล่าง ส่วนแผงรับแสงอาทิตย์ที่วิจัยนั้นจะตรงข้ามกันคือ evaporator อยู่ด้านล่าง ส่วน condenser อยู่ด้านบนเพราะฉะนั้นสมการ capillary limitation ที่ได้จะแตกต่างกันคือ จากสมการ (3.1) เขียนใหม่ได้เป็น

$$\Delta P_c(x) = \Delta P_l(x_{\min}-x) + \Delta P_v(x-x_{\min}) \quad (3.76)$$

$$\Delta P_l(x_{\min}-x) = \Delta P_l(x_{\min}) - P_l(x) = - \int_{x_{\min}}^x \frac{dP_l}{dx} dx \quad (3.77)$$

$$\Delta P_v(x-x_{\min}) = \Delta P_v(x) - P_v(x_{\min}) = \int_{x_{\min}}^x \frac{dP_v}{dx} dx \quad (3.78)$$

แทน (3.77) และ (3.78) ใน (3.76) ได้ผลดังนี้

$$\begin{aligned} \Delta P_c - \Delta P_l &= \int_{x_{\min}}^x \frac{dP_v}{dx} dx - \int_{x_{\min}}^x \frac{dP_l}{dx} dx \\ &= \int_0^{L_c} \left( \frac{dP_v}{dx} - \frac{dP_l}{dx} \right) dx \end{aligned}$$

เนื่องจากของเหลวไหลสวนกับทิศทางการอินทิเกรตเพราะฉะนั้นพจน์  $\frac{dP_l}{dx}$  จะติดลบ

$$\begin{aligned} &= \int_0^{L_c} \left( \frac{dP_v}{dx} - \left( -\frac{dP_l}{dx} \right) \right) dx \\ &= \int_0^{L_c} (-F_l Q - \rho g \sin \Psi - F_v Q) dx \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta P_c - \Delta P_l + \rho g L_c \sin \Psi &= \int_0^{L_c} (-F_l Q - F_v Q) dx \\ &= \int_0^{L_c} \left( -\frac{\mu_l}{KA_w \rho_l \lambda} - \frac{f_v \text{Re}_v \mu_l}{2r_{h,v}^2 A_v \rho_v \lambda} \right) Q dx \\ &= \left( -\frac{\mu_l}{KA_w \rho_l \lambda} - \frac{f_v \text{Re}_v \mu_v}{2r_{h,v}^2 A_v \rho_v \lambda} \right) (0.5L_c + L_a + 0.5L_e) Q_{c,\max} \quad (3.79) \end{aligned}$$

$$\text{ให้ } \rho g L_c \sin \Psi = \Delta P_{ll}$$

$$0.5L_c + L_a + 0.5L_e = L_{\text{eff}}$$

$$\frac{\mu_l L_{eff}}{KA_w \rho_l \lambda} = \Delta P_l$$

$$\frac{f_v \text{Re}_v \mu_v L_{eff}}{2r_{h,v}^2 A_v \rho_v \lambda} = \Delta P_v$$

$$0.5L_c + L_a + 0.5L_e = L_{eff}$$

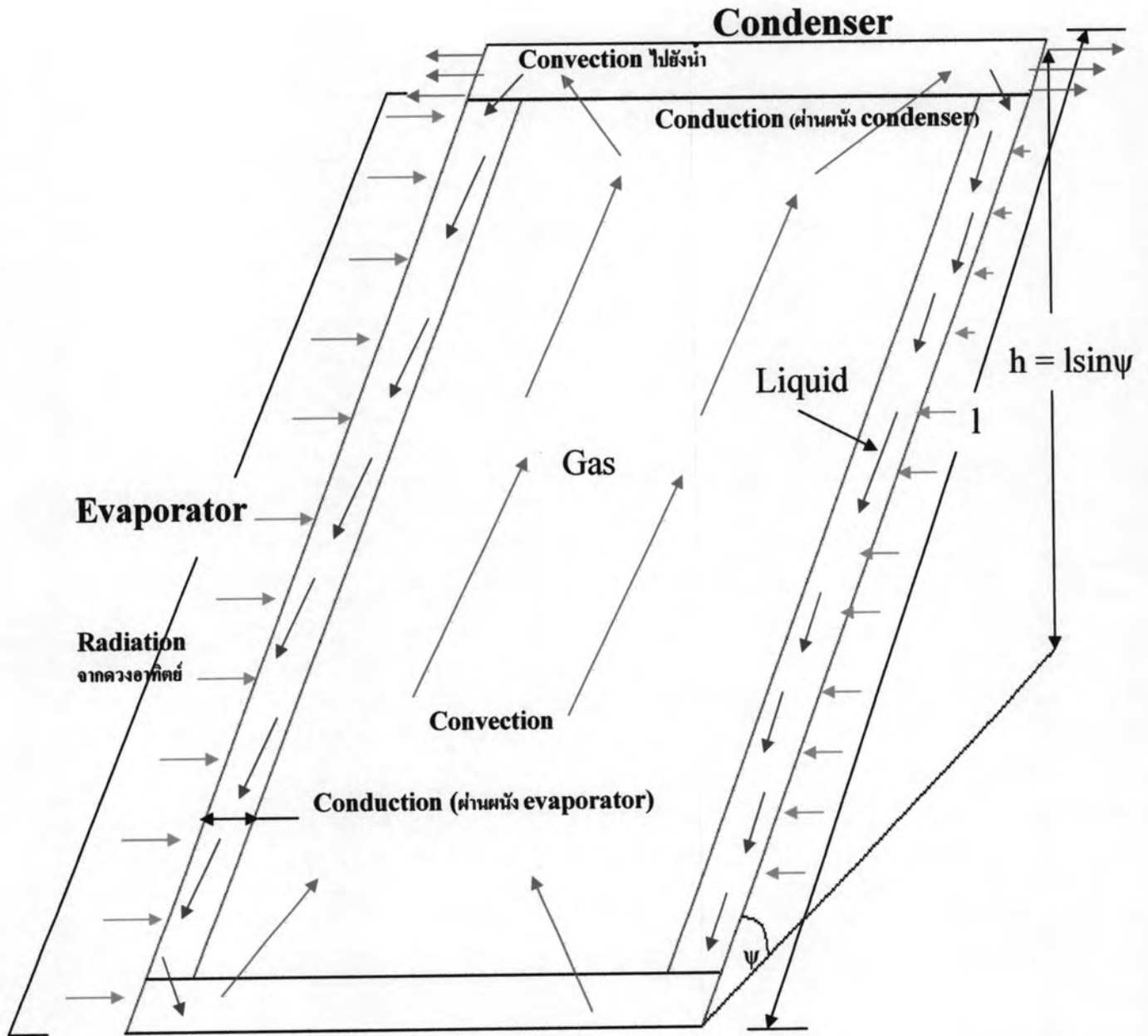
จาก (3.79) จะได้

$$\Delta P_c - \Delta P_{\perp} + \Delta P_{II} = -\Delta P_v - \Delta P_l$$

$$\Delta P_c - \Delta P_{\perp} + \Delta P_{II} + \Delta P_v + \Delta P_l = 0$$

$\Delta P_{\perp}$  คือ ความดัน Hydrostatic ในทิศตั้งฉากกับแกนท่อที่เปลี่ยนแปลงไป

รูปที่ 3.24 ได้แสดงการถ่ายเทความร้อนของแผงรับแสงอาทิตย์แบบฮีตไปป์



รูปที่ 3.24 แผนภาพแสดงการถ่ายเทความร้อนของแผงรับแสงอาทิตย์แบบฮีตไปป์โดยลูกศร(ขกเว้นสีดำ) แสดงเส้นทางการไหลของความร้อนส่วนสีฟ้าแสดงทิศทางการไหลของความร้อนสู่น้ำ