บทที่ 3

การออกแบบ

การปรับปรุงระบบระบายอากาศในห้องคอมเพรสเซอร์เพื่อให้อุณหภูมิภายในห้องมีค่าไม่เกิน 35 องศาเซลเซียสนั้นมีขั้นตอนในการออกแบบดังนี้

3.1 การระบายอากาศในห้องคอมเพรสเซอร์ก่อนการปรับปรุง

เดิมมีการติดตั้งพัดลมระบายอากาศชนิดไหลตามแนวแกนอยู่แล้วจำนวน 2 ตัว ซึ่งมีคุณสมบัติดังแสดงในตารางที่ 3.1

ตารางที่ 3.1 แสดงคุณสมบัติของพัดลมก่อนการปรับปรุง

	พัดลมตัวที่ 1	พัดลมตัวที่ 2
ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง	0.469 m (1.54 ft)	0.469 m (1.54 ft)
ความเร็วของอากาศ	10 m/s	9.5 m/s
อัตราการไหลเชิงปริมาตร	103.8 m^3/min	98.61 m^3/min

เมื่อเปิดพัดลมทั้ง 2 ตัว และทำการเก็บข้อมูลอุณหภูมิกระเปาะเปียก (T_{WB}) และอุณหภูมิกระเปาะแห้ง (T_{DB}) ภายในห้อง จะได้อุณหภูมิตั้งแต่วันจันทร์ถึงวันศุกร์ในแต่ละช่วงเวลาดังแสดงในตารางที่ 3.2 ซึ่งจะพบว่า อุณหภูมิกระเปาะแห้งจะสูงเกินกว่า 35 องศาเซลเซียส ในช่วงเวลา 10.00 น. ถึง 16.30 น. และจะมีค่าสูงสุดในช่วงเวลา 12.00 น. ถึง 14.00 น. ดังนั้นในการออกแบบจึงจะใช้อุณหภูมิสูงสุดในการคำนวณ

ตารางที่ 3.2 ข้อมูลอุณหภูมิภายในห้องก่อนการปรับปรุง

Time	10.00		12.00		14.00		16.30	
D\T	T_{DB}(°C)	T_{WB}(°C)	T_{DB}(°C)	T_{WB}(°C)	T_{DB}(°C)	T_{WB}(°C)	T_{DB}(°C)	T_{WB}(°C)
Mon	35.0	25.0	37.5	26.0	37.5	26.0	35.2	25.3
Tue	34.9	25.0	37.5	27.0	37.5	26.0	34.7	25.4
Wed	33.8	23.5	36.0	25.9	36.0	25.0	34.5	24.7
Thu	35.3	25.2	37.8	26.5	38.0	26.5	35.3	25.2
Fri	34.3	24.0	37.0	26.0	37.0	26.0	34.7	25.4

เมื่อทำการเปรียบเทียบอุณหภูมิสูงสุดภายนอก กับอุณหภูมิสูงสุดภายในห้องขณะที่ไม่เปิดพัดลม และเปิดพัดลม 2 ตัว ก่อนการปรับปรุงในแต่ละวัน จะได้ข้อมูลดังแสดงในตารางที่ 3.3

ตารางที่ 3.3 เปรียบเทียบอุณหภูมิสูงสุดในแต่ละสภาวะ

สภาวะ อุณหภูมิ	อุณหภูมิของอากาศภายนอก		อุณหภูมิของอากาศในห้องคอมเพรสเซอร์ที่ไม่เปิดพัดลมระบายอากาศ		อุณหภูมิของอากาศในห้องคอมเพรสเซอร์ที่เปิดพัดลมระบายอากาศ 2 ตัว	
D\T	T_{DB}(°C)	T_{WB}(°C)	T_{DB}(°C)	T_{WB}(°C)	T_{DB}(°C)	T_{WB}(°C)
Mon	34.0	24.0	40.0	26.5	37.5	26.0
Tue	34.0	24.0	41.0	27.0	37.5	26.0
Wed	33.0	23.5	39.0	26.5	36.0	25.0
Thu	35.0	25.0	42.0	27.0	38.0	26.5
Fri	34.0	24.0	40.0	26.5	37.0	26.0
Average	34.0	24.1	40.4	26.7	37.2	25.9

3.2 การเลือกใช้ชนิดพัดลม

ห้องคอมเพรสเซอร์มีการติดตั้งพัดลมระบายอากาศแบบดูดอากาศเข้าจำนวน2 ตัวซึ่งพัดลมประเภทที่ใช้คือพัดลมไหลตามแนวแกนชนิด (Propeller Fan) จำนวน2 ตัว ข้อดีของพัดลมแบบนี้คือ สามารถลำเลียงอากาศได้ในปริมาณมาก ราคาถูก ขนาดกะทัดรัด และมีประสิทธิภาพในการทำงานสูง ส่วนข้อเสียที่สำคัญ คือ ต้องทำงานด้วยความเร็วรอบสูง ส่งผลให้เกิดเสียงดังขณะ

ทำงานมาก แต่เนื่องจากห้องคอมเพรสเซอร์มีเสียดังอยู่แล้วจึงไม่มีความจำเป็นที่จะต้องควบคุมเสียงจากพัดลมระบายอากาศ ดังนั้นการเลือกใช้ชนิดพัดลมจึงมีความเหมาะสมกับการใช้งานแล้ว

3.3 การคำนวณเพื่อปรับปรุงระบบระบายอากาศ

ขั้นตอนการคำนวณมีดังนี้

3.3.1 ข้อมูลที่จะใช้ในการคำนวณออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศ

ในห้องคอมเพรสเซอร์ประกอบด้วย

1) พัดลมระบายอากาศภายในห้องคอมเพรสเซอร์เป็นชนิด Propeller Fan ใช้ดูดเข้าจำนวน 2 ตัว คุณสมบัติของพัดลมแต่ละตัวดังแสดงในตารางที่ 3.1

2) ห้องคอมเพรสเซอร์มีขนาด กว้าง 6 เมตร, ยาว 12 เมตร และสูง 4.5 เมตร

3) อุณหภูมิค่าสูงสุดที่สภาวะต่าง ๆ แสดงในตารางที่ 3.3

4) สภาวะทำงานของเครื่องจักรต่าง ๆ ภายในห้องคอมเพรสเซอร์มีดังนี้

- Air Compressor ทำงานได้ดีที่อุณหภูมิห้อง 0 – 35 องศาเซลเซียส
- Air Dryer ทำงานได้ดีที่อุณหภูมิห้อง 0 – 40 องศาเซลเซียส
- Vacuum Pump ทำงานได้ดีที่อุณหภูมิห้อง 0 – 40 องศาเซลเซียส

3.3.2 อุณหภูมิที่สภาวะต่าง ๆ

อุณหภูมิที่สภาวะต่าง ๆทำให้ทราบคุณสมบัติของอากาศ ดังที่ได้แสดงไว้ในตารางที่ 3.3 นำมาหาชุดคุณสมบัติของอากาศโดยอ่านจาก Psychrometric Chart ได้ดังแสดงในตารางที่ 3.4 ดังนี้

ตารางที่ 3.4 แสดงชุดคุณสมบัติของอากาศที่สภาวะต่าง ๆ

สภาวะ	T_{DB} (°C)	T_{WB} (°C)	v (m^3/kg)	RH (%)	W (kg/kg)	h (kJ/kg)
ภายนอกห้อง	33.6	24.1	0.890	45.0	0.15	72.2
ภายในห้อง (ไม่เปิดพัดลม)	**40.4**	**26.7**	**0.900**	**35.0**	**0.16**	**84.0**
ภายในห้อง (เปิดพัดลม 2 ตัว)	**37.2**	**25.9**	**0.903**	**42.8**	**0.16**	**80.0**
ภายในห้องที่ออกแบบ	**35.0**	-	-	**45.0**	-	**76.0**

3.3.3 การคำนวณหาอัตราการไหลโดยปริมาตรของอากาศที่ต้องการ

จากสมการ Energy Balance

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_i^2}{2} + gZ_e \right) - \sum \dot{m}_e \left(h_i + \frac{V_e^2}{2} + gZ_i \right) + \frac{de}{dt} \qquad (3.1)$$

ข้อสมมุติฐาน

1) Steady flow, Stead State ; $\frac{de}{dt} = 0$

2) ระดับความสูงเท่ากัน; $Z_e = Z_i$

3) พื้นที่ทางเข้าของอากาศมีขนาดเท่ากับทางออกและอากาศเคลื่อนที่ด้วยความเร็วคงที่

4) อากาศเคลื่อนที่ด้วยความเร็วต่ำ โดย Mach น้อยกว่า 0.3 ดังนั้นจึงกำหนดให้ความหนาแน่นมีค่าคงที่ ; ρ_{air} = constant

5) ความเร็วของอากาศที่ทางเข้าและทางออกมีค่าเท่ากัน

จากข้อสมมุติฐานทำให้สมการ Energy Balance ลดรูปลงเป็น

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m} (h_e - h_i) \qquad (3.2)$$

โดย

$\dot{W}$ = Rate of Energy Transfer in Form of Work

$\dot{Q}$ = Rate of Energy Transfer in Form of Heat

พิจารณาห้องเป็นระบบ (System) ขอบเขตของระบบคือผนังห้อง ดังนั้นระบบที่พิจารณาเป็นระบบเปิด มวลไหลเข้าและออกได้ ขอบเขตของระบบมีค่าคงที่ ซึ่ง $\dot{Q}$ และ $\dot{W}$ ต่างก็เป็น Rate of Encrgy Transfer เหมือนกันแต่ต่างรูปกันเท่านั้น งานที่ป้อนให้กับ Air Compressor, Air Dryer และ Vacuum Pump ก็จะปล่อยพลังงานออกมาในรูปของความร้อน กลายเป็นภาระความร้อนที่จะต้องระบายออก เพื่อลดอุณหภูมิห้องให้อยู่ที่ไม่เกิน 35 °C, 45 % RH จากตารางที่ 3.4 และกำหนดให้

T_{DB}=33.6 °C ,T_{WB}=24.1 °C เป็นอุณหภูมิของทางออก

T_{DB}=37.2 °C, T_{WB}=25.9 °C เป็นอุณหภูมิของทางเข้า

$\dot{Q}_T$ คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านขอบเขตของระบบ

จะได้

$$\dot{Q}_T = \sum \dot{m} (h_e - h_i) \qquad (3.3)$$

$$\dot{Q}_T = \sum \dot{m} (80 - 72.2) \quad (3.4)$$

หาค่า $\sum \dot{m}$ จาก

$$\sum \dot{m} = \dot{m}_{F1} + \dot{m}_{F2} \quad (3.5)$$

เมื่อ

$\dot{m}_{F1}$ คือ อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศที่พัดลมตัวที่ 1

$\dot{m}_{F2}$ คือ อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศที่พัดลมตัวที่ 2

หาอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศที่พัดลมตัวที่ 1

$A_1 = 0.173\ m^3$

$V_1 = 10.0\ m/s$

$Q_1 = 1.73\ m^3/s = 103.8\ m^3/min$

ที่ $T_{DB} = 33.6\ ^\circ C, T_{WB} = 24.1^\circ C$ จะได้ $\rho_{air} = 1.12\ kg/m^3$

จาก $\dot{m}_{F1} = \rho_{air} VA \quad (3.6)$

$\dot{m}_{F1} = \rho_{air} Q \quad (3.7)$

$= 1.12 (1.73)$

$= 1.9438\ kg/s$

$\dot{m}_{F1} = 1.94\ kg/s$

หาอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศที่พัดลมตัวที่ 2

$A_2 = 0.173\ m^3$

$V_2 = 9.5\ m/s$

$Q_2 = 1.6435\ m^3/s = 98.61\ m^3/min$

ที่ $T_{DB} = 33.6^\circ C, T_{WB} = 24.1^\circ C$ จะได้ $\rho_{air} = 1.12\ kg/m^3$

$\dot{m}_{F2} = \rho_{air} VA \quad (3.8)$

$\dot{m}_{F2} = \rho_{air} Q \quad (3.9)$

$= 1.12(1.643)$

$= 1.84\ kg/s$

$\dot{m}_{F2} = 1.84\ kg/s$

ดังนั้น

$$\Sigma \dot{m} = \dot{m}_{F1} + \dot{m}_{F2} \quad (3.10)$$

$$= 1.94 + 1.84$$

$$= 3.78 \text{ kg/s}$$

จาก

$$\dot{Q}_T = \Sigma \dot{m} (h_e - h_i) \quad (3.11)$$

$$\dot{Q}_T = (3.80)(80.0 - 72.2)$$

$$\dot{Q}_T = 29.48 \text{ kJ/s}$$

ดังนั้นภาระความร้อนทั้งหมดที่เกิดขึ้นภายในห้องคอมเพรสเซอร์ 29.48 kJ/s เมื่อต้องการให้อุณหภูมิลดลงเหลือ 35 °C และ 45% RH ต้องหาอัตราการไหลของอากาศใหม่ดังนี้

กำหนดให้ $h_{e@35\,^{\circ}C}$ คือ เอนทาลปีที่ 35 °C และ 45% RH

$\dot{m}_{NEW}$ คือ อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศในห้องปรับปรุง

Q_{NEW} คือ อัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศในห้องปรับปรุง

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_{NEW}(h_{e@35\,^{\circ}C} - h_i) \quad (3.12)$$

$$29.48 \text{kJ/s} = \dot{m}_{NEW}(76.0 - 72.2)$$

ดังนั้น

$$\dot{m}_{NEW} = 7.76 \text{kg/s}$$

หาอัตราการไหลโดยปริมาตรจาก

$$\dot{m}_{NEW} = \rho_{air} Q_{NEW} \quad (3.13)$$

$$Q_{NEW} = \dot{m}_{NEW} / \rho_{air} = 7.76/1.12 = 6.93 \text{m}^3/\text{s} = 415.80 \text{ m}^3/\text{min}$$

เพื่อให้ได้อุณหภูมิ 35 °C และ 45% RH จึงต้องเพิ่มอัตราการไหลโดยปริมาตรอีก 6.93 – 3.3735 เท่ากับ 3.55 m^3/s หรือ 213.36m^3/min

3.3.4 การคำนวณหาการเปลี่ยนแปลงของอากาศต่อชั่วโมง(airchanges/hr)ของห้อง

จากสมการ

$$\text{ปริมาณลม (ลบ.เมตร / นาที)} = \text{ปริมาตรห้อง (ลบ.เมตร)} \times \text{จำนวน airchanges/hr} \times \frac{1}{60}$$

ดังนั้น

$$\text{airchanges/hr} = [\text{ปริมาณลม (ลบ.เมตร / นาที)} / \text{ปริมาตรห้อง (ลบ.เมตร)}] \times 60 \quad (3.14)$$

$$= [(415.80 \text{ m}^3/\text{min}) / (324 \text{ m}^3)] \times 60$$

$$= 77 \text{ airchanges/hr}$$

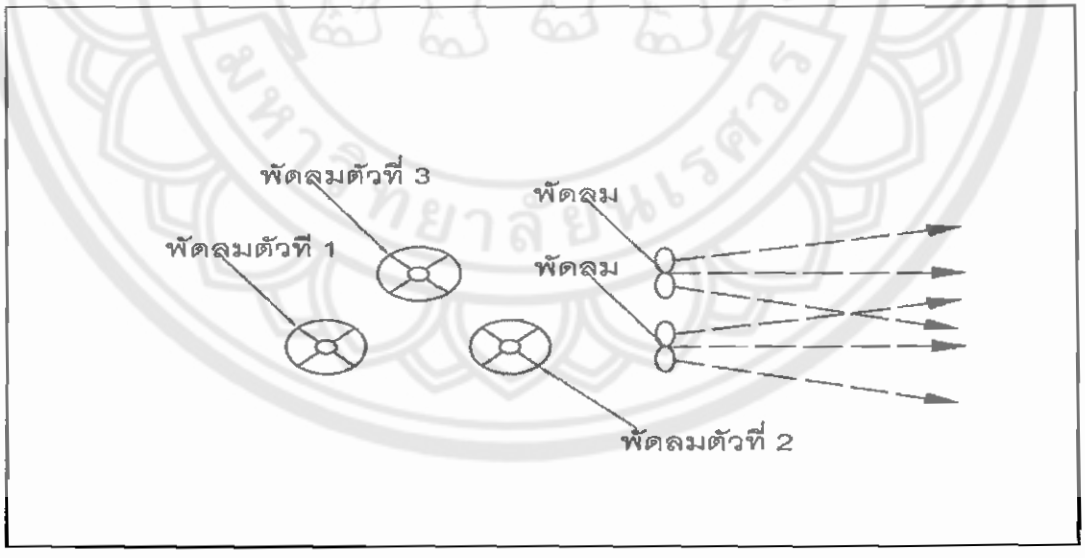
3.4 การติดตั้ง

3.4.1 เลือกชนิดของพัดลมระบายอากาศ

เมื่อเปรียบเทียบระหว่างพัดลมแบบหอยโข่ง, พัดลมแบบ Propeller และพัดลมแบบ Tube Axial แล้ว พบว่าพัดลมแบบ Tube Axial ให้อัตราการไหลเชิงปริมาตรสูง ใช้พื้นที่ในการติดตั้งน้อย รวมทั้งยังมีประสิทธิภาพและความดันสูงกว่าแบบ Propeller แต่พัดลมแบบ Tube Axial ก็มีข้อเสียคือมีเสียงดัง เมื่อพิจารณาถึงพัดลมแบบหอยโข่งแล้วพบว่าพัดลมแบบหอยโข่งจะต้องใช้พื้นที่ในการติดตั้งมาก ดังนั้นเมื่อพิจารณาในแง่ของอัตราการไหลเชิงปริมาตร และราคาแล้วพบว่าควรจะเลือกใช้พัดลมแบบ Tube Axial

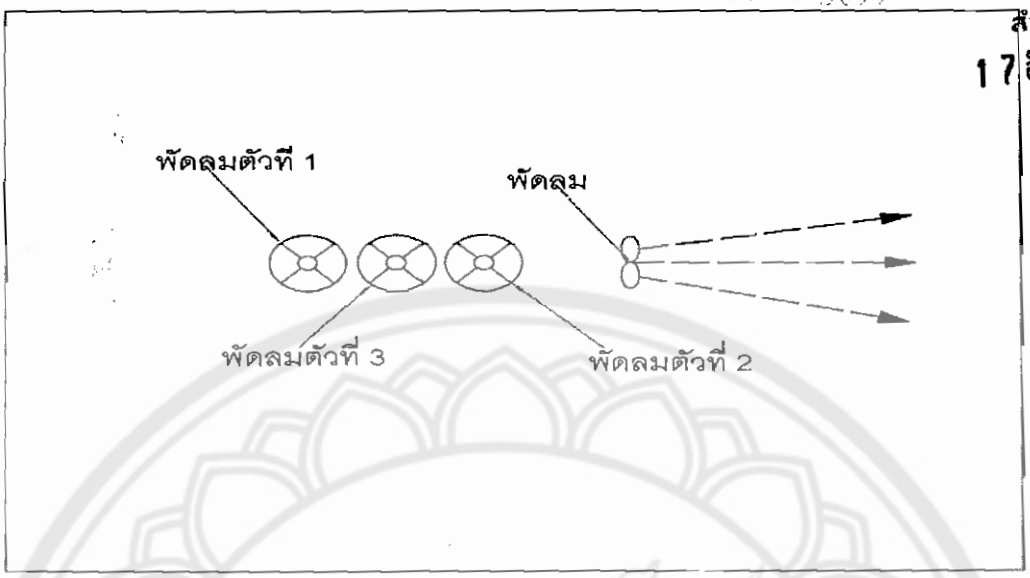
3.4.2 การออกแบบจุดการติดตั้งพัดลมดูดเข้าที่มีหลายตัว

การติดตั้งพัดลมแบบดูดเข้าจำนวนหลายตัวนั้น จะต้องมีการเลือกตำแหน่งที่เหมาะสม คือต้องเว้นระยะห่างระหว่างพัดลมแต่ละตัวให้เพียงพอ เพื่อป้องกันไม่ให้เกิดลมวนหน้าปากพัดลม และควรหลีกเลี่ยงการติดตั้งพัดลมต่างระดับกันเพราะอาจเกิดการปะทะกันของกระแสลมจากพัดลมแต่ละตัวได้

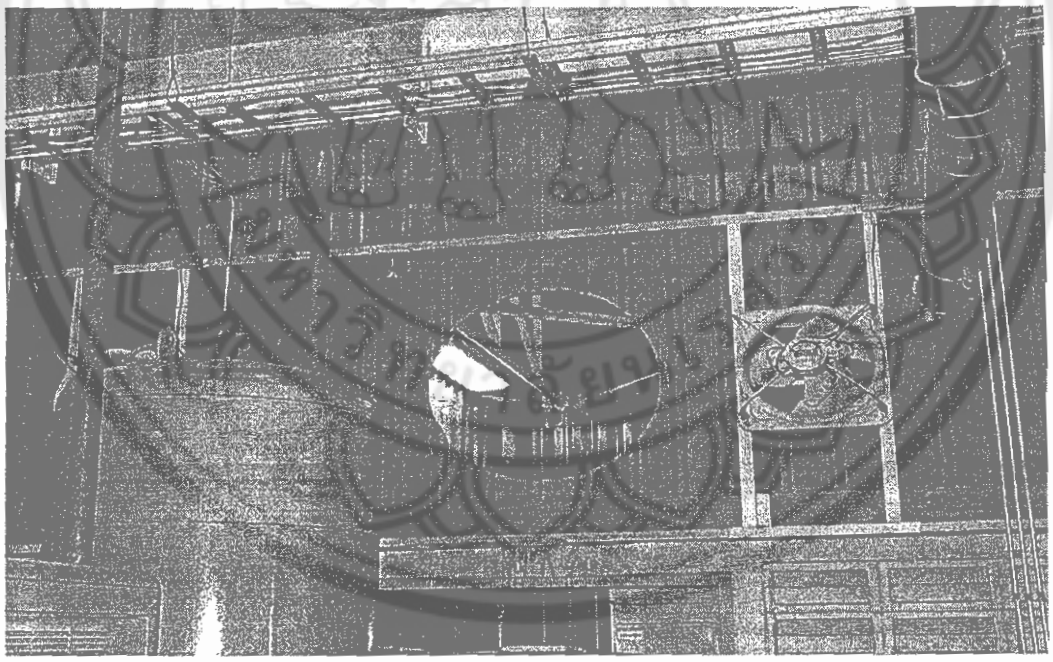


รูปที่ 3.1 ตำแหน่งระดับการติดตั้งทำให้เกิดการปะทะกัน

ป
TH
7697
.C6
ข1168
2548 .
.I.3812633
สำนักหอสมุด
17 มี.ค. 2551



รูปที่ 3.2 ตำแหน่งระดับการติดตั้งไม่เกิดการปะทะกัน



รูปที่ 3.3 ตำแหน่งระดับการติดตั้งจริงในห้องคอมเพรสเซอร์

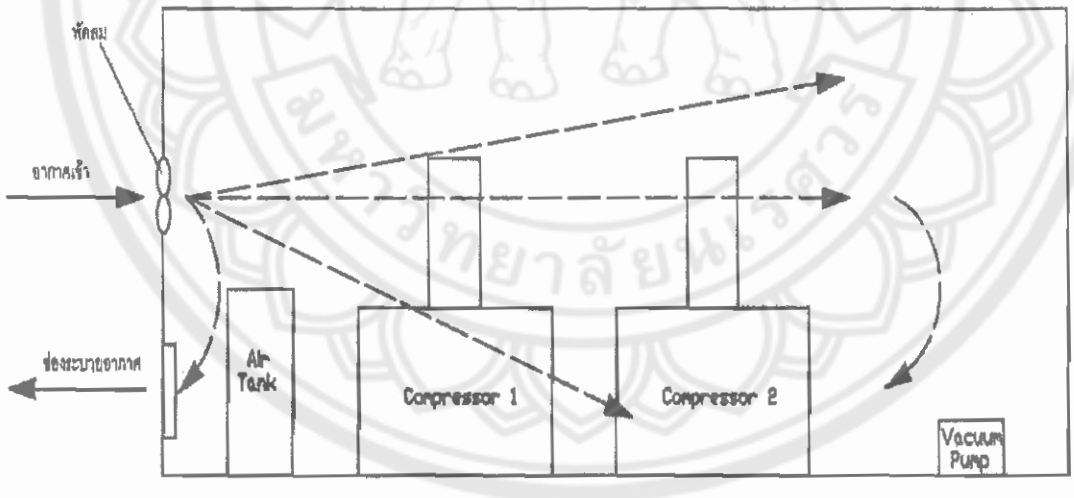
3.4.3การจัดทางลมเข้าออกและการกำหนดตำแหน่งพัดลม

การติดตั้งพัดลมจะต้องมีการจัดทางลมเข้าออกและการกำหนดตำแหน่งพัดลมเพื่อให้การระบายอากาศมีประสิทธิภาพและป้องกันการลัดวงจรและจุดอับ รวมทั้งปัญหาลมย้อนกลับที่เกิดจากการติดช่องระบายอากาศไว้ใต้พัดลมดูดเข้า

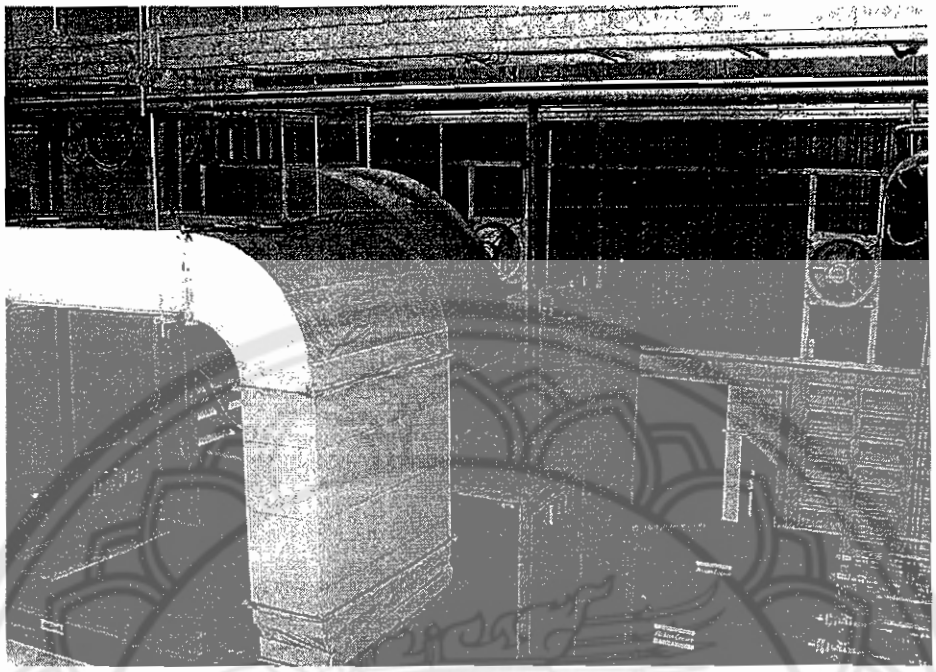
จากรูปภาพที่ 3.4 การระบายอากาศในห้องคอมเพรสเซอร์ก่อนการปรับปรุง กระแสลมบางส่วนจะไหลผ่าน Air Tank, Air Dryer ,Compressor1, Compressor2, Vacuum Pump และพบว่ามีกระแสลมบางส่วนไหลย้อนกลับออกทางปล่องระบายอากาศซึ่งอยู่ใต้พัดลมดูดเข้า

ในการออกแบบจึงได้ติดตั้งพัดลมดูดออกนอกห้อง เพื่อเป็นการกำหนดทิศทางการไหลของอากาศดังแสดงในรูปที่ 3.6

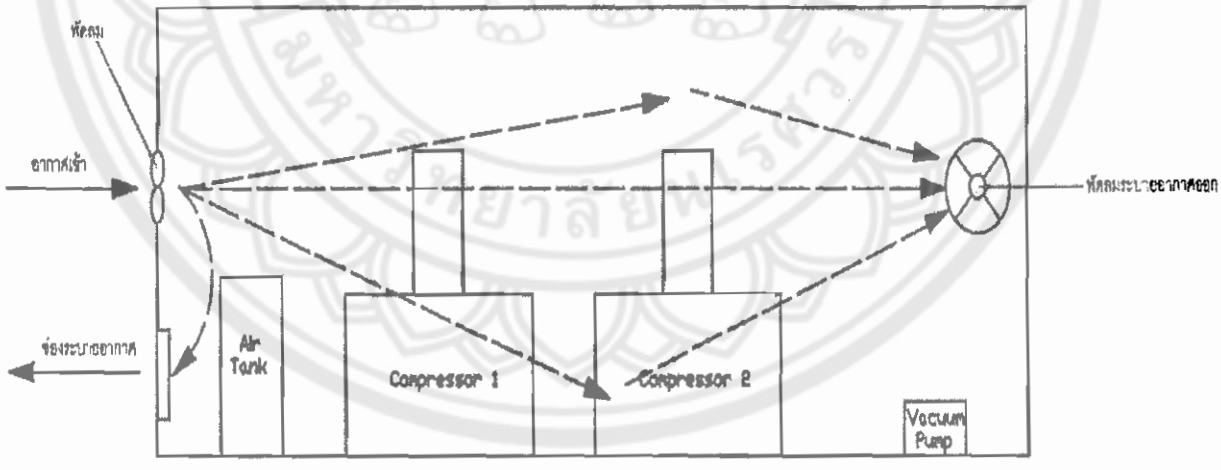
รูปที่ 3.6 และรูปที่ 3.7 แสดงการระบายอากาศในห้องคอมเพรสเซอร์หลังการปรับปรุง พบว่าเมื่อมีการติดตั้งพัดลมดูดเข้าเพิ่มอีก 1 ตัว และพัดลมเป่าออกอีก 1 ตัว ทำให้ปริมาณลมเพิ่มขึ้น และกระแสลมจะไหลผ่านเครื่องจักรได้ดีขึ้น



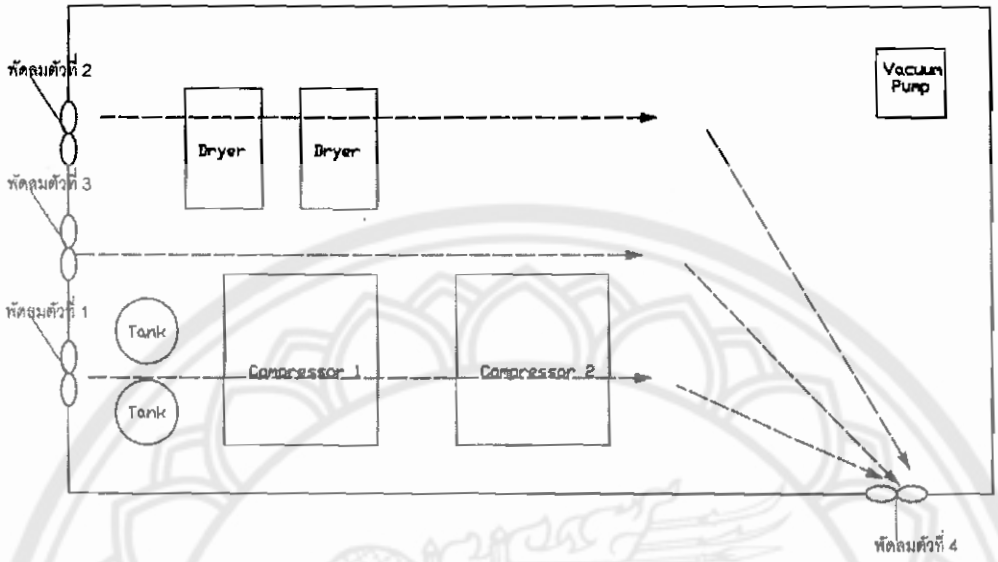
รูปที่ 3.4 ภาพการระบายอากาศในห้องคอมเพรสเซอร์ก่อนการปรับปรุง



รูปที่ 3.5 ภาพห้องคอมเพรสเซอร์ก่อนการปรับปรุง



รูปที่ 3.6 การระบายอากาศในห้องคอมเพรสเซอร์หลังการปรับปรุง



รูปที่ 3.7 การไหลของกระแสลมในห้องคอมเพรสเซอร์หลังการปรับปรุง (มุมมองด้านบน)

รูปที่ 3.7 ห้องคอมเพรสเซอร์หลังการปรับปรุง