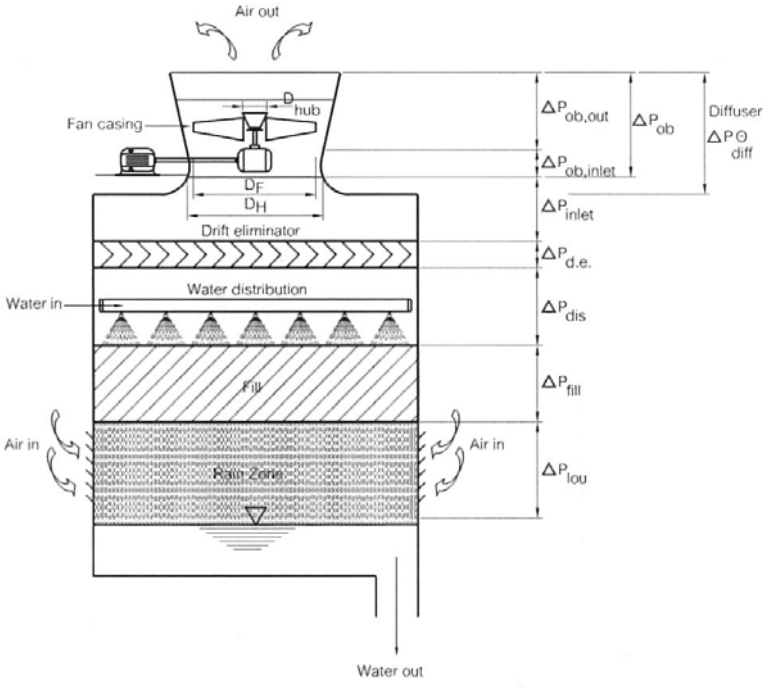
2.2 การหาความดันสูญเสียที่ผ่านหอทำน้ำเย็นและปล่องปล่อยลม

สำหรับการหาความดันสูญเสียที่ผ่านหอทำน้ำเย็นและปล่องปล่อยลมได้ดำเนินการคำนวณในขั้นตอนต่างๆ เพื่อหาค่าต่างๆ ตามสมการคณิตศาสตร์พื้นฐานและเอกสารอ้างอิงประกอบ โดยมีรายละเอียดดังนี้



ภาพที่ 24 แสดงความดันสูญเสียตามส่วนต่างๆ ของหอทำน้ำเย็น

จากภาพที่ 24 พิจารณาหาค่าความดันในแต่ละส่วนดังนี้

ขั้นตอนการคำนวณ

ขั้นตอนที่ 1 หาค่าความดันสูญเสียผ่านบานเกล็ดช่องลมทางเข้าหอทำน้ำเย็น (ΔP_{lou})

สำหรับบานเกล็ดช่องลมทางเข้า รุ่น : CL – 100 ความดันที่ผ่านบานเกล็ดช่องลมทางเข้าได้จัดให้อยู่ในรูปสมการ โดยแสดงไว้ในภาคผนวก ฌ ตารางภาคผนวกที่ 8 ซึ่งสามารถหาค่าความดันที่เกิดขึ้นได้ดังนี้

จากข้อมูลข้อ 1.2 หรือตารางที่ 4

ν_{lou} = 716.27 ft/min

สมการ

$\Delta P_{lou} = (8.5122 E - 08) (\nu_{lou})^{1.95}$

$= (8.5122 E - 08) (716.27 ft/min)^{1.95}$

$= 0.0314$ in-wg

<u>ขั้นตอนที่ 2</u> หาค่าความดันสูญเสียผ่านแผงขยายฟิล์มน้ำ (ΔP_{fill})

สำหรับแผงขยายฟิล์มน้ำ รุ่น : CF-1900 ความดันที่ผ่านแผงขยายฟิล์มน้ำได้จัดให้อยู่ในรูปสมการโดยแสดงไว้ในภาคผนวก ฌ ตารางภาคผนวกที่ 9 ซึ่งสามารถหาค่าความดันที่เกิดขึ้นได้ดังนี้

สมการ

$\Delta P_{fill} = 0.95 [6.7033 E - 07 (\nu_{p,act})^2 + 2.41582 E - 05 (L^o) (\nu_{p,act})] (H/4)^{0.8}$

$= 0.95 [6.7033E - 07 (466.68 ft/min)^2 + 2.41582 E - 05 (5.01 gpm / ft^2)$
$(466.68 ft/min)] (4 ft/4)^{0.80}$

$= 0.207$ in-wg

โดยที่

L^o = อัตราการใช้น้ำต่อพื้น (gpm / ft^2)

= 5.01 gmp/ft^2

$\nu_{p,act}$ = 466.68 ft/min

จากข้อมูลตารางที่ 4 และข้อมูลข้อ 1.2

<u>ขั้นตอนที่ 3</u> หาค่าความดันสูญเสียผ่านหัวกระจายน้ำ (ΔP_{dis})

ΔP_{dis} = 0 in-wg

<u>ขั้นตอนที่ 4</u> หาค่าความดันสูญเสียผ่านแผงกันละอองน้ำ ($\Delta P_{d.e.}$)

สำหรับแผงกันละอองน้ำรุ่น : DE – 097 ความดันที่ผ่านแผงกันละอองน้ำ ได้จัดให้อยู่ในรูปสมการโดยแสดงไว้ในภาคผนวก ฌ ตารางภาคผนวกที่ 10 ซึ่งสามารถหาค่าความดันที่เกิดขึ้นได้ดังนี้

จากข้อมูลข้อ 1.2

$\nu_{p,act}$ = 487.57 ft/min

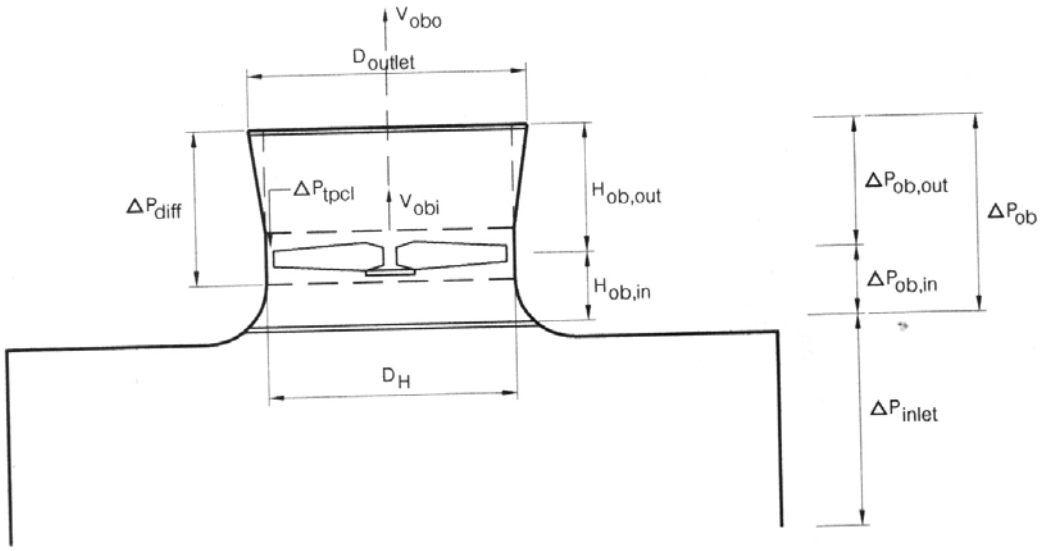
สมการ

$\Delta P_{d.e.} = 9.5017 E-07 (\nu_{p,act})^{1.7548}$

$= 9.5017 E-07 (477 ft/min)^{1.7548}$

$= 0.048$ in – wg

ลำดับต่อไปเป็นการหาค่าความดันที่ผ่านบริเวณปล่องปล่อยลม โดยได้แสดงความดันที่เกิดขึ้น ดังภาพที่ 25 และได้แสดงการคำนวณหาค่าความดันในส่วนต่างๆ ตั้งแต่ขั้นตอนที่ 5 ถึง 9 โดยมีรายละเอียดดังนี้



<u>ภาพที่ 25</u> แสดงความดันบริเวณพัดลมและปล่องลม

<u>ขั้นตอนที่ 5</u> หาค่าความดันสูญเสียปากปล่องปล่อยลมทางเข้า (ΔP_{inl})

สมการ

$$\Delta P_{inl} = (k_i)\ (0.5)\ (\rho)\ (v_{inlet})^2$$

โดยที่

k_i = สัมประสิทธิ์การต้านทานการไหลตามรูปแบบปากปล่องปล่อยลมทางเข้า

ρ = ความหนาแน่นของอากาศ

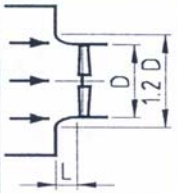
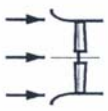
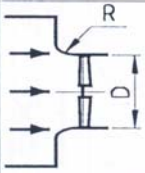
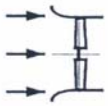
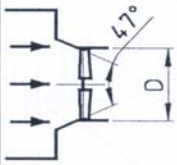
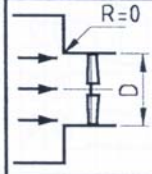
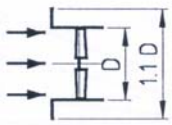
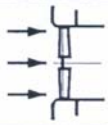
v_{inlet} = ความเร็วของอากาศที่ปากปล่องปล่อยลมทางเข้า

จากภาพที่ 26 พิจารณารูปแบบปากทางเข้าแบบ Ellips (E) 1 : 1.5 จะได้ค่า $k_i = 0$

ดังนั้น

$$\Delta P_{inl} = (0)\ (0.5)\ (\rho)\ (v_{inlet})^2$$
$$= 0 \text{ in – wg}$$

Influence of various inlet shapes on pressure, maximum blade angle to be used and noise production as compared with ID arrangement with elliptical inlet bell and without obstacles before/after the impeller.

Inlet shape		Pressure loss factor k_i		Change in max. blade angle $\Delta\alpha$				Sound increase Δ L inl. (dB)	
ID	FD	ID	FD	ID		FD		ID	FD
				EN.	EL.	EN.	EL.		
 ELLIPS (E) 1:1.5 Axis ratio	 L/D = 0.15	0	0	0	0	0	0	0	0
 R/D = 0.15 = 0.1 = 0.05	 R/D = 0.15 = 0.1 = 0.05	0 0.04 0.13	0 0.08 0.22	0 0 -2	0 0 -2	0 0 -5	0 0 -5	0 +0.5 +2	0 +1.5 +3
 L/D = 0.15 = 0.1 = 0.05	L/D = 0.15 = 0.1 = 0.05	0.07 0.11 0.21	0.23 0.38 0.65	0 -2 -5	0 -2 -5	0 -5 -5	0 -5 -10	+1 +1.5 +2	+2 +2.5 +4
		0.4	0.5	-5	-15	-5	-15	+3	+3
		-	0.9	-5	-15	-5	-15	-	+3
Tolerance		±30%		---				---	

benaming : Influence of inlet shape

<u>ภาพที่ 26</u> แสดงค่า k_i ของรูปแบบปากทางเข้าพัดลม

ที่มา: Van der spek (2000)

<u>ขั้นตอนที่ 6</u> หาค่าความดันสูญเสียเกิดจากสิ่งกีดขวางปล่องปล่อยลม (ΔP_{ob})

ความดันสูญเสียเกิดจากสิ่งกีดขวางปล่องปล่อยลมประกอบด้วยสิ่งกีดขวางปล่องปล่อยลมทางเข้าและสิ่งกีดขวางปล่องปล่อยลมทางออก

สมการ

$$\Delta P_{ob} = (K_{ob})\ (0.5)\ (\rho)\ (V_{obi})^2$$

โดยที่

K_{ob} = สัมประสิทธิ์ต้านทานการไหลผ่านสิ่งกีดขวางปล่องปล่อยลม
ρ = ความหนาแน่นของอากาศที่ปล่องปล่อยลม
ν_{obi} = ความเร็วของอากาศที่ผ่านพัดลม

1. หาค่าสัมประสิทธิ์ต้านทานการไหลผ่านสิ่งกีดขวางปากปล่องปล่อยลมทางเข้า (K_{obi})

โดยที่

พื้นที่สิ่งกีดขวางปากปล่องลมทางเข้า (F_{obi}) = 0.67815 m^2

ระยะติดตั้งสิ่งกีดขวางปากปล่องปล่อยลมทางเข้า
ถึงปลายใบพัดลม($H_{ob,in}$) = 0.431 m.

หาค่าอัตราส่วนพื้นที่สิ่งกีดขวางทางเข้า ($A_{in}^{/}$)

จากข้อมูลข้อ 2.1

A_H = 13.563 m^2

สมการ

$$A_{in}^{/} = \frac{F_{obi}}{A_H} = \frac{0.67815}{13.563} = 0.05$$

หาค่าอัตราส่วนระยะทางสิ่งกีดขวางทางเข้า ($D_{in}^{/}$)

จากข้อมูลข้อ 2.1

$$D_H = 4.31 \text{ m}$$

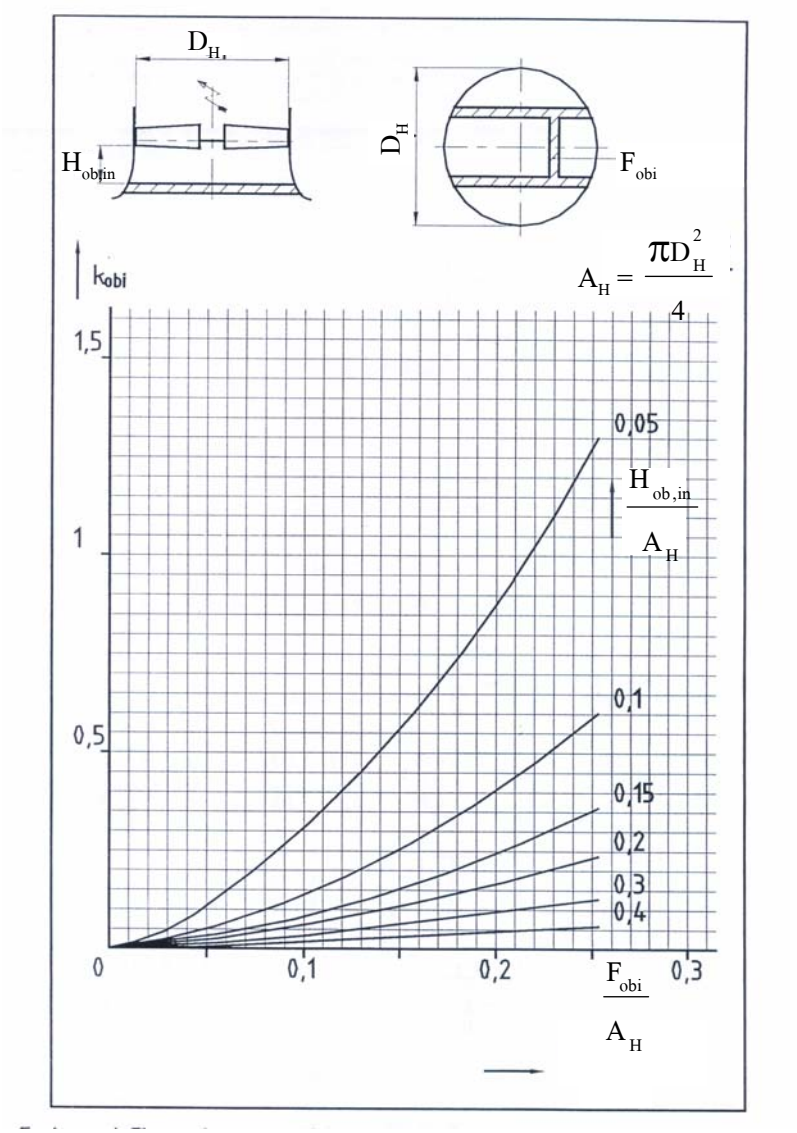
สมการ

$$D_{in}^{/} = \frac{H_{ob,in}}{D_H} = \frac{0.431}{4.31} = 0.10$$

นำค่าดังกล่าวไปเปิดกราฟภาพที่ 27 เพื่อหาค่า k_{obi}

จากกราฟจะได้

$$k_{obi} = 0.05$$



<u>ภาพที่ 27</u> กราฟแสดงการหาค่า k_{obi}

ที่มา: Van der spek (2000)

2. หาค่าสัมประสิทธิ์ต้านทานการไหลผ่านสิ่งกีดขวางปล่องปล่อยลมทางออก (k_{obo})

โดยที่

พื้นที่สิ่งกีดขวางปากปล่องลมทางออก (F_{obo}) = 1.3563 m^2

ระยะติดตั้งสิ่งกีดขวางปากปล่องลมทางออกถึงปลายใบพัดลม ($H_{ob,out}$) = 0.6465 m

หาอัตราส่วนพื้นที่สิ่งกีดขวางทางออก ($A^{/}_{out}$)

จากข้อมูลข้อ 2.1

A_H = 13.563 m^2

สมการ

$$A^{/}_{out} = \frac{F_{obo}}{A_H}$$

$$= \frac{1.3563}{13.563}$$

$$= 0.10$$

หาค่าอัตราส่วนระยะทางสิ่งกีดขวางทางออก ($D^{/}_{out}$)

จากข้อมูลข้อ 2.1

D_H = 4.31 m

สมการ

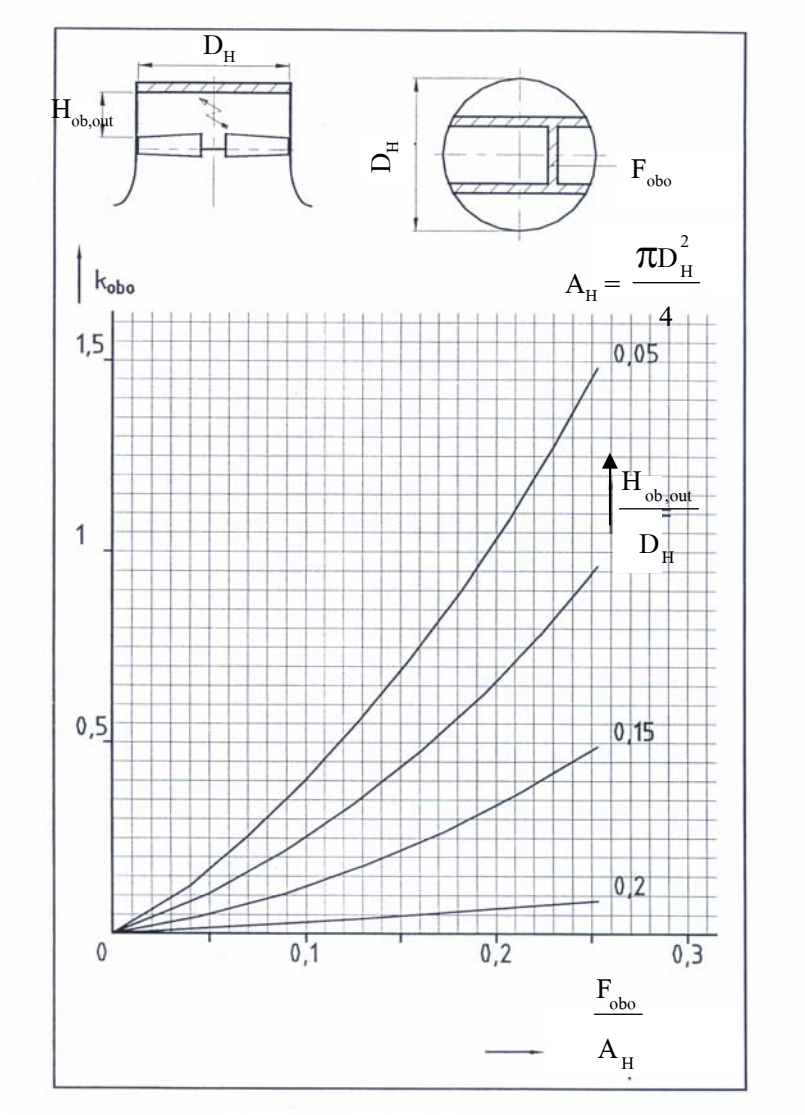
$$D^{/}_{out} = \frac{H_{ob,out}}{D_H}$$

$$= \frac{0.6465}{4.31}$$

$$= 0.15$$

นำค่าดังกล่าวไปเปิดกราฟภาพที่ 28 เพื่อหาค่า K_{obo} จากกราฟจะได้

k_{obo} = 0.12



<u>ภาพที่ 28</u> กราฟแสดงการหาค่า K_{obo}

ที่มา: Van der spek (2000)

ดังนั้น

$k_{ob} = k_{obi} + k_{obo}$

$= 0.05 + 0.12$

$= 0.17$

หาค่า ν_{obi} สามารถหาได้ดังนี้

จากข้อมูลตารางที่ 5 และข้อ 2.1

สมการ

$$\nu_{obi} = \frac{4\dot{\forall}_a}{[\pi(D_F^2 - D_{hub}^2)]}$$

$$= \frac{4(10{,}309.8\,m^3/min)}{[\pi(4.27^2 - 1.06^2)]}$$

$= 767.24$ m/min

$= 12.79$ m/s

$= 2517.72$ ft/min

หาค่าความดันสูญเสียเกิดจากสิ่งกีดขวางปล่องปล่อยลม (ΔP_{ob})

จากข้อมูลข้อ 1 หรือภาคผนวก ซ

$\rho_{a,out} = 1.136$ kg/m^3

สมการ

$\Delta P_{ob} = (K_{ob})\ (0.5)\ (\rho)\ (\nu_{obi})^2$

$= (0.17)\ (0.5)\ (1.136)\ (12.79)^2$

$= 15.80$ Pa

$= 0.0635$ in-wg

<u>ขั้นตอนที่ 7</u> หาค่าความดันสูญเสียเกิดจากช่องว่างปลายใบพัดลมกับตัวเรือนพัดลม(ΔP_{tpcl})

หาค่าความดันสถิตของตัวหอทำน้ำเย็น (SP_e)

สำหรับความดันสถิตของอุปกรณ์ประกอบหอทำน้ำเย็น (SP_e) เป็นความดันที่เกิดจากผลรวมของความดันของส่วนบานเกล็ดช่องลมทางเข้า, แผงขยายฟิล์มน้ำ, หัวกระจายน้ำและแผงกันละอองน้ำ สามารถหาค่าต่างๆ ได้ดังนี้

สมการ

$$SP_e = \Delta P_{lou} + \Delta P_{fill} + \Delta P_{dis} + \Delta P_{de}$$

$$= 0.0314 + 0.207 + 0 + 0.048$$

$$= 0.2864 \text{ in-wg}$$

หาค่าความต้านทานการไหลของช่องว่างปลายใบพัดลมกับตัวเรือนพัดลม (R_{tpcl})

จากเอกสาร Van der sper (2000) ช่องว่างของใบพัดกับตัวเรือนพัดลม (Cl) ซึ่งเป็นอัตราส่วนของระยะห่างระหว่างปลายใบพัดลมกับตัวเรือนพัดลมต่อเส้นผ่านศูนย์กลางของพัดลม

$$Cl = \frac{2S}{D_F}$$

โดยที่

$$S = S_{min} = 0.0066\, D_F$$

ดังนั้น

$$Cl = \frac{2S}{D_F} = 0.0066$$

$$= 0.66\%$$

นำค่า Cl ไปเปิดกราฟจากภาพที่ 29

จะได้

R_{tpcl} = 0.0075

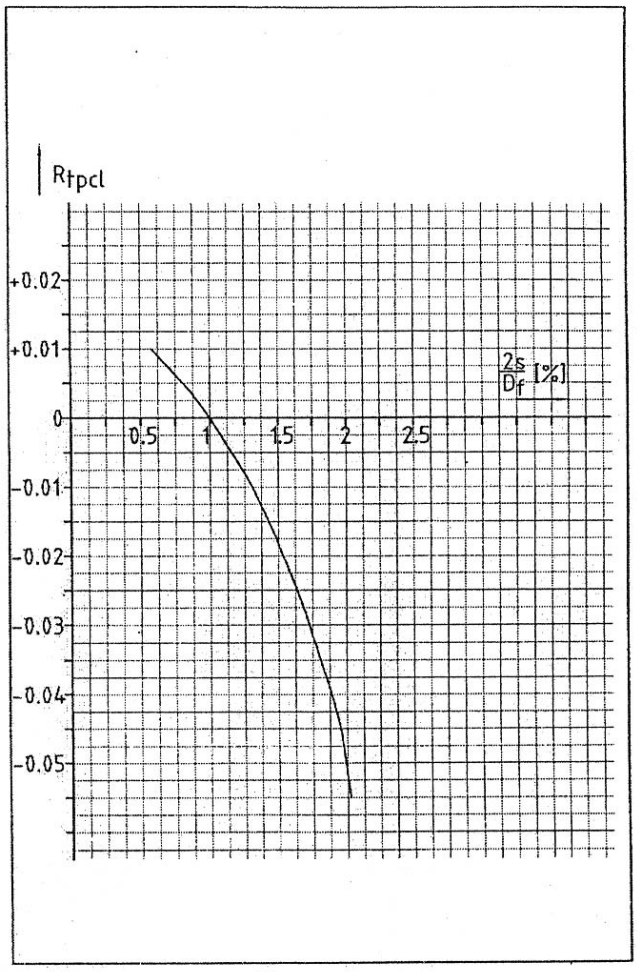
สมการ

ΔP_{tpcl} = (R_{tpcl}) (SP)

โดยที่

R_{tpcl} = ความต้านทานการไหลของช่องว่างปลายใบพัดลมกับตัวเรือนพัดลม

SP_e = ความดันสถิตของตัวหอทำน้ำเย็น



ภาพที่ 29 กราฟแสดงการหาค่า R_{tpcl}

ที่มา: Van der spek (2000)

จากสมการ

ΔP_{tpcl} = $(R_{tpcl})\ (SP_e)$

= (0.0075) (0.2864)

= 0.002148 in-wg

<u>ขั้นตอนที่ 8</u> หาค่าความเร็วอากาศผ่านสิ่งกีดขวางปากปล่องปล่อยลมทางออก (ν_{obo})

หาค่าพื้นที่ปากปล่องปล่อยลมทางออก (A_{outlet})

จากข้อมูลข้อที่ 2.1

D_{outlet} = 4.74 m.

สมการ

$$A_{outlet} = \frac{\pi D^2_{outlet}}{4}$$

$$= \frac{\pi(4.74\ \text{m})^2}{4}$$

$$= 17.65\ \text{m}^2$$

หาค่าความเร็วอากาศผ่านสิ่งกีดขวางปากปล่องลมทางออก (ν_{obo})

จากข้อมูลตารางที่ 4 และข้อมูลข้อ 2.1

$\dot{\forall}_a$ = 10,309.8 m^3/min

A_{outlet} = 17.65 m^2

สมการ

$\dot{\forall}_a = \nu_{obo} A_{outlet}$

$$\nu_{obo} = \frac{\dot{\forall}_a}{A_{outlet}}$$

$$= \frac{(10{,}309.8\text{m}^3/\text{min})}{(17.65\text{m}^2)}$$

= 584.125 m/min

= 9.74 m/s

= 1917.32 ft/min

<u>ขั้นตอนที่ 9</u> หาค่าความดันที่ได้คืนในช่วงดิฟฟิวเซอร์ (ΔP_{diff})

จากข้อมูลขั้นตอนที่ 6 และ 8

สมการ

ΔP_{diff} = (0.75) (0.5) (ρ) ($\nu_{obo}^2 - \nu_{obi}^2$)

= (0.75) (0.5) (1.136) ($9.74^2 - 12.79^2$)

= -29.27 Pa

= -0.118 in-wg

<u>ขั้นตอนที่ 10</u> หาค่าความดันสถิตที่ผ่านอุปกรณ์หอทำน้ำเย็น (SP)

สมการ

SP = $\Delta P_{lou} + \Delta P_{fill} + \Delta P_{dis} + \Delta P_{d.c} + \Delta P_{inlet} + \Delta P_{ob} + \Delta P_{tpcl} + \Delta P_{diff}$

= 0.0314+0.207+0+0.048+0+0.0635+0.002148 – 0.118 in-wg

= 0.234 in-wg

<u>ขั้นตอนที่ 11</u> หาค่าความดันสถิติที่สภาวะมาตรฐาน (SP_{std})

ปรับแก้ค่าความดันสถิตให้อยู่ในภาวะมาตรฐาน

(70^{o}F.1 atm และความชื้นสัมพันธ์ 50%)

สภาวะในการพิจารณา พิจารณาอากาศที่ทางเข้าพัดลม ณ สภาวะที่ h_2

จากข้อมูลตารางที่ 4

h_2 = 35.2551 kcal/kg

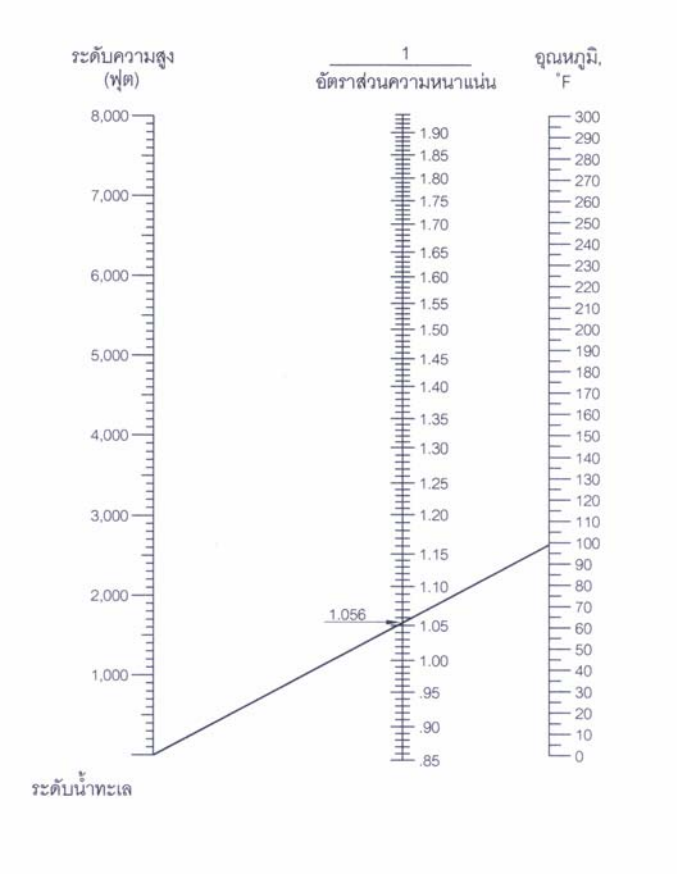
$T_{wb,2}$ = 37.67 ^{o}C

= 99.806 ^{o}F

ประเทศไทยมีระดับความสูง 6ft จากระดับน้ำทะเลนำค่าไปเปิดกราฟจากภาพที่ 30 จะได้

1/อัตราส่วนความหนาแน่น = 1.056

อัตราส่วนความหนาแน่น = 0.95



<u>ภาพที่ 30</u> โนโมกราฟค่าแก้ความหนาแน่นของอากาศ

ที่มา: มนตรี (2549)

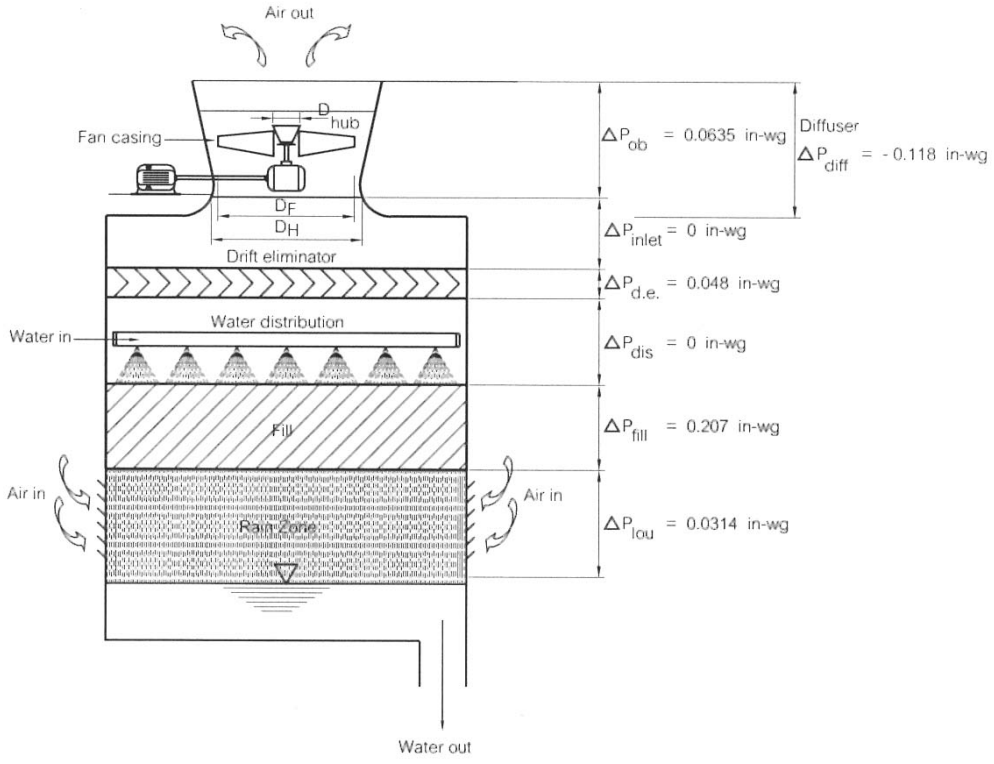
สมการ

$$SP_{std} = \frac{\text{ความดันสถิต}}{\text{อัตราส่วนความหนาแน่น}}$$

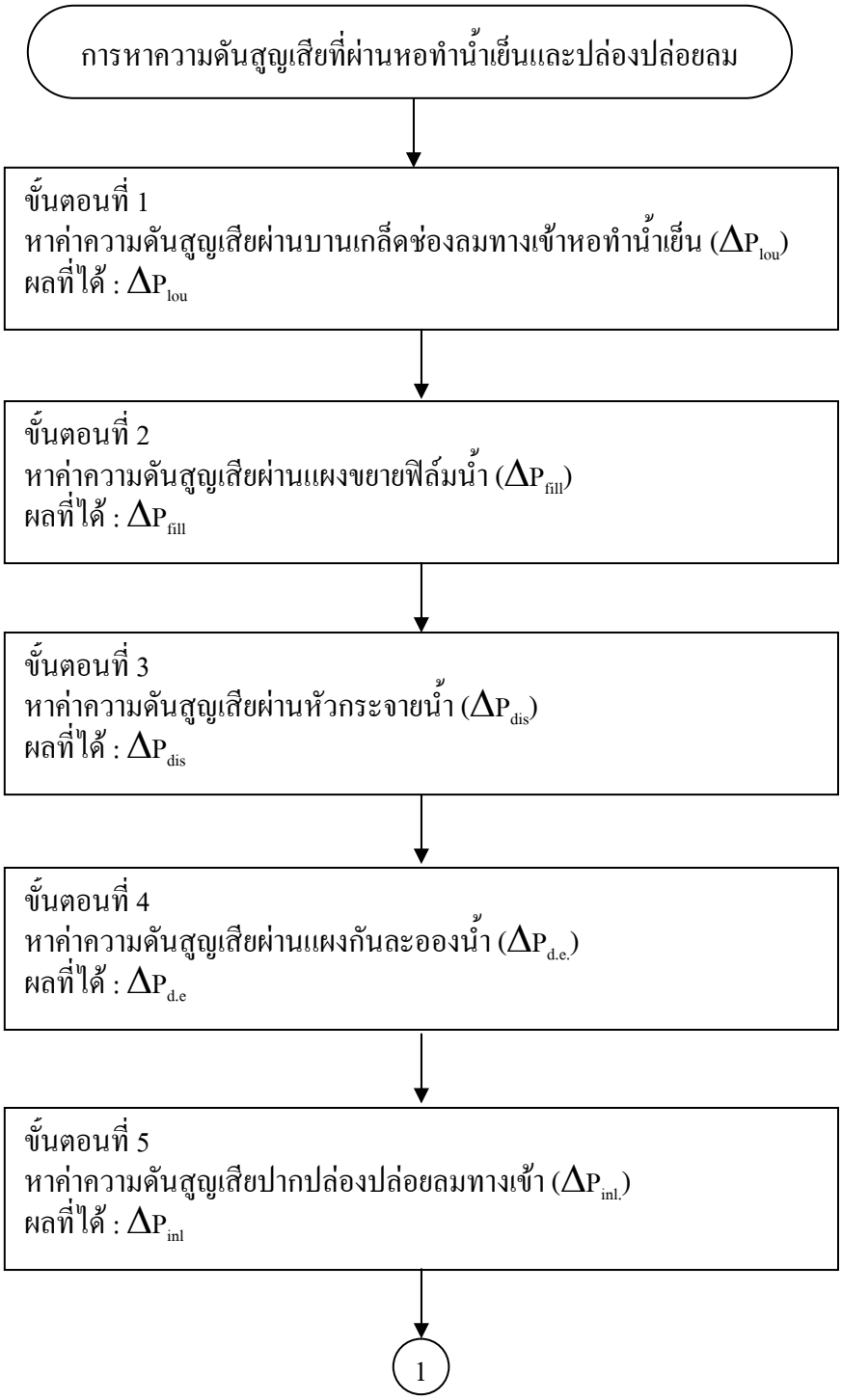
$$= \frac{0.234}{0.95}$$

$$= 0.246 \text{ in-wg}$$

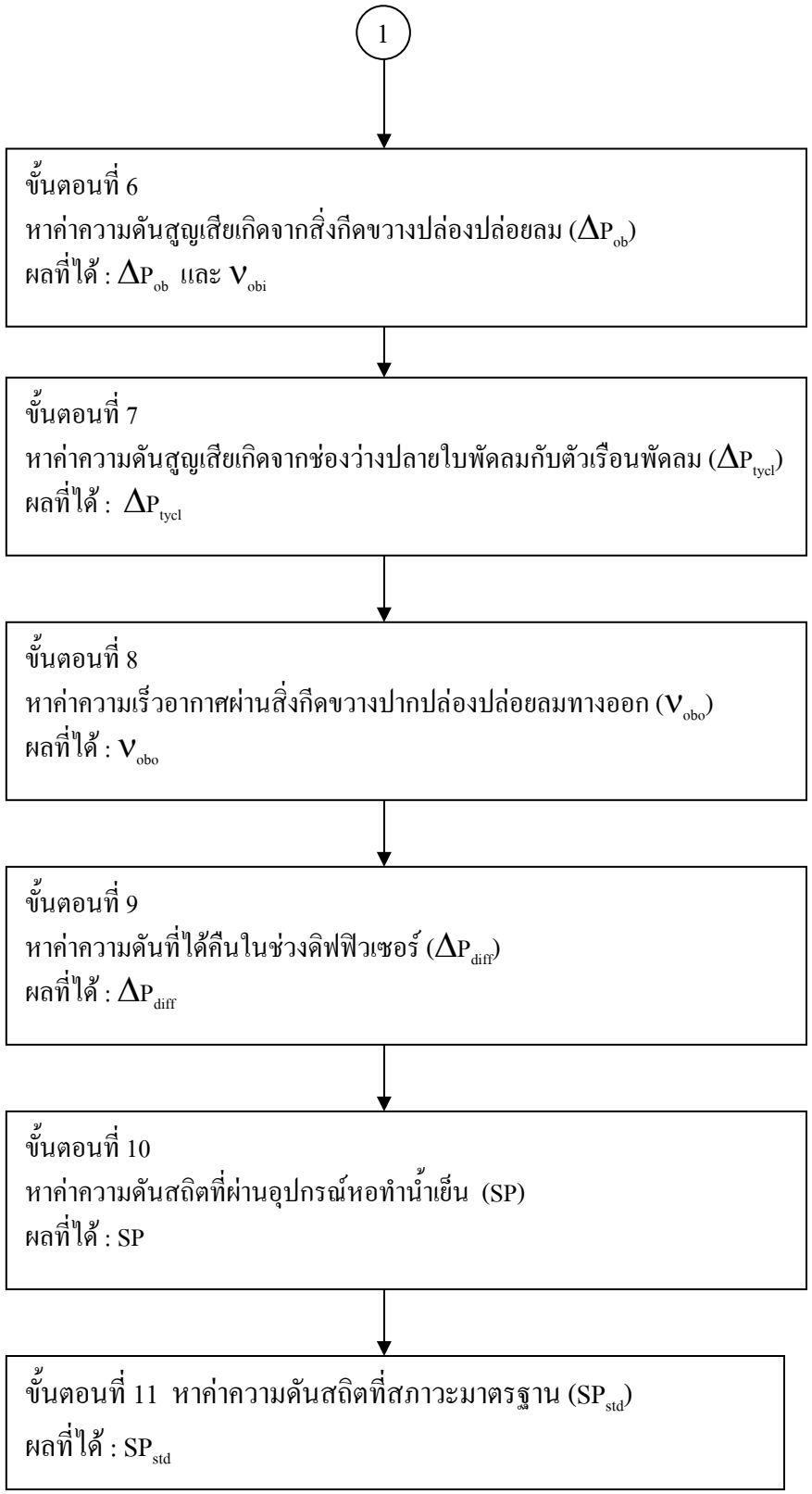
ความดันสถิตที่ภาวะมาตรฐาน (SP_{std}) = 0.246 in-wg



<u>ภาพที่ 31</u> แสดงผลความดันสูญเสียตามส่วนต่างๆ ของหอทำน้ำเย็น



<u>ภาพที่ 32</u> แผนผังแสดงขั้นตอนการหาความดันสูญเสียที่ผ่านหอทำน้ำเย็น


1
ขั้นตอนที่ 6
หาค่าความดันสูญเสียเกิดจากสิ่งกีดขวางปล่องปล่อยลม (ΔP_{ob})
ผลที่ได้ : ΔP_{ob} และ ν_{obi}
ขั้นตอนที่ 7
หาค่าความดันสูญเสียเกิดจากช่องว่างปลายใบพัดลมกับตัวเรือนพัดลม (ΔP_{tycl})
ผลที่ได้ : ΔP_{tycl}
ขั้นตอนที่ 8
หาค่าความเร็วอากาศผ่านสิ่งกีดขวางปากปล่องปล่อยลมทางออก (ν_{obo})
ผลที่ได้ : ν_{obo}
ขั้นตอนที่ 9
หาค่าความดันที่ได้คืนในช่วงดิฟฟิวเซอร์ (ΔP_{diff})
ผลที่ได้ : ΔP_{diff}
ขั้นตอนที่ 10
หาค่าความดันสถิตที่ผ่านอุปกรณ์หอทำน้ำเย็น (SP)
ผลที่ได้ : SP
ขั้นตอนที่ 11 หาค่าความดันสถิตที่สภาวะมาตรฐาน (SP_{std})
ผลที่ได้ : SP_{std}

<u>ภาพที่ 32</u> (ต่อ)

2.3 <u>การหาขนาดพัดลมหอทำน้ำเย็น</u>

สำหรับการหาขนาดพัดลมของหอทำน้ำเย็น ได้ดำเนินการคำนวณในขั้นตอนต่างๆ เพื่อหาค่าตามสมการคณิตศาสตร์พื้นฐานและเอกสารอ้างอิงประกอบ ซึ่งได้มีการกำหนดขั้นตอนคำนวณตามลำดับดังต่อไปนี้

<u>ขั้นที่ตอนที่ 1</u> หาอัตราเร็วปลายใบพัด (Tip speed)

จากเอกสาร Monroe (1974)

แนะนำค่าออกแบบโดยกำหนดอัตราเร็วปลายใบพัดสูงสุด คือ 12,000 ft/min

ดังนั้นในการพิจารณาเลือก

อัตราเร็วปลายใบพัด (Tip Speed) = 12000 ft/min

<u>ขั้นตอนที่ 2</u> หาจำนวนรอบของพัดลม (rpm)

จากเอกสาร Monroe (1973)

สมการ

$$\text{จำนวนรอบของพัดลม (rpm)} = \frac{\text{Tip speed}}{(\pi)(\text{Fan dia})}$$

$$= \frac{12000\ \text{ft/min}}{(\pi)(14\ \text{ft})}$$

$$= 272.8\ \text{rpm}$$

$$= 273\ \text{rpm}$$

โดยที่

Fan dia= 14 ft จากข้อมูล 2.1

<u>ขั้นตอนที่ 3</u> หาค่าอัตราส่วนความเร็ว (Speed Factor)

]

จากเอกสาร Monroe (1974)

สมการ

$$\text{Speed Factor (Flow)} = \frac{\text{curve speed (อัตราเร็วปลายใบพัดสูงสุด)}}{\text{actual speed (อัตราเร็วปลายใบพัดที่เลือกใช้)}}$$

$$= \frac{12{,}000 \text{ ft/min}}{12000 \text{ ft/min}}$$

$$= 1$$

<u>ขั้นตอนที่ 4</u> หาค่าปริมาณอากาศที่ผ่านพัดลมค่าปรับแก้ ($\dot{\forall}_{fan,corr}$)

จากเอกสาร Monroe (1974)

สมการ

$$\dot{\forall}_{fan,corr} = (\dot{\forall}_a)\,[\text{Speed factor (flow)}]$$

$$= (364{,}087.49)(1)$$

$$= 364{,}087.49 \text{ ft}^3/\text{min}$$

โดยที่

$$\dot{\forall}_a = 364{,}087.49 \text{ ft}^3/\text{min}$$

จากข้อมูลตารางที่ 5

<u>ขั้นตอนที่ 5</u> หาค่าความเร็วอากาศที่ผ่านพัดลมค่าปรับแก้ ($\nu_{fan,corr}$)

จากเอกสาร Van der spek (2000)

และจากข้อมูลข้อ 2.1 และขั้นตอนที่ 4

สมการ

$$\nu_{fan,corr} = \frac{4\dot{\forall}_{fan,corr}}{[\pi(D_F^2 - D_{hub}^2)}$$

$$= \frac{4(364,087.49)}{[\pi(14^2 - 3.5^2)]}$$

$$= 2522.83 \text{ ft/min}$$

<u>ขั้นตอนที่ 6</u> หาค่าความดันความเร็วอากาศผ่านพัดลมที่สภาวะมาตรฐาน (VP_{std})

จากเอกสาร Van der spek (1979)

สมการ

$$VP_{std} = \frac{(\dot{\forall}_{fan,corr})^2}{(\text{Net Free Flow Area} \times 4005)^2}$$

โดยที่

$$\text{Net Free Flow Area} = \frac{\pi}{4}(D_F^2 - D_{hub}^2)$$

$$= \frac{\pi}{4}(14^2 - 3.5^2)$$

$$= 144.32 \text{ ft}^2$$

ดังนั้น

$$VP_{std} = \frac{(364,087.49)^2}{(144.32 \times 4005)^2}$$

$$= 0.397 \text{ in-wg}$$

<u>ขั้นตอนที่ 7</u> หาค่าความดันทั้งหมดของอากาศที่สภาวะมาตรฐาน (TP_{std})

จากเอกสาร Van der spek (1993)

และจากข้อมูลข้อ 2.2 และขั้นตอนที่ 6

สมการ

TP_{std} = $SP_{std} + VP_{std}$

= 0.246 + 0.397 in - wg

= 0.643 in – wg

สำหรับค่า TP_{std} ที่ถูกต้อง

$TP_{std,corr}$ = $(TP_{std})[\text{Speed Factor (flow)}]^2$

= $(0.643)(1)^2$

= 0.643 in-wg

<u>ขั้นตอนที่ 8</u> หากำลังม้าเบรกของพัดลม [Horse power (HP)]

จากข้อมูลในข้อ 2.3

สมการ

$$HP = \frac{(\text{Total Pressure}) \times (\dot{\forall}_{fan,corr})}{(6356) \times (\text{Eff})}$$

$$= \frac{(0.643 \times 364{,}087.49)}{(6356 \times 0.75)}$$

= 49.11

จากข้อมูลข้อ 2.2

อัตราส่วนความหนาแน่น = 0.95

กำลังม้าเบรกของพัดลม (ที่ภาวะทำงานจริง) (HP_{act})

สมการ

HP_{act} = (HP) (อัตราส่วนความหนาแน่น)

= (49.11) (0.95)

= 46.65

สำหรับในการคำนวณกำลังม้าเบรกของพัดลมในการทำงานจริงอาจจะมีความคลาดเคลื่อนในการติดตั้งอุปกรณ์ต่างๆ

ดังนั้นในการคำนวณจึงได้ใช้ตัวประกอบความปลอดภัย 10 เปอร์เซ็นต์ในการเลือกขนาดกำลังม้าเบรกของพัดลม

จะได้

HP_{act} = (46.65)(1.1)

= 51.32

นำกำลังม้าเบรกของพัดลม (ที่ภาวะทำงานจริง) มีค่า 51.32 hp นำค่าดังกล่าวไปพิจารณา ภาคผนวก ฌ ตารางภาคผนวกที่ 13 พิจารณาเลือกมอเตอร์ขนาด 6-pole, 50 Hz จะได้ขนาดมอเตอร์ดังนี้

กำลังไฟฟ้า = 45 kw (60 hp)

จำนวนรอบของมอเตอร์ = 985 rpm

จากข้อมูลขั้นตอนที่ 2 จำนวนรอบของพัดลม = 273 rpm

ดังนั้น

ขนาดเฟืองทด = $\frac{985}{273}$ = 3.6 = 4 รอบ

ดังนั้นอัตราเฟืองทดที่ใช้ = 4 : 1

<u>ขั้นตอนที่ 9</u> หาค่าความดันที่สร้างขึ้นต่อใบพัด 1 ใบ (P_b)

จากข้อมูลที่ผ่านมา

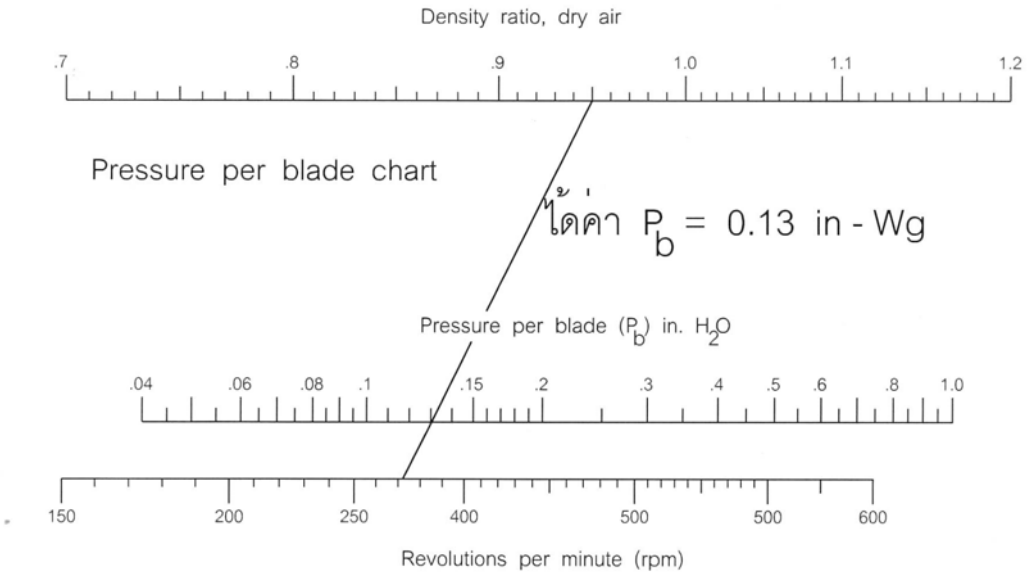
อัตราส่วนความหนาแน่น = 0.95

จำนวนรอบของมอเตอร์ = 273 rpm

นำค่าดังกล่าวไปเปิดกราฟจากภาพที่ 33

จะได้

P_b = 0.13 in-wg



<u>ภาพที่ 33</u> กราฟแสดงการหาค่า P_b

ที่มา: Burger (1921)

<u>ขั้นตอนที่ 10</u> หาจำนวนใบพัดลม

จากข้อมูลที่ผ่านมา

TP_{std} = 0.641 in-wg

P_b = 0.13 in-wg

นำค่าดังกล่าวไปเปิดกราฟจากภาพที่ 34

จะได้

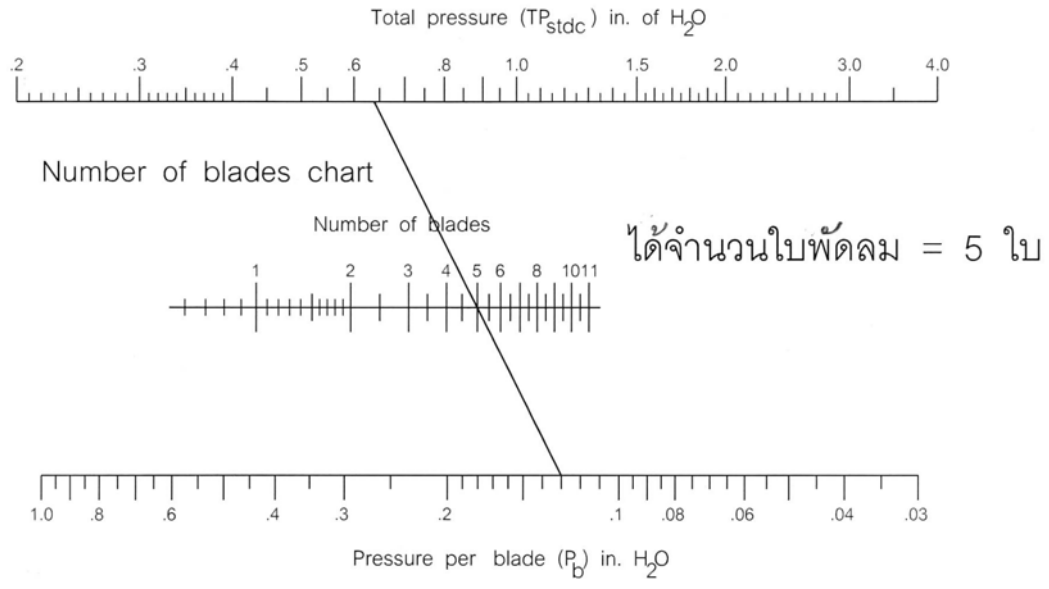
จำนวนใบพัด = 5 ใบ

ผลการคำนวณพัดลม

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง = 14ft

จำนวนใบพัด = 5 ใบ

เมื่อนำผลการคำนวณเปรียบเทียบกับผลิตภัณฑ์ที่จำหน่าย ในท้องตลาดจากภาคผนวก ฌ ตารางภาคผนวกที่ 7 ขนาดดังกล่าวมีจำหน่าย



<u>ภาพที่ 34</u> กราฟแสดงการหาจำนวนใบพัด

ที่มา: Burger (1921)

<u>ขั้นตอนที่ 11</u> หาระยะพิตช์บนเส้นผ่านศูนย์กลางของดุมพัดลม

จากข้อมูลที่ผ่านมา

$\nu_{fan,corr}$ = 2522.83 ft/min

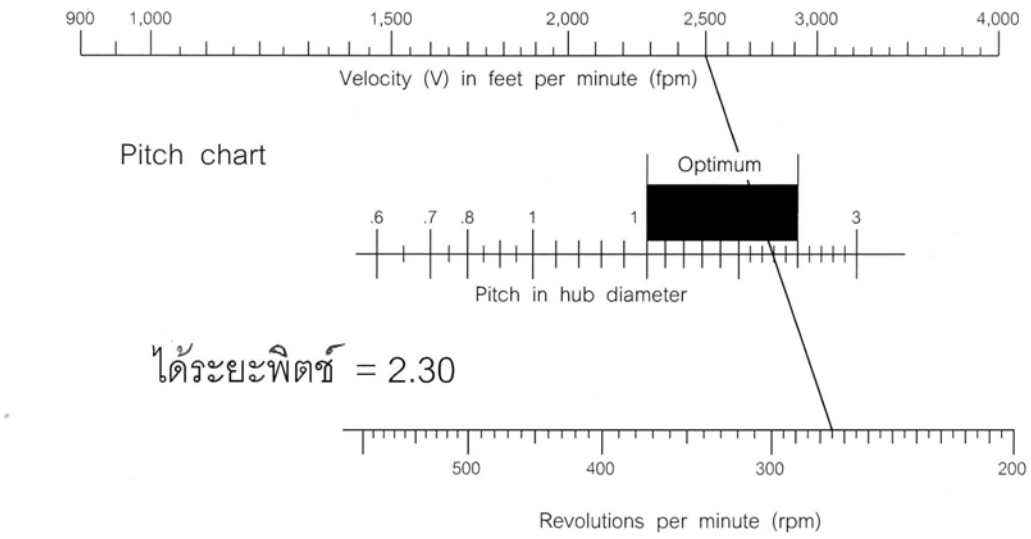
rpm = 273

นำค่าดังกล่าวไปเปิดกราฟ จากภาพที่ 35

จะได้

ระยะพิตช์ = 2.3

ค่าระยะพิตช์อยู่ในช่วง optimum ค่า $\nu_{fan,corr}$, rpm และ Tip speed สามารถใช้ได้ แต่ถ้าค่าระยะพิตช์ไม่อยู่ในช่วง optimum ต้องเลือกค่า Tip speed ใหม่ และคำนวณซ้ำ ตั้งแต่ขั้นตอนที่ 1 จนถึงขั้นตอนที่ 11



<u>ภาพที่ 35</u> กราฟแสดงการหาค่าระยะพิตช์

ที่มา: Burger (1921)

<u>ขั้นตอนที่ 12</u> หามุมกระจายลมสูงสุด

จากข้อมูลที่ผ่านมา

ระยะพิตช์ = 2.3

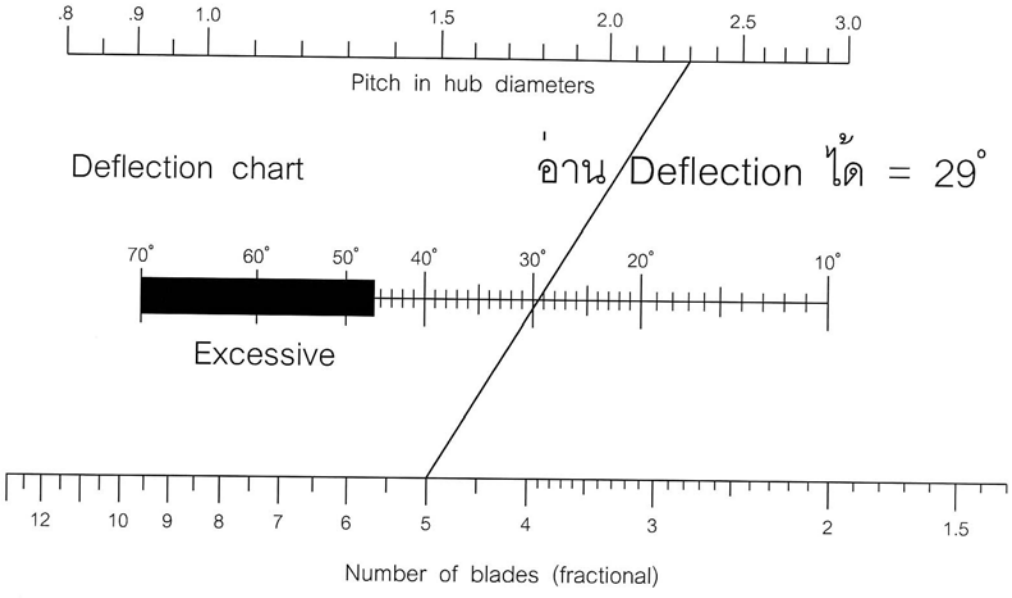
จำนวนใบพัด = 5

นำค่าดังกล่าวไปเปิดกราฟ จากภาพที่ 36

จะได้

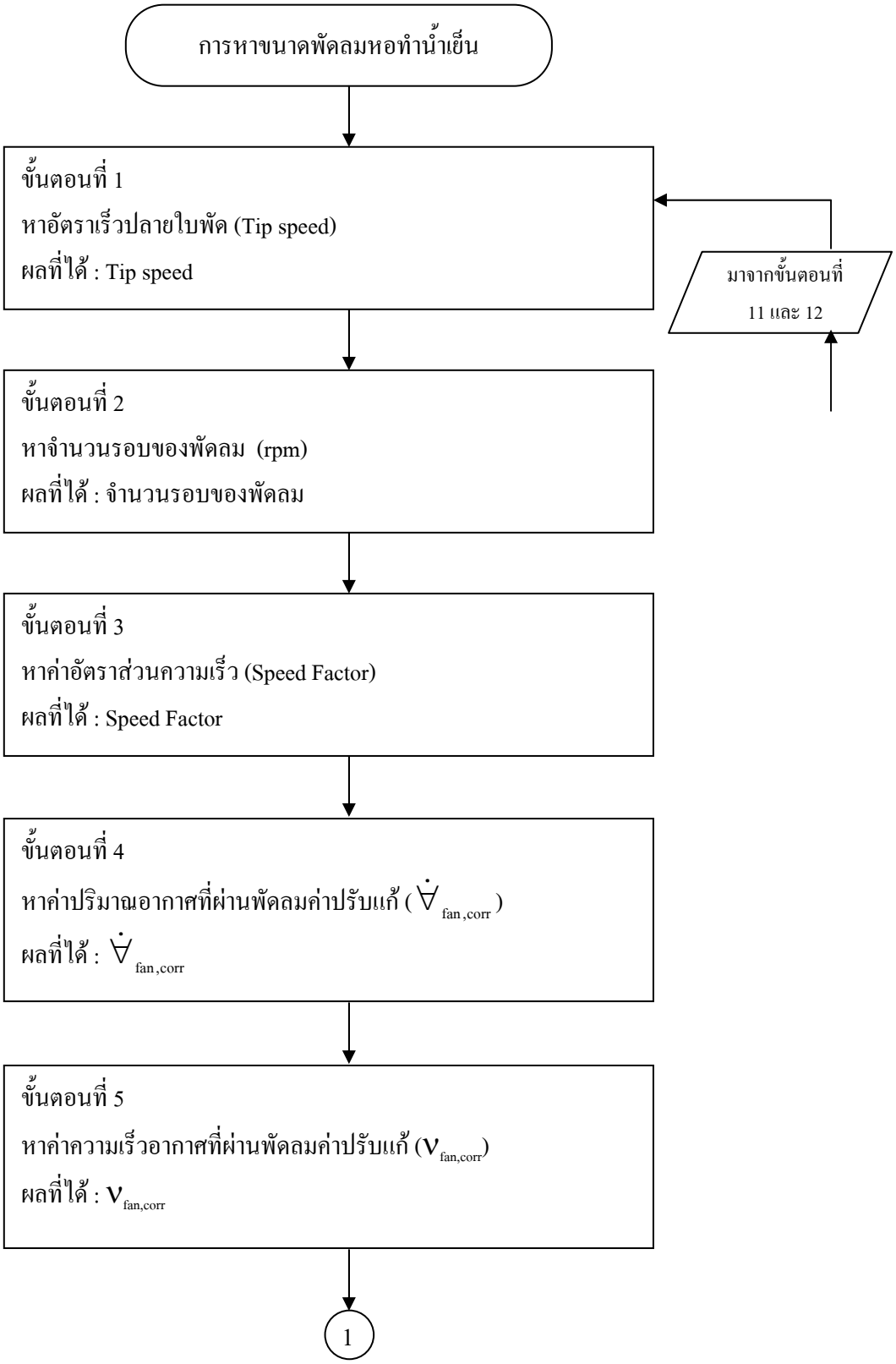
มุมกระจายลมสูงสุด = 29^{o}

ขนาดพัดลมดังกล่าวสามารถใช้ได้ เนื่องจากมุมกระจายลมสูงสุดไม่เกิน 45^{o} ดังนั้น ค่า $\nu_{fan,corr}$, ระยะพิตช์ , Tip speed และจำนวนใบพัดลมสามารถใช้ได้ แต่ถ้ามุมกระจายลมสูงสุด เกิน 45^{o} ต้องเลือกค่า Tip speed ใหม่และคำนวณซ้ำ ตั้งแต่ขั้นตอนที่ 1 จนถึงขั้นตอนที่ 12

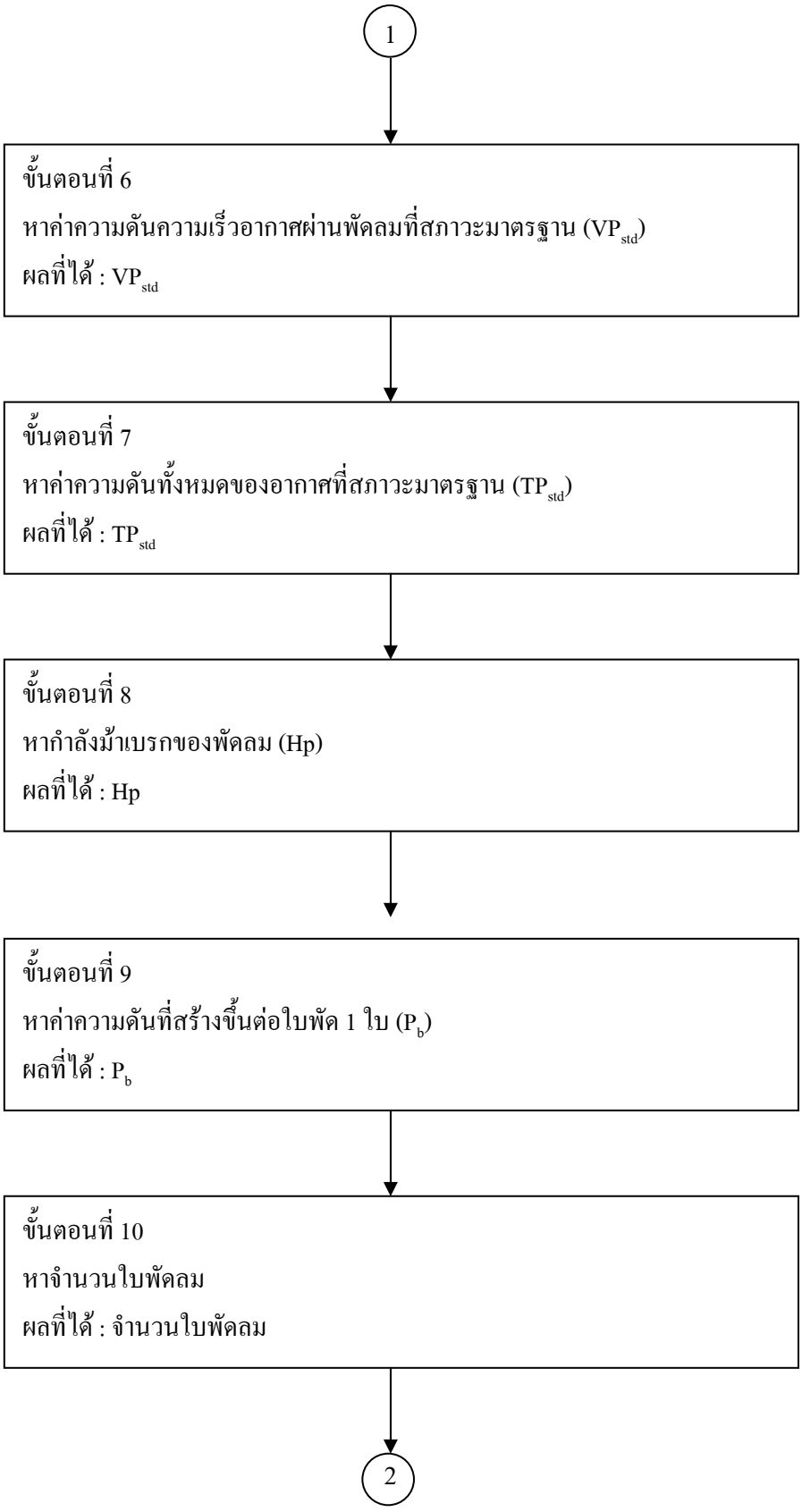


<u>ภาพที่ 36</u> กราฟแสดงการหามุมกระจายลมสูงสุด

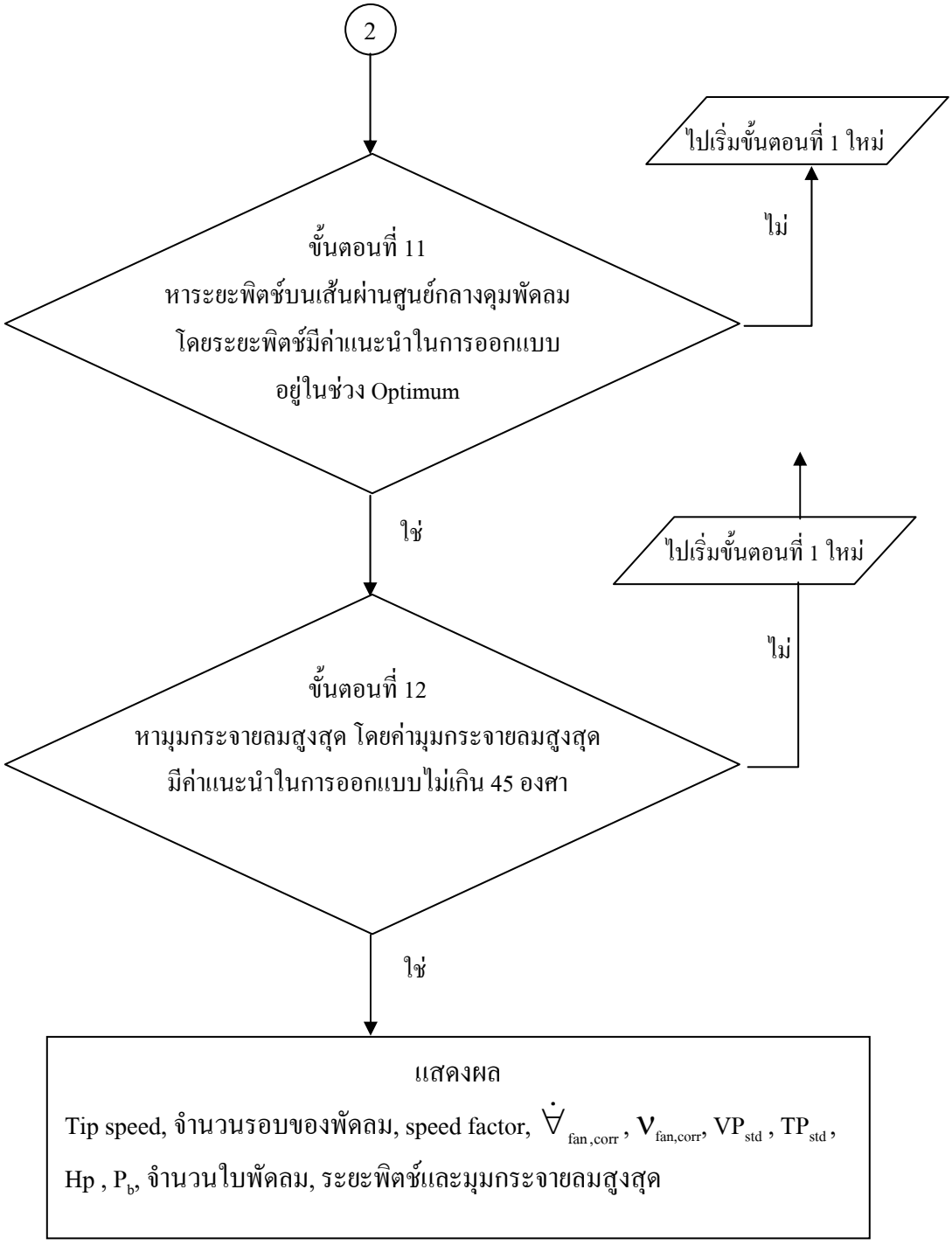
ที่มา: Burger (1921)



ภาพที่ 37 แผนผังแสดงขั้นตอนการหาขนาดพัดลมหอทำน้ำเย็น

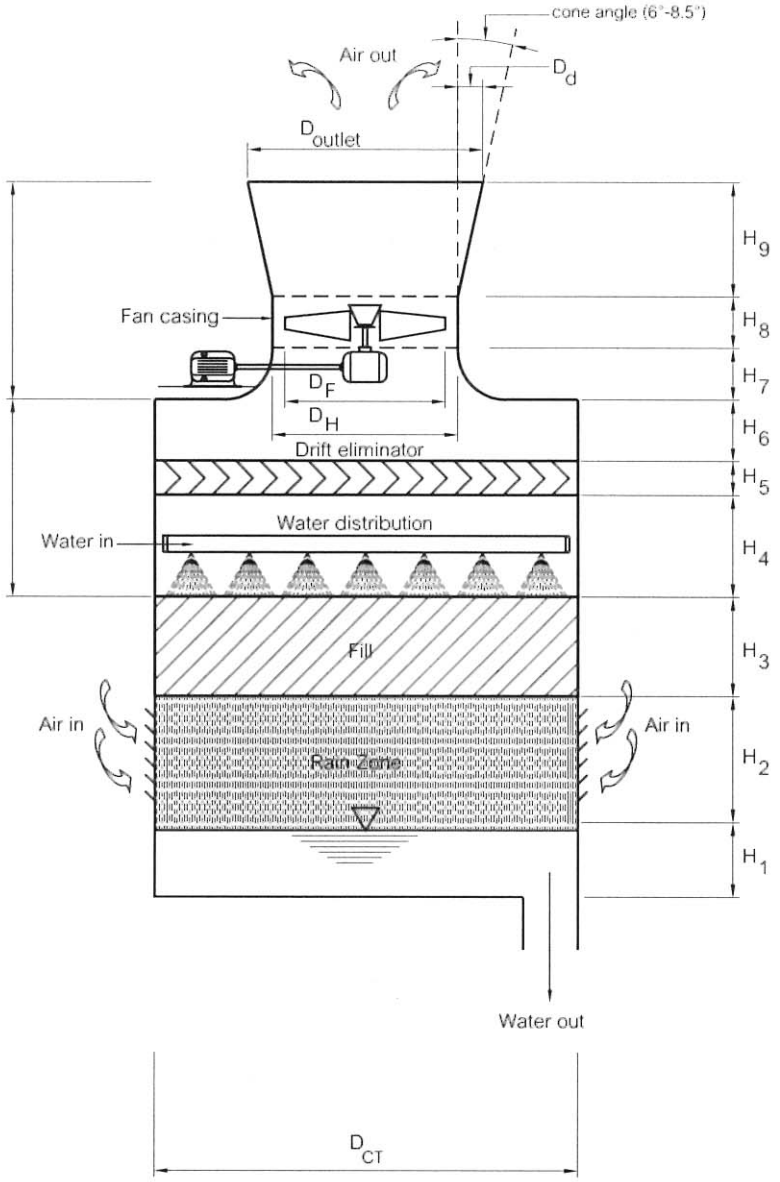

1
ขั้นตอนที่ 6
หาค่าความดันความเร็วอากาศผ่านพัดลมที่สภาวะมาตรฐาน (VP_{std})
ผลที่ได้ : VP_{std}
ขั้นตอนที่ 7
หาค่าความดันทั้งหมดของอากาศที่สภาวะมาตรฐาน (TP_{std})
ผลที่ได้ : TP_{std}
ขั้นตอนที่ 8
หากำลังม้าเบรกของพัดลม (Hp)
ผลที่ได้ : Hp
ขั้นตอนที่ 9
หาค่าความดันที่สร้างขึ้นต่อใบพัด 1 ใบ (P_b)
ผลที่ได้ : P_b
ขั้นตอนที่ 10
หาจำนวนใบพัดลม
ผลที่ได้ : จำนวนใบพัดลม
2

ภาพที่ 37 (ต่อ)


2
ไปเริ่มขั้นตอนที่ 1 ใหม่
ไม่
ขั้นตอนที่ 11
หาระยะพิตช์บนเส้นผ่านศูนย์กลางดุมพัดลม
โดยระยะพิตช์มีค่าแนะนำในการออกแบบ
อยู่ในช่วง Optimum
ใช่
ไปเริ่มขั้นตอนที่ 1 ใหม่
ไม่
ขั้นตอนที่ 12
หามุมกระจายลมสูงสุด โดยค่ามุมกระจายลมสูงสุด
มีค่าแนะนำในการออกแบบไม่เกิน 45 องศา
ใช่
แสดงผล
Tip speed, จำนวนรอบของพัดลม, speed factor, $\dot{\forall}_{fan,corr}$, $\nu_{fan,corr}$, VP_{std}, TP_{std},
Hp , P_b, จำนวนใบพัดลม, ระยะพิตช์และมุมกระจายลมสูงสุด

<u>ภาพที่ 37</u> (ต่อ)

2.4 การหาขนาดความสูงหอทำน้ำเย็น



ภาพที่ 38 แสดงความสูงส่วนต่างๆ ของหอทำน้ำเย็น

ขั้นตอนการคำนวณ

ขั้นตอนที่ 1 หาขนาดความสูงของถาดรับน้ำเย็น (H_1)

ความสูงของถาดรับน้ำต้องมีขนาดเพียงพอที่จะไม่ทำให้เกิดปัญหาการไหลวนและมีอากาศเข้าไปในท่อดูด ซึ่งจะมีผลเสียต่อเครื่องสูบได้ ค่าความสูงที่จะไม่ทำให้เกิดปัญหาดังกล่าว เรียกว่าระดับน้ำต่ำสุดเหนือก้นบ่อ ซึ่งในการหาค่าระดับน้ำต่ำสุดเหนือก้นบ่อนั้น ต้องทราบอัตราการสูบน้ำของเครื่องสูบน้ำ

สำหรับหอทำน้ำเย็นที่ทำการคำนวณมีขนาด

อัตราการสูบน้ำของเครื่องสูบน้ำ = 866.7 m^3/hr

จากกราฟในภาพที่ 39

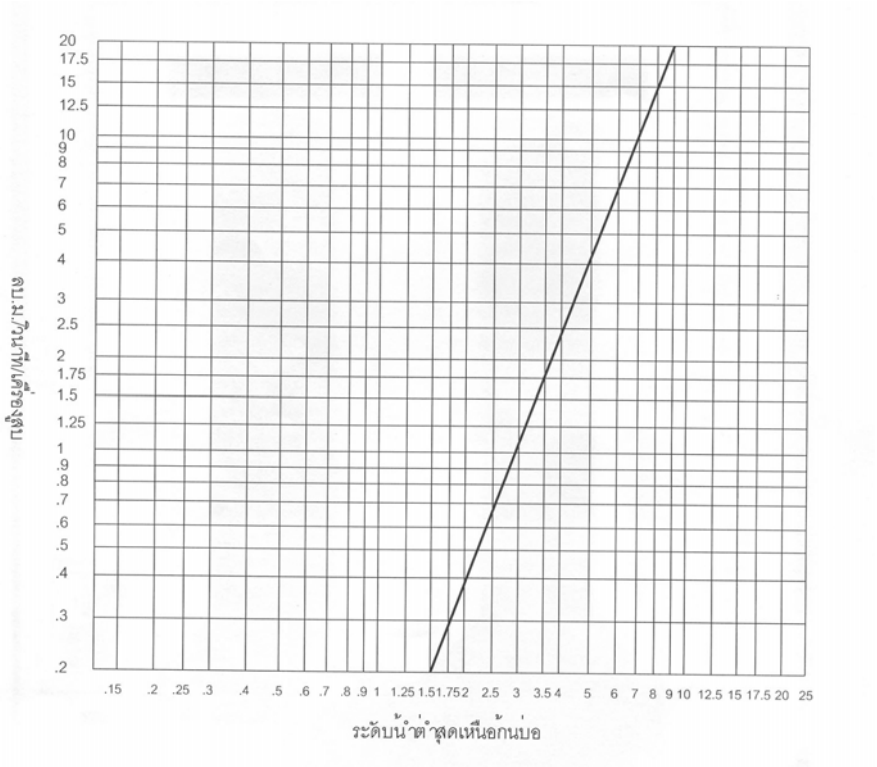
จะได้

ระดับน้ำต่ำสุดเหนือกับบ่อ = 1.6 m

ซึ่งระดับน้ำต่ำสุดเหนือก้นบ่อมีค่าเท่ากับความสูงของถาดรับน้ำเย็น

ดังนั้น

ความสูงของถาดรับน้ำเย็น (H_1) = 1.6 m



<u>ภาพที่ 39</u> แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสูบน้ำและระดับน้ำต่ำสุดเหนือก้นบ่อ
ที่มา: ธงชัย (2535)

<u>ขั้นตอนที่ 2</u> หาขนาดความสูงจากระดับส่วนบนของถาดรับน้ำเย็นถึงแผงขยายฟิล์มน้ำ (H_2)

ความสูงจากระดับส่วนบนของถาดรับน้ำเย็นถึงแผงขยายฟิล์มน้ำมีค่าเท่ากับความสูงของบานเกล็ดช่องลมทางเข้าโดยมีขนาดดังนี้

จากข้อมูลข้อ 1.2

ความสูงของบานเกล็ดช่องลมเข้า = 1.3725 m.

ดังนั้น

ความสูงจากระดับส่วนบนของถาดรับน้ำเย็นถึงแผงขยายฟิล์มน้ำ (H_2) = 1.3725 m.

<u>ขั้นตอนที่ 3</u> หาขนาดความสูงของแผงขยายฟิล์มน้ำ (H_3)

จากข้อมูลข้อ 1.2

ความสูงของแผงขยายฟิล์มน้ำ (H_3) = 1.22 m.

<u>ขั้นตอนที่ 4</u> หาขนาดความสูงจากแผงขยายฟิล์มน้ำถึงปากปล่องปล่อยลมเข้า (H_{11})

จากการคำนวณมุมกระจายลมสูงสุดที่ได้ในข้อ 2.3

มุมกระจายลมสูงสุดเป็นค่ามุมจากปลายแผง

ขยายฟิล์มน้ำถึงปากปล่องปล่อยลมเข้า = 29^{o}

จากข้อมูลการคำนวณ

ความกว้างของปากปล่องปล่อยลมเข้า (D_{inlet}) = 5.17 m.

ความกว้างของแผงขยายฟิล์มน้ำ (d_{sel}) = 8.42 m.

ดังนั้น

ผลต่างระหว่างความกว้างทั้งสอง = 8.42 – 5.17 m.

= 3.25 m.

ผลต่างระหว่างความกว้างในแต่ละด้าน = $\frac{3.25}{2}$ m.

= 1.625 m.

จากข้อมูลมุมที่ 29^{o}

สมการ

$$\tan\theta = \frac{\text{ด้านตรงข้ามมุม}}{\text{ด้านประชิดมุม}}$$

$$\tan\theta = \frac{1.625}{H_{11}}$$

$$H_{11} = \frac{1.625}{\tan 29^{o}}$$

$$= 2.932 \text{ m.}$$

<u>ขั้นตอนที่ 5</u> หาขนาดความสูงจากแผงกันละอองน้ำถึงปากปล่องปล่อยทางลมเข้า (H_6)

จากข้อมูลขั้นตอนที่ผ่านมา

ผลต่างระหว่างความกว้างในแต่ละด้าน = 1.625 m.

ค่าแนะนำในการออกแบบมุมกระจายลมสูงสุดจากปลายแผงกันละอองน้ำถึงปากปล่องปล่อยลมทางเข้าควรมีค่า 45^{o}

สมการ

$$\tan\theta = \frac{\text{ด้านตรงข้ามมุม}}{\text{ด้านประชิดมุม}}$$

$$\tan\theta = \frac{1.625}{H_{6}}$$

$$H_{6} = \frac{1.625}{\tan 45^{o}}$$

$$= 1.625 \text{ m.}$$

ขั้นตอนที่ 6 หาขนาดความสูงของแผงกันละอองน้ำ (H_5)

จากข้อมูลข้อ 1.2

ความสูงของแผงกันละอองน้ำ (H_5) = 0.121 m.

ขั้นตอนที่ 7 หาขนาดความสูงจากแผงขยายฟิล์มน้ำถึงแผงกันละอองน้ำ (H_4)

จากข้อมูลที่ผ่านมา

H_{11} = 2.932 m.

H_5 = 0.121 m.

H_6 = 1.625 m.

สมการ

$H_4 = H_{11} - H_5 - H_6$

$= 2.932 - 0.121 - 1.625$

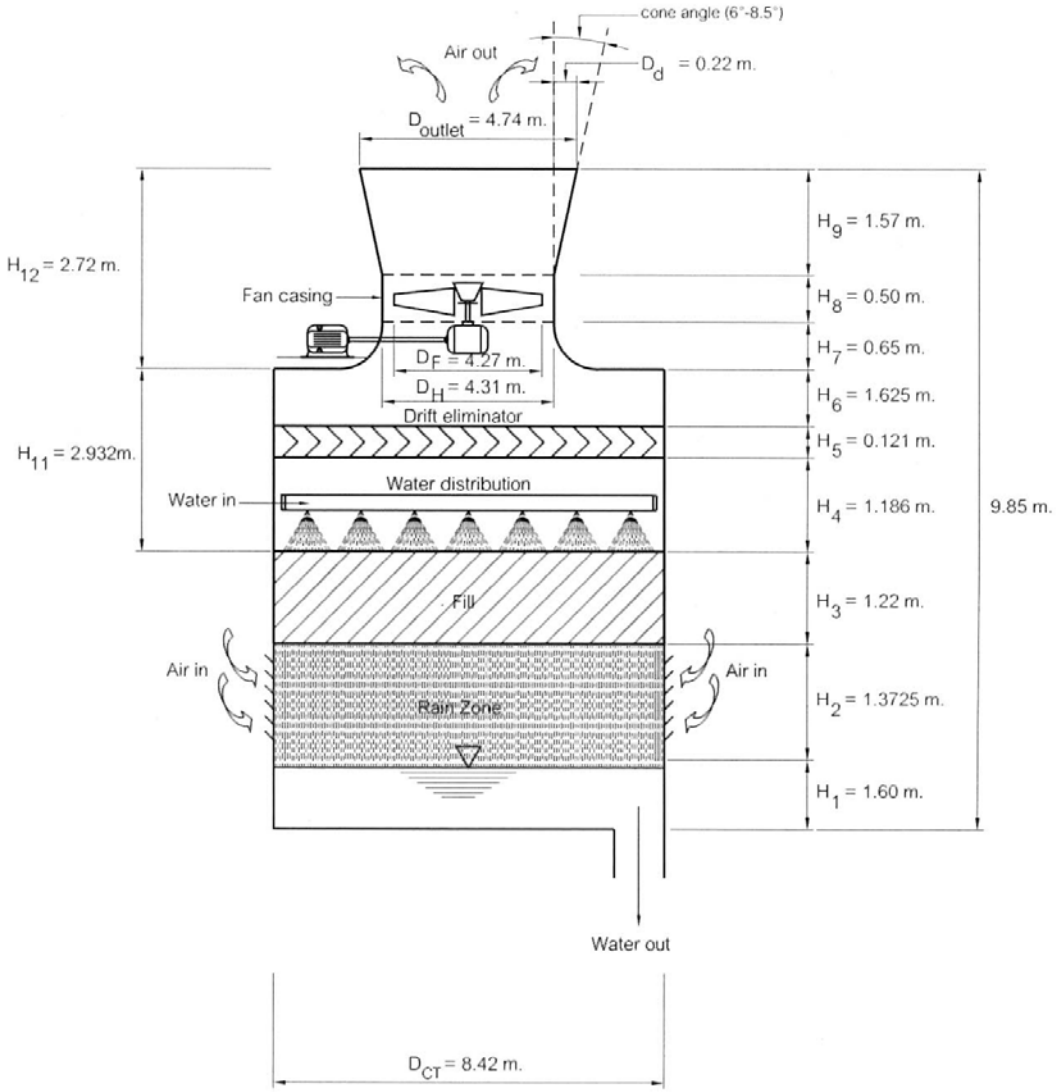
$= 1.188$ m.

ขั้นตอนที่ 8 หาความกว้างของหอทำน้ำเย็น (D_{CT})

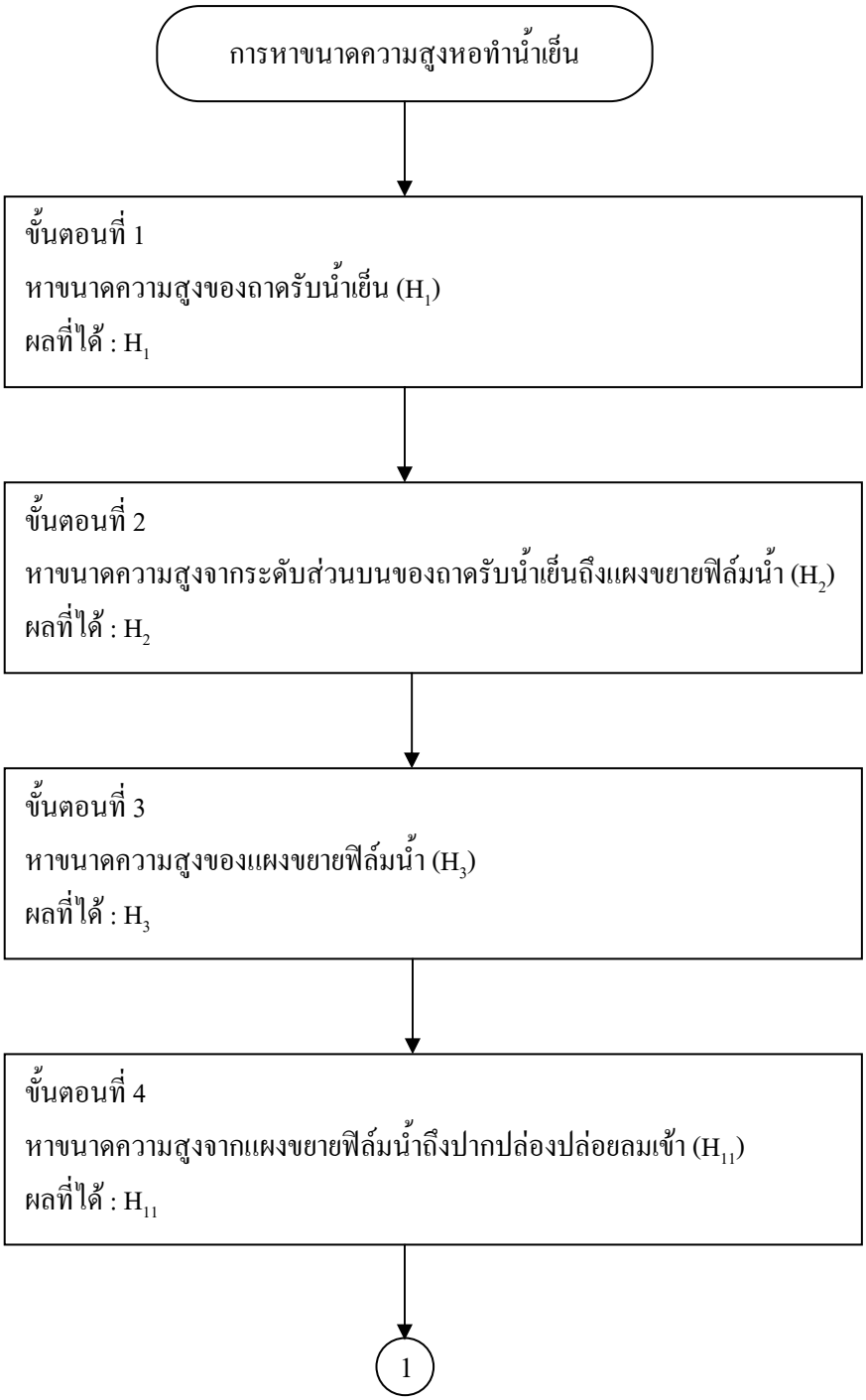
ความกว้างของหอทำน้ำเย็นมีขนาดเท่ากับความกว้างของแผงขยายฟิล์มน้ำที่ได้จากการเลือก

ดังนั้น

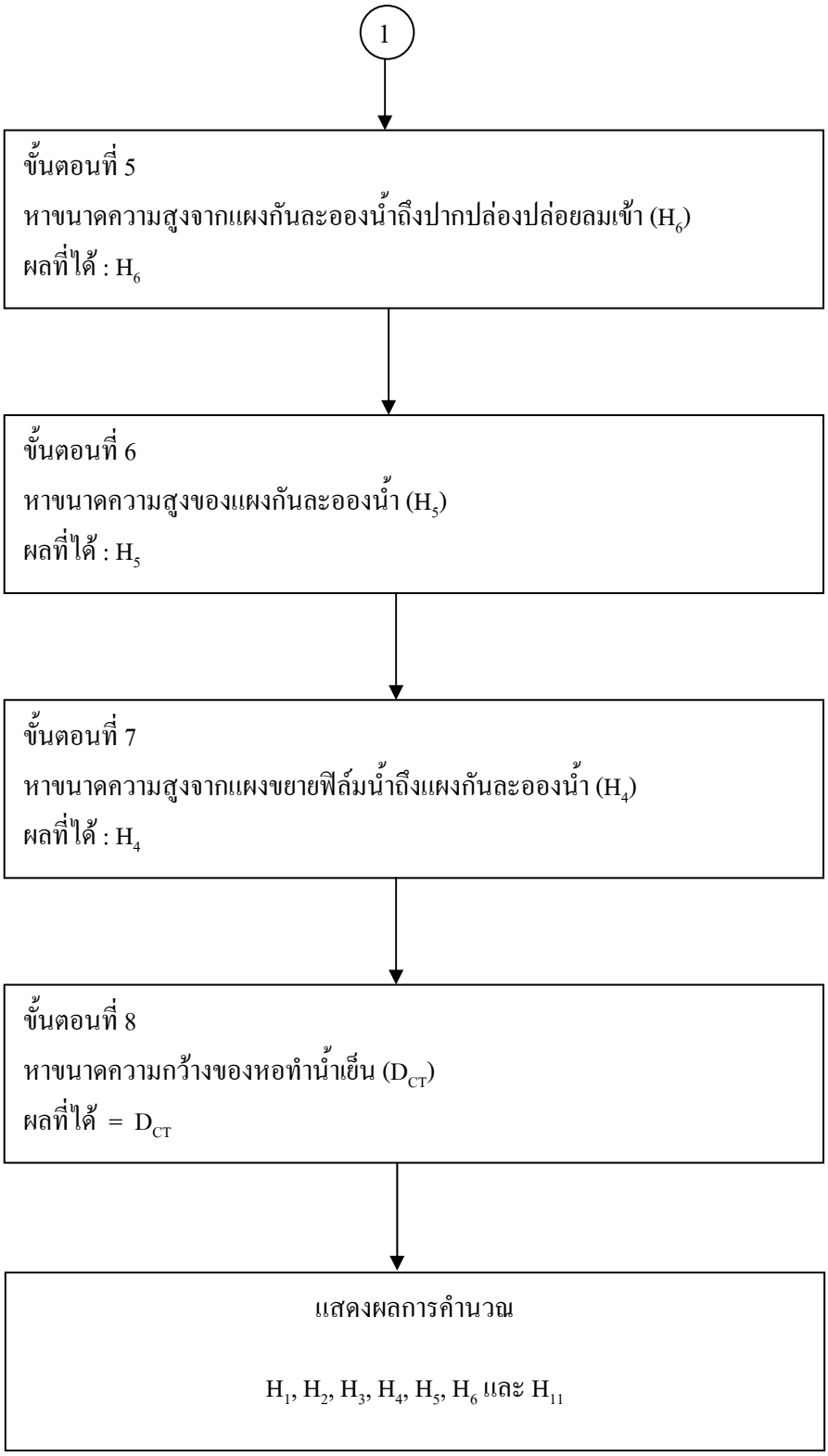
$D_{CT} = d_{sel} = 8.42$ m



<u>ภาพที่ 40</u> แสดงขนาดต่างๆ ของหอทำน้ำเย็น



<u>ภาพที่ 41</u> แผนผังแสดงขั้นตอนการหาขนาดส่วนหอทำน้ำเย็น


1
ขั้นตอนที่ 5
หาขนาดความสูงจากแผงกันละอองน้ำถึงปากปล่องปล่อยลมเข้า (H_6)
ผลที่ได้ : H_6
ขั้นตอนที่ 6
หาขนาดความสูงของแผงกันละอองน้ำ (H_5)
ผลที่ได้ : H_5
ขั้นตอนที่ 7
หาขนาดความสูงจากแผงขยายฟิล์มน้ำถึงแผงกันละอองน้ำ (H_4)
ผลที่ได้ : H_4
ขั้นตอนที่ 8
หาขนาดความกว้างของหอทำน้ำเย็น (D_{CT})
ผลที่ได้ = D_{CT}
แสดงผลการคำนวณ
H_1, H_2, H_3, H_4, H_5, H_6 และ H_{11}

<u>ภาพที่ 41</u> (ต่อ)

แบบฟอร์มแสดงผลการคำนวณ

เงื่อนไขของการออกแบบ

อุณหภูมิน้ำร้อนเข้าหอทำน้ำเย็น (T_1) = 42°C
อุณหภูมิน้ำเย็นออกหอทำน้ำเย็น (T_2) = 32°C
อุณหภูมิกระเปาะเปียกอากาศเข้าหอทำน้ำเย็น ($T_{wb,1}$) = 28.5°C
อัตราการไหลของน้ำเข้าหอทำน้ำเย็น ($\dot{\forall}_w$) = 866.7 m^3/hr

แสดงผลการคำนวณ

1. ข้อมูลด้านความร้อน

เอนทัลปีของน้ำเข้า ($h_{w,1}$)	= 43.81	kcal/kg
เอนทัลปีของน้ำออก ($h_{w,2}$)	= 26.41	kcal/kg
อุณหภูมิกระเปาะเปียอากาศทางออก	= 37.67	°C
ความหนาแน่นของน้ำที่อุณหภูมิเฉลี่ย ($\rho_{w,m}$)	= 993	kg/m^3
อัตราการไหลโดยมวลของน้ำ (L)	= 239.06	kg/s
อัตราการไหลโดยมวลของอากาศ(G)	= 179.74	kg/s
ความหนาแน่นของอากาศทางเข้า ($\rho_{a,in}$)	= 1.322	kg/m^3
ปริมาณลมผ่านหอทำน้ำเย็น ($\dot{\forall}_a$)	= 10,309.8	m^3/min
ภาระการใช้อากาศ ($G^{/}$)	= 2.71	$kg/m^2.s$
ภาระการใช้น้ำ ($L^{/}$)	= 3.61	$kg/m^2.s$
ปริมาณความร้อนถ่ายเท ($\dot{Q}_w$)	= 8,580,341.5	kcal/hr
เอนทัลปีของอากาศเข้า (h1)	= 21.995	kcal/kg
เอนทัลปีของอากาศออก (h2)	= 35.255	kcal/kg
ความจุดความร้อนจำเพาะของน้ำ (Cpf)	= 0.997	kg/kgoc
ปริมาตรจำเพาะของอากาศทางเข้า(υin)	= 0.915	m3/kg
ปริมาตรจำเพาะของอากาศทางออก(υout)	= 0.956	m3/kg
ปริมาตรจำเพาะของอากาศเฉลี่ย (υavg)	= 0.9355	m3/kg

ความหนาแน่นของอากาศทางออก ($\rho_{a,out}$)	= 1.136	kg/m3
ความหนาแน่นของอากาศเฉลี่ย ($\rho_{a,avg}$)	= 1.229	kg/m3
อัตราส่วน L/G	= 1.33	
สัมประสิทธิ์การถ่ายโอน (kaV/L)	= 1.79	
จำนวนเซล (cell)	= 1	

2. ข้อมูลด้านขนาด

2.1 ขนาดบานเกล็ดช่องลมทางเข้า, ขนาดแผงขยายฟิล์มน้ำและขนาดแผงกันละอองน้ำ

ขนาดบานเกล็ดช่องลมทางเข้า

ความกว้าง	= 8.42	m
ความสูง	= 1.3725	m
พื้นที่	= 45.2	m^2
ความเร็วอากาศผ่านบานเกล็ดช่องลมทางเข้า	= 716.27	ft/min
จำนวนช่องเปิด	= 4	ด้าน

บานเกล็ดช่องลมทางเข้าที่จำหน่ายเลือกรุ่น : CL – 100 ขนาด 1 แผ่น

ความกว้าง	= 0.305	m
ความสูง	= 0.305	m
พื้นที่ 1 แผ่น	= 0.093	m^2
จำนวนแผ่นทั้งหมด	= 486	แผ่น

ขนาดแผงขยายฟิล์มน้ำ

ความกว้าง	= 8.42	m
ความยาว	= 8.42	m
ความสูง	= 1.22	m
พื้นที่	= 70.896	m^2
ปริมาตร	= 86.50	m^3
ความเร็วอากาศผ่านแผงขยายฟิล์มน้ำ	= 466.68	ft/min

แผงขยายฟิล์มน้ำที่จำหน่ายเลือกรุ่น : CL – 1900 – L – 9 ขนาด 1 แผ่น

ความกว้าง	= 1.83	m
ความยาว	= 1.83	m

ความสูง = 0.305 m

พื้นที่ 1 แผ่น = 3.3489 m^2

จำนวนแผ่นทั้งหมด = 21 แผ่น

ขนาดแผงกันละอองน้ำ

ความกว้าง = 8.42 m

ความยาว = 8.42 m

ความสูง = 0.121 m

พื้นที่ = 70.896 m^2

ปริมาตร = 8.578 m^3

ความเร็วอากาศผ่านแผงขยายฟิล์มน้ำ = 477 ft/min

แผงกันละอองน้ำที่จำหน่ายเลือกรุ่น : DE – 097 ขนาด 1 แผ่น

ความกว้าง = 0.59 m

ความยาว = 0.457 m

ความสูง = 0.121 m

พื้นที่ 1 แผ่น = 0.26963 m^2

จำนวนแผ่นทั้งหมด = 263 แผ่น

2.2 ขนาดหอทำน้ำเย็น

ขนาดตัวเรือนหอทำน้ำเย็น

ขนาดความสูงของถาดรับน้ำเย็น = 1.6 m

ขนาดความสูงจากระดับส่วนบนของ
ถาดรับน้ำเย็นถึงแผงขยายฟิล์มน้ำ = 1.3725m

ขนาดความสูงของแผงขยายฟิล์มน้ำ = 1.22 m

ขนาดความสูงจากแผงขยายฟิล์มน้ำ
ถึงแผงกันละอองน้ำ = 1.186 m

ขนาดความสูงของแผงกันละอองน้ำ = 0.121 m

ขนาดความสูงจากแผงกันละอองน้ำ
ถึงปากปล่องปล่อยลมทางเข้า = 1.625 m

ขนาดความกว้างของหอทำน้ำเย็น = 8.42 m

ขนาดปล่องปล่อยลม

ขนาดความสูงปากปล่องปล่อยลมทางเข้า	=	0.65 m
ขนาดความสูงตัวเรือนพัดลม	=	0.385 m
ขนาดความสูงปากปล่องปล่อยลมทางออก	=	1.57 m
ขนาดความสูงปากปล่องปล่อยลม	=	2.72 m.
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางปากปล่องปล่อยลมทางเข้า	=	5.17 m.
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางปากปล่องปล่อยลมทางออก	=	4.74 m.
มุมกระจายลมสูงสุดจากปลายแผงกันละอองน้ำ		
ถึงปากปล่องปล่อยลมทางเข้า	=	45^{o}
ความสูงหอทำน้ำเย็น	=	9.85 m.

3. ความดันสูญเสีย

ความดันสถิต (SP)	=	0.259 in-wg
ความดันความเร็ว (VP_{std})	=	0.397 in-wg
ความดันสถิตที่ภาวะมาตรฐาน (SP_{std})	=	0.272 in-wg

4. ขนาดพัดลม

เส้นผ่านศูนย์กลางพัดลม	=	14 ft
จำนวนใบพัดลม	=	5 ใบ
ปริมาณอากาศที่ผ่านพัดลม	=	364,087.49 ft^3/min
มุมกระจายลมสูงสุดจากปลายแผงขยาย		
ฟิล์มน้ำถึงปากปล่องปล่อยลมทางเข้า	=	29^{O}

เส้นผ่านศูนย์กลางดุมพัดลม	=	3.5 ft
จำนวนรอบของพัดลม (rpm)	=	273
อัตราการทดรอบ	=	4 : 1
กำลังม้าเบรกมอเตอร์	=	60 hp